Axel Rossmann

Probleme der Maschinenelemente erkennen, verhüten und lösen

Unter besonderer Berücksichtigung des Leichtbaus

- Studierende
- Konstrukteure
- Betreiber
- Qualitätssicherung
- Wartung und Kundendienst
- Untersucher
- Gutachter

Band 2A: Versagensformen, typische Schadensbilder, Mechanismen, Ursachen von:
Schrauben, Niete, Federn, Lager, Zahnräder, Getriebe, Achsen, Wellen, Kupplungen, Bremsen, Ketten, Riemen, Seile.

© Axel Rossmann - Turboconsult
Schulungsunterlage nur mit Lizenz

turbo consult
Axel Rossmann

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

1. Auflage
(Serie 0.0)

Bei der Erstellung dieses Buches wurde mit großer Sorgfalt vorgegangen. Trotzdem können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. Verlag und Autor können für fehlerhafte Angaben und deren Folgen

© 2010 by A.Rossmann, Turbo Consult, Karlsfeld

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung von Turbo Consult unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesonders für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Bestellung dieses Buches:

Fax Nr. (Deutschland) 08131 50 50 67

ISBN xxxxxxxxxxxxxx

Vorwort

Dieser Band 2 der Reihe „**Probleme der Maschinenelemente - erkennen, verhüten und lösen**“ befasst sich mit „**bauteilspezifischen Versagensformen von Maschinenelementen**“.

Um Schäden vorbeugend zu vermeiden oder gezielte Abhilfen zu erarbeiten, müssen zunächst die Ursachen gefunden werden. Dafür sind **Schäden als Betriebserfahrung** von großer Bedeutung. Dem Trend des modernen Maschinenbaus zum **Leichtbau entsprechen Beispiele aus Flugtriebwerken**.

Warum diese im vorliegenden Werk einen Schwerpunkt bilden, hat einen einleuchtenden Grund. Ihre Komponenten gehören zu den wenigen Maschinenelementen von High-Tech-Maschinen deren Schäden und Probleme wegen der Sicherheitsrelevanz bis ins Detail untersucht und die Ergebnisse dokumentiert veröffentlicht werden. Im Gegensatz dazu sind vergleichbare Untersuchungen und Ergebnisse üblicherweise in der Industrie firmenbezogen. Selbst wenn der Vorfall bekannt werden sollte, werden sie nicht vergleichbar veröffentlicht.

Gewöhnlich wirkt eine Kombination mehrerer Einflüsse auf Maschinenelemente:

- Fertigung, Montage, Betrieb, Wartung und Reparatur.
- Belastungsbedingte Mechanismen wie Werkstoffermüdung oder Schädigungen.
- Konstruktions- bzw. Auslegungsbesonderheiten.

Ein **Betriebsschaden** sollte, anders als ein Schaden in der Erprobung/Entwicklung, nicht nur als äußerst unerwünschtes Vorkommnis betrachtet werden. Er hat auch das Potenzial wichtiger Erkenntnisse zum Produkt. Das macht einen **Schaden geradezu wertvoll**. Wer diesen Lerninhalt nicht nutzt, d.h. den Schaden nicht analysiert und daraus lernt, setzt langfristig seine Konkurrenzfähigkeit aufs Spiel.

Speziell zur **Schadensanalyse** werden Fachliteratur und Weiterbildung angeboten (Lit. zu Band 1, Kapitel 1). Erfahrungsgemäß fühlen sich besonders Fachleute aus dem ‘Werkstoffbereich’, die sich mit Metallografie und mikroskopischen Bruchflächenanalysen (REM) beschäftigen, angesprochen. Doch auch dem Maschinenbauer in der Praxis wird zu diesen Angeboten geraten. Leider stehen allgemeingültige Lehren für den Konstrukteur nicht im Vordergrund. Hilfreich wäre eine intensivere Behandlung betriebsspezifischer Probleme im Rahmen der Gestaltung, Auswahl und Auslegung von Maschinenelementen.

Der vorliegende Band versucht diese Lücke zu schließen. Er ist auch als Nachschlagewerk für den Maschinenbauingenieur in der beruflichen Praxis gedacht. Dieser soll zumindest in die Lage versetzt werden, **Risiken von Problemen/Schäden einzuschätzen** und geeignete Fachleute (z.B. für eine Bruchflächenanalyse) **zu verstehen, zu konsultieren und zu beauftragen**. Die Skizzen und Bilder von Schäden wurden abstrahiert und auf das Wesentliche (charakteristische Merkmale) fokussiert sowie Literaturangaben nachempfunden. Dabei ging es in erster Linie um das Problembewusstsein.

Man erkennt, dass der Inhalt dieses Buchs fachgebietsübergreifend ist. Zusammen mit Band 1 ist Maschinendynamik, Physik und Chemie neben der Werkstofftechnik anwendungsorientiert in die Betrachtungen einbezogen. Der Autor würde es begrüßen, wenn so für den **‘Maschinenbauer’** die Motivation zu einer **ganzheitlichen Sichtweise** gefördert wird.

Axel Rossmann

© Axel Rossmann - rubocconsult
Weitergabe nur mit Lizenz

Was mit der besonderen Form dieses Buchs erreicht werden soll.

Motivation: Interessante und überraschende Überschriften zu den Bildern.
Interesse wecken: Schnell erfassbare Bilder typischer Maschinenelemente mit inhaltsbezogenen Merkmalen.
Sinnhaftigkeit und Notwendigkeit des theoretischen Unterbaus im Studium erkennen.
Praxisrelevanz mit dem Bezug zur allgemeinen eigenen technischen Erfahrung. Der behandelte Stoff sollte bereits ohne den theoretischen Teil eines Studiums den Lernenden für die Industrie interessiert machen.
Erklärungen möglichst einfach mit Hilfe der Vernetzung (Bildangaben) im Text zu finden.
Praxistauglichkeit. Auch nach dem Studium soll das Buch als ein Ratgeber dienen. Es unterstützt dafür insbesondere das Erkennen auslegungsrelevanter Einflüsse. Dabei soll ein umfangreiches Sachregister helfen.
Vertiefungsmöglichkeit mit Hilfe von Literaturhinweisen. Viele haben Angaben zum kostenlosen Download im Internet.

Zur Gestaltung:

Am Anfang jeden Kapitels wird in einem ‘Fließtext’ eine Übersicht gegeben. Der fachliche Inhalt stützt sich jedoch überwiegend auf **Bilder mit ausführlichen Erklärungen** in einem **zugeordneten Text**. Dies ist eine Situation ähnlich einer Vorlesung. Wert wird auch auf die Einschätzung durch den ‘Vortragenden’ gelegt. Das soll Problematiken der Materie aufzeigen und nicht zuletzt ein Gefühl persönlichen Kontakts vermitteln.

Um diese Ziele zu erreichen wurde ein **Netzwerk** gewählt. Es verbindet die Bildbeschreibung mit **Hinweisen auf andere Bilder,** die ohne ermüdendes Suchen eine Vertiefung ermöglichen. Das ist besonders bei **Fachbegriffen** und **Schadensmechanismen** nützlich. Literaturangaben sollen, falls erwünscht, der Vertiefung dienen. Dabei handelt es sich auch um **Web-Inhalte** die direkt aus den angegebenen Adressen erreicht werden können.

Ein sehr umfangreiches **Sachregister** ermöglicht die Nutzung als Nachschlagewerk in der Praxis. In Pdf-Form kann das Buch hervorragend mit einer **Suchmaschine** im Reader auch in tragbaren elektronischen Geräten genutzt werden.

© ann - Turboconsult
erlage nur mit Lizenz

Beispiel:
Siehe Bild 6.1.1.2-2 (Lit. 6.1.1.2-3): Die weitaus meisten ***Brüche und Risse in Schrauben*** *des Triebwerksbaus haben, bis auf Gewaltbrüche (Bild 6.1.1.2-1) bei denen es sich gewöhnlich um Folgeschäden handelt, ein zumindest* ***makroskopisch sprödes Aussehen****. Dies kann verschiedene Ursachen haben.*

Schadensursächliche Versprödungen:

Spannungsrisskorrosion *(Band 1 Kapitel 5.6.3.1) ist eine potenzielle* ***Bedrohung hochfester Schrauben und Muttern*** *aus Stählen („****A1****“, „****A2****“). Zu Rissen und Brüchen kommt es unter auslegungskonformen Betriebseinflüssen nur, wenn* ***das Gefüge/der Werkstoff von den Vorschriften abweicht****. Meist lässt sich dies mit dem* ***Überschreiten spezifizierter Härtegrenzen*** *(meist 32 HRc) nachweisen. Die Bruchbilder (Bild 6.1.1.2-3 und Band 1 Bild 5.6.3.1.1-6) erscheinen oft ausgeprägt kristallin (Bild 6.1.1.2-3) und weisen Korrosionsmerkmale (Rost), insbesondere im Ausgangsbereich auf. Mikroskopisch lässt sich an auswertbaren Bruchflächen diese Schadensart vom Fachmann problemlos und sicher identifizieren. Merkmale zeigen die* ***Verwandtschaft des Schädigungsprozesses zur Wasserstoffversprödung*** *(Band 1 Bild 5.7.1-2) .*

Wasserstoffversprödung *(„****B1****“, „****B2****“, „****B3****“) wird von Wasserstoff verursacht, der bei einem* ***nicht vorschriftsgemäßen*** *(zu langer Zeitraum bis zur Entsprödung)* ***Fertigungs- oder Überholungsprozess*** *in das Material eingedrungen (diffundiert) ist (Band 1 Bild 5.7.1-3 und Bild 5.7.1-4). Diese Versprödung entwickelt sich über* ***längere Zeit*** *(Lagerung, Betrieb), ist* ***irreversibel*** *und* ***nicht mit einem Schlagversuch nachweisbar*** *(Band 1 Bild 5.7.1-6). Typische Verfahren, die eine Wasserstoffversprödung verursachen können, sind galvanische Beschichtungen, Ätzen und das Abziehen von Schichten (Band 1 Bild 5.7.1-3)*

Versprödung durch Eindiffusion von Fremdmetallen *(SMIE, Band 1 Bild 5.8.2-1). Diese Gefahr besteht bei unvorgesehen* ***hohen Betriebstemperaturen****. Risse gehen* ***bevorzugt vom Gewinde*** *(„****C1****“) aus (Bild 6.1.1.2-9).*

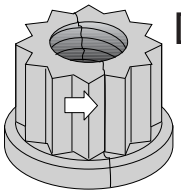
Versprödung durch ‘Einschießen’ von Fremdmetallschmelze *(Lötrissigkeit, engl. LME, Band 1 Bild 5.8.1-2 und Bild 5.8.1-3). Dabei dringt in einem schnellen Vorgang benetzende* ***Metallschmelze*** *in den unter ausreichender* ***Zugspannung*** *stehenden Werkstoff („****D1****“). Die Bruchfläche kann im Anrissbereich eine* ***ungewöhnliche Verfärbung*** *aufweisen (z.B. silbrig) die mit Oxidation nicht zu erklären ist.*

Versprödung durch ‘Werkstoffalterung’ *(Band 1 Bild 5.3-1.2). Beispielsweise können warmfeste Stähle mit Chrom, Molybdän und Vanadium bei zu hohem Vergüten nur noch ein Zehntel der geforderten Kerbschlagzähigkeit aufweisen. In diesem Fall der Flanschschraube eines Dampfturbinengehäuses lag die Zugfestigkeit mit über 1000 MPa deutlich über der maximal zulässigen von 850 MPa. Damit besteht im Betrieb die Gefahr von* ***Warmsprödbrüchen*** *(„****E1****“, Lit- 6.1.1.3-6). Auch hier zeigt sich wieder, dass bei der Werkstofffestigkeit ‘weniger mehr’ sein kann.*

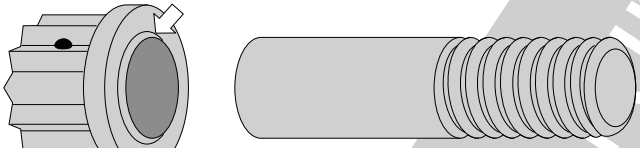
Bild zum Beispiel siehe folgende Seite.

© Axel Rossmann - Turbo consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Wichtige Schadensbilder und Ursachen für Sprödbrüche an Schrauben und Muttern.

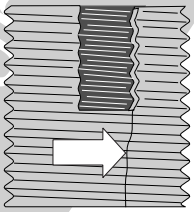


D1 Spröd durchgerissene Schraubenmutter. Material Typ 12%-Cr-Stahl, Härte 44 HRC, mit Kadmium-Korrosionsschutzschicht. Das bei Betrieb geschmolzene Kadmium führte zur Lötrissigkeit (LME)

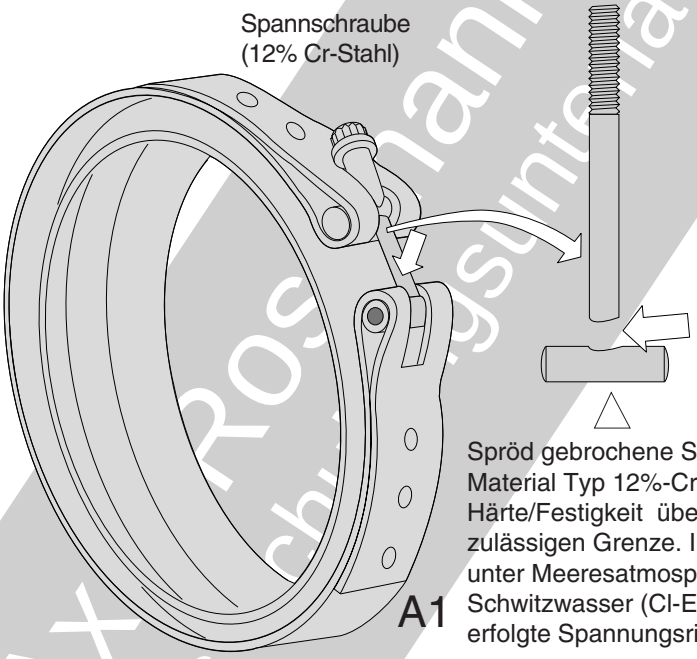


B1 Spröd durchgerissene Schraube. Material Typ 12%-Cr-Stahl. Härte/Festigkeit (bis 1480 MPa) über der max. zulässigen Grenze von 1380 MPa. Bei der Beschichtung mit Kadmium drang Wasserstoff ein und führte zur Wasserstoffversprödung.

Schubstange (Vergütungsstahl verkadmet) mit Rissen durch Wasserstoff-versprödung B3



B2

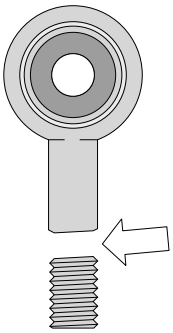


Spannschraube (12% Cr-Stahl)

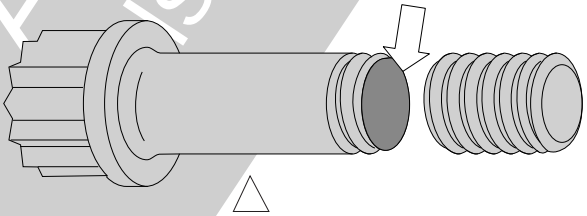
A1 Spröd gebrochene Schrauben. Material Typ 12%-Cr-Stahl. Härte/Festigkeit über der max. zulässigen Grenze. Im Betrieb unter Meeresatmosphäre und/oder Schwitzwasser (Cl-Einwirkung) erfolgte Spannungsrisskorrosion.

Gewindeeinsatz (Einsatzstahl verkadmet) mit Riss durch Wasserstoffversprödung

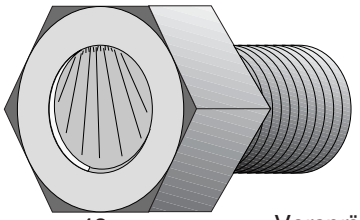
Schubstange (Vergütungsstahl) mit Bruch infolge Spannungsrisskorrosion wegen ungünstigem Gefüge (zu hart).



A2



C1 Sprödbruch durch Diffusion im festen Zustand (SMIE) von Metallen wie Silber oder Kadmium bei erhöhter Betriebstemperatur



E1 Versprödung durch 'Werkstoffalterung'

Bild zum Beispiel

© AX Rosmann - Turbo Consult
Urheberschutz gesetzlich nur mündlich

Mein besonderer Dank für die Korrekturarbeiten gilt

dem Lektor, **Herrn Dipl.-Dokumentar Reinhard Glander**,

und

Herrn A.o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing.Dr.techn. Heinrich Hochleitner für die Durchsicht. mit dem Schwerpunkt des Verständnisses des Lesers für das Verhalten der Maschinenelemente. Dabei bin ich Ihm besonders für die Durchsicht und wertvollen Kommentare zum Teil „Elemente durchströmter Systeme“ dankbar.

© Axel Rossmann - Turboconsult
Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Widmungen:

In Dankbarkeit für die ermunternde Begleitung bei der Entstehung dieser Bücher, meinem verstorbenen Zwillingsbruder dem **Architekten Gert Rossmann**, der mit seinem Schaffen den Münchner Stadtteil Allach deutlich geprägt hat.

Meinem verstorbenen Kollegen, fachlichen Berater und Freund **Reinhold Gräter** in Erinnerung an viele kreative gemeinsame ‘Fach’- und Sporturlaube mit unseren Familien.

Turbo Consult
nur mit Lizenz

Inhalt

Versagensformen von Maschinenelementen und ihre Ursachen

6.1Verbindungselemente
6. 1.1 Schraubenverbindungen und Sicherungselemente
6.1.1.1 Probleme und Schäden an Schraubenverbindungen
6.1.1.2 Abhilfen bei Schäden an Schraubenverbindungen
6.1.2 Nietverbindungen
6.2 Elastische Federn
6.2.1Metall-/Stahlfedern
6.2.2 Elastomer-/Gummifedern
6.3 Lager
6.3.1 Wälzlager
6.3.1.1 Probleme und Schäden an Wälzlagern
6.3.2.1 Abhilfen bei Schäden an Wälzlagern
6.3.2 Gleitlager ölgeschmiert
6.3.2.1 Probleme und Schäden an Gleitlagern
6.3.2.2 Abhilfen bei Schäden an Gleitlagern
6.3.2 Gleitlager gasgeschmiert (‘Luftlager’)
6.3.4 Gelenklager
6.3.4.1 Kunststoffe für Gelenklager, Besonderheiten und Probleme
6.4 Zahnräder und Getriebe
6.4.1 Probleme und Schäden an Zahnrädern
6.4.2 Probleme und Schäden an Getrieben
6.4.3 Abhilfen bei Zahnradschäden durch Vorbeugung und Überwachung
6.5 Achsen und Wellen
6.5.1 Probleme und Schäden an Achsen und Wellen
6.5.1.1 Hohlwellen.
6.5.2 Abhilfen bei Schäden an Achsen und Wellen

6.6 Kupplungen/Wellenverbindungen
6.6.1 Vielkeil- und Zahnkupplungen
6.6.2 Reibkupplungen und Reibbremsen
6.6.2.1 Reibbremsen
6.6.2.2 Reibkupplungen
6.6.3 Elastische Kupplungen mit Elastomeren
6.6.4 Flanschkupplungen
6.7 Ketten
6.7.1 Rollenketten
6.7.2 Gliederketten / Rundstahlketten
6.8 Riementriebe
6.8.1 Keilriemen
6.8.2 Zahnriemen
6.8.3 Flachriemen
6.9 Seile und Seilzüge
6.9.1 Seile
6.9.1.1 Anschlagseile, Befestigungen, Schlingen, Ösen
6.9.2 Seilzüge System Bowden.

Elemente durchströmter Systeme

6.10 Dichtungen
6.10.1 Statische Dichtungen
6.10.1.1 Flansch-/Flachdichtungen (Zylinderkopfdichtungen)
6.10.1.2 O-Ring Dichtungen
6.10.2 Berührende Dichtungen
6.10.2.1 Radial-Wellendichtringe
6.10.2.2 Gleitringdichtungen
6.10.2.3 Stopfbuchsen
6.10.2.4 Elastomerdichtungen für Kolben- und Stangen
6.10.2.5 Kolbenringe (Verbrennungsmotoren)
6.10.3 Berührungsfreie Dichtungen
6.10.3.1 Labyrinthdichtungen
6.10.3.1.1 Grundlagen
6.10.3.1.2 Schäden
6.10.3.1.3 Schadenabhilfen
6.10.3.2 Bürstendichtungen
6.10.3.2.1 Grundlagen
6.10.3.2.2 Schäden
6.10.3.2.3 Schadenabhilfen

© Axel Rossmann
als Schutzgut

6.11 Rohrleitungen
6.11.1 Grundlagen und Schadensmechanismen
6.11.1.1 Druckrohre, insbesondere der Hydraulik.
6.11.1.2 Schmieröl- und Kraftstoffleitungen
6.11.1.2.1 Schäden an Schmieröl- und Kraftstoffleitungen
6.11.1.3 Rohrleitungen für Gase
6.11.1.4 Rohrleitungen wasserführender Anlagen insbesondere der Kraftwerks- und Haustechnik
6.12 Schlauchleitungen
6.12.1 Niederdruck-Schlauchleitungen
6.12.2 Hochdruck-Schlauchleitungen

Versorgungssysteme und deren Medien

7. Ölsysteme
7.1 Ölbezogene Probleme des Ölsystems
7.1.1Problematische Schmieröleigenschaften
7.1.2 Ölverkokung
7.1.3 Verunreinigungen in Schmierölen
7.1.3.1 Partikel im Öl
7.1.3.2 Flüssige Verunreinigungen im Öl
7.1.3.2.1 Wasser im Öl.
7.1.3.2.2 Kraftstoff im Öl
7.1.4 Ölfeuer
7.2 Überwachung des Öls und damit des Ölsystems.

8. Das Kraftstoffsystem
8.1 Kraftstoffbezogene Probleme des Kraftstoffsystems
8.2 Kraftstoffeigenschaften
8.3 Verschmutzung des Kraftstoffs

9. Hilfsstoffe
9.1 Schmierstoffe
9.1.1.Schmierfette für Wälzlager
9.1.2 Gleitmittel und Gleitpasten
9.2 Dichtmittel
9.3 Reinigungsmittel

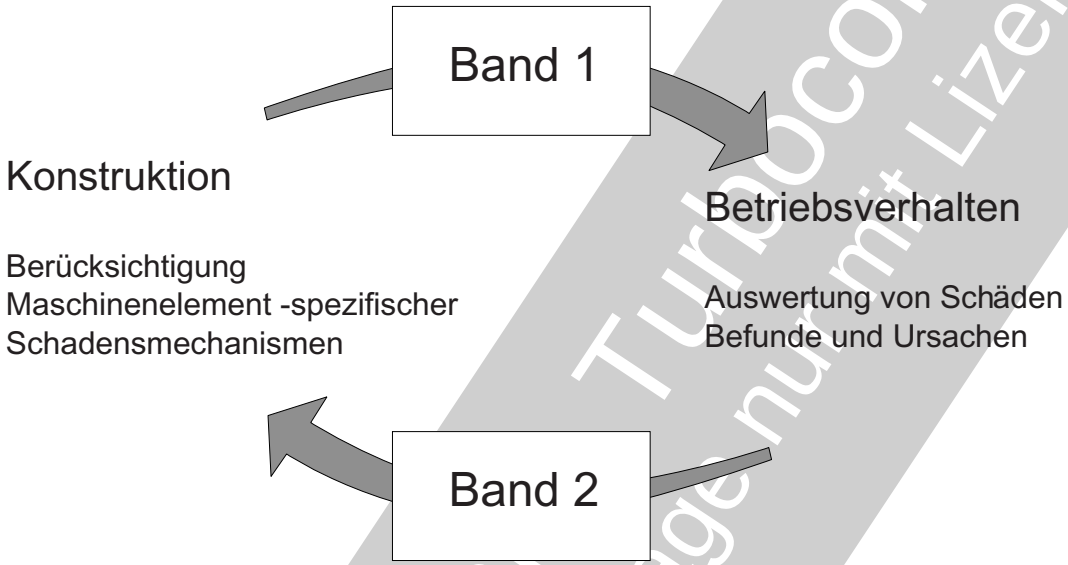
Sachregister

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Versagensformen von Maschinenelementen und ihre Ursachen

© Axel Rossmann - Rumoconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Enführung



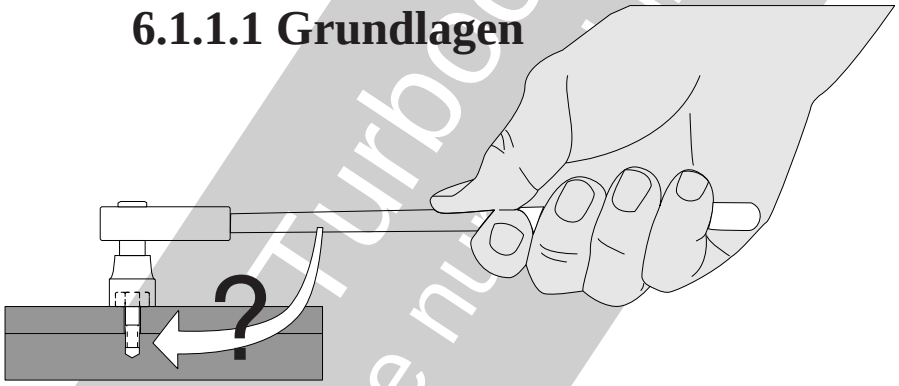
Schäden an Maschinenelementen bieten eine große Chance Erfahrungen zu sammeln. Damit lässt sich eine **Konstruktion vorbeugend oder nachträglich ausfallsicherer gestalten**. Voraussetzung ist, dass für die **Auswertung** und **Ursachenermittlung** ausreichend Fachkenntnis über bauteilspezifische **Schadensbilder** mit den zugehörigen **Schadensmechanismen** vorliegt. Nicht nur die Art des Schadens wie der Schwingbruch einer Welle ist zu klären. Besonders wichtig sind **Rückschlüsse auf die Primärursachen**. Dazu gehören z.B. Unwuchten oder Werkstofffehler bzw. Mängel der Qualitätssicherung. Bei seltenen, deswegen aber nicht weniger gravierenden Schäden, ist es wegen fehlender eigener Erfahrung oft nicht möglich, die notwendigen Schlüsse zu ziehen. Dazu benötigt man eine **Dokumentation in Art eines Nachschlagewerks** mit der anhand charakteristischer Merkmale eine möglichst sichere **'Bestimmung' des Problems** gelingt.

© Axel Bosmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.1 Verbindungselemente

6.1.1 Schraubenverbindungen

6.1.1.1 Grundlagen



Weisen Schrauben im Triebwerksbau als Beispiel für den **Leichtbau** gegenüber dem „normalen“ Maschinenbau Besonderheiten auf? Will man davon sprechen, ist es die Kombination der **Betriebsbelastungen im Grenzbereich des Werkstoffpotenzials**. Höchste statische und dynamische Festigkeit werden genutzt, oft bei maximaler Betriebstemperatur. Um dabei die hohe Sicherheit für den Flugeinsatz zu gewährleisten, ist höchste Qualität notwendig. Die Werkstoffeigenschaften werden unter **Nutzung der Auslegungsgrenzen** (engl. design lines) ausgelastet.

Ziel ist, die Festigkeit der Schrauben aus hochfesten Stählen bei ausreichender Unempfindlichkeit gegen **Wasserstoffversprödung** und **Spannungsrisskorrosion** maximal zu nutzen. Dazu ist auch die erforderliche Vorspannung durch Beschichtungen und/oder Schmierung und der Anziehvorgang zu gewährleisten (Bild 6.1.1.1-2 und Bild 6.1.1.1-3). Medien dürfen den unter hohen Zugspannungen stehenden Schraubenwerkstoff nicht mit Schädigungen wie Korrosion (SpRK), Diffusion (SMIE) oder Schmelzen (LME) schwächen.

Einzelne Probleme von Schrauben werden außer in den folgenden Kapiteln auch in Band 1 und dem noch ausstehenden Band 3 (Fertigungseinflüsse) dieser Reihe behandelt. Einige Bilder bzw. deren Texte haben unterschiedliche Aspekte und sind deshalb mehrmals angeführt.

- LME und SMIE : Band 1 Bilder 5.8.1-2, -3, -4 und Bild 5.8.2-1
- Einfluss von Silber: Band 1 Bild 5.3-8.
  Unterstützung von Sulfidation
- Wasserstoffversprödung: Bild 6.1.1.2-2 und Band 1 Bild 5.7.2-1,
- Korrosion: Band 1 Kapitel 5.6.1.2
  Lochfraß Band 1 Bild 5.6.1.1-1
  Spannungsrisskorrosion: Bild 6.1.1.2-6 und Band 1 Bild 5.6.3.1.1-6, Bild 5.6.3.1.1-8 und Bild 5.6.3.1.1-12.
- Herstellung
  Gewinde: Bild 6.1.1.1-0
  Kopf: Bild 6.1.1.2-5
  Schaft: Bild 12.2.2.1-8.
  Beschichtung, Band 1 Bild 4.2-4 und Bild 4.2-5.
- Betriebsüberlastung Band 1 bild 4.1-1:

© AVIPRO Aviation Turbo Consulting
Alle Rechte vorbehalten. Jede Verwendung ist ohne schriftliche Genehmigung nur mit einer Lizenz

Containment: Band 1 Bild 5.2.2-0.
Staubexplosion, Bild 5.11.1-3.
- Schrauben und Muttern als Fremdkörper :
Identifikation, Bild 6.1.1.2-15
Sichern: Bild 6.1.1.1-11
- Suspectet Unapproved Parts (SUPs): Bild 6.1.1.1-0.

Ein besonderes Problem besteht in der **Schädigung einer Schraube** durch das **Schmiermittel** (Bild 6.1.1.1-14). Diese Gefahr hängt mit **Gleitzusätzen** wie Metallen oder MoS_2 zusammen. Leider sind dazu in vielen **Prospekten bzw. Firmenangaben** keine befriedigenden Hinweise vorhanden. Im Gegenteil, es wird lediglich auf „Proprietory“ (‘Firmengeheimnis’) verwiesen. Aus diesem Grund ist es notwendig, bei **Wechsel des Produkts** sich der **Unbedenklichkeit** zu vergewissern. Das auch, wenn das Produkt scheinbar vorschriftsgerecht ist. Eine **Prüfung/Freigabe** sollte unter Einbeziehung des OEM bzw. Konstrukteurs erfolgen.

Abschließend noch eine Anmerkung zu **Alternativwerkstoffen**. Statt **Stählen** und **Nickellegierungen** bieten sich scheinbar **Titanlegierungen** und **faserverstärkte Kunststoffe** für Schrauben an. Doch Titanlegierungen haben bisher als Schraubenwerkstoffe so gut wie keinen Eingang im Maschinenbau gefunden. Das liegt neben den hohen Kosten in erster Linie an ihrer Neigung zum **Fressen** (Kaltverschweißen, engl. seizure, galling, Band 1 Bild 5.9.2-6). Obwohl Beschichtungen durch **elektrische Oxidation** (ähnlich „Eloxal“ bei Al-Legierungen) und **Trockenschmiermittel** am Markt angeboten werden, ist ein nennenswerter Einsatz bis auf wenige Sonderfälle dem Autor bisher nicht bekannt. Anscheinend können diese Beschichtungen oder Schmierung eine Schädigung oder Zerstörung solcher Schrauben beim Anziehen oder Lösen nicht überzeugend verhindern.

Eine weitere Problematik von Titanlegierungen dürfte in der Gefahr einer **Frettingschädigung** liegen. Erfolgen Mikrobewegungen, die ebenfalls in vielen Fällen nicht ausreichend sicher auszuschließen sind, kann die **Schwingfestigkeit um 70% abfallen** (Band 1 Bild 5.9.3-4). Im Gegensatz dazu liegt diese Schädigung für Ni-Legierungen und Stähle in der Größenordnung von nur 10%.

Schrauben aus (lang-) **faserverstärkten Kunststoffen** (FVK) haben den Nachteil einer relativ niedrigen Anwendungstemperatur und Gewindebelastung. Trotzdem sind solche Schrauben für die Anwendung im Leichtbau von Interesse.

© Axel Rossmann - Tunoconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Grundlagen

Schrauben können sich bei gleichem Werkstoff, gleichen statischen Werkstoffdaten und gleicher Geometrie gegenüber dynamischen Belastungen fertigungsabhängig gefährlich unterschiedlich verhalten.

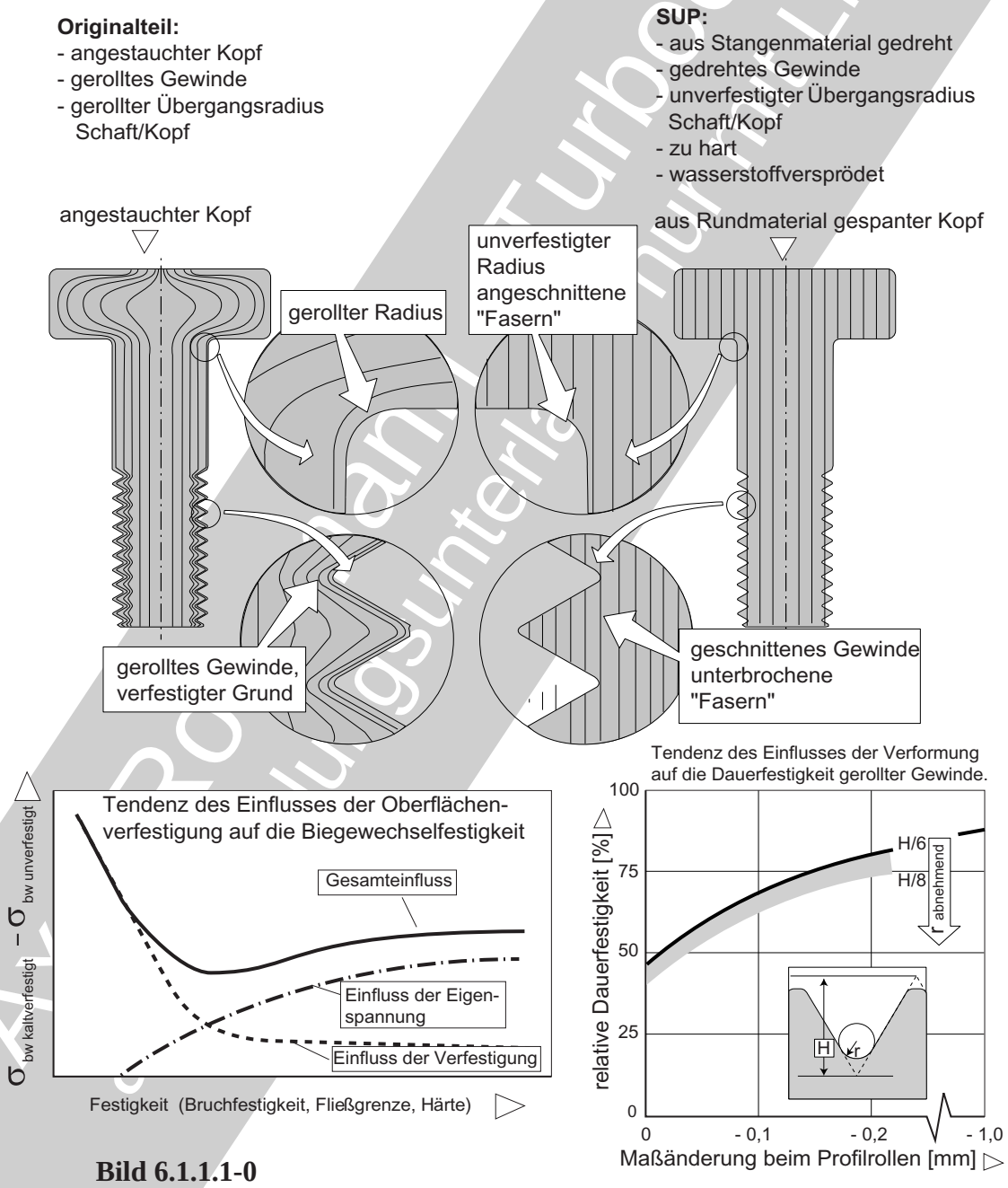


Bild 6.1.1.1-0

Bild 6.1.1.1-0 *(Lit. 6.1.1.1-16): :* ***Schrauben und Muttern*** *liegen oft als sog. Schüttware vor. Sie sind für zugelassene Anlagen als nicht auslegungskonforme SUPs (Suspect Unapproved Parts, d.h. keine vom OEM zugelassene Originalteile) erfahrungsgemäß besonders 'anfällig'.*

Das Problem ist dann offensichtlich, wenn die Schraube bereits ***beim Anziehen*** *versagt.*

Beispielsweise reißt in manchen Fällen der Schraubenkopf ab. Erfahrene Monteure können auf Grund eines ***ungewöhnlichen Dehnungsverhaltens beim Anziehen*** *der Schraube SUPs identifizieren. Es ist jedoch durchaus möglich, dass die Schraube keine Besonderheiten zeigt, aber trotzdem nicht die notwendige Betriebsfestigkeit hat.*

Von großem Einfluss auf die ***Schwingfestigkeit*** *einer Schraube ist die* ***Herstellung von Kopf und Gewinde****.* ***Kritische Zonen werden mit plastischer Verformung verfestigt*** *und* ***Druckeigenspannungen*** *induziert. Das hebt die Schwingfestigkeit deutlich an (Diagramm unten links). Gerade bei hochfesten Schrauben wird dieser Effekt genutzt. Fehlt er, besteht akute Versagensgefahr.*

Die „Faser" (Gefüge- und Schwachstellenorientierung) eines ***angestauchten Kopfs*** *(Skizze links) folgt näherungsweise dem Übergangsradius zum Schaft (Detail). Das ist für die Schwingfestigkeit als vorteilhaft einzuschätzen. Nicht optimal ist dagegen eine* ***angeschnittene Faser*** *(Detail), wie sie für* ***Stangenmaterial*** *typisch ist (Skizze rechts). Hier können „Fasern" als Schwachstelle an der besonders hoch beanspruchten Oberfläche (Kerbwirkung, Biegung) wirken und einen Schwingriss begünstigen (Bild 6.1.1.2-5).*

Positiv verhält sich ein ***gerolltes Gewinde*** *(Skizze und Detail rechts). Die Faser folgt der Gewindekontur. Das gilt besonders im für die Schwingfestigkeit entscheidenden* ***Gewindegrund****. Er kann von einem* ***Rollen*** *besonders profitieren. Den Einfluss des* ***Rollens*** *auf die Gewindefestigkeit zeigt das Diagramm unten rechts.*

Bild 6.1.1.1-1 *(Lit. 6.1.1.1-16):* ***Betriebseinflüsse*** *auf Schrauben können als mechanische Beanspruchung in Kombination mit* ***Festigkeitsabfall*** *schadenswirksam werden.*

Mechanische Belastung *wirkt auf eine Schraube in Höhe und Art (Biegung, Zug, Scherung, Torsion).* ***Schrauben sind im Gegensatz zu Nieten nicht für Scherbelastung*** *vorgesehen. Sie sollten deshalb auch nicht für eine solche* ***Sicherungswirkung*** *verwendet werden.* ***Biegung*** *auf Schrauben durch einseitige Belastung lässt sich konstruktiv vermeiden. Ein Beispiel ist die Verschraubung der* ***Axialflansche*** *von* ***Druckgehäusen****. Als Verstärkung lässt sich von innen eine V-Leiste gegenziehen (Skizze unten links). Auch hohe g-Lasten an* ***Flanschverschraubungen von Rotoren*** *können durch* ***überkragende Massen*** *wie Mutter und Schraubenschaft oder -kopf merklich Biegung und Scherung erzeugen (Skizze oben Mitte, Bild 6.6.4-8). Ähnlich wirken unterschiedliche* ***Wärmedehnungen*** *und elastische, belastungsabhängige Dehnungen der Flansche auf die Verschraubung (Skizze oben rechts).*

Korrosion *schädigt in unterschiedlicher Form. Bilden sich* ***Anfressungen*** *(Lochfraß, Grübchen, engl. pits, Band 1 Bild 5.6-2) ist deren* ***Kerbwirkung*** *besonders bei dynamischer Belastung ein Problem. Schraubenwerkstoffe vom Typ 13% Cr-Stahl neigen im Stillstand und bei wässrigem Elektrolyt (Schwitzwasser, Meeresatmosphäre) ohne ausreichenden Korrosionsschutz zu dieser Schadensart.*

Für hochlegierte ***austenitische Schraubenwerkstoffe*** *(z.B. A286) und* ***Ni-Legierungen*** *(z.B. Waspalloy, IN718, Nimonic-Legierungen) besteht die Gefahr der* ***Sulfidation****. Dabei kann* ***Silber begünstigend*** *wirken (Band 1 Bild 5.6.1.4.1-4). Der Schwefel stammt nicht selten von ungeeigneten, schwefelhaltigen* ***Schmierfetten*** *(MoS_2 , Bild 6.1.1-14 1).*

Oxidation *ist an Schrauben von* ***Heißteilen*** *ein Hauptproblem. Sie führt nach längeren Betriebszeiten zum* ***Festsitzen*** *der Schrauben bzw. Muttern. Beim Lösen der Verbindung besteht trotz des Einsatzes von* ***Hochtemperatur-***

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Grundlagen

Die Betriebsbelastungen von Schrauben können sehr komplex sein. Sie sind deshalb für böse Überraschungen gut.

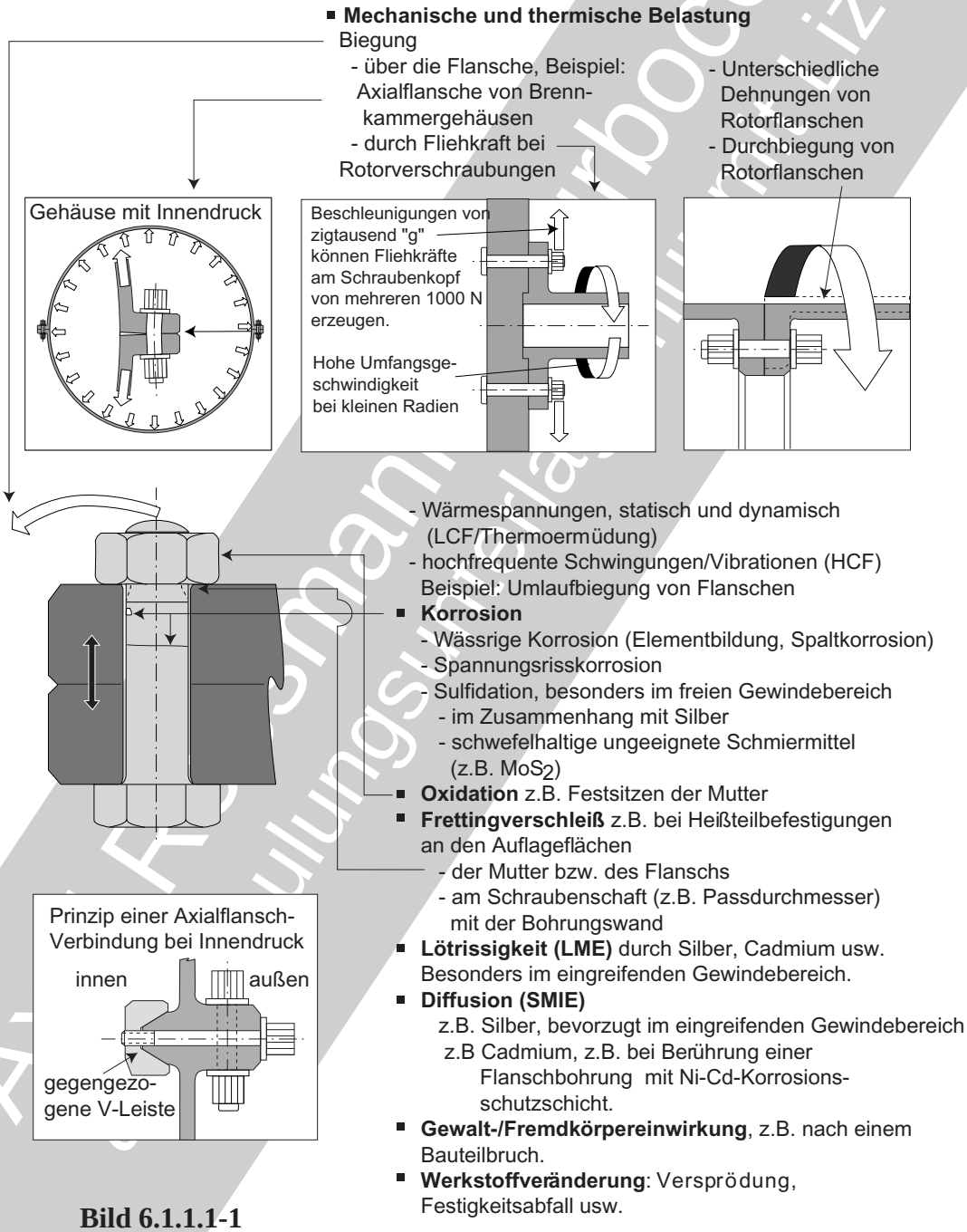


Bild 6.1.1.1-1

schmiermitteln *die* ***Gefahr einer Schädigung des Gewindes*** *und/oder einer Torsionsüberlastung des Schafts mit Rissbildung bis zum Bruch (Bild 6.1.1.1-12). Das schließt in vielen Fällen die* ***Wiederverwendung*** *aus. Vorsichtshalber werden deshalb betroffene Schraubensätze bei der Montage getauscht. Grund ist die nicht ausreichend sichere zerstörungsfreie Prüfbarkeit. Typisches Beispiel sind*

Flanschschrauben an Rotoren von Turbomaschinen (Bild 6.6.4-8).

***Oxidation** kann auch einen **positiven Aspekt** haben. Sie bietet Gewinden von Schrauben/Muttern austenitischer Werkstoffe (Ni-Legierungen, hochlegierte Stähle) einen gewissen **Schutz vor Kaltverschweißen** (Fressen, Band 1 Kapitel 5.9.2). In Heißteilen geht man von der früher üblichen Silberbeschichtung als „Schmiermittel" wegen der Schädigungsgefahr ab (Bild 6.1.1.1-14 und Band 1 Bild 5.3-8). Damit steigt die **Gefahr beim Anziehen metallisch blanker Gewinde neuer Schrauben**. Eine gezielte **Voroxidation** an Luft bei Betriebstemperatur schafft Abhilfe.*

***Frettingverschleiß** tritt überall da auf, wo es zu Mikrobewegungen zwischen Komponenten der Verschraubung kommt. **Es entstehen frische metallische Oberflächen.** Sie und der **Abrieb** werden in ihrer Wirkung von Oxidation beeinflusst (Band 1 Bild 5.9.3-3). Das kann den **Verschleiß beschleunigen**. Oxide mit der **Wirkung eines Trockenschmiermittels** (Band 1 Bild 5.9.3-7) können dagegen den **Verschleiß minimieren**. Grundsätzlich ist die Schwingfestigkeit üblicher Schraubenwerkstoffe nicht in dem Maß von Fretting betroffen wie **Titanlegierungen** (Band 1 Bild 5.9.3-4). Trotzdem gibt es offenbar auch vergleichbare Schädigungen (Bild 6.6.4-3).*

***Lötrissigkeit (LME)** ist eine Rissbildung/Versprödung unter ausreichend hohen Zugspannungen bei **Einwirkung benetzender Metallschmelzen** (Band 1 Bild 5.8.2-1 und Bild 5.8.1-3). **Silber** (Bild 6.1.1.2-9) und **Cadmium** (Band 1 Kapitel 5.8) sind besonders gefährlich. Das gilt auch für eine Schädigung im festen Zustand durch Diffusion (**SMIE**, Band 1 Kapitel 5.8.2, Bild 5.8.2-1). Diese Gefahr nimmt bei **voroxidierten/oxidierten Oberflächen** deutlich ab, weil ein benetzender Kontakt zur Schmelze verhindert wird.*

***Fremdkörper-/Gewalteinwirkung** tritt insbesondere als **Folgeschaden an Flanschverschraubungen** von Rotoren auf (Bild 6.1.1.2-15 und Bild 6.6.4-11). Beispielsweise wenn bei der Montage ein **Werkzeug vergessen** wurde oder es zum Bruch einer Schraube kam (Bild 6.1.1.2-15). Eine weitere Möglichkeit ist die Beschädigung der Schraubenköpfe oder Muttern beim axialen **Anstreifen**.*

***Werkstoffveränderungen** durch den Betrieb können die Folge einer **Alterung, Überhitzung oder Diffusion** von Fremdmaterial sein. Das ist jedoch nur bei **ungewöhnlichen Betriebsbedingungen** zu erwarten. Die **Auswahl des Schraubenwerkstoffs** für Heißteile sollte solche Schädigungen sicher vermeiden.*

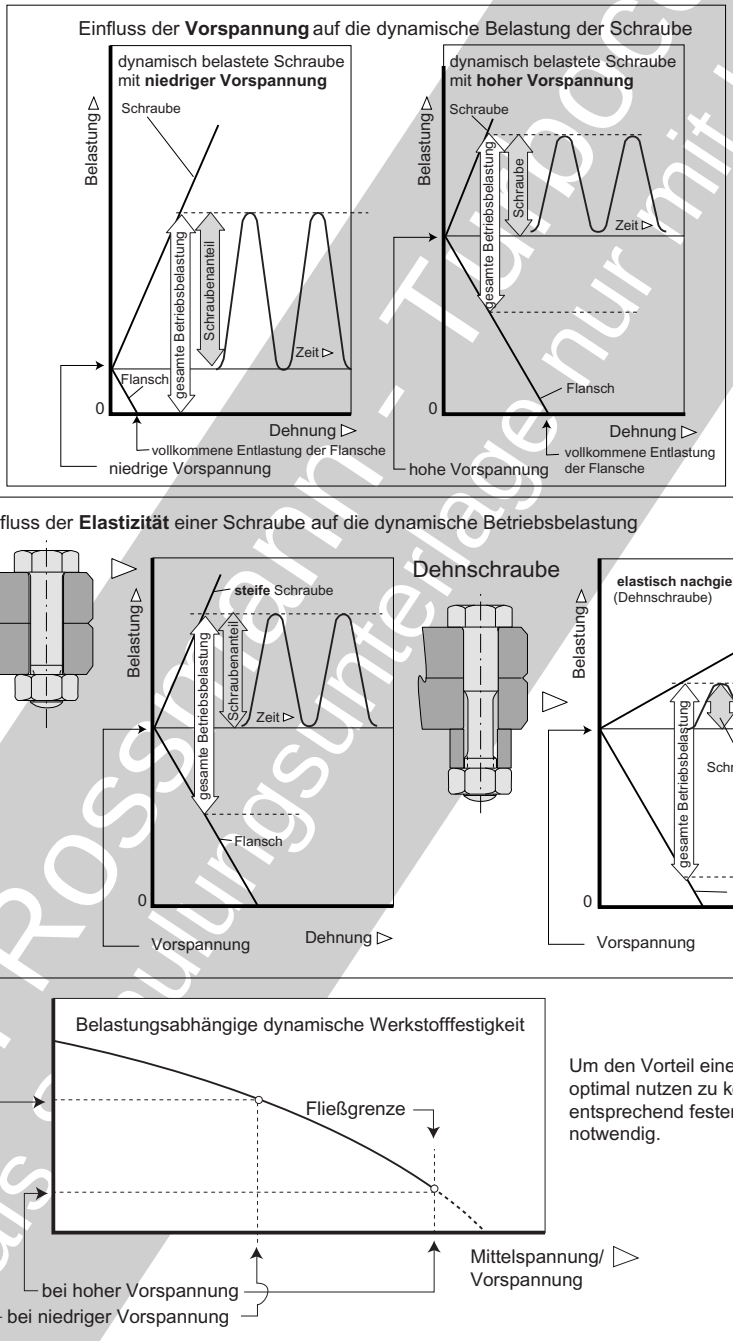
***Bild 6.1.1.1-2** (Lit.6.1.1.1-1 bis Lit. 6.1.1.1-4): Ohne äußere Kräfte ist eine Schraubenverbindung ein reines **Eigenspannungssystem** (Band 1 Bild 4.3-15). In ihm stehen die **Spannungen im Gleichgewicht.** Von außen wirkende Betriebskräfte verändern diesen Zustand bzw. die Eigenspannungen bis wieder Gleichgewicht herrscht. Die Schraube erfährt die Zugbeanspruchung über die Auflagen/Flansche. Sie übernimmt die Eigenspannungen aus der Vorspannung. Solange dies der Fall ist, wirkt auf die Schraube nur ein Teil der Betriebslast (Diagramme oben). Ist die **Vorspannung ganz aufgehoben**, d.h. beginnen die Flansche abzuheben, wirken sich weitere Laststeigerungen voll auf die Schraube aus (Diagramm oben links). Eine zu **niedrige Vorspannung führt also eher zu einer höheren Betriebsbelastung** (Bild 6.1.1.2-11). Dies macht sich besonders bei **dynamisch hochbeanspruchten Schrauben** bemerkbar, die Schwingfestigkeit der Verbindung sinkt.*

*Wird die Schraube, **entsprechend ihrer Festigkeit, hoch genug vorgespannt** (Diagramm oben rechts), **lässt sich die dynamische Belastung ausreichend niedrig halten**. Betrachtet man die Vorspannung der Schraube als **Mittelspannung**, führt ihre Absenkung zu einer deutlich höheren, nutzbaren **Schwingfestigkeit des Schraubenwerkstoffs** (Diagramm unten). Es ist also sehr wichtig, das vom Konstrukteur in der Auslegung vorgesehene und **in den Vorschriften angegebene Anzugsmoment** einzuhalten. Geeignetes Werkzeug ist vom Konstrukteur zu definieren. Um die benö-*

© Ansaldo Energia - Turbosonsult
Ausschließlich zur nichtkommerziellen Nutzung

Schraubenverbindungen: Grundlagen

Eine zu niedrige Vorspannung lässt die dynamische Betriebsbelastung einer Schraube ansteigen.
Damit erhöht sich die Gefahr eines Ermüdungsbruchs.



Um den Vorteil einer hohen Vorspannung optimal nutzen zu können, ist auch ein entsprechend fester Schraubenwerkstoff notwendig.

Bild 6.1.1.1-2

tigte Vorspannung zu gewährleisten, muss auf die vorgeschriebenen ***Schmierbedingungen*** *geachtet werden (Bild 6.1.1.1-3). Neben dem* ***Schmierstoff*** *spielt auch eine* ***Beschichtung*** *eine wichtige Rolle. Sie muss unbedingt den Vorschriften entsprechen.*

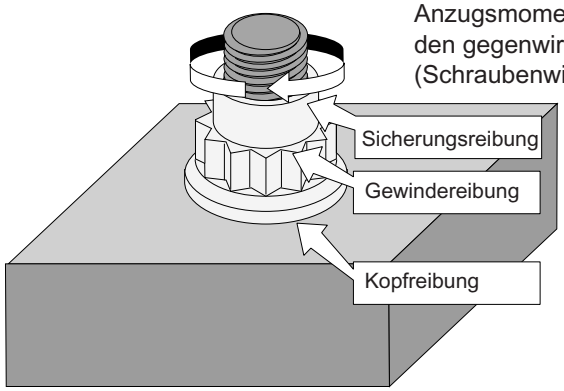
Um bei ***ungewöhnlich hohen Belastungen*** *ausreichend Vorspannung zu gewährleisten, werden* ***Dehnschrauben*** *eingesetzt. Die rela-*

© Axel Rossmann - Turbocad
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Die Reibungskräfte an einer Schraubenverbindung sind von großer Bedeutung für das Betriebsverhalten.

Mit dem vorgeschriebenen Anzugsmoment die gewünschte Vorspannung einer Schraube zu gewährleisten ist keine Selbstverständlichkeit.

Die Wirkung des vom Monteur aufgebrachten Anzugsmoments auf die Vorspannung wird von den gegenwirkenden Reibmomenten gemindert (Schraubenwirkungsgrad).



Einflüsse auf die Reibmomente:
- **Schmierung** des Gewindes und der Kopfauflage.
- **Beschichtung** des Gewindes und der Kopfauflage.
- **Massabweichungen** der Gewinde
- Rauigkeit der Gewinde.
- Schrauben- und **Mutternwerkstoffe** (Härte/Festigkeit, Elastizitätsmodul).
- **Anzugsbewegung** (ruckartig, kontinuierlich).
- **Fressvorgänge** (Kaltverschweißen).

Bild 6.1.1.1-3

*tiv niedrige Federsteifigkeit erreicht man mit einem 'Dehnschaft' (Skizze Mitte rechts). Typisches Einsatzbeispiel sind „**containmentbeanspruchte**" (durchschlagbeanspruchte) Flanschverschraubungen (Band 1 Kapitel 5.2.2) von Gehäusen. Ähnliche Schraubenverbindungen benötigt man auch bei extremen **Anstreifvorgängen**, z.B. bei **Unwuchten** als Folge eines Rotorschaufelschadens.*

*Weitverbreitet sind **Sicherungen** mit **Federringen** (Bild 6.1.1.1-10) und **Fächerscheiben**. Sie gelten jedoch als **unwirksam**. Das liegt an der Neigung zum Setzen. Es verhindert eine bleibende **Schraubenvorspannung** (Lit. 6.1.1.1-21 und Lit. 6.1.1.1-22).*

***Bild 6.1.1.1-3** (Lit. 6.1.1.1-2, Lit. 6.1.1.1-8 und Lit. 6.1.1.1-16): Der **Wirkungsgrad einer Schraube** wird vom Drehmomentanteil für die Vorspannung bestimmt. Viele Einflüsse können bei gleichem Drehmoment die **Vorspannkraft bis zu 80 % streuen** lassen (Bild 6.1.1.1-7). Aus diesem Grund ist es besonders wichtig, die vorgeschriebenen **Verfahrensweisen für das Anziehen einer Schraube/Mutter genau einzuhalten**. So lässt sich die bei der Auslegung vorgesehene **Mindestvorspannung gewährleisten**.*

***Bild 6.1.1.1-4** (Lit. 6.1.1.1-2 und Lit. 6.1.1.1-8): Die **Kraftübertragung in einem Gewinde** lässt sich vereinfacht mit einer **schiefen Ebene** vergleichen. Die im Gewinde erzeugte Vorspannkraft entspricht dann einem Gewicht in axialer Richtung. Eine Umfangskraft durch das Anzugsmoment belastet die schiefe Ebene, d.h. die **Gewindeflanke** (Skizze links). In Gegenrichtung wirkt die **Reibung.** Die verbliebene Kraft bzw. das zugehörige Anziehmoment er-*

Sicherungswirkung bzw. Lösen von Schraubenverbindungen im Betrieb, insbesondere der Muttern.

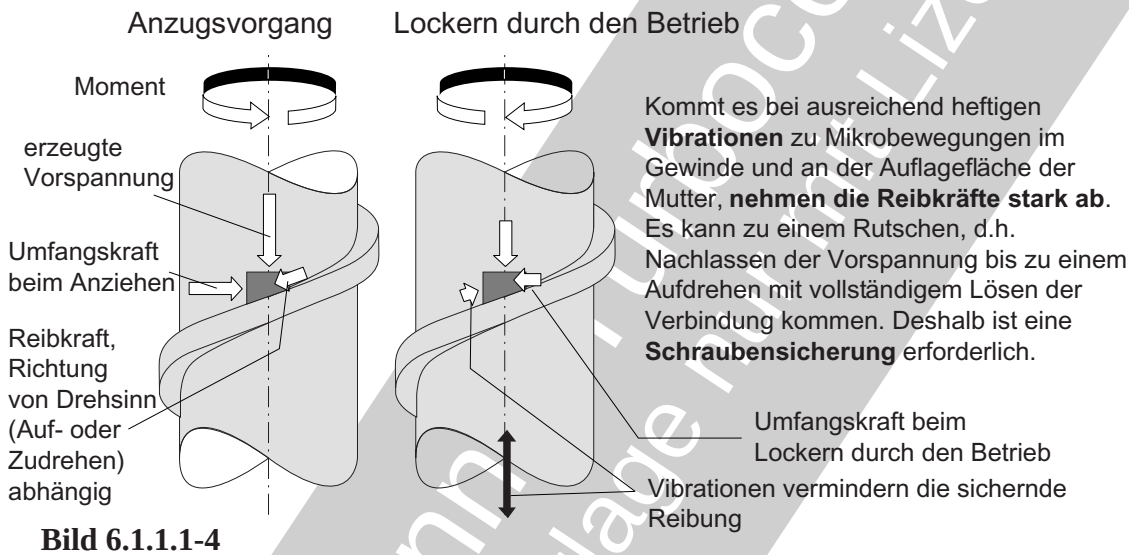


Bild 6.1.1.1-4

zeugt die ***axiale Vorspannung in der Schraube****.*

Die ***Reibung im Gewinde*** *verhindert im Betrieb ein* ***Lockern/Aufdrehen*** *der Schraubenverbindung. Dazu ist die hemmende Reibungskraft größer als die aufdrehende Komponente durch die Vorspannung. Eine solche* ***Selbsthemmung*** *ist bei den typischen Gewindesteigungen von Schrauben, zumindest für statische Belastungen, gegeben.*

Eine ***Vibration*** *der Verschraubung kann den Reibbeiwert der Flanken deutlich absenken. Dieser Effekt ähnelt einer vibrierenden schiefen Ebene. Wird dabei die Selbsthemmung aufgehoben,* ***lockert sich die Verschraubung*** *(Skizze rechts, Bild 6.1.1.1-5).*

Aus diesem Grund werden ***kraftschlüssige selbstsichernde Muttern*** *(z.B. durch örtliche Ovalisierung oder federnde Zungen) verwendet. Eine weitere Möglichkeit sind* ***formschlüssige Sicherungen.*** *Beispielsweise werden für* ***Wellenmuttern*** *aufbiegbare Sicherungslaschen verwendet. Ein weiteres Beispiel sind* ***Sicherungsdrähte*** *(Bild 6.1.1.2-14).*

Bild 6.1.1.1-5 *(Lit. 6.1.1.1-8 und Lit. 6.1.1.1-11): Verschraubungen von Triebwerksteilen unterliegen Bedingungen (siehe unten) die zum* ***Lösen im Betrieb*** *führen können. Bereits eine nachlassende Vorspannung kann beim* ***Abheben der Flansche*** *die dynamische Beanspruchung stark ansteigen lassen (Bild 6.1.1.1-2). Damit erhöht sich die Gefahr eines* ***Schwingbruchs*** *im Schraubenschaft (Bild 6.1.1.2-1).*

Im Extremfall kann sich eine ungenügend gesicherte ***Mutter ganz lösen.*** *Nun besteht die Gefahr schwerer* ***Fremdkörperschäden*** *(OOD, DOD).*

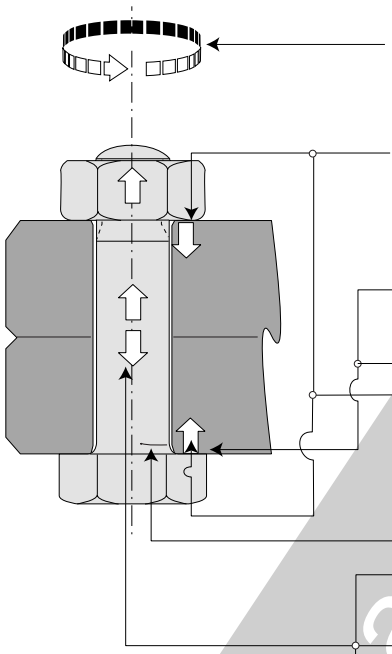
Folgende Einflüsse können einen gefährlichen Abfall der Schraubenvorspannung verursachen:

Aufdrehen *kann bei ungenügender Sicherung unter* ***starken Vibrationen*** *erfolgen (Bild 6.1.1.1-4 und Bild 6.1.1.2-14).*

Setzen *der Verschraubung durch* ***Nachgeben der Auflagen****. Es handelt sich um eine örtliche* ***plastische Verformung****. Begünstigend wirken*

© Axel Rossmann - urbocon.eu
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Ursachen für das Nachlassen einer Schraubenvorspannung im Betrieb und damit eines erhöhten Ermüdungs-/Bruchrisikos.



- **Aufdrehen** von Schraube und/oder Mutter,
  - ungenügende Sicherung
  - ungewöhnlich starke Vibrationen
- **Setzen**
  - Rauigkeiten,
  - Beilagen wie Federringe und Fächerscheiben
  - Verunreinigungen der Auflageflächen,
  - Eindrücken von Kanten, z.B. Kopfradius in ungenügend gerundete Bohrungskante.
  - Wegen Fressens nicht anliegende Stirnfläche.
- **Verschleiß** (Fretting)
  - im Gewinde
  - der Auflagefläche der Mutter und/oder des Schraubenkopfs.
- **Rissbildung** im Schaft oder Gewinde
- **Kriechen:** Hohe Temperaturen, niedrige Warmfestigkeit.
- **Wärmedehnung**: Unterschiede zwischen Schraube und verspanntem System.
- **E-Modul**: Abfall bei erhöhter Temperatur.
- **Einschraubgewinde,** Gewindeeinsätze: Nachgeben oder Ausreißen.

Bild 6.1.1.1-5

*- besonders große **Rauigkeitsspitzen** oder Fremdkörper wie kleine metallische Späne zwischen den Auflageflächen.*
*- **Anformung von Kanten**. Das ist der Fall wenn Übergangsradien zum Schraubenkopf an der Bohrungskante aufliegen.*
*- Nachgeben eines **Sicherungsprofils an der Kopfauflage**. Verzahnungsähnliche Strukturen, die sich als Sicherung in den Flansch eindrücken, können sich, z.B. bei erhöhten Betriebstemperaturen oder Vibrationen, weiter eindrücken (siehe „Kriechen“).*
*- **Nachrutschen,** wenn **Gewinde** unbemerkt vor Erreichen der Auflage **gefressen** haben (Band 1 Bild 5.9.2-1 und Bild 5.9.2-6). Eine ähnliche Situation entsteht, wenn die zu verschraubenden Flansche auf einem **Zentrierdurchmesser** fressen.*

***Nachgeben von Gewinden und/oder Gewindeeinsätzen** in Leichtmetalllegierungen (Bild 6.1.1.2-13.2).*

***Verschleiß** kann an allen die Vorspannung beeinflussenden **Kontaktflächen** ein Lockern begünstigen. Als Hauptmechanismus dürften beim Schwingverschleiß (Fretting) Mikrobewegungen eine Rolle spielen. Ein gefährliches Lockern durch Verschleiß der Verschraubung scheint jedoch, zumindest für Flanschverbindungen, äußerst selten. Eher sind Probleme an **Rohrschellen** und deren Schraubenbefestigung zu erwarten.*

***Rissbildung** an Schaft oder Gewinde der Schraube. Aufreißen der Mutter. Möglich sind unterschiedliche Ursachen, auch in Kombination:*
- Herstellungsbedingt (Bild 6.1.1.2-2).

© Axel Rossmann - Turbocontult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

- Sulfidation (Band 1 Bild 5.6.1.4.1-3), Diffusion (Bild 6.1.1-14, Bild 6.1.1.2-9 und Kapitel 5.8.2), LME (Band 1 Kapitel 5.8.1).
- Schwingermüdung (Bild 6.1.1.2-1).
- Risskorrosion (Spannungsrisskorrosion, Band 1, Bild 5.6.3.1.1-6 und Bild 5.6.3.1.2-1)
- Wasserstoffversprödung (Band 1 Kapitel 5.7, Bild 5.7.2-1).

***Kriechen** (Band 1 Kapitel 5.3.2, Bild 5.3.2-10) ist eine plastische (bleibende) Verformung (Längung, Stauchung) bei werkstoffspezifisch **erhöhter Temperatur** (Band 1 Bild 5.3.2-1). Dieses Nachgeben (**Relaxation**) kann sowohl in der **Schraube** (Schaft, Gewinde) als auch im **Gegengewinde** (Sackloch) oder der Mutter auftreten. Den gleichen Effekt kann ein **Nachgeben der Flansche oder Beilagen** haben.*

***Wärmedehnungsunterschiede** sind bei unterschiedlicher **Temperaturverteilung** in der Verschraubung, z.B. bei instationärem Betrieb, möglich. Das gilt insbesondere für Schraubenverbindungen im Heißgasstrom (Bild 6.1.1.2-14).*
*Eine weitere Möglichkeit ist eine ungünstige **Werkstoffkombination/Wärmeausdehnungskoeffizient** zwischen Flanschmaterial und Schraubenschaft. Je nach Kombination kann beim Aufheizen oder Abkühlen Vorspannung abgebaut werden. Typische Problemzonen sind axiale Verspannungen von Rotoren. Besonders anfällig sind **zentrale Spannbolzen** (Bild 6.1.1.1-8).*

***Abfall des E-Moduls** bei Temperatur (Band 1 Bild 5.3-1). Dies gilt für Flansche und Verschraubung. Eine Absenkung der Steifigkeit wirkt sich auf Vorspannung, Vibrationen und Mikrobewegungen aus.*

Merksatz: Von elastischen Beilagen wie Federringen und Fächerscheiben ist eine Sicherung der Vorspannung nicht zu erwarten! *(Lit. 6.1.1.1-21 und Lit. 6.1.1.1-22).*

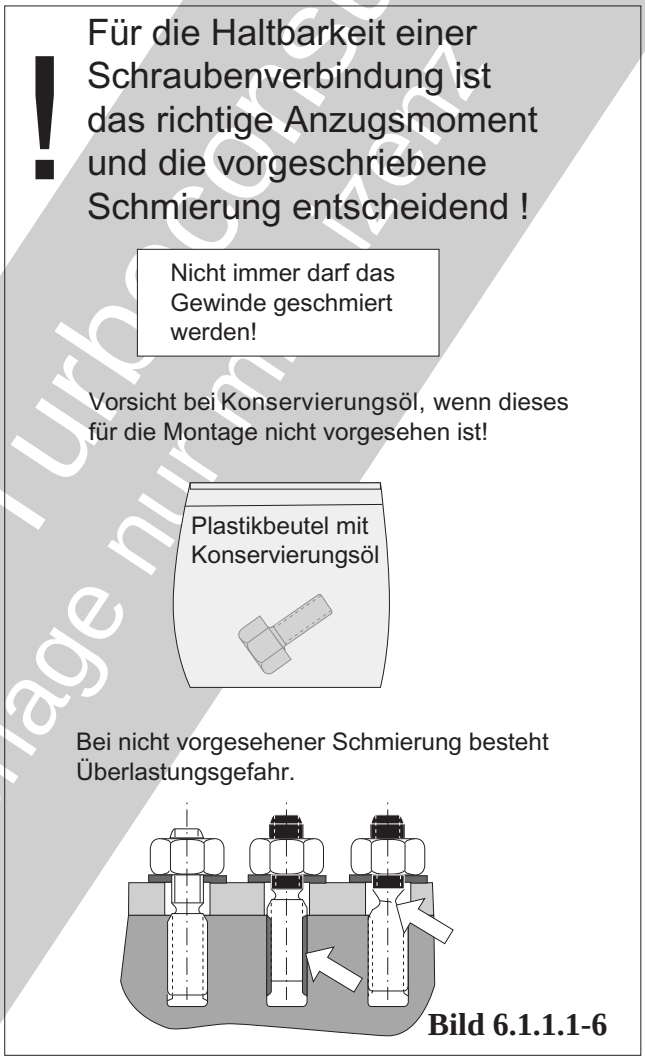


Bild 6.1.1.1-6

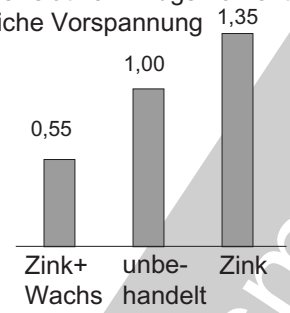
***Bild 6.1.1.1-6**: Irritationen können erfahrungsgemäß bei Schrauben die aus dem **Vorratslager** entnommen wurden auftreten. Das ist z.B. der Fall, wenn das vorgeschriebene **Anzugsmoment nicht erreicht** wird, weil sich die Schraube beim Anziehen ungewöhnlich bzw. unzulässig plastisch verformt. Wenn dieses Verhalten nicht der Schraubenqualität zuordenbar ist, muss der **Einbauzustand** überprüft werden. Dabei ist genau auf die Angaben von Montageanweisungen, z.B. eines **Handbuchs,** zu achten. So gibt es Fälle, in denen eine **zusätzliche Schmierung des Gewindes nicht vorgesehen** ist. Weist beispielsweise das Gewinde noch **Reste von Konservierungsöl** auf, das vor dem Verschrauben hätte entfernt werden müssen, kann das den unerwünschten Effekt auslösen. Der gilt auch für Beschichtungsmängel bzw. nicht vorgesehene **Beschichtungen**.*

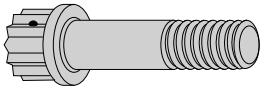
© Axel Rossmann - Turbocon
das Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Oberflächenzustand und Schmierung einer Schraubenverbindung sind von großer Bedeutung für die erzielbare Vorspannung bei gleichem Anzugsmoment. Nur vorschriftsgerechte Schrauben und Schmiermittel verwenden !

Die Tabelle lässt den Einfluss der Oberflächenbehandlung des Gewindes von Mutter und Schraube auf das Anzugsmoment abschätzen. Für die gleiche Vorspannung ergibt sich das notwendige Anzugsmoment durch Multiplikation mit den Faktoren.

notwendige relative Anzugsmomente für die gleiche Vorspannung





Oberflächenzustand der Schraube

Oberflächenzustand der Mutter

	Unbe-handelt	Zink	Cadmium	Phosphat
Unbe-handelt	1,00	1,00	0,80	0,90
Zink	1,15	1,20	1,35	1,15
Cadmium	0,85	0,90	1,20	1,00
Phosphat und Öl	0,70	0,65	0,70	0,75
Zink mit Wachs	0,60	0,55	0,65	0,55

Bild 6.1.1.1-7

Bild 6.1.1.1-7 *(Lit. 6.1.1.1-8 bis Lit. 6.1.1.1-10): Die* ***erzielbare Vorspannung*** *einer Schraube hängt entscheidend vom „****Wirkungsgrad****“* ***des Gewindes*** *und damit von den* ***Reibungskräften*** *ab. Diese werden von* ***tribologischen Bedingungen zwischen Mutter- und Schraubengewinde*** *bestimmt:*

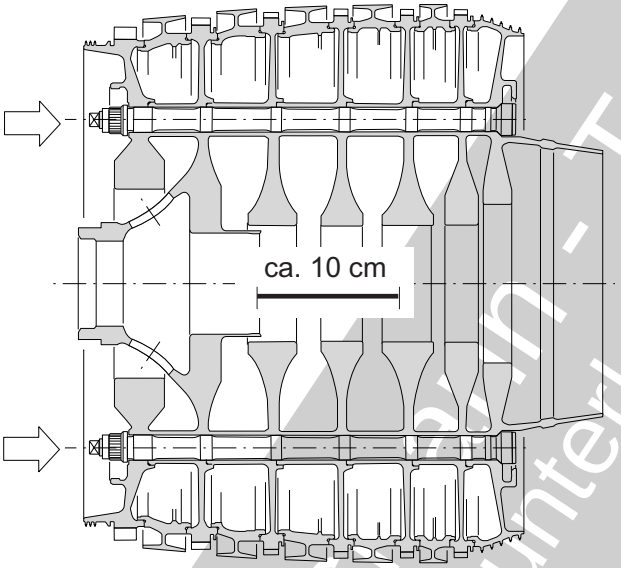
- *Oberflächenqualität der Gewindeflanken*
- *Festigkeit von Mutter und Schraube (Anformbarkeit der Flanken).*
- *Fressneigung,*
- *Beschichtungen,*
- *Oxidation/Oxidschichten,*
- *Schmiermittel.*

In der Tabelle sind relative ***Reibbeiwerte*** *enthalten. 1,00 gilt für unbehandelte Flächen. Man erkennt die starke Abnahme der Reibung beim Einsatz eines* ***Schmiermittels****. Auch eine* ***zusätzliche Beschichtung*** *oder die* ***Änderung einer Beschichtung*** *kann den Schraubenwirkungsgrad deutlich beeinflussen. So muss ein Anstieg des Reibbeiwerts um ca. 30 % (graues Feld in der Tabelle) beim* ***Übergang von kadmierten auf verzinkte Schrauben*** *(Umweltschutz) im Anzugsmoment berücksichtigt werden. Aus diesem Grund ist ein Abweichen von zugelassenen (auslegungsrelevanten) Beschichtungen nicht zulässig.*

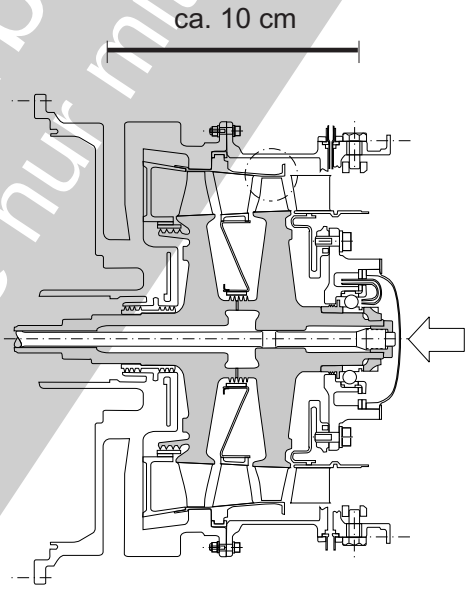
Auch eine nicht vorgesehene ***zusätzliche Schmierung*** *kann sich schädigend auswirken (Bild 6.1.1.1-6). In diesem Fall besteht für die Schraube* ***Überlastungsgefahr****. Ein Beispiel ist* ***Konservierungsöl*** *auf neuen Schrauben (Bild 6.1.1.1-6).*

© Axel Rossmann als Schulungsunterlagen

Spannbolzen von Rotoren benötigen die vorgeschriebene Vorspannung.
Anzugsbedingungen werden in den Montagevorschriften definiert und sind exakt einzuhalten.



Mit mehreren Spannbolzen verspannter Hochdruckverdichterrotor eines Kampfflugzeugtriebwerks.



Zentrischer Spannbolzen des Turbinenrotors einer Kleingasturbine.

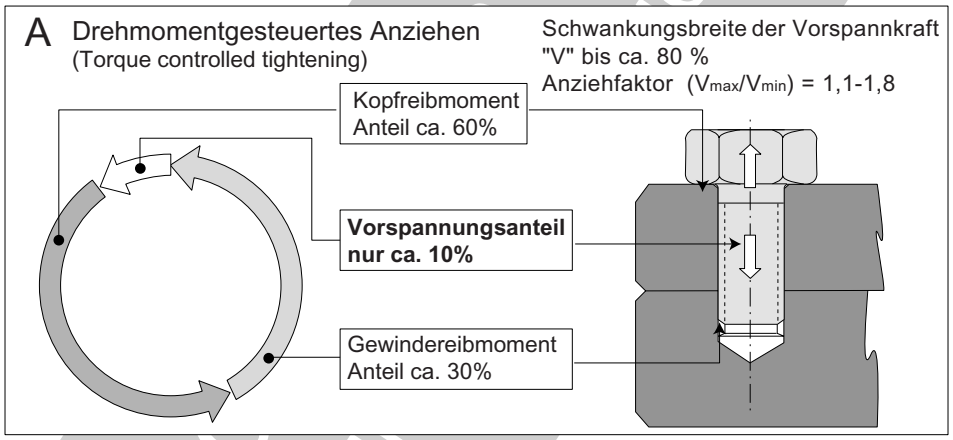
Bild 6.1.1.1-8

***Bild 6.1.1.1-8**: **Spannbolzen** zur axialen Verspannung von Rotoren müssen auch im instationären Betrieb (z.B. Hochfahren der Maschine) eine Mindestvorspannung aufrecht erhalten. Das wird von einem genau **vorgeschriebenen Verspannungsvorgang** gewährleistet. Damit erhält der Verband die erforderliche Steifigkeit und so sein auslegungsgemäßes **Schwingverhalten**. **Je elastischer die Verspannung**, d.h. je länger und dünner die Dehnlänge, umso besser können **thermisch bedingte Dehnungsunterschiede** (Bild 6.1.1.1-5, Band 1 Bild 5.3-1) ausgeglichen werden. Der Konstrukteur hat also einen Kompromiss zwischen Belastung und Dehnung zu finden.*
*Damit der lange Bolzenschaft beim Anziehen der Mutter nicht unzulässig verdrillt wird, sind auf der Mutternseite Schlüsselflächen (meist Vierkant) angebracht. Sie ermöglichen ein **Gegenhalten**.*
***Außen liegende Spannbolzen** (Skizze links) können Temperaturänderungen besser als **zentrische Spannbolzen** folgen (Skizze rechts). Für solche ist im Turbinenbereich der Temperaturunterschied zwischen Kranz und Innenbereich besonders groß. Sinkt die Vorspannung zu weit, kann das zu großen **Schäden** führen. Das ist der Fall, wenn sich beispielsweise beim **Herunterfahren der Maschine** der Außenbereich schnell abkühlt und eine relativ massive Innenzone thermisch sehr viel träger ist.*

© Axel Rossmann - Turbo... als Schulungsunterlage nur mit ...

Das Anziehen von Schrauben ist Facharbeit und hat große Bedeutung für die Sicherheit einer Verbindung. Grundsätzlich sind die Vorschriften penibel einzuhalten.

! Das Anziehen **nach Gefühl** mit Gabel-, Ringschlüssel oder "Nuss", mit oder ohne Ratsche führt auch bei erfahrenen Monteuren zu großen Streuungen der Schraubenvorspannung. Das ist für wichtige Schraubverbindungen unzureichend. !



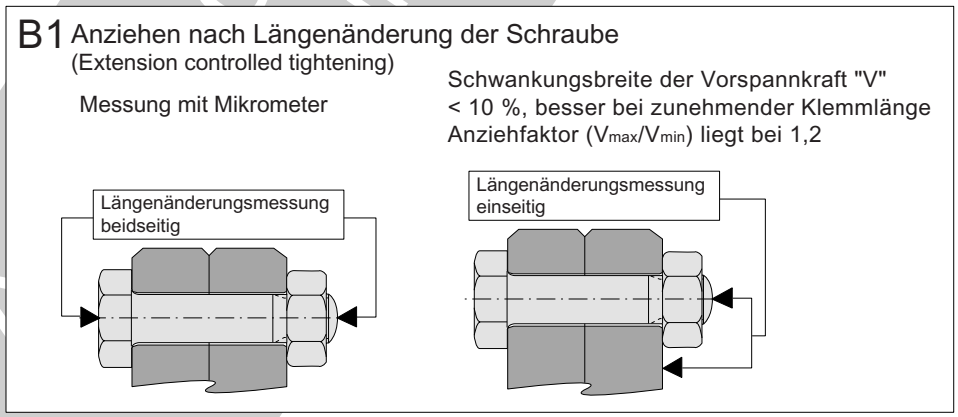
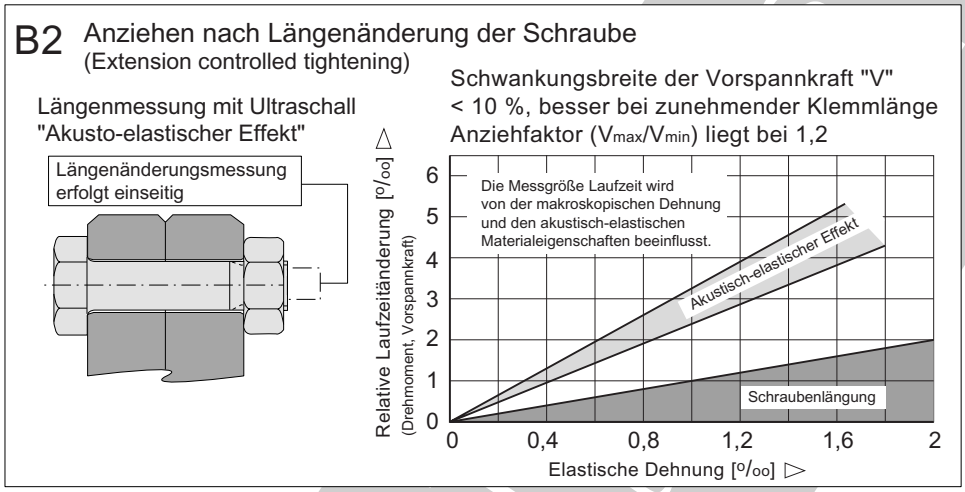
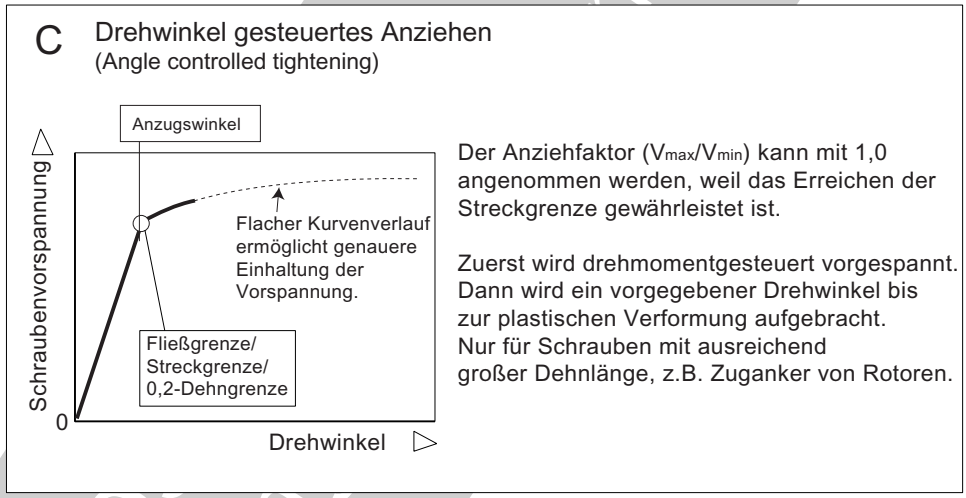


Bild 6.1.1.1-9

Bild 6.1.1.1-9 *(Lit. 6.1.1.1-5, Lit. 6.1.1.1-6, Lit. 6.1.1.1-7 und Lit. 6.1.1.1-16): Beim* ***Anziehen nach Gefühl*** *vergrößert sich die Streubreite um die Unsicherheit des Anzugsmoments. Erfahrungsgemäß liegt bei* ***dünneren Schrauben*** *(z.B. M12) die* ***Vorspannung eher über der Streckgrenze****.* ***Dickere Schrauben*** *werden dagegen* ***zu niedrig angezogen*** *(z.B. M14). Das lässt sich mit* ***drehmomentgesteuertem Anziehen*** *(„****A****“, engl. torque control tightening) vermeiden. Gewöhnlich wird dafür ein* ***Drehmomentschlüssel*** *verwendet. Dieser kann je nach Vorschrift anzeigend und/oder auslösend sein. Selbstverständlich sind solche Schlüssel vor-*

Schraubenverbindungen: Grundlagen





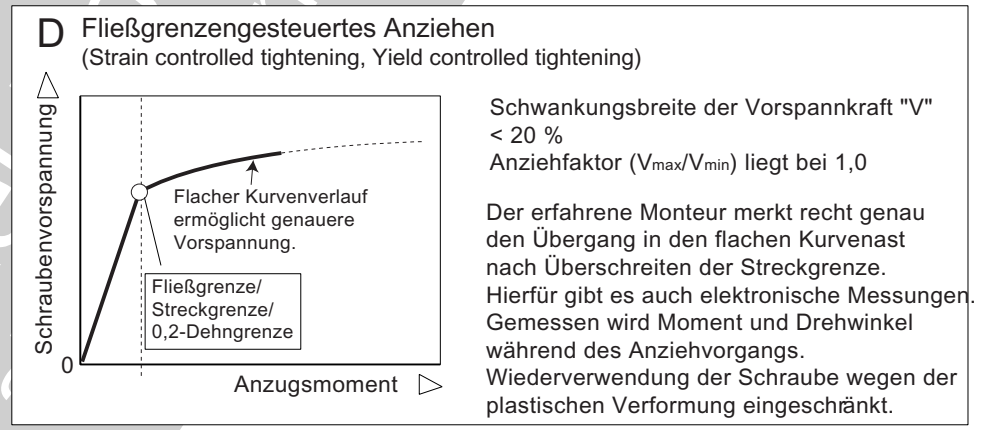


Bild 6.1.1.1-9

schriftsgemäß zu ***kalibrieren****. Trotzdem bleibt als Folge der Reibungskräfte* ***für die Vorspannung*** *lediglich ein* ***nutzbarer Anteil von ca. 10%*** *(„A“ Schaubild links). Selbst wenn die Streuung der Drehmomentanzeige unter +- 10% liegt ist verständlich, dass diese bei relativ kleinen Schwankungen der Reibungskräfte eine zu große* ***Schwankungsbreite von bis zu 80% der Vorspannung*** *ergibt. Das entspricht einem* ***Anziehfaktor*** *(maximale Vorspannung/ minimale Vorspannung) von 1,6 bis 1.8. Für hochbeanspruchte Schraubverbindungen mag das nicht akzeptabel sein.*

Die Bedeutung der ***Mindestvorspannung*** *erfordert in kritischen Fällen einen* ***kontrollierbaren Anziehprozess****. Dafür stehen mehrere Verfahren zur Verfügung, die jedoch Voraussetzungen verlangen.*

Impulsgesteuertes Anziehen *erfolgt mit einem* ***Schlagschrauber****. Auch hier ist das Anzugsmoment einstellbar bzw. auslösbar.*

Das Verfahren hat den Vorteil ***kein Reaktionsmoment*** *auszulösen. Es unterliegt jedoch vielen Einflüssen, die sich auf die erzielte Vorspannung auswirken:*

- Elastizität und Reibwerte der Verschraubung,
- Elastizität von Schlüssel und System,
- Schlagstärke und Frequenz,
- Anzugsdauer bzw. Schlagzahl.

Die Folge ist ein ***sehr schlechter Anziehfaktor*** *im Bereich von 2,5 - 4,0. Mit einer Optimierung lässt sich 1,5-2,5 erreichen. Das dürfte aber für viele Fälle nicht ausreichen. Deshalb werden solche Werkzeuge eher bei der* ***Demontage zum Lösen von Verschraubungen*** *verwendet.*

Anziehen mit entsprechender Längenänderung der Schraube *(„****B1****“, engl. extension controlled tightening). Diese ist unter Berücksichtigung der* ***Schraubensteifigkeit*** *direkt* ***proportional der Schraubenvorspannung****. Dabei gehen der* ***Werkstoff*** *(Elastizitätsmodul) und der* ***Querschnittsverlauf*** *als Konstante ein. Je größer die* ***Dehnlänge*** *(Klemmlänge), umso genauer ist das Verfahren. Zu erwarten sind Genauigkeiten besser als +-5 %. Das entspricht einem* ***sehr guten Anziehfaktor*** *von 1,2. Es ist daher für die* ***Vorspannungseinstellung der Spannbolzen*** *(Bild 6.1.1.1-8) prädestiniert. Voraussetzung für dieses* ***aufwändige Verfahren ist eine gute Zugänglichkeit*** *(Rahmen unten).*

Die Längenänderung lässt sich auch mit ***Ultraschall*** *von einer Seite her bestimmen („****B2****“). Dabei macht man sich die Beeinflussung der* ***Schalllaufzeit*** *im Schraubenschaft durch den Anziehvorgang zu Nutze (Akustoelastischer Effekt, Lit. 6.1.1.1-7). Diese ist* ***deutlich größer als es der reinen Längenänderung entspricht*** *(Diagramm auf linker Seite oben rechts). Voraussetzung für die Messung, d.h. Schallreflexion und Ankoppelung, sind* ***geeignete Planflächen*** *(Schleifflächen)* ***an Kopf- und Schraubenende****. Ein Vorteil des Verfahrens ist die* ***kontinuierliche Messung der Vorspannung*** *während des Anziehvorgangs.*

Beim ***drehwinkelgesteuerten Anziehen*** *(„****C****“, engl. angle controlled tightening) wird die Schraube zuerst drehmomentgesteuert (Drehmomentschlüssel) angezogen. Darauf folgt ein Anziehen um einen berechneten Drehwinkel bis zur* ***plastischen Verformung****. Dieses sog.* ***fließgrenzengesteuerte Anziehen*** *(„****D****“, engl. strain controlled tightening, yield controlled tightening) lässt, weil* ***die Streckgrenze*** *(0,2% Dehngrenze) sicher erreicht wurde, einen hervorragenden* ***Anziehfaktor von 1,0*** *erwarten.*

Wird das Anzugsdrehmoment über dem Drehwinkel kontinuierlich gemessen, zeigt sich das ***Erreichen der Fließgrenze*** *(auch Streckgrenze oder Dehngrenze) an einem* ***Abflachen des Kurvenverlaufs****. Dieser Effekt lässt sich für eine* ***elektronische Steuerung*** *nutzen.*

Drehwinkelgesteuerte Verfahren erfordern eine ***anwendungsspezifische Erprobung*** *und benötigen eine* ***ausreichend große Dehnlänge****. Zusätzlich kann die plastische Verformung eine* ***Wiederverwendung der Schraube ausschließen****.*

Bild 6.1.1.1-10 *(Lit.6.1.1.1-3 und Lit.6.1.1.1-12):* ***Schrauben-/Mutternsicherungen*** *müssen den Vorschriften/Handbuchangaben entsprechen.*

Eigenmächtig geänderte bzw. ***zusätzliche Sicherungsmaßnahmen*** *wie das* ***Einkleben von Gewinden*** *(Bild 6.1.1.2-12) oder ein* ***Sicherungsdraht zu einer allein vorgesehenen Selbstsicherung*** *(Gewindeeinsatz, Mutter) können die Sicherheit eher verschlechtern.*

Ein besonderes Problem sind abgezwickte, zu lange ***Sicherungsdrahtenden****. Werden diese nicht vorschriftsgemäß gehalten und so* ***gegen Abspringen gesichert,*** *besteht die Gefahr, dass*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Nur die vorgeschriebene Art der Schraubensicherung verwenden!

Im Inneren von durchströmten (Öl, Kraftstoff) Hohlräumen in Getrieben und Reglern bedeuten Sicherungsdrähte eine erhöhte OOD-Gefahr. Sie sind deshalb nur entsprechend den Angaben im zuständigen Manual bzw. in expliziten Anweisungen zu verwenden.

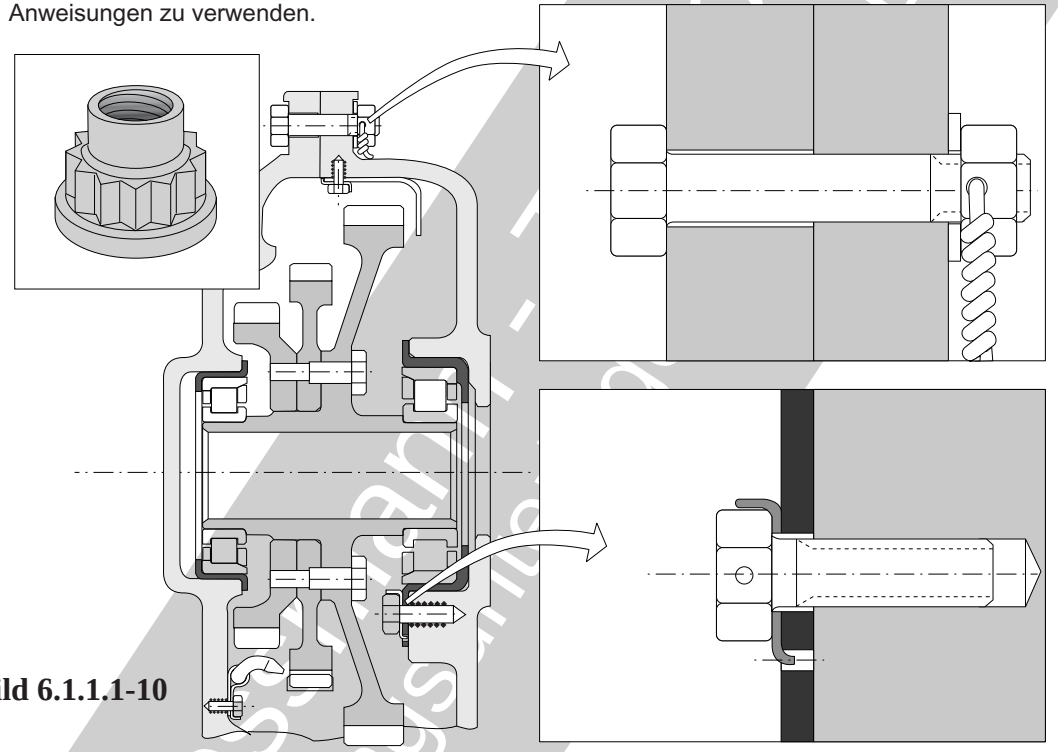
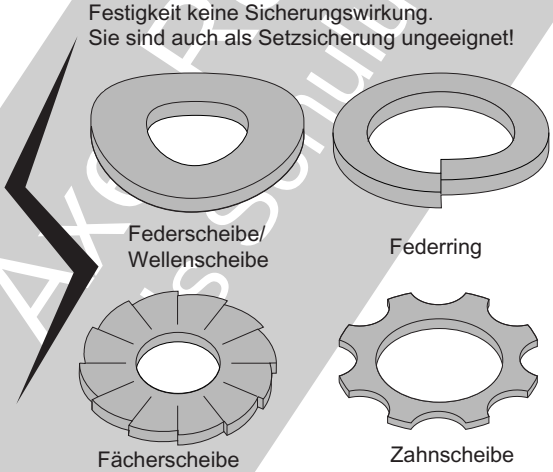
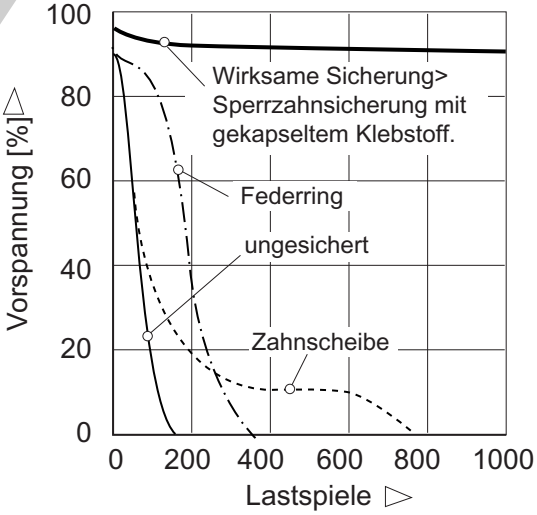


Bild 6.1.1.1-10

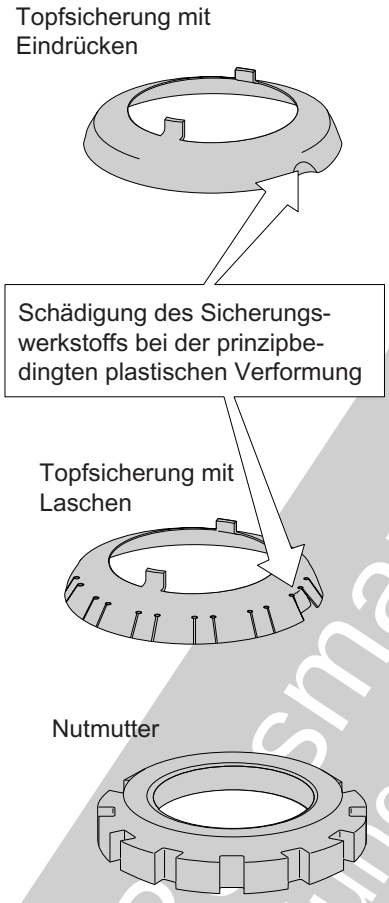
Solche Beilagen haben bei Schrauben höherer Festigkeit keine Sicherungswirkung.
Sie sind auch als Setzsicherung ungeeignet!





sie in nicht abgedeckte Öffnungen fallen. Als Fremdkörper lösen sie umfangreiche Schäden aus, z.B. in einem Verdichter oder Ölsystem. Die Anbringung von mechanischen Sicherungen wie Sicherungsdrähten oder Beilagen hat nach dem vorgeschriebenen Verfahren zu erfolgen. Die ***Verlegung der Sicherungsdrähte*** *muss entsprechend der Sicherungswirkung erfolgen. Die Drähte dürfen nicht gefährlich geschwächt werden oder im Betrieb eine bedenk-*

Typische Betriebs- und Montageeinflüsse auf eine Verdrehsicherung für Wellenmuttern.



Einflüsse die zu einem Lösen der Mutter beitragen:

- Torsionsschwingungen der Welle können ein lösendes Drehmoment auf die Mutter bringen.
- Große Masse der Mutter erhöht das Drehmoment bei Schwingungen.
- Steifer verspannter Querschnitt kann die Vorspannung wegen zu geringem Federweg nicht immer gewährleisten.
- Schnelle Temperaturänderungen oder große Temperaturgradienten führen zum zeitweisen Abfall der Verspannung.
- Stark unterschiedliche Steifigkeiten der verschraubten Teile ermöglichen Mikrobewegungen und Frettingverschleiß.
- Verschleiß zwischen Auflage der Sicherung und der Mutter kann die Funktion der Sicherung mindern (bei eingedrücktem Blech wie in Skizze oben).
- Dynamische Beanspruchung der Mutter kann zum Bruch der Sicherung führen (bei umgebogenen Blechlappen wie in mittlerer Skizze).
- Axial wirkende Kräfte wie eine vertikal wirkende Kraft (Schwerkraft) bei senkrecht stehender Welle unterstützen die Neigung zur Lösung der Mutter.

Bild 6.1.1.1-11

liche Schwächung erfahren können (Fretting). Auch dürfen sie nicht durch Fretting andere Komponenten wie ***Rohrleitungen beschädigen****. Das oder die ungünstige Anwendung eines* ***Sicherungselements*** *beim Verformen kann zu Rissen und/oder Brüchen führen (Bild 6.1.1.1-11). Beispielsweise kann eine gebrochene* ***Sicherungslasche*** *(Skizze unten rechts, Bild 6.1.1.2-10) im Getriebe selbst große Folgeschäden auslösen, wenn sie in die Verzahnung gerät.*

Selbstsichernde Muttern *(Skizze oben links) sind nur entsprechend der Handbuchangaben in Verantwortung des Konstrukteurs* ***wiederverwendbar****. Bei öfterer Verwendung kann die Funktion der Selbstsicherung durch Verschleiß und/oder Deformation beeinträchtigt werden.*

Bild 6.1.1.1-11 *(Lit. 6.1.1.1-13): Zum* ***Fixieren*** *von Komponenten* ***auf Wellen*** *werden* ***Nutmuttern*** *(Skizze unten, Bild 6.1.1.2-10) verwendet. Sie verspannen und fixieren Komponenten wie Zahnräder oder Naben auf der Welle.*

© Axel Rossmann - Turbocoursult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Ursachen für das Festsitzen von Schrauben:

Kaltverschweißen ("Fressen"):

Metallischer Kontakt während einer Gleitbewegung beim Anziehen oder Lösen

Oxidieren ("Festbrennen"):

Luftzutritt bei hoher Temperatur, begünstigt durch Schmiermittel

Korrosion ("Festrosten"):

Zutritt von Feuchtigkeit, begünstigt durch Schmiermittel oder Reste von Hilfsstoffen.

Schwingverschleiß ("Fretting"):

Abrieb durch Mikrobewegungen und Bildung von Oxiden die den Reibbeiwert heraufsetzen.

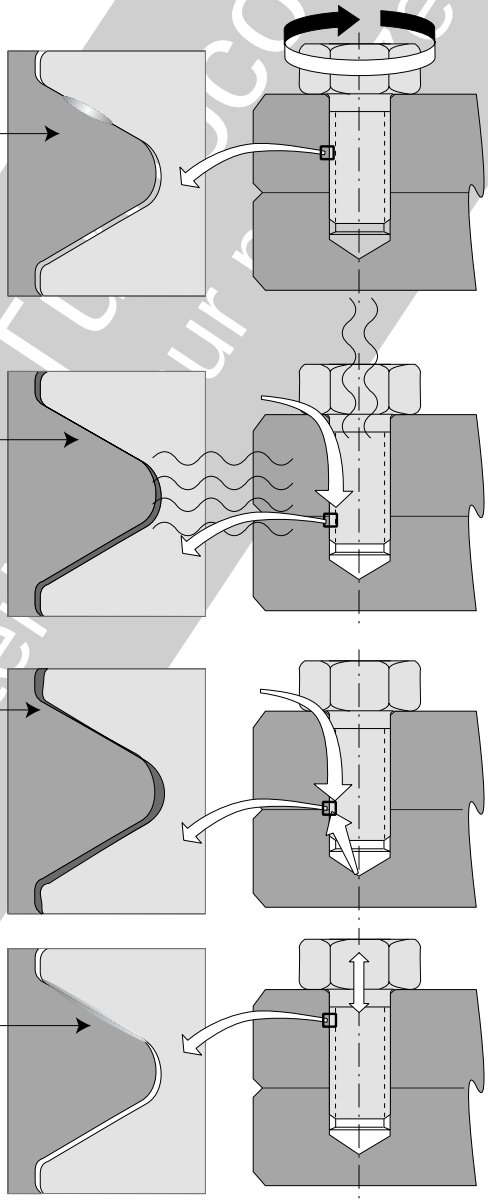


Bild 6.1.1.1-12

Diese Muttern haben eine „Topfsicherung“ aus Blech. Das hat sich seit langem im Triebwerksbau bewährt. ***Im Betrieb*** *bestehen jedoch* ***potenzielle Probleme,*** *die zu berücksichtigen sind. Auf deren Symptome ist bei der Überholung zu achten.*

*Die Sicherung erfordert natürlich eine vorschriftsgerechte ‘****Aktivierung****’. Das geschieht gewöhnlich mit einer* ***plastischen Verformung****. Dabei wird eine* ***Sicherungslasche*** *in eine Nut gebogen (Skizze Mitte) oder mit dem vorgeschriebenen Werkzeug ein* ***Eindruck*** *erzeugt (Skizze oben). Hier ist darauf zu achten, dass einerseits eine ausreichend große Verformung den notwendigen Sicherungseffekt gewährleistet. Andererseits dürfen keine* ***Risse oder unzulässig schwächende Beschädigungen wie Kerben*** *entstehen. Sie könnten den Ausgang von* ***Schwingbrüchen*** *bilden. So geht der Sicherungseffekt verloren und Fremdkörper-*

© Axel Rossmann - Technicon

schäden durch das Bruchstück sind zu befürchten. Die genaue Vorgehensweise und die Werkzeuge sind vom Konstrukteur festzulegen und vom Ausführenden zu befolgen.

***Bild 6.1.1.1-12** (Lit. 6.1.1.1-8 und Lit. 6.1.1.1-14): **Festsitzende Schrauben und Muttern** sind besonders **an Heißteilen** ein häufiges Phänomen. Dies kann verschiedene Ursachen haben die auch in Kombination auftreten.*
***Austenitische Werkstoffe wie Ni-Legierungen und hochlegierte CrNi-Stähle und besonders Titanlegierungen** neigen beim Anziehen oder Öffnen von Schrauben und Muttern zum **Kaltverschweißen** (Fressen, Band 1, Bild 5.9.2-1). Ursache ist neben Gefügebesonderheiten die sehr dünne „natürliche" Oxidhaut, die vom Gleitvorgang unter hoher Flächenpressung zerstört wird. So kommt es zum intensiven **Kontakt frischer reaktiver Metallflächen**. Ein solches Verschweißen findet man auch an Auflagen von Mutter- und Schraubenkopf. **Nach ersten Anzeichen für Fressen wird jedes weitere Anziehen die Schädigung verstärken**. Ein typisches Merkmal ist, dass auch das Aufdrehen nicht mehr gelingt. In einem solchen Fall muss die Verbindung vorsichtig oft zerstörend gelöst werden. Unzulässige Beschädigungen verhindern eine weitere Verwendung.*
***Oxidation** („Festbrennen") tritt in Gewinden der Verschraubung von Heißteilen auf. Die Oxide haben ein größeres Volumen als das Grundmaterial. Die führt zu einer **Klemmwirkung**. **Schlechte Gleiteigenschaft** der Oxide kann den Effekt noch verstärken. Ungeeignete Schmiermittel begünstigen das Festsitzen.*
***Korrosion** („Festrosten") findet man besonders in kälteren Bereichen an Verschraubungen aus Stahl. Hier kann **Schwitzwasser** einwirken. Dies ist in Meeresatmosphäre besonders aggressiv. Die Korrosion dürfte beim Volumenwachstum der Oxide eine Rolle spielen. **Ungeeignete Hilfsstoffe**, die sich beispielsweise bei Betriebstemperatur zersetzen (z.B. MoS_2-haltig), verstärken die Korrosion sogar (Band 1, Bild 5.6.1.4.1-4).*

***Schwingverschleiß** (Fretting) entsteht bei Mikrobewegungen an Auflageflächen. Beispielsweise sind solche Erscheinungen nach längeren Laufzeiten auch an den Auflageflächen von Flanschverschraubungen zu finden (Kapitel 6.6.4). Bildet sich in den Gewinden oxidierender Abrieb (Reibrost/Reibkorrosion Band 1 Bild 5.9.3-2) wirkt dieser wie Korrosionsprodukte.*

*Oft lassen sich Muttern „**losbrechen**", jedoch **nicht vollständig vom Gewinde drehen**. Dies kann mehrere Gründe haben, die sich auch in Kombination verstärken:*
*- **Korrosionsprodukte**, **Oxide und Verschmutzungen** mit **schlechten Gleiteigenschaften stauen** sich beim 'Abdrehen' zwischen den Gewindeflanken. Wenn solche Ablagerungen durch die chemischen Reaktionen eine Volumenvergrößerung erfahren, wird die **Klemmwirkung** verstärkt (Bild 6.6.4-4 und Bild 6.6.4-5).*
*- **Fressen der Gewindeflanken** durch metallischen Kontakt beim erschwerten Aufdrehen.*
*- **Reckung der hochbelasteten Gewindegänge**. Ein solcher Steigungsfehler an der Mutter kann bei Wiederverwendung zu örtlicher Flankenüberlastung und Fressen führen.*

***Abhilfen gegen Festbacken** von Schrauben und Muttern:*
*Sachgemäßes (vorschriftskonform) Aufbringen des **vorgeschriebenen Schmiermittels**. Ist bereits eine Beschichtung mit Trockenschmierfilm vorhanden, nur vorgeschriebene Prozeduren anwenden. Keine zusätzliche Schmierung.*
Zu beachten:
*- **Saubere Auflageflächen** von Schrauben, Muttern, Beilagscheiben und Flanschen. Vor der **Wiederverwendung in einem Wartungsprozess** sind die Verschraubungsteile vorschriftsmäßig zu reinigen.*
*- Auf **Metallspäne und Abrieb** achten. Sie können während dem Anziehen einen Fressvorgang einleiten. Das gilt auch für **Verunreinigungen** wie abrasives **Strahlgut**.*

© Axel Kressmann - Turbocam-Sult
Alle Rechte vorbehalten

Schraubenverbindungen: Grundlagen

Wie lassen sich festsitzende Schrauben und Muttern lösen?

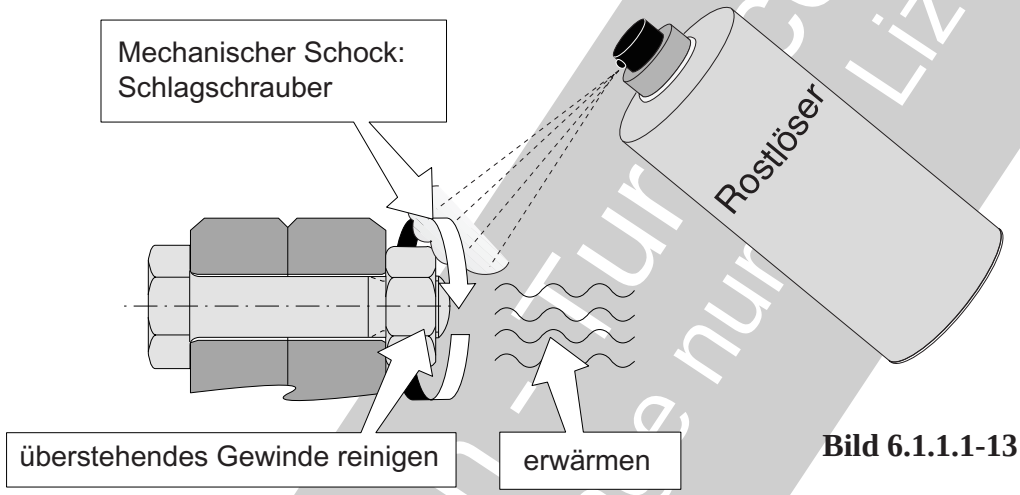


Bild 6.1.1.1-13

*- **Schmierpasten** sind **auch im Gewindegrund** aufzubringen.*
*- **Auflageflächen von Muttern und Schraubenkopf** entsprechend Vorschrift behandeln. Sie nehmen bis zu 50% des Anzugsmoments auf.*
*- **Voroxidieren** von Schrauben und Muttern austenitischer CrNi-Stähle und Ni-Legierungen bei Betriebstemperatur an Luft. Die Wirksamkeit hängt vom Gleitverhalten der Oxide ab (Band 1 Bild 5.9.3-7). Eine **Oxidschicht verhindert metallischen Kontakt** der Gleitflächen, insbesondere der Gewindeflanken und damit ein Fressen. Diese Behandlung muss aber den Vorschriften entsprechen, denn sie beeinflusst die Wirksamkeit des Anzugsmoments wie bei allen Einflüssen auf die Reibungsbedingungen. Falls eine Voroxidation nicht explizit vorgesehen ist, ist der verantwortliche Konstrukteur bzw. der Maschinenverantwortliche zu konsultieren.*

***Bild 6.1.1.1-13** (Lit. 6.1.1.1-8 und Lit. 6.1.1.1-14): Das **Lösen festsitzender Schrauben** kann mit verschiedenen Maßnahmen erleichtert werden. Diese müssen jedoch immer entsprechend den Anweisungen des Konstrukteurs bzw. des Handbuchs zulässig sein.*

***Rostlöser**, meist als Spray, erleichtern nach einer **Einwirkzeit** sowohl das Lösen als auch das Abschrauben der Mutter. Hier ist aber durchaus **Vorsicht geboten**. Es dürfen nur für die Anwendung **zugelassene 'Löser'** verwendet werden. Beispielsweise besteht bei **Cl-haltigen Medien die Gefahr einer Schädigung von Titanteilen** (Band 1 Bild 5.6.3.1.1-7). An hochfesten Stählen kann **Spannungsrisskorrosion** auftreten. **MoS_2**-haltige Medien lösen bei ausreichenden Betriebstemperaturen an **Ni-Legierungen Sulfidation** (Band 1 Bild 5.6.1.4.1-4) und/oder **Zugspannungen Rissbildung** aus (Bild 6.1.1.2-9).*
***Mechanische Schockbeanspruchung**, beispielsweise durch einen **Schlagschrauber** (Bild 6.1.1.1-9). Diese Geräte kommen für die Demontage zum Einsatz. Das Gewinde darf nicht beschädigt werden und den Abschraubvorgang erschweren.*
*Vor dem Abschrauben der Mutter ist **überstehendes Gewinde** vorsichtig von Korrosionsprodukten und festgebackenen Schmiermittelresten zu **säubern**.*
*Das **Erwärmen** der Schraube auf 50-100 °C senkt in vielen Fällen den Reibungskoeffizienten und erleichtert das Lösen.*

© Axel Rossmann - Tur
als Schulungsunterlage nur

Schrauben unterliegen bei hohen Betriebstemperaturen besonderen Gefahren.

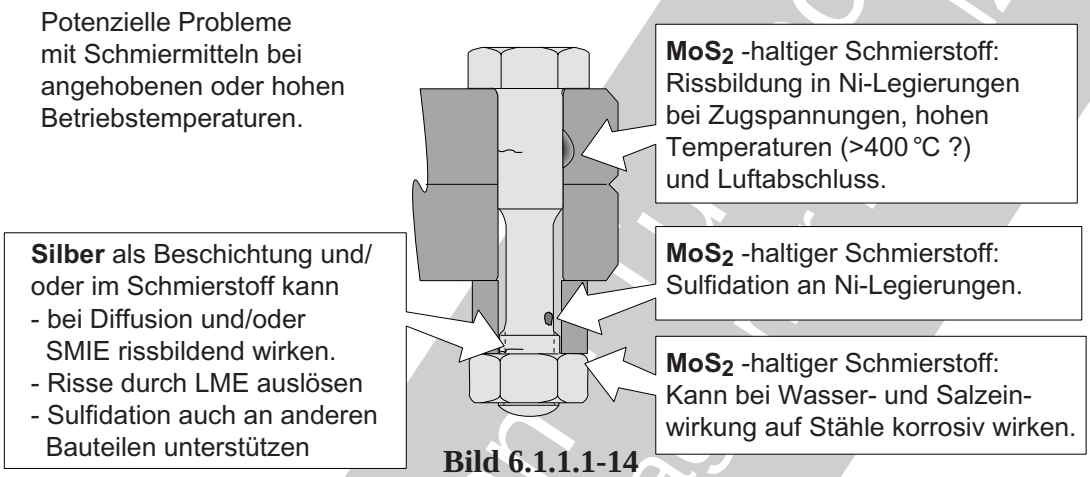


Bild 6.1.1.1-14

Bild 6.1.1.1-14 *(Lit. 6.1.1.1-17):* ***'Hohe' Betriebstemperatur*** *ist ein relativer Begriff. Sie liegt, je nach Tribosystem und Werkstoffen bereits im Bereich von 200 °C oder erst oberhalb 400°C. Bei diesen Temperaturen besteht* ***potenzielle Schädigungsgefahr****. Wirksam werden* ***Schadensmechanismen*** *wie*

Versprödung durch Diffusion*: Ab Temperaturen um 600°C kann Silber in Oberflächen von Ni-Legierungen eindiffundieren (SMIE, Band 1 Bild 5.8.1-3, Bild 5.8.1-4 und Kapitel 5.8.2). Titanlegierungen unterliegen diesem Vorgang bereits um 200°C. Im gleichen Temperaturbereich wirkt* ***Kadmium*** *auch bei Stählen (Band 1 Bild 5.8.1-4 und Bild 5.8.2-2). Dabei ist der Schmelzpunkt der Beschichtung noch nicht erreicht (SMIE). Unterstützt wird dies durch Zugspannungen, wie sie in Schraubenschaft oder Gewinde auftreten. Hat die* ***Diffusion*** *einen kritischen tragenden Querschnittsanteil durchdrungen, tritt Sprödbruch ein. Ist unter solchen Betriebsbedingungen eine Mutter mit dem Schraubenschaft abgebrochen, besteht der Verdacht einer solchen Versprödung (Bild 6.1.1.2-2 und Bild 6.1.1.2-9).*

Rissbildung und Versprödung durch Eindringen von Schmelze*: Hier spricht man von* ***Lötrissigkeit*** *(engl. Liquid Metal Embrittlement = LME, Band 1 Bild 5.8.1-2). Bei* ***Silber*** *besteht diese Möglichkeit ab ca. 900°C (Band 1 Bild 5.8.1-2). Für Stähle ist* ***Kupfer*** *ein Beispiel. Entsprechend der niedrigen Schmelztemperatur schädigt* ***Blei*** *bereits bei deutlich niedrigeren Temperaturen.*

Sulfidation im Kontakt mit MoS_2 - haltigem Schmiermittel *oberhalb 400°C schädigt auf zwei Arten:*

- ***Anfressungen*** *reduzieren tragende Querschnitte und wirken als* ***Kerben****. Betroffen sind besonders* ***Nickellegierungen****.*

- ***Risskorrosion*** *unter Luftabschluss. Diese Situation erscheint in Maschinen auf den ersten Blick sehr unwahrscheinlich. Sie entsteht jedoch in* ***Gewinden oder an Passsitzen*** *bzw. dem Schraubenschaft wenn* ***Luftzutritt verhindert*** *wird. Dann kommt es nicht zur Verbrennung des Schmiermittels sondern zur* ***Zersetzung mit Freisetzung aggressiv wirkenden Schwefels****. Bei ausreichend hohen Zugspannungen, besonders im Bereich von Kerben (Poren, Kratzer) besteht die Gefahr* ***spontaner Rissbildung****. Es handelt sich bei austenitischen Stählen (Lit. 6.1.1.1-8) und Ni-Legierungen um eine Art Spannungsrisskorrosion. Gefährdet sind sowohl Schmiede- als auch Gusslegierungen.*

© Axel Rossmann Consult als Schulungsunterlagen-Lizenz

Schraubenverbindungen: Grundlagen

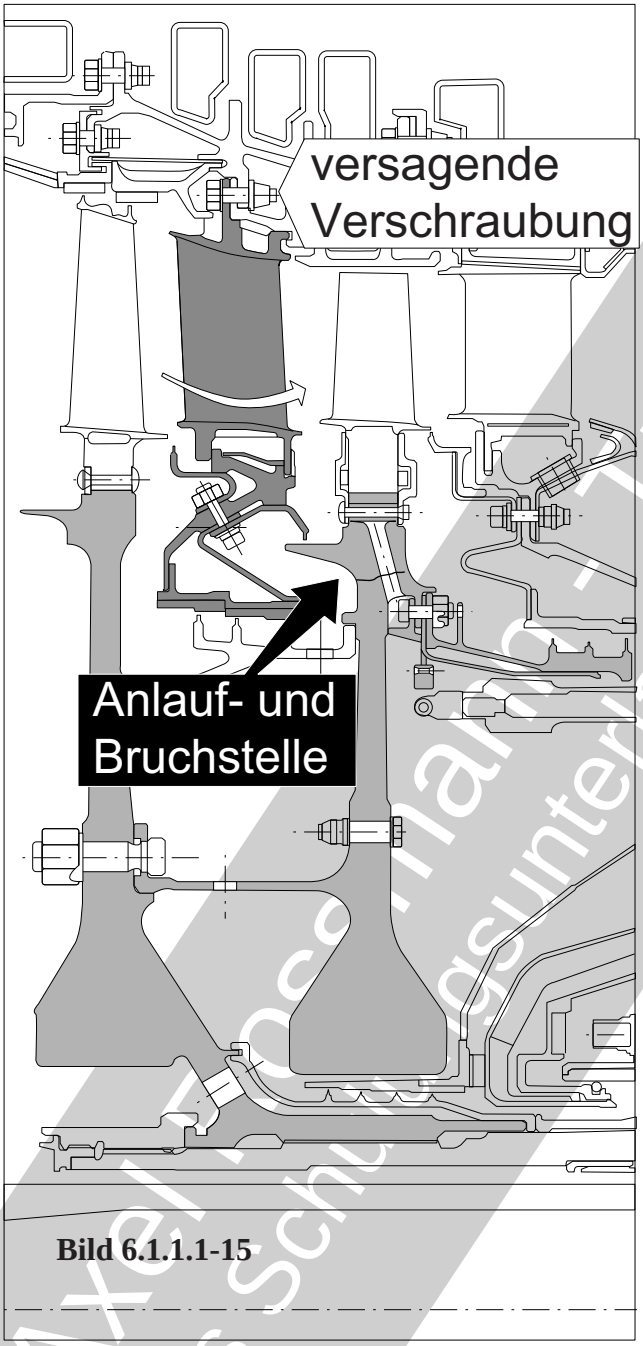


Bild 6.1.1.1-15

Beispiel 6.1.1.1-15 (Lit 6.1.1.1-18): An der Frachtversion eines großen 4-strahligen Flugzeugtyps **löste sich ein Triebwerk**. Die nachfolgende Untersuchung ergab, dass ein großes **Stück aus dem Kranz der Turbinenscheibe** der 2. Stufe gebrochen war. Dabei traten derart große Unwuchten auf, dass die vordere Triebwerksaufängung überlastet wurde und brach. Es handelt sich um einen Sekundärschaden. Der **Primärschaden war eine Lockerung der Verschraubung des davor liegenden Turbinenleitapparats**. Dieser klappte nach hinten und streiften gegen die Turbinenscheibe. Sie wurde dabei so geschwächt, dass es zum Bruch kam.

Ursache für die Lockerung ist im **Anbringen der Verschraubung** zu suchen. Denkbar ist:

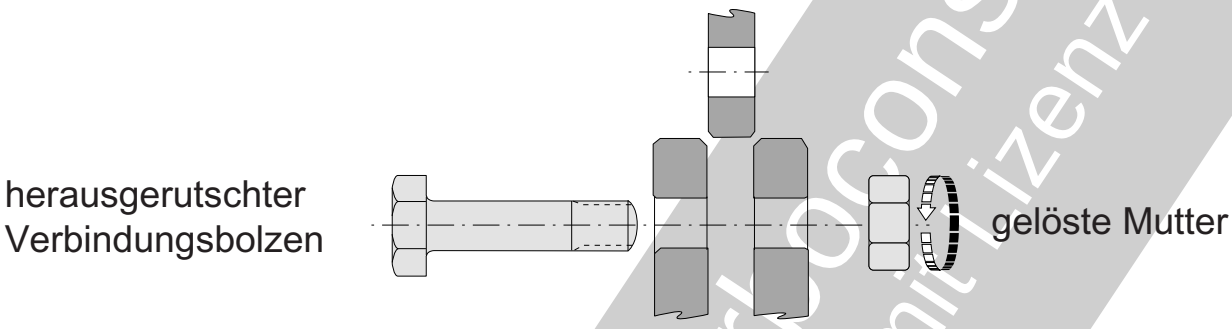
- Verwendung 'alter' (**geschädigter**) **Schrauben**.
- Von der Vorschrift **abweichender Schmierstoff**.
- Falsches Vorgehen beim **Anziehen der Schrauben**.
- Nicht kalibriertes **Anzugswerkzeug**.
- Ungenügende Anbringung des **Sicherungsdrahts**.

Kommentar: Vor der Gefahr eines solchen Schadens durch Lockerung der Verschraubung **warnt bereits das Triebwerkshandbuch**. Offenbar handelt es sich also nicht um den ersten Fall. Entscheidend ist anscheinend ein nicht ausreichendes Anzugsmoment. So konnte die Verschraubung dynamisch überlastet werden .

***MoS_2** scheint **bei Wasser/Schwitzwasser** und **Salz-Einwirkung** (Meeresatmosphäre) **Korrosion an Stählen zu begünstigen**. Das kann den Querschnitt gefährlich schwächen sowie Schraube bzw. Mutter klemmen lassen.*

*Abschließend sei noch erwähnt, dass im Stillstand bei **Einwirkung aggressiven Schwitzwassers Silber von Schrauben und Muttern abgelöst wird**. Scheidet es sich an anderen Stellen (z.B. Turbinenscheiben) ab, kann es dort bei Betriebstemperatur Sulfidationsangriff auslösen (Band 1, Bild 5.6.1.4.1-4). Dies ist wohl neben dem Diffusionsrisiko ein Grund, warum **keine versilberten Schrauben und Muttern in Heißteilen** von Turbotriebwerken verwendet werden.*

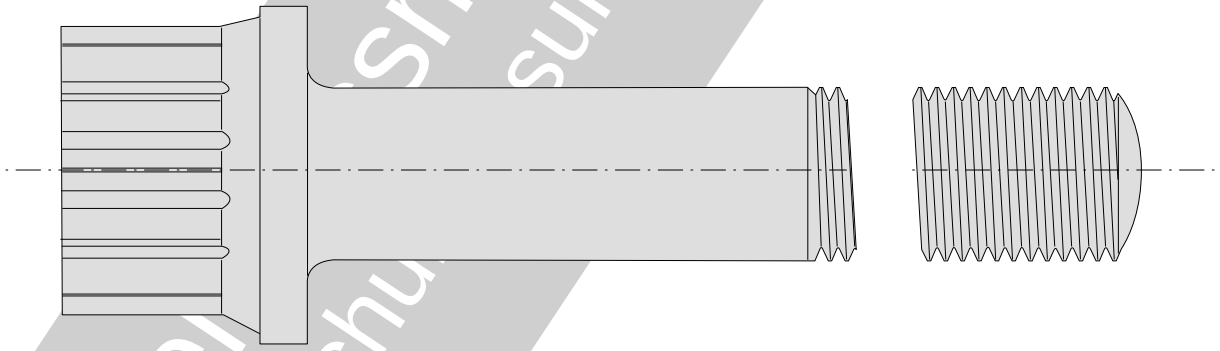
© Axel Hoffmann - Turbosoft
Alle Rechte vorbehalten
Nutzung als Schulungsunterlage nur mit Lizenz



Beispiel 6.1.1.1-2 (Lit 6.1.1.1-19): An den Triebwerksaufhängungen eines großen 4-strahligen Verkehrsflugzeugs wurden **gelockerte bzw. aufgedrehte Muttern** von Verbindungsbolzen gefunden. Zumindest in einem Fall scheint sich ein Bolzen herausgeschoben zu haben. Als Ursache steht die **Schmierung und/ oder das Anziehen der Mutter** in Verdacht.

Kommentar: Wenn ein solcher Verbindungsbolzen der Triebwerksaufhängung herausfällt/ versagt, kann sich das Triebwerk ablösen und damit ein gravierendes Sicherheitsproblem entstehen.

(Darstellung symbolisch)



Beispiel 6.1.1.1-3 (Lit 6.1.1.1-20): Bei der Durchführung einer AD (Lufttüchtigkeitsanweisung) erhielten **Verbindungsbolzen** der vorderen Triebwerksaufhängung an einem zweistrahligen Verkehrsflugzeug ein **zu geringes Anzugsmoment**. Damit besteht die erhöhte **Gefahr eines Schwingbruchs**. Die fraglichen Bolzen gehören zu einer ‘sekundären Kraftübertragung’ (engl. secondary thrust load path). Sie wirken bei einem Bruch des primären Systems sichernd.

Kommentar: Offenbar haben diese Verbindungsbolzen eine **Fail Safe-Funktion**. Sie wird bei einem Versagen der primären Triebwerksaufhängung benötigt. Gerade deshalb muss sie immer gewährleistet sein, um ein Ablösen des Triebwerks und damit ein hohes Risiko sicher zu verhindern.

(Darstellung symbolisch)

© Axelsmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.1.1.1

6.1.1.1-1 „Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau“, Band I, 12. Auflage, 1964, Springer-Verlag, Seite 658

6.1.1.1-2 G.Niemann, „Maschinenelemente“, Erster Band, 5. Auflage, 1961, Springer-Verlag, Seite 161, 168.

6.1.1.1-3 A.Erker, „Die vorgespannte Schraubenverbindung unter Dauerbeanspruchung und Überlastungen“, M.A.N.-Forschungsheft 1953, Seite 1-17.

6.1.1.1-4 K.H.Illgner, „Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen“ (Fatigue Behaviour of Bolted Connections), Zeitschrift „Werkstofftechnik“, 10. Jahrgang, März 1979, Heft 3, Seite 73-112.

6.1.1.1-5 E.Grabher, „Schraubenverbindungen- Gestaltung- Berechnung“, 2002, mypage.bluewin.ch/grabber, Seite 1-14.

6.1.1.1-6 „Methods of Tightening Threaded Fasteners“, 2006, www.boltscience.com , Seite 1-4.

6.1.1.1-7 E.Schneider, „Ultraschall-System zur on-line Bestimmung der Schraubenvorspannkraft und zur Schraubersteuerung“, www.izfp.fraunhofer.de, Seite 1-7.

6.1.1.1-8 J.Gänsheimer, „Das Vermeiden von Schäden an und durch Schrauben mit Schmierstoffen“, Zeitschrift „Verbindungstechnik“, Heft 10. Oktober 1979, 11. Jahrgang, Seite 25-30.

6.1.1.1-9 Firma Norbar Torque Tools, „Norbar - Ihr Schlüssel für die Drehmomentkontrolle“, Firmenprospekt, Seite 1-25.

6.1.1.1-10 R.A.Walker, „Verbindungselemente für die Luft- und Raumfahrt sowie andere kritische Anwendungsbereiche“ (Fastener Properties for Aerospace and other Critical Applications), „VDI-Berichte“, Nr. 220, 1974, Heft 3, Seite 155-174.

6.1.1.1-11 Metals Handbook Ninth Edition, Volume 11 „Failure Analysis and Prevention“, Verlag ASM, ISBN 0-871170-007-7, Kapitel von W.J.Jensen, „Failures of Mechanical Fasteners“, Seite 530-549.

6.1.1.1-12 NTSB Identification IAD961A098, „Incident Jun-17-96“, 1996, Seite 1-3.

26.1.1.1-13 ATSB Air Safety Occurrence Report, Number 199504205 vom 1. Januar 1999, „Accident, Bell Helicopter Mod. 205, 13-Dec-95“, Seite 1-8.

6.1.1.1-14 W.Schneider, „Schäden an Schraubenverbindungen“, Zeitschrift „Verbindungstechnik“, Heft 2, Februar 1980, 12.Jahrgang, Seite 21-27.

© Axel Possmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.1.1.1-15 I.E.Traeger, „Aircraft Gas Turbine Engine Technology, Second Edition“, Verlag : Glencoe/McGraw-Hill 1994, ISBN 0-07-065158-2, Seite 396.

6.1.1.1-16 „Arten der Schraubensicherung“, LOCTITE®, Worldwide Design Handbook, loctite.fast.de, 2006, Seite 1-4.

6.1.1.1-17 R.S.BhattAchaRya, S.KrishnaMurthy, A.K.Rai, J.A.Kramer, „Threaded Fastener Coatings for Aerospace Applications“, Zeitschrift „ Lubrication Engineering“, Volume 52, No.3, March 1996, Seite 237-241.

6.1.1.1-18 Special Airworthiness Information Bulletin SAIB: NE-07-4, „Subj: Pratt & Whitney (P&W) JT9D HPT2nd Stage Vane/Disk Failures“,August 3, 2007, entspricht ESA Safety Information Notice No.: 2007-20 vom 08 August 2007, Seite 1-3.

6.1.1.1-19 Civil Aviation Safety Authority (Australia), „P&W JT9D Aft Engine Mount Tangential Link“, AD/B747/157 / 96 Amdt1, Seite 1.

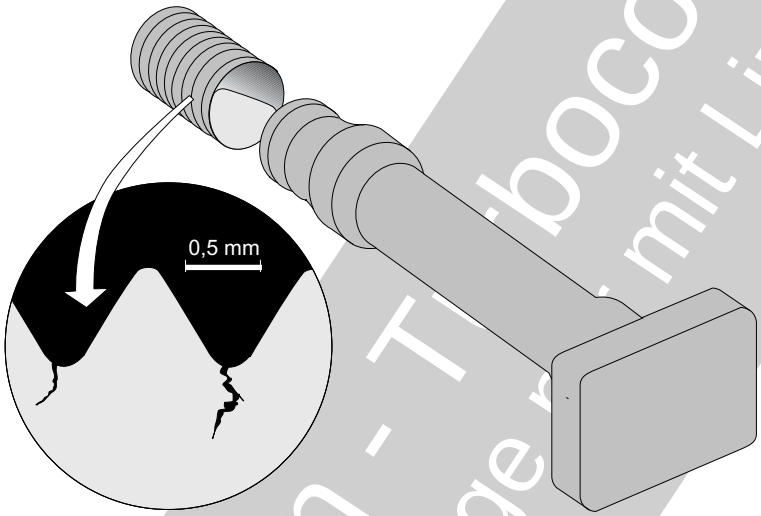
6.1.1.1-20 Emergency Airworthiness Directive (EAD) by Direction Generale de L’Aviation Civile (France), GSAC/T 32/05 „Subject: Engine-Forward mount bolt (ATA 71)“ Airbus A319/A320/A321, Seite 1 und 2.

6.1.1.1-21 „Schraubensicherung“ de.wikipedia.org/wiki/Schraubensicherung, Stand 19.Juli 2011, Seite 1 und 5.

6.1.1.1-22 „Sichern von Schraubenverbindungen“, Werksinfo „Böllhoff aktuell“, Ausgabe 27, (1627/10/01), www.boellhoff.com, Stand 19.Juli 2011, Seite 1 und 17.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

6.1.1.2 Schäden an Schraubenverbindungen



Dieses Kapitel widmet sich **Schäden an Schrauben**, nachdem im vorhergehenden Kapitel schadensrelevante Einflüsse behandelt wurden. Am häufigsten gab es gefährliche Vorfälle im Zusammenhang mit **vergessenen** oder **nicht angezogenen Schrauben** (Lit 6.1.1.2- 19). Doch solche Probleme sind eher dem Bereich „Human Factors“ zuzuordnen und nicht Gegenstand dieses Kapitels.

Vorangestellt wird als leichtbaurelevant eine erfahrungsbasierte Zusammenfassung von **Schadensmechanismen** an Schrauben des Triebwerksbaus (Bild 6.1.1.2-1). Anschließend werden **typische Bruchlagen** (Bild 6.1.1.2-2) und **Schadensbilder** gezeigt und erklärt (Bild 6.1.1.2-3). Dazu gehört auch die Bewertung von **Bruchbildern** (Bild 6.1.1.2-3). Sie ermöglichen bereits dem erfahrenen Praktiker erste Schlussfolgerungen auf schädigende Einflüsse und damit auch ein Gefühl für die **Risiken**.

Vor Fallstudien mit ursächlichen Schraubenschäden aus dem Flugbetrieb werden zwei ungewöhnliche Schadensursachen aus dem **Fertigungsbereich** behandelt (Bild 6.1.1.2-5 und Bild 6.1.1.2-6). Das besondere **Versagensrisiko von Flanschverschraubungen** und anderen Fixierungen, die auf der Wirkung vieler gleicher parallel wirkender Elemente beruhen, zeigt Bild 6.1.1.2-7.

Auf eine wichtige, anscheinend widersprüchliche Eigenart der Schadensempfindlichkeit von Schrauben aus Stählen sei noch verwiesen. Sie gilt zwar auch für andere Bauteile, erscheint jedoch bei Ursachen von Schraubenschäden besonders ausgeprägt: **Je höher die Festigkeit (Härte), umso empfindlicher ist die Schraube für versprödende Einflüsse wie Spannungsrisskorrosion** (Band 1 Kapitel 5.6.3.1.1) **und Wasserstoffversprödung** (Band 1 Kapitel 5.7). Aus diesem Grund wird die **Härte von Schrauben in Spezifikationen** (meist < 32 HRC) **begrenzt**. Geht man über die entsprechende Festigkeit die dann auch genutzt wird hinaus, steigt das Risiko eines Schraubenschadens deutlich (Band 1 Beispiel 2.2.2.1-1).

In diesem Zusammenhang sei daran erinnert, dass eine genutzte höhere Festigkeit, gleich welchen Werkstoffs, aus Gründen der Bruchmechanik (Band 1 Bild 4.1-1 und Bild 4.3-7) empfindlicher auf Schwach-und Fehlstellen (Band 1 Bild 3.2.1-1) reagiert.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Schäden

Bild 6.1.1.2-1 *(Lit. 6.1.1.2-3 und Lit. 6.1.1.2-7 bis Lit.6.1.1.2-9):* ***Mechanische Betriebsbelastungen,*** *die* ***ursächlich*** *zu Schraubenbrüchen führen, sind in erster Linie* ***dynamisch****. Dabei entstehen* ***Schwingbrüche/-risse*** *(HCF, LCF, Bild 6.1.1.2-4, Band 1 Kapitel 5.4). Ursache sind sowohl hochfrequente Schwingungen als auch niedrig frequente Belastungen wie Thermoermüdung oder zyklische Fliehkraftänderungen.*

Schwingbrüche erscheinen auch ***an zähen Werkstoffen verformungslos****. Trotzdem fallen sie nicht unter den Begriff* ***Sprödbrüche*** *(Bild 6.1.1.2-2). Der Werkstoff ist nicht versprödet, sondern erscheint es nur durch den Rissfortschrittsmechanismus. Bei Auswertbarkeit im REM (Lit 6.1.1.2-10) lassen sich die Risse in den meisten Fällen vom Fachmann sicher identifizieren (Band 1 Bild 4.4-3). Mit genügender Erfahrung ermöglicht die Bruchfläche auch eine makroskopische Bewertung (Bild 6.1.1.2-3, Band 1 Bild 4.4-2, Bild 4.4-5 und Bild 4.4-6). So sind zumindest erste Hinweise auf Art und Höhe der dynamischen Belastung zu erwarten (Band 1 Bild 4.3-20 und Bild 4.3-21). An Schrauben gibt es, bedingt durch* ***Spannungskonzentration an Krafteinleitungen*** *und Formkerben, Bereiche die für Schwingbrüche prädestiniert sind (Bild 6.1.1.2-4).*

Bei auslegungsgemäßer Belastung können sie von fertigungs-, montage- oder betriebsbedingten Schwachstellen und Schädigungen ausgehen. Zu ***betriebsbedingten Schädigungen*** *(Rahmen oben) gehören:*

'Anfressungen' *wie* ***Korrosions-*** *(an Stählen, Bild 5.6-2 und Band 1 Bild 5.6.1.1-1) und* ***Sulfidationsgrübchen*** *(an Ni-Legierungen, Bild 6.1.1.1-14).*

Schwingverschleiß *(Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3 Montagebedingte '****Fressriefen****' am Schaft.*

Statische Last *erzeugt schadensursächlich bei ausreichend hoher Betriebstemperatur* ***Zeitstand- bzw. Kriechbrüche*** *mit plastischer Verformung (Kriechen). Bei langen Betriebszeiten unter niedriger Last kann die Kriechdehnung sehr klein sein. Die Längung ist nicht unbedingt augenfällig. Trotzdem ist auch in diesen Fällen nicht von einer bruchursächlichen Werkstoffversprödung auszugehen. Ein Merkmal ist im Vergleich zum Restbruch eine verstärkte Oxidation der Bruchfläche. Das erschwert auch die mikroskopische Auswertung (REM) besonders im Anrissbereich. Metallografisch ermöglichen* ***Kriechporen*** *(Band 1 Bild 5.3.2-7) einen sicheren Nachweis.*

Gewaltbrüche *infolge mechanischer Überlastung sind eher selten. Eine Ursache sind Folgeschäden. Hier Beispiele in Turbomaschinen.*

- im ***Containmentfall*** *(Band 1 Kapitel 5.2.2) an der Verschraubung von Gehäuseflanschen.*

- Bei extremen ***Unwuchten*** *(Schaufelbruch, Vogelschlag) an Rotorverschraubungen.*

- Als Scherbruch an einem zentrischen Spannbolzen nach dem ***Nabenbruch*** *eines Turbinenrads.*

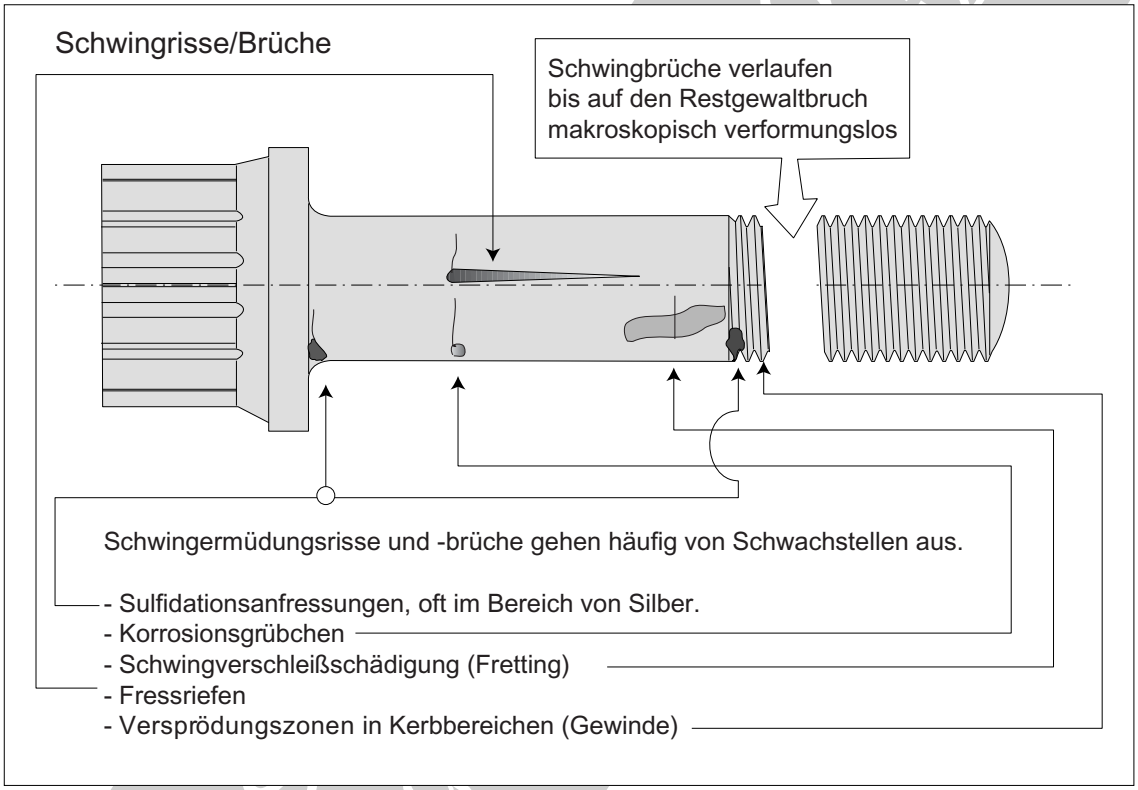
- An Flanschverschraubungen in Rotoren durch ein herumwirbelndes ***Bruchstück*** *(Bild 6.1.1.2-9) oder einen* ***Fremdkörper*** *(z.B. Werkzeug).*

Je nach ***Art und Richtung der Überlastung*** *(Zug, Biegung, Scherung, Torsion) bildet sich ein typischer Bruchverlauf aus (Rahmen unten). Makroskopisches und mikroskopisches Bruchbild, gegebenenfalls mit einer Makroätzung (bei beschädigter Bruchfläche), machen es möglich* ***Gewaltbrüche zu identifizieren****. Mit etwas Glück auch Belastungsrichtung und -art. Ein wichtiges Indiz ist der Verlauf bzw. die Verbiegung der 'Fasern' (Gefügeorientierung).*

© Axel Kossmann - Turbo Consult
Lassen Sie sich unterstützen!

Schraubenverbindungen: Schäden

Wichtige Betriebsschadensbilder und Ursachen für Schwingermüdung und Gewaltbrüche an Schrauben.



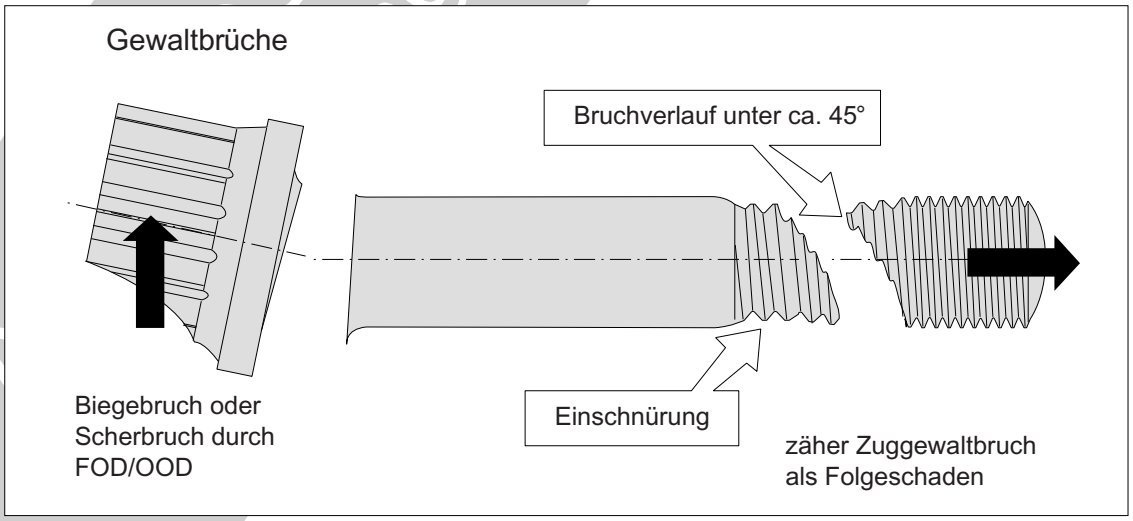


Bild 6.1.1.2-1

Bild 6.1.1.2-2 *(Lit. 6.1.1.2 -3): Die weitaus meisten* ***Brüche und Risse in Schrauben*** *des Triebwerksbaus haben, bis auf Gewaltbrüche (Bild 6.1.1.2-1) bei denen es sich gewöhnlich um Folgeschäden handelt, ein zumindest* ***makroskopisch sprödes Aussehen****. Dies kann verschiedene Ursachen haben.*

Schadensursächliche Versprödungen:

Spannungsrisskorrosion *(Band 1 Kapitel 5.6.3.1) ist eine potenzielle* ***Bedrohung hochfester Schrauben und Muttern*** *aus Stählen („****A1****“, „****A2****“). Zu Rissen und Brüchen kommt es unter auslegungskonformen Betriebseinflüssen nur, wenn* ***das Gefüge/der Werkstoff von den Vorschriften abweicht****. Meist lässt sich dies mit dem* ***Überschreiten spezifizierter Härtegrenzen*** *(meist < 32 HRc) nachweisen. Die Bruch-/Rissbilder (Bild 6.1.1.2-3 und Band 1 Bild 5.6.3.1.1-6) erscheinen oft ausgeprägt kristallin (Bild 6.1.1.2-3) und zeigen Korrosionsmerkmale (Rost), insbesondere im Ausgangsbereich. Mikroskopisch lässt sich an auswertbaren Bruchflächen diese Schadensart vom Fachmann problemlos und sicher identifizieren. Merkmale deuten auf die* ***Verwandtschaft des Schädigungsprozesses zur Wasserstoffversprödung*** *(Band 1 Bild 5.7.1-2).*

Wasserstoffversprödung *(„****B1****“, „****B2****“, „****B3****“) wird von Wasserstoff verursacht, der bei einem* ***nicht vorschriftsgemäßen*** *(zu langer Zeitraum bis zur Entsprödung)* ***Fertigungs- oder Überholungsprozess*** *in das Material eindringt (diffundiert, Band 1 Bild 5.7.1-3 und Bild 5.7.1-4). Diese Versprödung entwickelt sich über längere Zeit (Lagerung, Betrieb). Sie ist irreversibel und* ***nicht mit einem Schlagversuch nachweisbar*** *(Band 1 Bild 5.7.1-6). Typische Verfahren die eine Wasserstoffversprödung verursachen können sind galvanische Beschichtungen, Ätzen und das Abziehen von Schichten (Band 1 Bild 5.7.1-3)*

Versprödung infolge Eindiffusion von Fremdmetallen *(SMIE, Band 1 Bild 5.8.1-3, Bild 5.8.1-4 und Bild 5.8.2-1). Diese Gefahr besteht bei unvorgesehen* ***hohen Betriebstemperaturen****. Risse treten* ***bevorzugt im Gewinde*** *(„****C1****“) auf (Bild 6.1.1.2-9).*

Versprödung durch ‘Einschießen’ von Fremdmetallschmelze *(Lötrissigkeit, engl. LME, Band 1 Bild 5.8.1-2 und Bild 5.8.1-3). Dabei dringt in einem schnellen Vorgang benetzende* ***Metallschmelze*** *in den unter ausreichender Zugspannung stehenden Werkstoff („****D1****“). Die Bruchfläche kann im Anrissbereich eine* ***ungewöhnliche Verfärbung*** *aufweisen (z.B. silbrig) die mit Oxidation nicht zu erklären ist.*

Versprödung durch ‘Werkstoffalterung’ *(Band 1 Bild 5.3-1.2). Beispielsweise können warmfeste Stähle mit Chrom, Molybdän und Vanadium bei zu hohem Vergüten nur noch ein Zehntel der geforderten* ***Kerbschlagzähigkeit*** *aufweisen. Im Fall der Flanschschraube eines Dampfturbinengehäuses lag die Zugfestigkeit mit über 1000 MPa deutlich über der maximal zulässigen von 850 MPa. Damit besteht im Betrieb die Gefahr von* ***Warmsprödbrüchen*** *(„****E1****“, Lit- 6.1.1.3-6). Auch hier zeigt sich wieder, dass bei der Werkstofffestigkeit ‘weniger mehr’ sein kann.*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Schäden

Wichtige Schadensbilder und Ursachen für Sprödbrüche an Schrauben und Muttern.

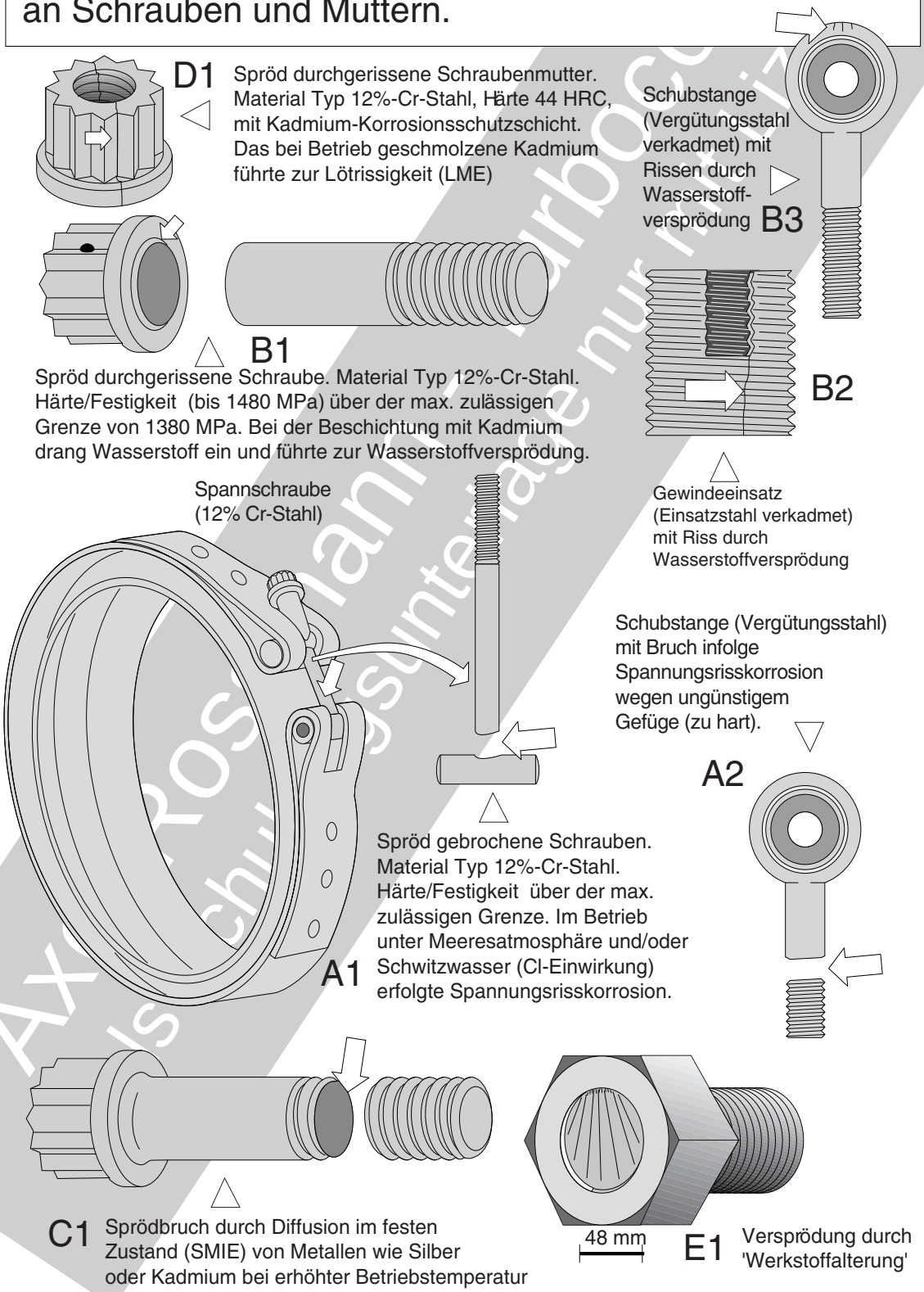
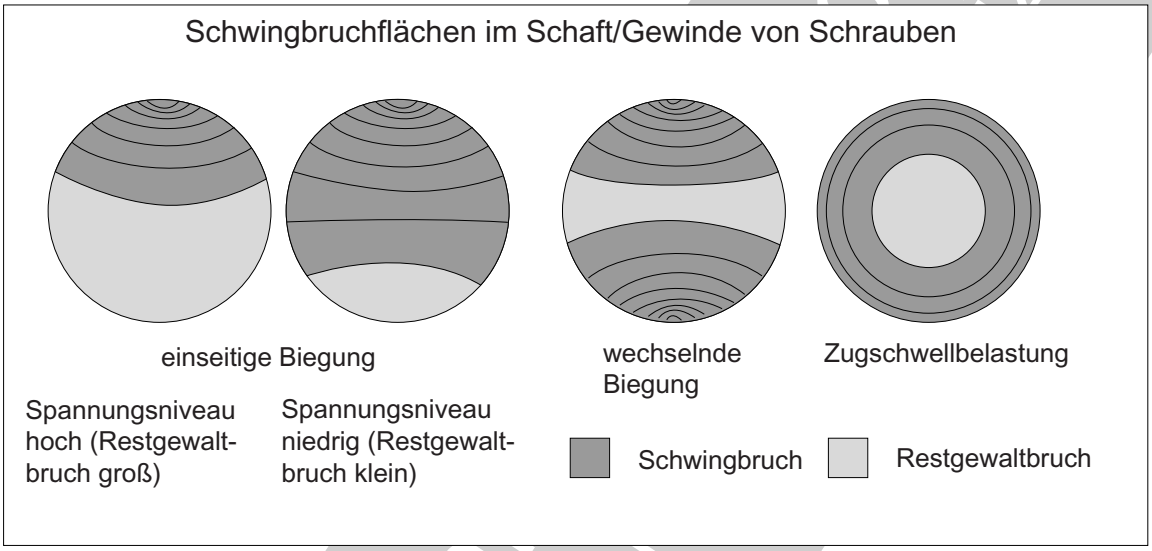
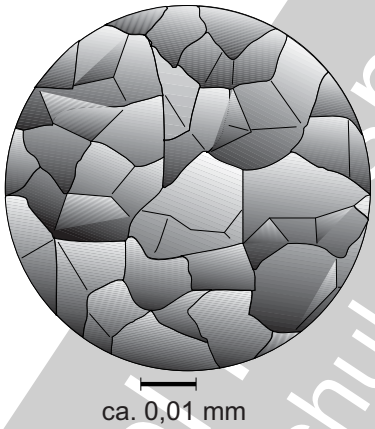


Bild 6.1.1.2-2

© Axel Rosmann - Turbocoursus
Ist schulungsunterlage nur mit Li-

Bruchflächenmerkmale an Schrauben und was man daraus schließen kann.





Mikrostrukturen von Versprödungsmechanismen (Wasserstoff, Spannungsrisskorrosion, Lötrissigkeit/LME, SMIE) an Bruchflächen von Schrauben

In der überwiegenden Zahl der Fälle handelt es sich um Schädigungen bzw. Schwächungen der Korngrenzen. Charakteristisch sind ausgeprägt interkristalline Bruchverläufe. Diese treten gegebenenfalls bevorzugt im Bruchausgangsbereich auf. Das Detail ist einer REM-Aufnahme nachempfunden.

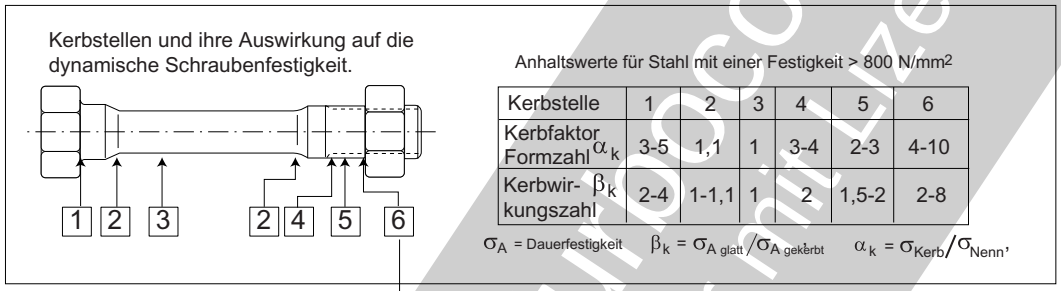
Bild 6.1.1.2-3

Bild 6.1.1.2-3 *(Lit. 6.1.1.2-3 und Lit. 6.1.1.2-10): Bereits das* ***makroskopische Bruchbild*** *ermöglicht dem erfahrenen Fachmann wichtige Schlüsse auf* ***Anrissursache*** *(Skizzen oben, Band 1 Bild 4.4-5 und Bild 4.4-6) sowie* ***Art, Höhe und Zeitverlauf*** *der Beanspruchung (Band 1 Bild 4.3-20 und Bild 4.3-21).*
Im ***Rasterelektronenmikroskop*** *(REM, engl. SEM, Band 1 Bild 2.2.2.4-3 und Bild 4.4-3) lassen sich unzerstörte Bruchflächen hervorragend auswerten (Detail unten). Sie ermöglichen Rückschlüsse auf*
- Rissausgang.
-Rissfortschritt, Zeitabläufe,
- Anrissursache/Schwachstellen/Fehler,
- Schadensmechanismus.

Metallografische Untersuchungen *(Band 1 Bild 2.2.2.4-2) beurteilen gewöhnlich den Werkstoff nach Gefügeabweichungen und Festigkeit (Härte). Besonders für die Bewertung der Schmiedestruktur und eines Verfestigungsprozesses (****gerollter*** *Kopfradius und/oder Gewinde, Bild 6.1.1.2-5) anhand des '****Faserverlaufs****' und von Fremdmaterialdiffusion (LME, SMIE) sind diese Untersuchungen unersetzlich.*

Schraubenverbindungen: Schäden

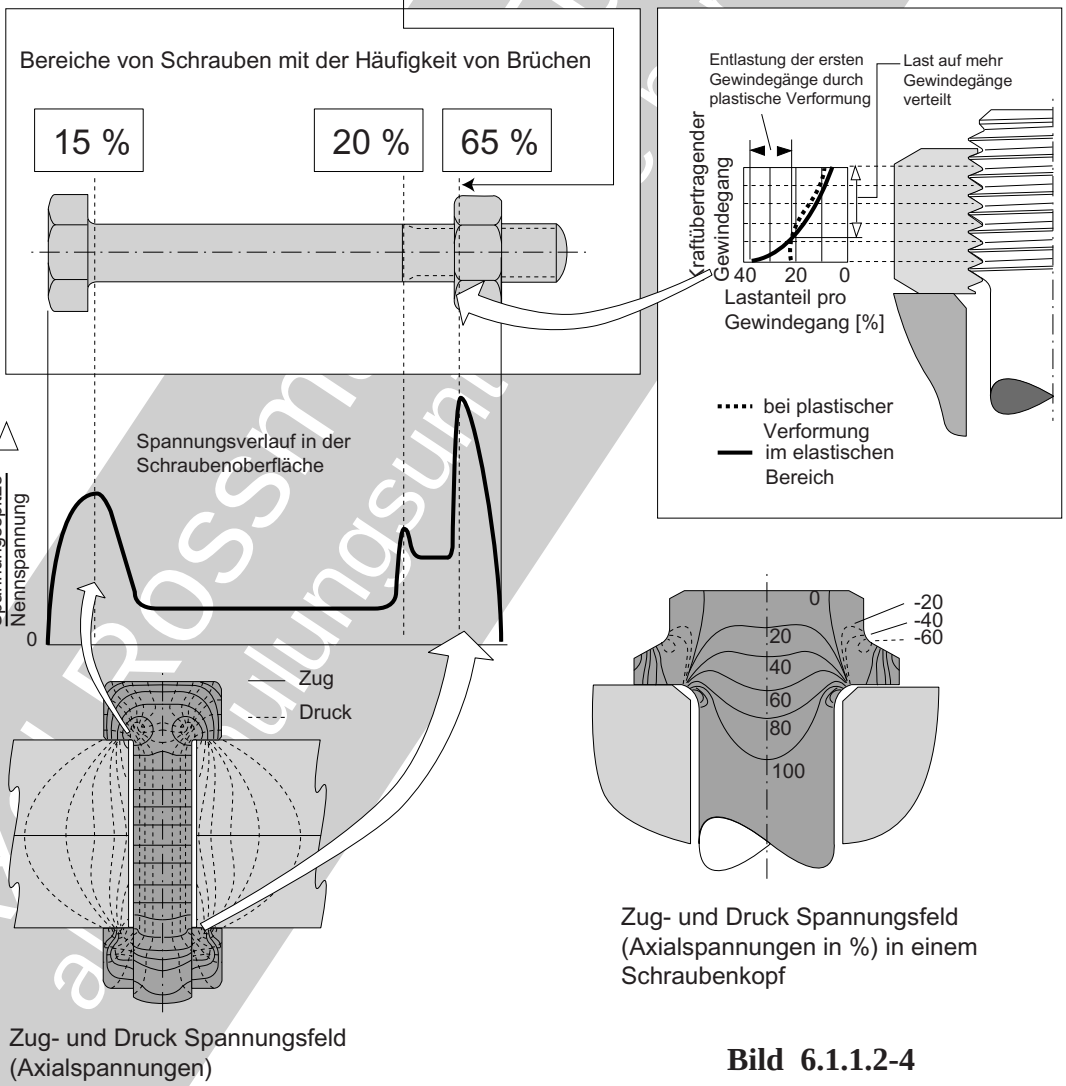
Lagen von Betriebsbrüchen an Schrauben.



Anhaltswerte für Stahl mit einer Festigkeit > 800 N/mm²

Kerbstelle	1	2	3	4	5	6
Kerbfaktor Formzahl α_k	3-5	1,1	1	3-4	2-3	4-10
Kerbwirkungszahl β_k	2-4	1-1,1	1	2	1,5-2	2-8

σ_A = Dauerfestigkeit $\quad \beta_k = \sigma_{A\,glatt}/\sigma_{A\,gekerbt} \quad \alpha_k = \sigma_{Kerb}/\sigma_{Nenn}$,



Zug- und Druck Spannungsfeld (Axialspannungen)

Zug- und Druck Spannungsfeld (Axialspannungen in %) in einem Schraubenkopf

Bild 6.1.1.2-4

Bild 6.1.1.2-4 *(Lit.6.1.1.2-1, Lit. 6.1.1.2-2, Lit. 6.1.1.2-5 und Lit. 6.1.1.2-6):* ***Krafteinleitungen*** *und Querschnittssprünge sind wegen der Kerbwirkung (Tabelle oben rechts) hoch belastet. Das macht sich besonders in der* ***Schwingfestigkeit der Verbindung*** *bemerkbar. Dabei unterscheidet man zwischen dem* ***Kerbfaktor*** *„α_k“ (Formzahl) die letzlich für einen spröden Werkstoff gilt und der* ***Kerbwirkungszahl*** *„β_k“ die ein spezifisches, gutmütigeres Verhalten des realen Werkstoffs berücksichtigt. Mit geeigneten Maßnahmen wie* ***Kaltverfestigen***

oder Oberflächenhärten lassen sich ***Kerbstellen entschärfen****. Das gilt besonders für ein gerolltes Gewinde und einen verfestigten Übergangsradius vom Kopf zum Schaft. Ebenso für potenzielle* ***Werkstoffinhomogenitäten*** *(Schwachstellen). Sie lassen sich gerade in den genannten Kerbbereichen mit einem geeigneten* ***Faserverlauf*** *günstig beeinflussen. Dazu wird beispielsweise der Kopf angestaucht oder das Gewinde gerollt (Bild 6.1.1.2-5).*

Der Rahmen Mitte links zeigt die ***statistische Wahrscheinlichkeit eines Schwingbruchs für exponierte Bereiche*** *einer Schraube im Maschinenbau. Man erkennt, dass sich Schwingbrüche mit 65% auf die* ***ersten belasteten Gewindegänge*** *konzentrieren. Dies spiegelt sich in der darunter aufgetragenen* ***Spannungsverteilung in der Schraube*** *wieder. Die hohe Spannungsspitze in den ersten belasteten Gewindegängen wird verständlich, wenn man die* ***Lastverteilung*** *auf die mit der Mutter im Eingriff stehenden Gewindegänge betrachtet (Rahmen Mitte rechts).*

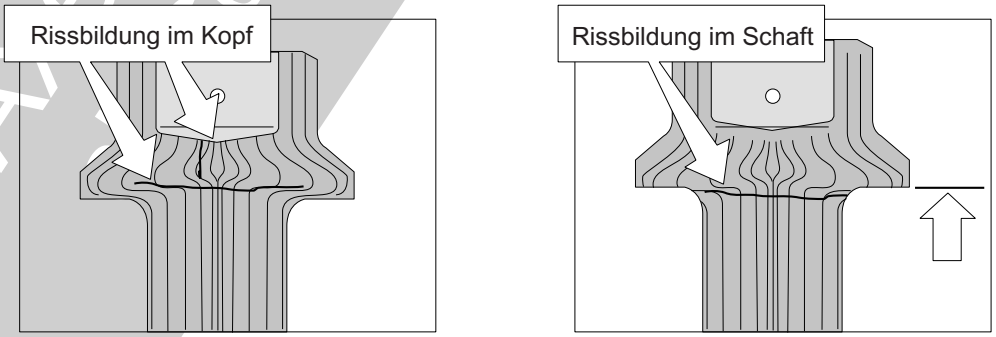
Die Skizze unten links zeigt schematisch das ***Spannungsfeld*** *mit Linien gleicher Spannung. Die* ***Spannungskonzentration im Kopfradius*** *mit der zugehörigen Spannungsspitze ist gut erkennbar. Dem lässt sich mit einer* ***optimierten Steifigkeitsverteilung*** *im Schraubenkopf begegnen (Skizze unten rechts).*

Bild 6.1.1.2-5 *(Lit. 6.1.1.2-3, Lit. 6.1.1.2-5 und Lit. 6.1.1.2-7): Obwohl selten, sind* ***fertigungsbedingte Schraubenschäden*** *nicht auszuschließen. Manche fallen mit* ***untypischer Lage und Verlauf*** *auf. Dazu gehören* ***Brüche im Schraubenkopf****. Beim Anstauchen des Kopfs kann es zur* ***inneren Rissbildung*** *kommen. Sie löst im Betrieb den Bruch aus. Eine kritische Stelle ist der Übergangsradius (Skizze rechts). Es wurden sogar schon* ***Brüche im Kopf*** *am Grund der zentrischen Einsenkung oder darunter (Skizze links) beobachtet.*

Neben solchen ***Schmiedefehlern*** *gibt es weitere fertigungsbedingte Schadensursachen (Bild 6.1.1.2-2):*

- *Spannungsrisskorrosion an Stahlschrauben zu hoher Härte (Band 1 Bild 5.6.3.1.1-6, Bild 5.6.3.1.2-1, Bild 5.6.3.1.2-2)*
- *Wasserstoffversprödung (Band 1 Bild 5.7.2-1).*
- *Rollfehler im Gewinde,*
- *geschnittene statt gerollte Gewinde.*

Typische fertigungsbedingte Ursache für Brüche und Risse im Bereich des Schraubenkopfs.



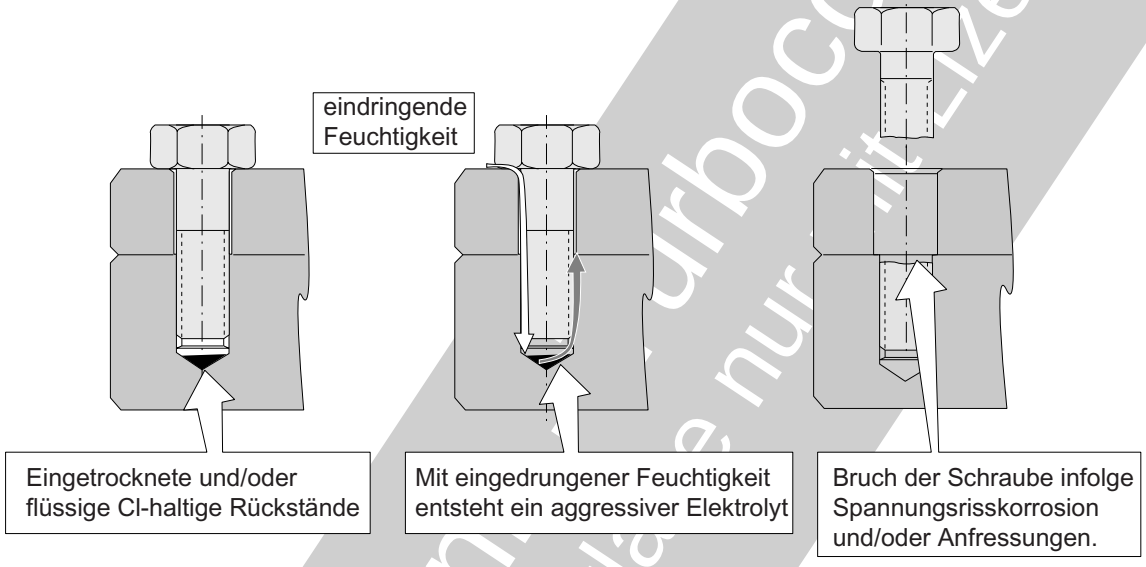
Die Lage eines potenziellen Risses hängt von der im Schmiedeprozess entstandenen Gefügeorientierung und deren Lage im Schraubenkopf ab. Dabei spielt die zerspanungsbedingte Geometrie im Bereich des Übergangsradius zum Schaft eine Rolle.

Bild 6.1.1.2-5

© Arbeitsgemeinschaft Prof. Rossmann - Turbogroup Consult Umschulungsunterlagen mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Schäden

Rückstände ätzender Medien in Sacklöchern können zum spontanen Bruch der Schrauben führen.



Typische gefährliche Rückstände in Gewindesacklöchern:

- Ätzmittel, Beizmittel
- Primer für die Vorbehandlung einer Lackierung
- Säuren aus Beschichtungsprozessen (Chromatieren, Verchromen, Eloxieren)
- Verunreinigte Spülmittel
- Kühlschneidmittel

Bild 6.1.1.2-6

Bild 6.1.1.2-6*: Dieses Bild stellt einen Sonderfall dar. Er steht als* ***Kombination von Fertigungs-/Reparaturmängeln und Montage*** *im Zusammenhang mit* ***Sacklöchern****.*
Hilfsstoffe *der Fertigung wie* ***Kühlschmierstoffe*** *der Zerspanung (Bohren) oder Ätz-, Reinigungs- und Lösungsmittel aus Reparaturverfahren können in Gewinde-Sacklöcher geraten. Dort besteht die Möglichkeit, dass sie eintrocknen oder eindicken. So verbleiben* ***Reste*** *(Skizze links). Wird nun eine hochfeste, d.h. empfindliche Schraube eingeschraubt, entsteht Kontakt mit dem Medium. Die eingetrockneten Rückstände bilden bei Undichtigkeit der Flansche und Verschraubung* ***mit Luftfeuchtigkeit bzw. Schwitzwasser einen gefährlichen Elektrolyt****. Besonders riskant sind* ***chlorhaltige Rückstände****. Sie lösen* ***Spannungsrisskorrosion*** *in der Schraube und den Bruch aus (Bild 6.1.1.2-3).*

Merksatz:

Sacklöcher müssen ausreichend sauber sein. Es ist darauf zu achten, dass keine aggressiven Rückstände von Hilfsstoffen aus Fertigung oder Überholung verbleiben.

© Axel Kos... Turbocoach... nur zur Verfügung...

Ist von einem Schraubenverbund eine Schraube gebrochen, besteht die unmittelbare Gefahr eines totalen Versagens der gesamten Verbindung.

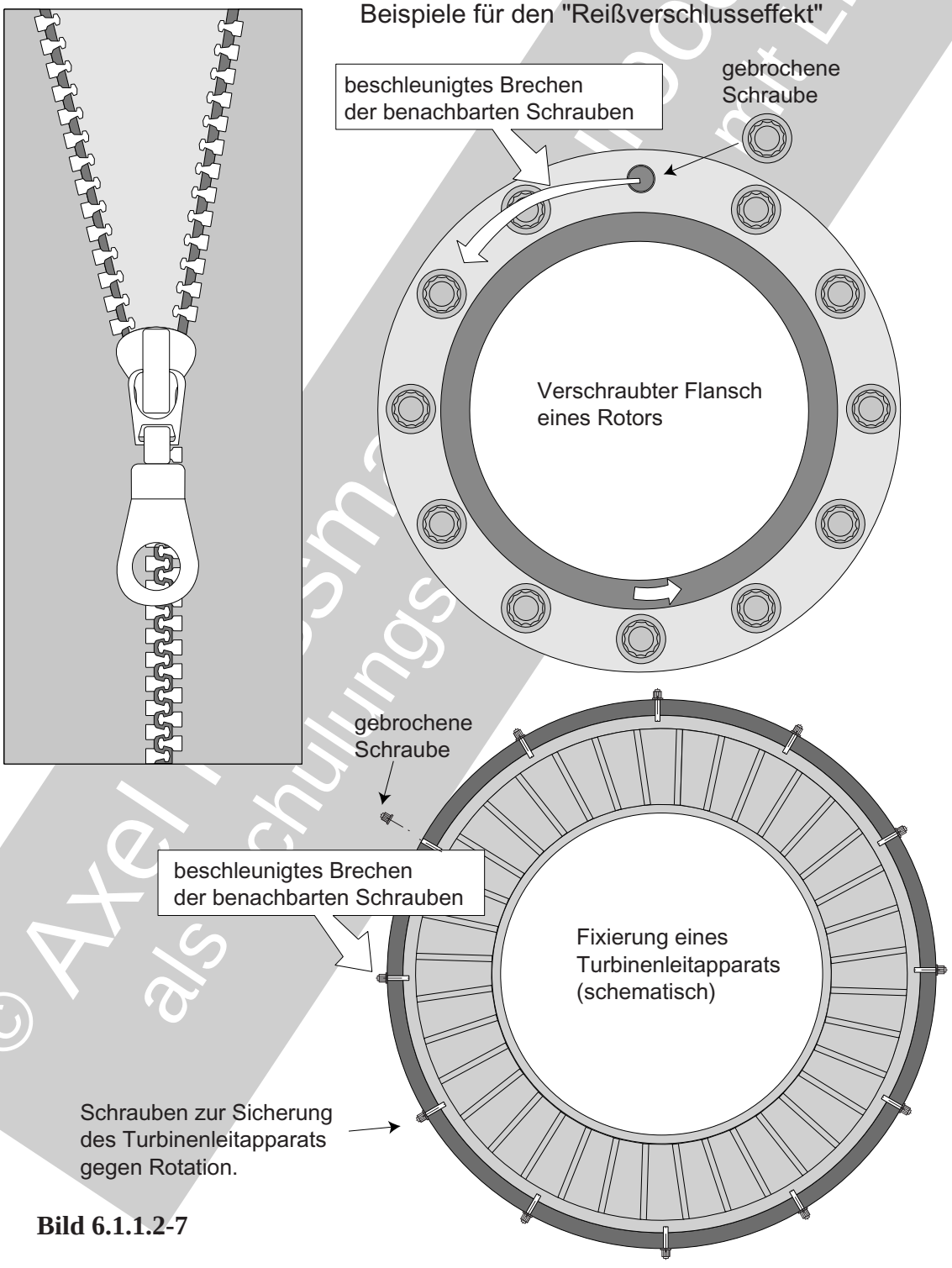


Bild 6.1.1.2-7

© Axel Bosmann
als Schulungsunterlage

Schraubenverbindungen: Schäden

Bild 6.1.1.2-7 *(Lit. 6.1.1.2- 11): An Verbindungen, die auf der* ***tragenden Funktion einer Vielzahl gleicher Elemente*** *beruhen (Flanschverschraubungen, Skizze oben rechts; Leitschaufelfixierungen, Skizze unten), kann man einen* ***typischen Schadensmechanismus*** *beobachten:*
Versagt/bricht ein Element (Schraube) müssen besonders die benachbarten Elemente die freiwerdende Last zusätzlich aufnehmen. Sind die Schrauben bereits im Grenzbereich belastet, werden die möglicherweise bereits geschädigten Nachbarschrauben überlastet und versagen ebenfalls (Skizze unten rechts, Bild 6.1.1.2-8). Es kommt zum weiteren Lastanstieg an den verbliebenen Schrauben. Zu diesem ***selbstverstärkenden, beschleunigten Versagensablauf*** *passt die Bezeichnung* ***Reißverschlusseffekt*** *.*

Bild 26.1.1.2-8 *(Lit. 6.1.1.2- 11): Das linke Triebwerk des Flugzeugs (Skizze oben) erlitt* ***während des Rollens beim Start*** *einen Schaden. Darauf wurde dieser abgebrochen.*
Die nachfolgenden Untersuchungen ergaben, dass ***Fixierungen der Schaufelsegmente*** *(Skizze und Detail unten) vom* ***Leitapparat*** *der 2. Stufe der Niederdruckturbine (Skizze Mitte rechts) versagt hatten. Sie* ***verhindern*** *dessen* ***Rotation als Folge der Gasumlenkkräfte****.*
Seit der Überholung hatte das Triebwerk ca. 12 000 Betriebsstunden mit ca. 1800 Start/Abstellzyklen.
Es handelt sich bei den Fixierungen um 8 „Schlösser“ für die 16 Schaufelsegmente. Sie bestehen aus einer Art ***U-förmiger ‘Brücke’*** *aus Waspaloy. Deren Ansätze rasten in die äußeren Deckbänder von jeweils zwei benachbarten Segmenten ein. Die ‘Brücke’ selbst ist mit einem radial nach außen durch das Gehäuse steckenden* ***Gewindestift*** *fixiert (Skizze unten). Die außen aufgeschraubte Mutter hat eine* ***Silberbeschichtung****. Die Gewindestifte (Stehbolzen) waren offenbar, wie bereits in früheren Fällen, am* ***Übergang in die Brücke gebrochen****. Leider befinden sich keine Schadensteile noch im verschraubten Zustand. So ließ sich das Losbrechmoment nicht mehr bestimmen. Die Fixierungen der 3. und 4. Turbinenstufe entsprechen denen der 2. und funktionierten noch. Sie wurden untersucht. Bei zwei ‘Brücken’ war das Losbrechmoment merklich niedriger als an den anderen.*

Die Bruchfläche eines Stehbolzens der 2. Stufe und eines geöffneten Risses zeigten keine Anzeichen von Korrosion. In einem Riss der 3. Stufe verlief sie interkristallin und war oxidiert. ***Im Bruchausgang befand sich aufgeschmiertes Silber des Mutterngewindes****. Die Bruchstruktur lässt auf* ***LCF*** *(Thermoermüdung? Gasbiegekräfte?)* ***und Kriechen als ursächliche Belastung schließen****. Es zeigte sich, dass beide* ***Belastungsarten in Kombination*** *wirkten. Damit war ein* ***zeitabhängiges Versagen erklärt****.*

© Axel Rossmann - Turbocon
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Schäden

Mit dem Versagen aller Fixierungen konnten die ***Leitsegmente im Gehäuse rotieren****. Sie* ***'frästen' sich durch die Gehäusewand*** *und schlitzten das Außengehäuse auf (Skizze Mitte links). Als Folge traten heiße Bruchstücke der Turbinensegmente aus. Sie wurden, offenbar von den expandierenden Heißgasen, bis zu 60 Meter weit geschleudert. Zum Glück durchschlugen diese nicht den Flügeltank. So blieb es in der Hauptsache beim Triebwerksschaden.*

Bei einer ***Überholung*** *werden die 'Brücken' bisher einer* ***Eindringprüfung*** *unterzogen. Ohne Anzeigen und mit zulässigem Verschleiß kann der Wiedereinbau erfolgen. Für die 'Brücken' gibt es bis zum Versagen oder der Aussonderung bei der Überholung keine Lebensdauerbegrenzung (On Condition-Teile).*

Historie*: Vor dem aktuellen Schaden waren* ***bereits vier weitere*** *aufgetreten. Auch bei ihnen versagte die Fixierung. In drei Fällen kam es ebenfalls zum Bruchstückaustritt.*
Vor ca. sieben Jahren wurde der Stehbolzen und die 'Brücke' wegen Rissen und Brüchen verstärkt. Zusätzlich ging man vom Werkstoff ***Rene 41 auf Waspaloy*** *über. So sollte die Festigkeit (LCF und Kriechen) bei Betriebstemperatur angehoben werden.*

Abhilfemaßnahmen*:*
- Ein günstig gelegener ***Verschluss einer Boroskopbohrung wurde als zusätzliche Verdrehsicherung*** *verstärkt und verlängert.*
- ***Ultraschallprüfung der Stehbolzen*** *von außen am eingebauten Triebwerk. Falls ein suspektes Teil gefunden wurde und der Betreiber keine andere Möglichkeit hatte, wurden zeitlich eng begrenzte* ***Übergangslösungen*** *angeboten.*
- Bei der Überholung werden ***gelaufene Fixierungen mit nicht gelaufenen ersetzt****. Ein Wiedereinbau erfolgt auch bei gutem Befund nicht.*
- Auch ***eine einzelne gebrochene Fixierung pro Stufe 3 und 4 ist nicht mehr erlaubt****.*
- Einführung einer ***konstruktiv weiter verbesserten Fixierung****. Dazu gehörte ein ca. 15 % vergrößerter Durchmesser des Stehbolzens. Zusätzlich wurde die Zahl der Fixierungen verdoppelt. Diese Variante hatte sich in einem verwandten Triebwerkstyp bewährt.*

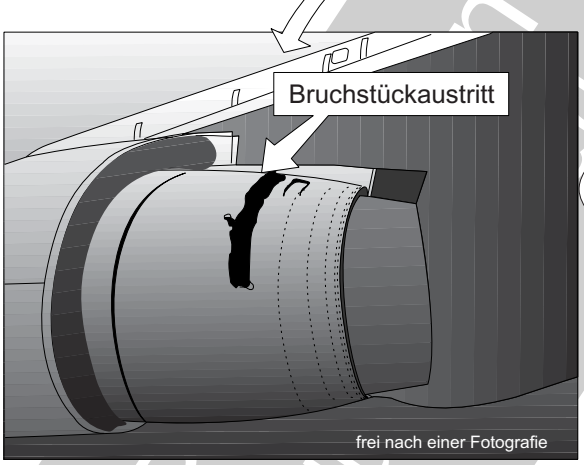
Kommentar*: Offenbar zeigte sich die Schwachstelle der Fixierungen der Turbinenleitapparate bereits* ***ca. 10 Jahre vor*** *dem aktuellen Schaden. Zum Teil scheint man zumindest gewisse Betriebszeiten auch mit einzelnen versagten Fixierungen 'gelebt' zu haben. Das lässt darauf schließen, dass das* ***Risiko*** *eines Versagens aller Fixierungen ausreichend* ***niedrig eingeschätzt*** *wurde.*
Inwieweit das zumindest in einem Fall im Bruchausgang aufgeschmierte ***Silber*** *(Bild 6.1.1.1-14 und Bild 6.1.1.2-2), ursächlich oder beitragend zum Schaden gewirkt haben könnte, ist den vorhandenen Unterlagen nicht zu entnehmen.*
Der ***Zeitpunkt des Schadens*** *beim Startvorgang mit dem Versagen aller Fixierungen erklärt sich plausibel aus den* ***hohen Gasdrücken bzw. Leitschaufelbelastungen bei Startleistung****.*
Begünstigend wirkten anscheinend Vorschädigungen der restlichen Bolzen durch Rissbildung am Übergang in die 'Brücke'. Der so entstandene ***Reißverschlusseffekt*** *(Bild 6.1.1.2-7) ist für solche, gemeinsam tragende Schraubenverbindungen, zu erwarten.*

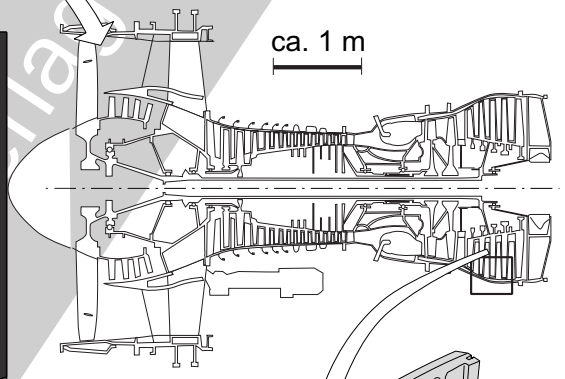
© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Schäden

Ein Schraubenbruch als Unfallursache. Verhängnisvoll war die falsche Einschätzung der Bedeutung einer gebrochenen Schraube für das Verbindungssystem.

Beim Start hatten die Triebwerke Take-Off-Leistung erreicht.Das Warnlicht des linken Triebwerks leuchtete auf und es gab ein "pop"-Geräusch. Das Startmanöver wurde bei 60 Knoten abgebrochen.
Auf der Startbahn lagen Bruchstücke. Rauch trat am linken Triebwerk aus. Hier klaffte ein Loch im Bereich der Niederdruckturbine.





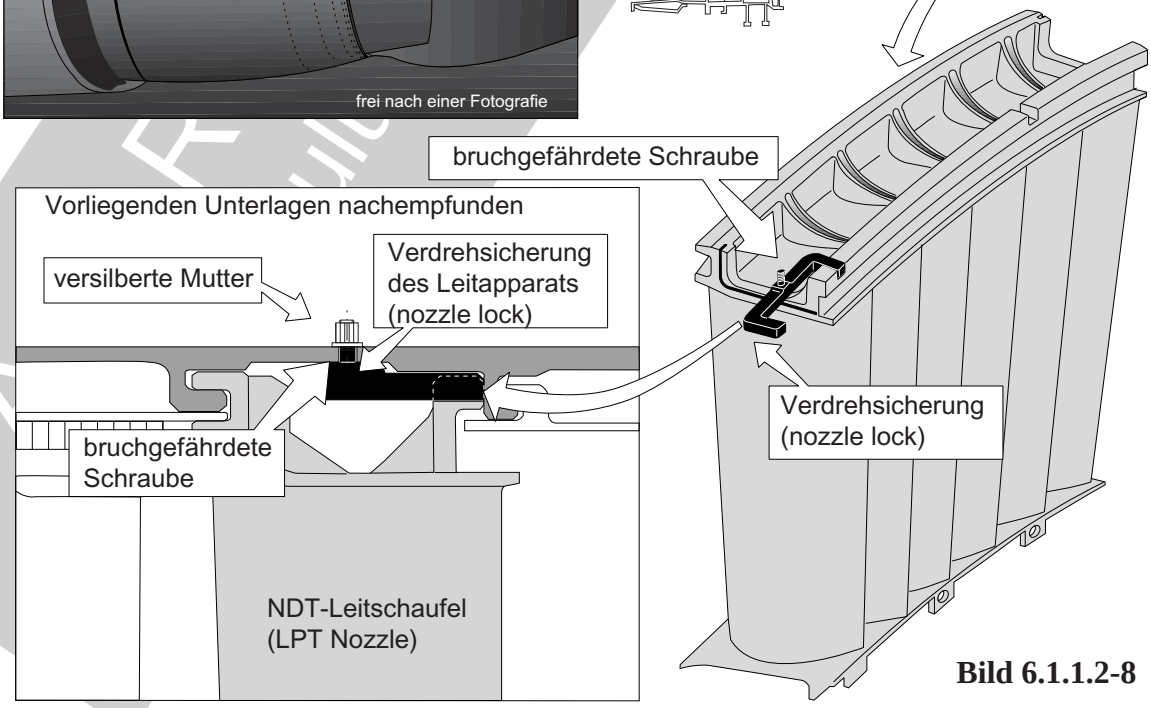
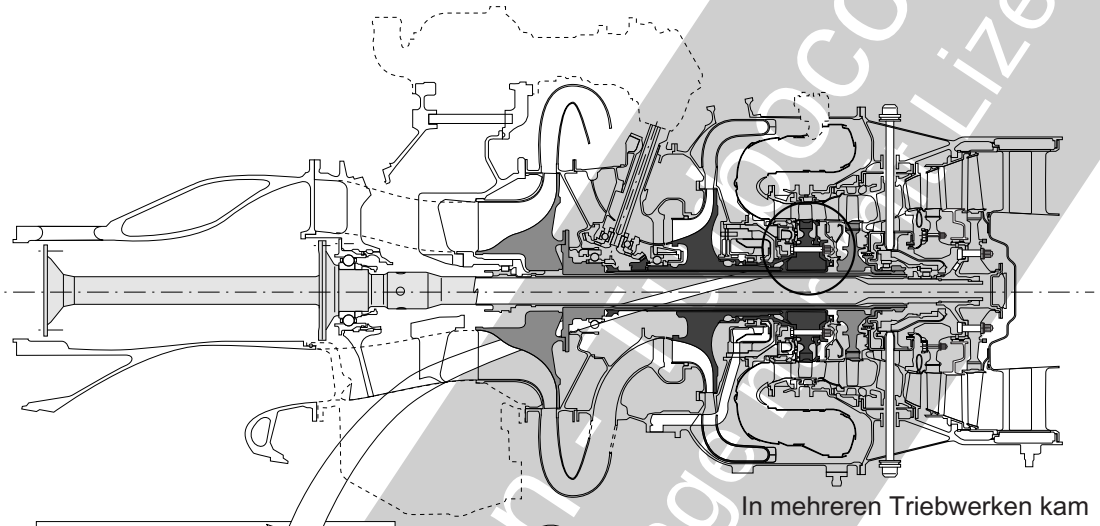
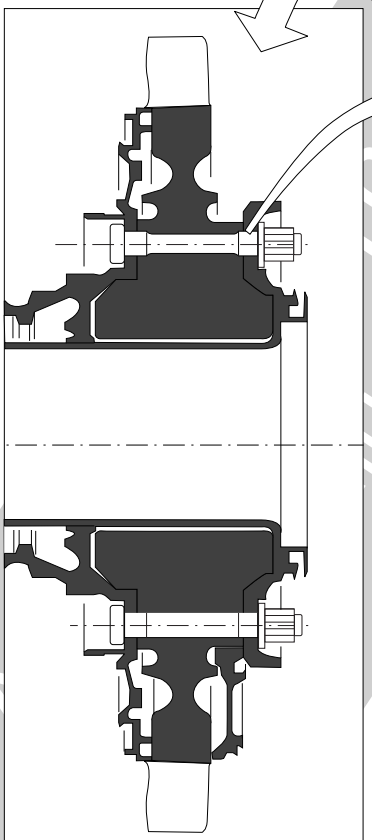


Bild 6.1.1.2-8

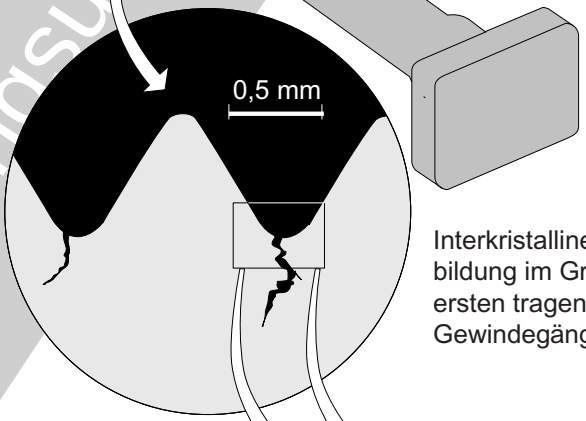
Silber kann an Muttern und Schrauben von Heißteilen zum Bruch führen.



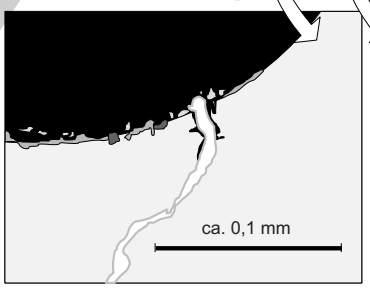
In mehreren Triebwerken kam es an Bolzen des HD-Turbinenrads zu Brüchen. Die Bolzen bestehen aus einer hochfesten Nickel-Schmiedelegierung.



Darstellung vereinfacht
Abweichungen möglich.



Interkristalline Rissbildung im Grund der ersten tragenden Gewindegänge



Oxidgefüllter Riss und Belag im Nutgrund.

Verteilungsbild von Silber

Bild 6.1.1.2-9

Bild 6.1.1.2-9 *(Lit. 6.1.1.2-8 und Lit. 6.1.1.2-13): Beim Betreiber zeigte dieses* ***Wellenleistungstriebwerk*** *(Skizze oben) eines Turbopropantriebs verschiedene* ***Auffälligkeiten****:*

- ***Startprobleme,*** *bei denen das Triebwerk nicht über eine niedrige Drehzahl beschleunigte („hung starts"). Dabei kam es zum Startabbruch wegen* ***Überhitzungsgefahr****.*

- ***Vibrationen*** *bei Drehzahlen unterhalb des Leerlaufs.*

- Ungewöhnliche ***Geräusche*** *die sich dem Hochdruckrotor (Gaserzeuger) zuordnen ließen.*

Zur Klärung der Symptome wurde das Triebwerk zerlegt. Es zeigte sich, dass die Verbindung zwischen der Hochdruckturbinenscheibe (Rahmen unten links) und dem Wellenansatz (engl. stubshaft) versagte. Zwei der fünf ***Verschraubungsbolzen waren im Gewinde gebrochen*** *(Skizze Mitte rechts), die restlichen Bolzen als Folge unterschiedlich verbogen und die Gewinde beschädigt.*
Die Bolzen aus einer Ni-Legierung wiesen ca. 3000 Betriebsstunden mit etwa der gleichen Startzyklenzahl auf.

Untersuchungsbefund*: Beide Bolzen waren im Gewinde in der* ***Auflageebene der Mutter*** *gebrochen. Die nicht gebrochenen drei Bolzen zeigten* ***Rissbildung im Gewindegrund*** *(Detail Mitte). Der Bruch erfolgte durch Rissfortschritt als* ***zyklische Ermüdung****.*
Eine metallografische Untersuchung der ***Anrisse*** *ergab, dass diese* ***mit Oxid und Silber gefüllt*** *sind. Auf dem Gewinde wurde* ***Schwefel*** *und Silber gefunden. Auf allen Gewinden zeigten sich unter den Muttern schmiermittelähnliche Reste mit einer Kügelchenstruktur. Diese Kügelchen wurden im REM analysiert. Sie enthielten Schwefel, Silber, Silizium und Kohlenstoff. Das Silber lag offenbar in kolloidaler Form vor.*
Die Rückstände ließen sich in Wasser entfernen.

Für die Schwefel- und silberhaltigen Rückstände auf den Gewinden gibt es verschiedene Erklärungen:

- Das Silber stammt von der ***Silberbeschichtung der Mutter****. Das würde nach Meinung der Untersucher nur Silber in Zonen erwarten lassen, die in Kontakt mit dem Mutterngewinde waren. Dazu wird im abschließenden* ***Kommentar*** *Stellung genommen.*

- Das Silber stammt von einem ***silberhaltigen Schmiermittel*** *des Gewindes.*
Zwar wird im Überholhandbuch des OEM bei der Montage eine Schmierung des Gewindes gefordert. Es ist jedoch ***synthetisches Triebwerksöl*** *das Tricresylphosphat enthält zu verwenden. Die Mikroanalysen ergaben aber keinen in diesem Fall zu erwartenden Phosphor. Das spricht gegen eine vorschriftsmäßige Schmierung.*

- Der ***Schwefel*** *in den Rückständen auf dem Gewinde könnte aus schwefelhaltigen Verbindungen* ***der Zapfluft*** *des Verdichters stammen. In Staubresten am Radius vom Kopf zum Schaft wurde Schwefel, Natrium und Chlor gefunden. Das ist für Meeresatmosphäre typisch. An anderen Stellen des Bolzens wie dem Schaft befand sich kein Staub.*

- Der ***Schwefel*** *stammt aus einem* ***Schmiermittel*** *das bei der Montage auf das Bolzengewinde gebracht wurde.*

Schlussfolgerung *des Untersuchungsberichts: Der Verschraubungsbolzen brach durch einen* ***Schwingbruch*** *der vom Grund der belasteten Gewindegänge zur Mutter ausging.*
Die Ablagerungen im Gewinde stammen von einem ***silberhaltigen Schmiermittel, das nicht dem vorgeschriebenen Triebwerksöl entspricht****. Der Schwefel könnte sowohl aus dem Schmiermittel als auch aus der Kühlluft stammen.*

Kommentar*: Leider wird keine Stellung dazu genommen, ob das* ***Silber die Mikrorisse im Gewindegrund ausgelöst*** *hat (SMIE, Bild 6.1.1.1-14). In diesem Fall wäre es Ursache*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

für die Schwachstelle, die den Ausgang der Schwingbrüche bildete.
Silber kann erfahrungsgemäß über ***chemische Vorgänge im Stillstand auch auf andere Flächen übertragen*** *werden. Diese müssen nicht in direktem Kontakt zur versilberten Oberfläche stehen (Bild 6.1.1.1-14).*
Silber *ist in der Lage,* ***Schwefel aus der Luft anzureichern*** *und so* ***Sulfidation*** *deutlich zu unterstützen. Schwefel kann in* ***luftabgeschlossenen Räumen,*** *wie verschraubten Gewinden,* ***Risskorrosion*** *auslösen (Bild 6.1.1.1-14). Dafür sind Ni-Legierungen unter ausreichend hohen* ***Zugspannungen*** *(Spannungskonzentration), wie sie in den Bolzengewinden zu erwarten sind, empfindlich.*

Merksatz:
Nur die vom Konstrukteur (OEM) **für den Anwendungsfall vorgeschriebenen Schmiermittel** verwenden. Das sollte nach Möglichkeit auch für das Produkt gelten, mit dem gute Erfahrungen vorliegen.
Erhöhte Vorsicht ist bei Schmiermitteln an Heißteilen geboten. Besonders kritisch sind hier **schwefel- und silberhaltige Schmiermittel**.

Bild 6.1.1.2-10 *(Lit. 6.1.1.2-14 und Lit. 6.1.1.2-17): Bei einem Übungsflug versagte das triebwerksseitige (Planeten-)* ***Getriebe des Hubschraubers****. Das unterbrach die Leistungsübertragung zum Hauptrotor. Der Pilot versuchte eine* ***Notlandung mit Autorotation****. Er berührte dabei Baumwipfel. Der Hubschrauber wurde katastrophal zerstört.*
Eine erste Untersuchung ergab am triebwerksseitigen Spänedetektor erhebliche ***metallische Ablagerungen****. Das betroffene Getriebe wies schwere Schäden auf.*
Seit der letzten Überholung betrug die Betriebszeit für das Triebwerk ca. 400 Stunden. Ca. 2 Monate vor dem Unfall war das Getriebe zerlegt worden, weil sich im zellenseitigen ***Ölfilter kupferfarbige Späne*** *fanden. Eine Erklärung für die Filterrückstände gab es nicht. Man glaubte die Späne der Druckölpumpe zuordnen zu können. Sie wurde getauscht. Eine Überprüfung fand* ***Messingspäne als Folge eines Zusammenbaufehlers****.*
Im ***Getriebe wurden folgende Schäden gefunden****:*
- Das Ölsystem war mit ***Kupfer- bzw. Messingspänen*** *verunreinigt.*
- Das ***Sonnenrad war überhitzt****. Die kämmenden Planetenräder hatten dessen* ***Zähne abgefräst****. Zwei Zähne erlitten offenbar (nach Ergebnissen von Laboruntersuchungen) vorher und* ***vor einem Ölpumpenschaden Schwingbrüche****. Den Schluss ermöglichten abgefallene Zahnbruchstücke und deren Flankenzustand. Damit war eine Ölschmierung bis zum Bruch wahrscheinlich. Die Schwingbrüche konnten als Folgeschäden eines beeinträchtigten Zahneingriffs identifiziert werden. Der Grund war ein* ***Wellenversatz/Fluchtfehler*** *im Zusammenhang mit beschädigten Wellenlagern.*
- Das Zahnrad auf der Welle des Niederdruck-Drehzahlmessers hatte sich gelockert. ***Nutmutter und topfartiger Sicherungsring*** *(engl. cup washer, Skizze unten rechts)* ***fehlten****. Die Nutmutter wurde im Anbaugetriebe gefunden. Die* ***Topfsicherung*** *lag im Rückölsieb des Anbaugetriebes. Sie wies eine* ***gebrochene Sicherungslasche*** *auf. Der Bruch steht offenbar in ursächlichem Zusammenhang mit einer (Gewalt-)* ***Überlastung bei der Montage****. Die Verschleißspuren in der verformten Zone ließen auf die Getriebemontage während der letzten Überholung schließen. Solche* ***Schäden an den Topfsicherungen sind bekannt*** *und werden vom OEM* ***in der Montageanweisung angesprochen****.*
Offenbar hatte der Versatz des Zahnrads zur Zerstörung des antreibenden Gegenrads geführt. Es sitzt auf der Abtriebswelle des Triebwerks. Die anderen Schäden sind Folgen. Beim Getriebeschaden entstanden Metallspäne und Abrieb. Das löste ein Klemmen (Fressen) der Rückölpumpe aus. Es kam zur Überlastung der Pumpenantriebswelle. Der Öldruck fiel plötzlich ab und es kam zu Leistungsverlust mit Übertemperaturen.

© AviaTec Consult - Tilp - Nur zur privaten Nutzung

Schraubenverbindungen: Schäden

Auch unscheinbaren Bauteilen wie Schraubensicherungen ist besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

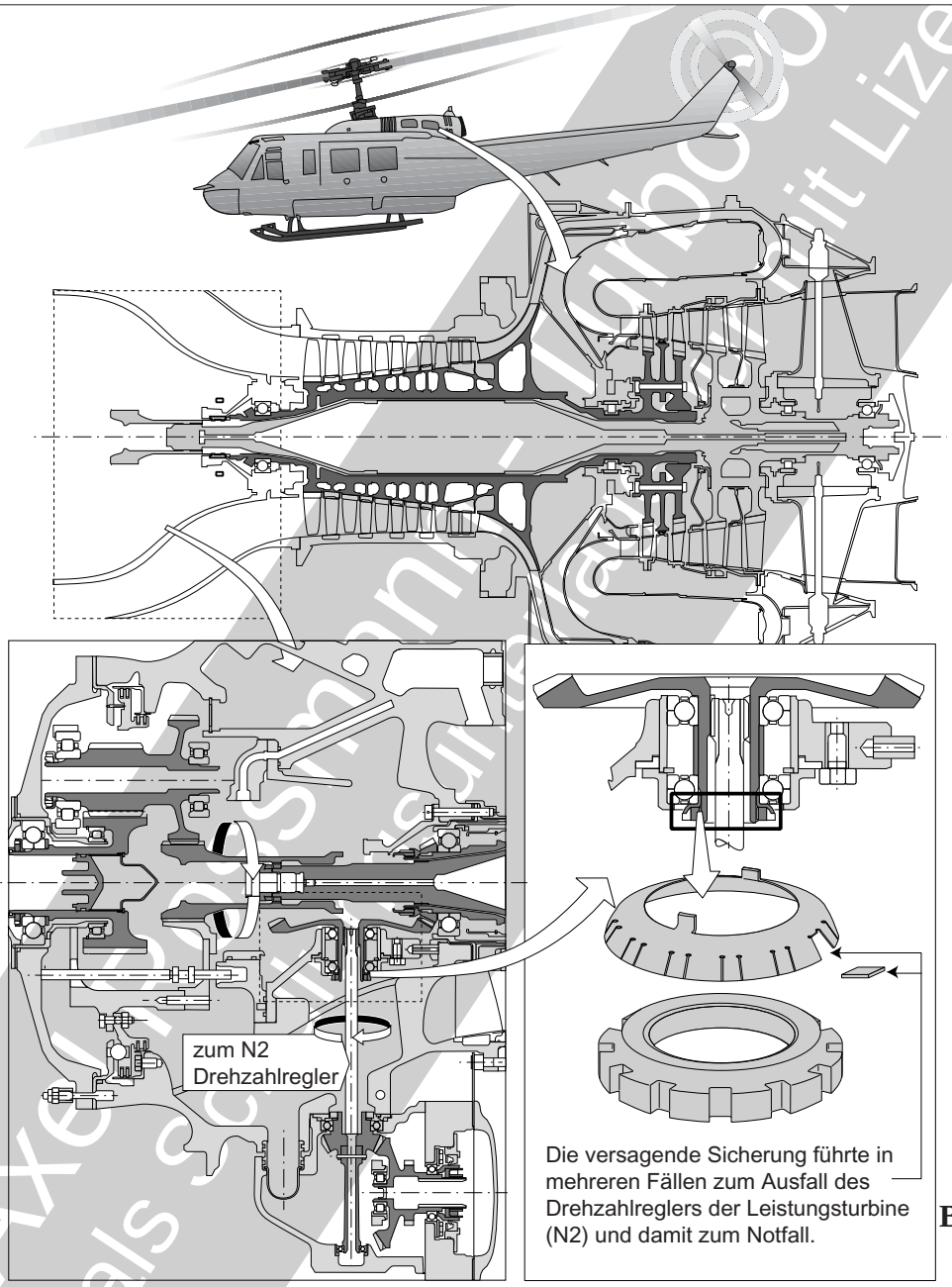


Bild 6.1.1.2-10

Zwei ***Szenarien für den Schadensablauf*** *bieten sich an:*

1. Szenario*:*

- Bei der letzten Montage ***brach die Sicherungslasche durch Überlastung bei der Montage****.*

- Die Nutmutter auf der Radialwelle lockerte sich, rutschte zurück und fiel mit der Sicherung ab.

- Das lose Zahnrad verschliss die Vielkeilverzahnung der Welle und beschädigte das Getriebegehäuse.

- Späne und Abrieb gerieten in das Planetengetriebe und führten zu dessen Zerstörung.

2. Szenario*: Eine dokumentierte Nacharbeit von Lagersitzen im Getriebe bei der letzten*

© Axel Lingstmann - Turbo Consult als Schutzmarke mit Lizenz

Überholung führte zu Fluchtfehlern der Welle *des Sonnenrads im Planetengetriebe. Unter den so verursachten Vibrationen brach die Sicherungslasche der Topfsicherung. Die Folge entspricht dem 1. Szenario.*

Maßnahmen *des OEM:*
*- **Konstruktiv verbesserte** Topfsicherung.*
*- **Aktualisierung der Montageanweisung** für die Anbringung dieser Sicherung. Diese Maßnahme geht bereits auf einen **ein Jahr früheren Schaden** zurück. Bei diesem brach die Sicherungslasche durch einen Schwingbruch.*
*- **Positionsmarkierung** auf Nutmutter und Zahnradwelle,*
*- **Schmierung der Nutmutter** bei der Montage.*
*- **Verdoppelung des Anzugsmoments** der Nutmutter.*

***Kommentar**: Offenbar ist das **Umbiegen der Lasche** zur Sicherung der Topfscheibe **problematisch**. Diese Laschen sind anscheinend auch relativ **hohen Schwingbeanspruchungen** unterworfen. Das zeigt der frühere Fall eines Schwingbruchs. Auch zusätzliche Maßnahmen wie die erhebliche Erhöhung des Anzugsmoments der Mutter weisen in diese Richtung.*

***Bild 6.1.1.2-11**: In diesem Fall eines größeren **Turbopropantriebs** (Skizze unten) kam es an einer **Flanschverbindung im Planetengetriebe** (Rahmen oben) zu **Brüchen im Übergang des Schraubenkopfs** (Detail rechts). Es handelte sich um **Schwingermüdung**. An den Schrauben wurden keine schadensursächlichen Schwachstellen gefunden. Eine Überprüfung ergab, dass die **Vorspannung** offenbar **nicht ausreichte** und es bis zum Abheben des Flanschs kam. Als Abhilfe wurde die **Schraubenvorspannung erhöht**, was die statischen Festigkeitsreserven zuließen. Nach dieser Maßnahme traten keine Schraubenbrüche mehr auf.*

Merksatz:

Der Verantwortliche (OEM, Konstrukteur) hat die Voraussetzungen zu schaffen, dass das **geeignete Werkzeug zum Anziehen von Schrauben und Muttern** mit dem vorgeschriebenen Anzugsmoment vorliegt. Das gilt besonders für **externe Montagen**. Gegebenenfalls muss das Werkzeug in der Anlieferung der Teile enthalten sein.

Merksatz:

Die **Sicherung von Nutmuttern auf Wellen** mit Hilfe zu **verbiegender Laschen** oder mit **Eindrücken** kann problematisch sein. Hinweis sind bereits früher eingetretene Schäden.

In solchen Fällen muss sich exakt an die relevanten OEM Angaben gehalten werden. Um eine gefährlich schädigende Überbelastung zu vermeiden, sollte die **plastische Verformung möglichst schonend** mit einem **reproduzierbaren Verfahren** vorgenommen werden.

el Rossmann - Turboconsult
chulungsunte ge nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Schäden

Um Schwingbrüche an Schrauben zu vermeiden, ist zuerst auf eine ausreichende Vorspannung bzw. ein entsprechendes Anzugsmoment zu achten.

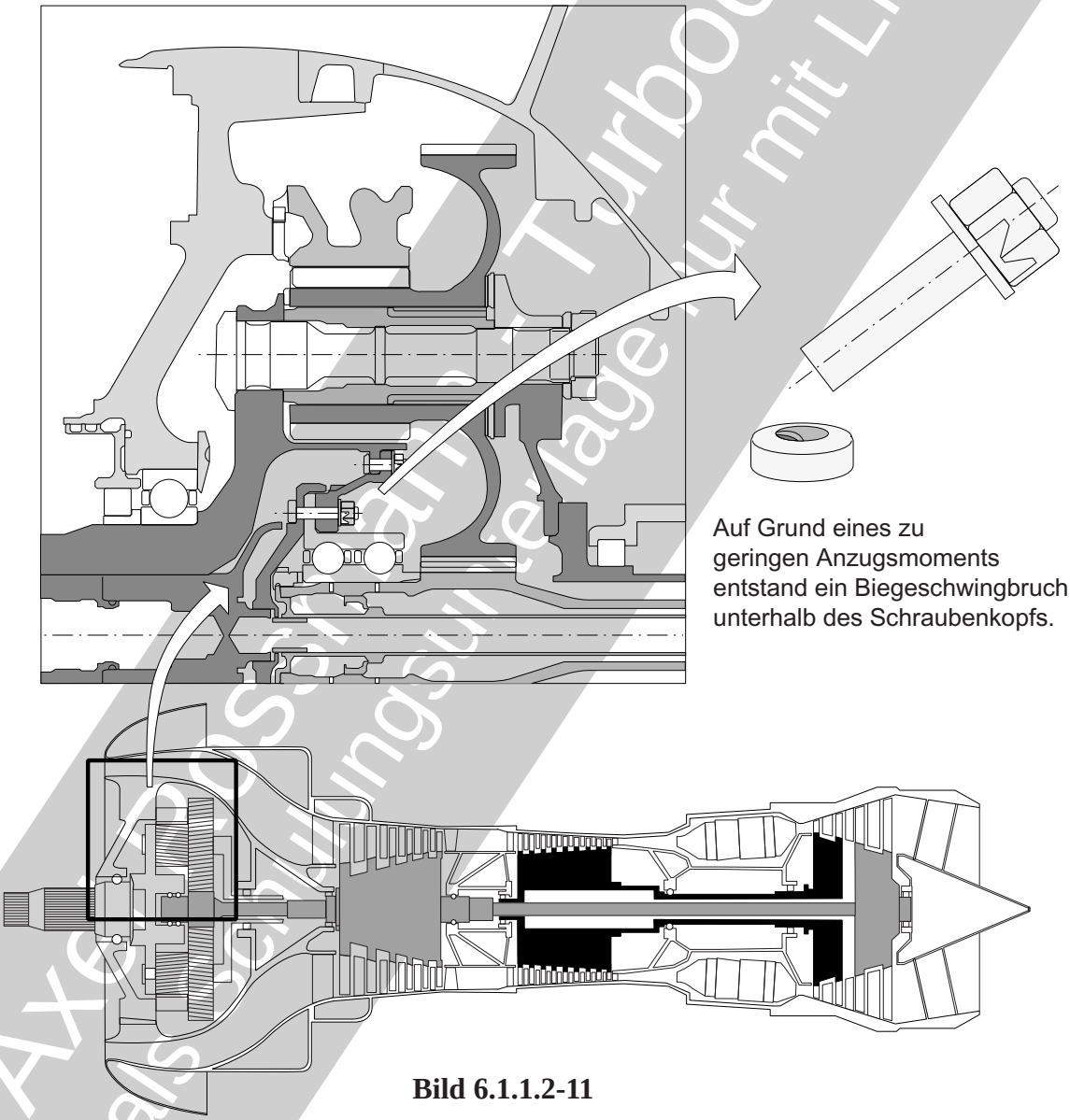


Bild 6.1.1.2-11

© Axel Rossmann - Turbo
als Schulungsunterlage nur mit Li

Nicht vorgesehene, zusätzliche Schraubensicherungen können statt einer verstärkten Sicherungswirkung die Lockerung der Schrauben begünstigen.

An einem Triebwerk leuchtete während des Abstiegs die Feuerwarnung auf. In ca. 11000 m Höhe zeigten die Warnleuchten des Generators und des Öldrucks vom Constant Speed Drive (CSD) an. Nachdem eine Trennung des CSD vom Generator nicht gelang, wurde das Triebwerk ausgeschaltet. Kurz darauf ertönte die Feuerwarnung. Die Anzeige blieb jedoch. Die Besatzung löste die Feuerlöschanlage aus und landete. Umittelbar nach der Landung beobachtete man durch die beschädigte Triebwerksverkleidung, dass das Magnesiumgehäuse des Getriebes noch glühte.

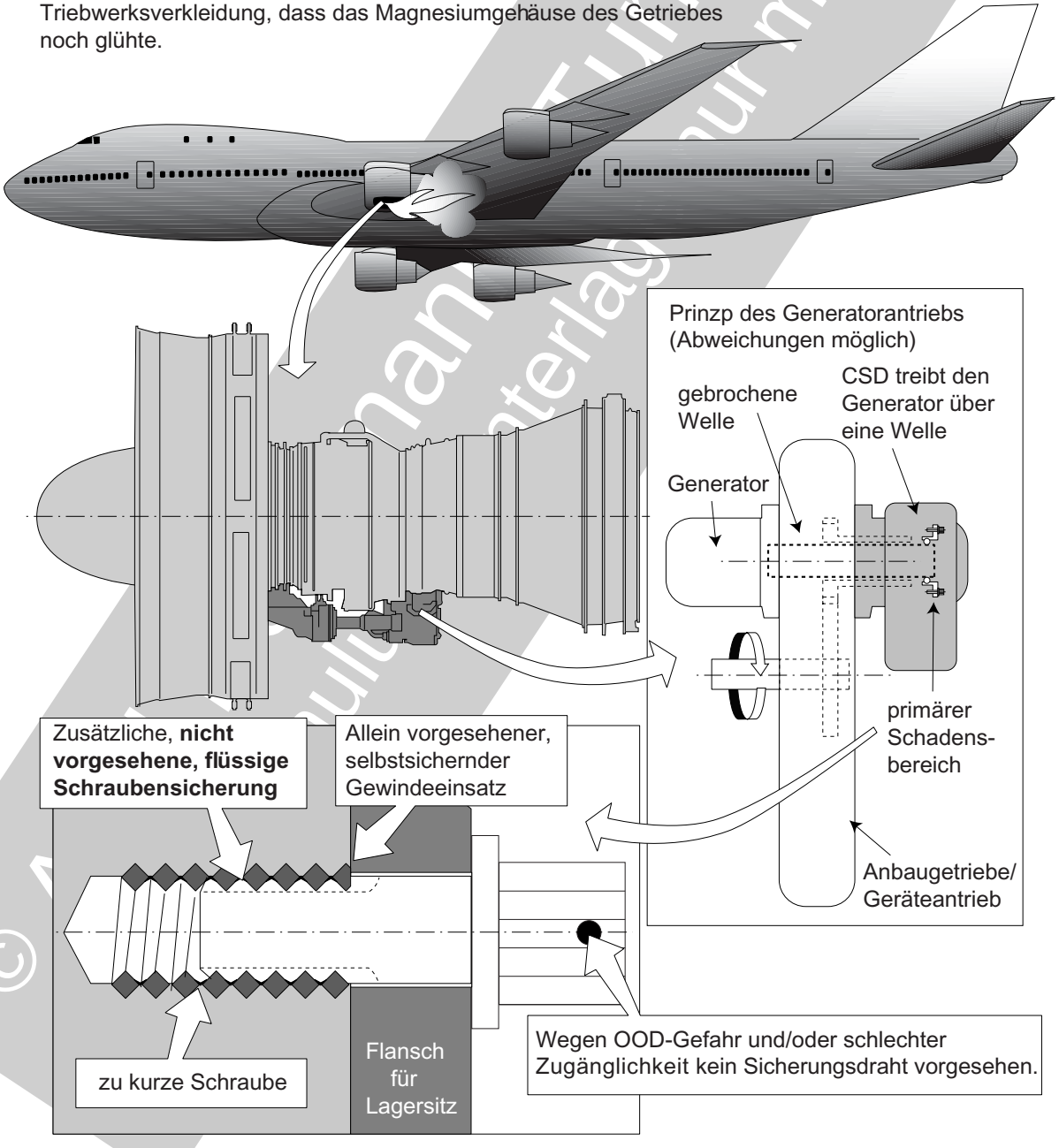


Bild 6.1.1.2-12

Schraubenverbindungen: Schäden

Bild 6.1.1.2-12 *(Lit. 6.1.1.2-15): Das Triebwerk hatte* ***Feuer*** *gefangen. Die Untersuchung ergab, dass der* ***Brand vom Anbaugetriebe*** *ausging. Das Getriebegehäuse und die Triebwerksverkleidung wiesen Verbrennungen, Ruß und durchgebrannte Bereiche auf. Das* ***Magnesiumgehäuse zum Generator hatte gebrannt und war geschmolzen****. Dadurch wurden die innenliegenden Zahnräder sichtbar. Der „Constant Speed Drive" (CSD) und der Generator liegen sich am Getriebe gegenüber. Für die Verbindung sorgt eine Hohlwelle (Rahmen Mitte rechts). Der* ***Wellenschaft war am Eintritt in den Generator abgetrennt****.*
Ca. 1,5 Jahre vor dem Incident wurde diese CSD ***von einem Fremdshop repariert****.*
Eine wichtige Frage war, warum der elektrische Trennungsbefehl vom Schalter für die Generator-CSD-Verbindung nicht wirkte. Die Überprüfung der elektrischen Betätigung zeigte keine Fehlfunktionen.
Im CSD hatten sich die vier ***Befestigungsschrauben*** *der abtriebsseitigen* ***Lagerabstützung gelockert****. Drei von vier Schrauben waren ganz* ***aus dem Gehäuse gerissen****. Die vierte Schraube wurde von benachbarten Teilen am Herausfallen gehindert. Einige der* ***Schrauben waren kürzer als es das Handbuch des CSD-OEM vorschrieb****.*
Eine zweite ***CSD, die vom gleichen Shop überholt*** *worden war, wurde verglichen. Von den fünf Befestigungsschrauben des Abschlussdeckels waren vier ebenfalls* ***kürzer als im Handbuch gefordert****. Schrauben der Lagerabstützung und an anderen Stellen hatten,* ***obwohl in den Handbüchern nicht erwähnt, eine Drahtsicherung****. Drahtsicherungen sollten im CSD nach dessen OEM wegen* ***FOD-Gefahr*** *und* ***beengter Hantierbarkeit grundsätzlich nicht verwendet werden****.* ***Schrauben ohne Drahtsicherung hatten eine aushärtbare Flüssigsicherung*** *(Detail unten links) obwohl diese im Handbuch* ***zusätzlich zu den selbstsichernden Gewindeeinsätzen nicht gefordert*** *war.*

Historie*: Innerhalb der letzten sechs Jahre traten an relevanten CSD-Typen von Verkehrsflugzeugtriebwerken 51 Schäden auf.* ***37 führten zu einer unvorhergesehenen Landung und 10 zum Startabbruch****. In 9 Fällen ließ sich die Verbindung zur CSD nicht vorschriftsgemäß trennen. Trotz dieser scheinbaren Ähnlichkeiten mit dem aktuellen Fall waren dessen Besonderheiten und die des Vergleichsteils anscheinend nicht vorhanden. Sie konnten jedoch dem* ***Reparaturshop der CSDs zugeordnet*** *werden.*

Schlussfolgerung zur Schadensursache*: Die Verwendung zu* ***kurzer Schrauben*** *und einer vom Handbuch* ***abweichenden Schraubensicherung*** *führte zum* ***Lockern und Ausreißen der Schrauben*** *an der Lagerabstützung im Drehzahlregler (CSD). Als Folge versagte offenbar die im Schadensfall auslösbare Trennfunktion der Verbindung zum Generator.*

Merksatz:

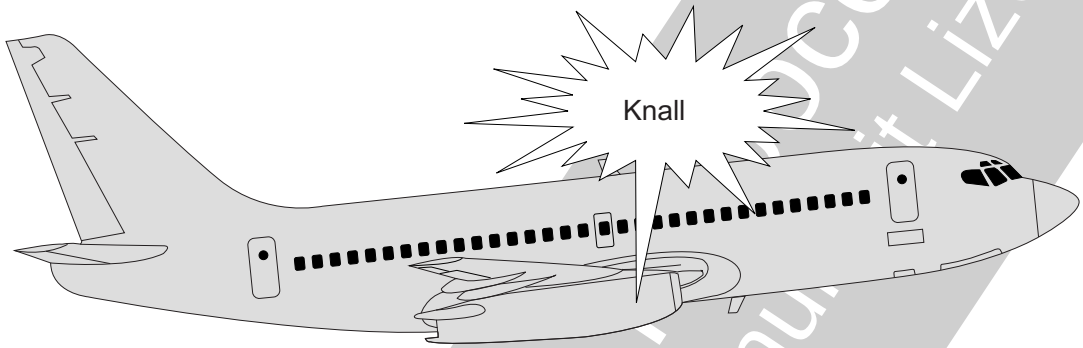
Schrauben und Gewindeeinsätze müssen in allen **Maßen den Handbuchforderungen** (Vorgabe des Konstrukteurs) entsprechen.

Es darf nur die im Handbuch **angegebene Verdrehsicherung** verwendet werden. Zusätzliche, nicht vorgesehene Sicherungen sind unzulässig und können die Sicherungswirkung sogar verschlechtern.

Drahtsicherungen im Ölkreislauf, insbesondere in Reglern und Getrieben, sind nur zu verwenden, wenn dies explizit vorgesehen ist. Im anderen Fall kann erhöhte FOD-Gefahr durch Bruch des Sicherungsdrahts bestehen.

© Axel Thomas - Tutorensammlung als Unterlage für mfi-Kurz

Ablösen des (stehenden) Nasenconus wegen Versagen der Verschraubung.



Kurz nachdem das Flugzeug eine Höhe von ca. 500 Metern über Grund erreicht hatte hörten die Piloten einen lauten Knall, ähnlich einem Verdichterpumpen (Surge). Die Instrumente zeigten eine ungewöhnlich hohe Abgastemperatur und abfallende Hochdruckdrehzahl des rechten Triebwerks. Der Pilot ging in ca. 1000 Metern über Grund auf Horizontalflug. Er leitete entsprechend der Checkliste die Maßnahmen bei einem Verdichtersurge ein. Nach'Rücknahme' des betroffenen Triebwerks auf Leerlauf, schien es normal zu arbeiten. Ein äußerer Schaden war nicht sichtbar. Der Pilot kehrte zum Ausgangsflughafen zurück und landete ohne weitere Besonderheiten.

Bild 6.1.1.2-13.1

Bild 6.1.1.2-13.1, - 13.2 *(Lit 6.1.1.2-16): Das Schadenstriebwerk wurde nach dem Vorfall ausgebaut und zur Reparatur eingesandt. Seit der letzten Überholung waren ca. 5400 Stunden mit ca. 6400 Start-Abstellzyklen vergangen. Der* ***Nasenconus und der Befestigungsanschluss*** *gingen an die Flugsicherheitsbehörde für eine Laboruntersuchung. Diese fand :*

Die vier ***Stehbolzen*** *(engl. studs) aus einem Stahl mit einer Härte von ca. 30 HRC werden zeichnungsgemäß* ***ohne Gewindeeinsätze*** *in den Magnesiumguss des tragenden Gehäuses eingeschraubt (Skizze rechts oben).*

Sie waren im Schadensfall ***ausgerissen und mit den Muttern im Nasenconus verblieben****. Die Gewinde von drei Bolzen sind von abgescher-tem Material des Anschlussgehäuses gefüllt. Ein Stehbolzen sah anders aus. („1“) Sein* ***Gewinde zeigte starke Beschädigungen und Verschmierungen*** *der Gewindespitzen.*

In der zugehörigen Gewindebohrung fehlte auf der gesamten Einschraubtiefe das Gewinde. Diese Fläche machte einen polierten Eindruck. Die Bohrungen für die anderen Bolzen ähnelten diesem Befund. Die Gewindespitzen waren zwar zum großen Teil verschwunden. Reste der Gewindegänge waren jedoch noch vorhanden. Metallografische Längsschliffe durch Gehäusebohrungen zeigten, dass von jeweils neun Gängen die ***Gewinde abgeschert*** *waren. Der Abtrag der Gewindegänge war in der zu Bolzen „1“ gehörigen Bohrung besonders ausgeprägt. Es gab Spuren, die auf eine über längere Zeit wirkende Axialbewegung hinweisen. Die anderen Gewinde ließen Merkmale einer zusätzlichen Biegung erkennen.*

Schlussfolgerungen*:* ***Das Gewinde von Bolzen „1“ muss vor dem Einschrauben bereits merklich beschädigt gewesen sein****. Der Magnesiumguss ist zu weich, um beim Einschrauben das Gewinde des Stahlbolzens zu*

Schraubenverbindungen: Schäden

Was 'Motorradschrauber' nervt, gilt auch für Schraubenverbindungen in Leichtmetallguss von Triebwerken.

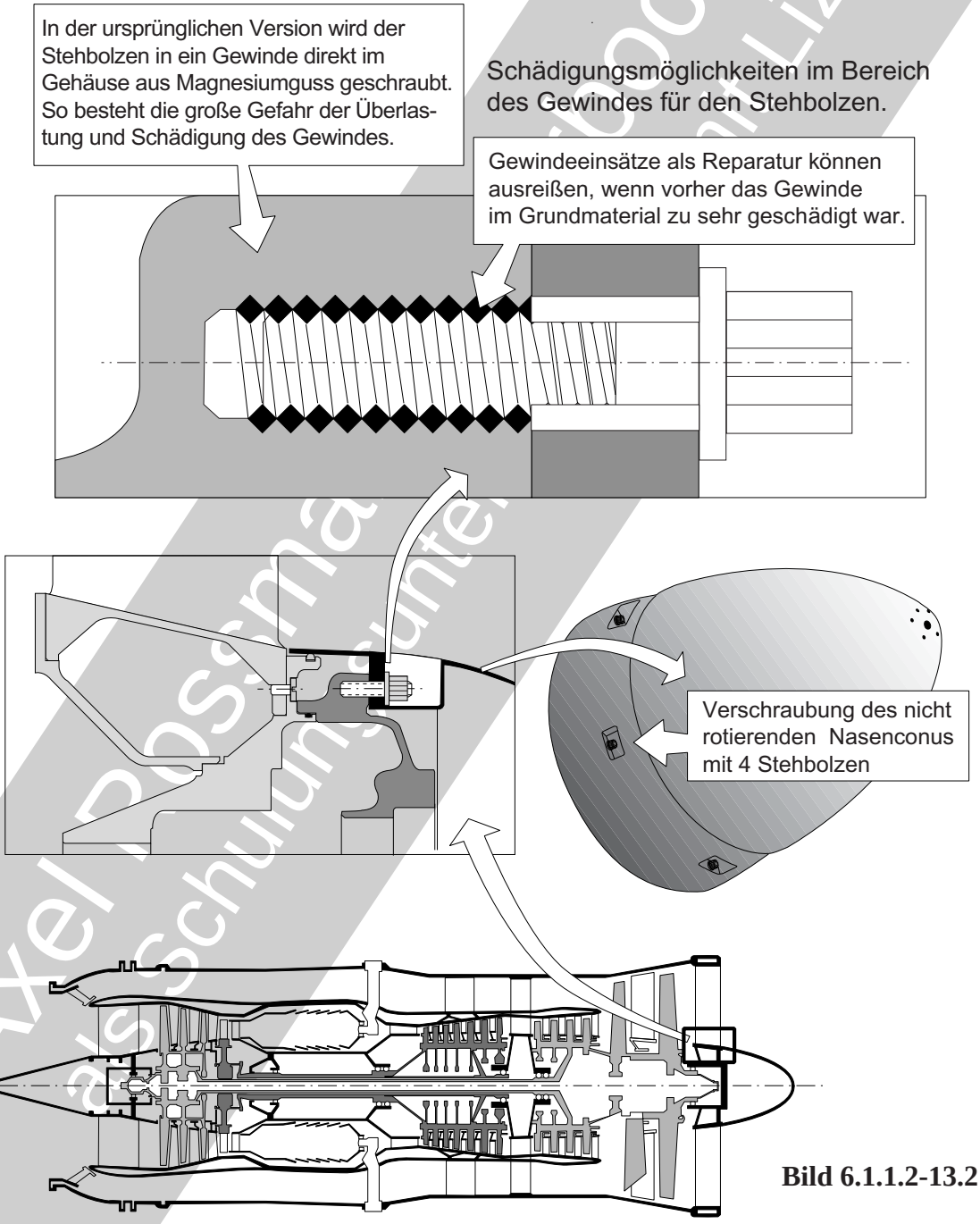


Bild 6.1.1.2-13.2

beschädigen. Das Gewinde im Gehäuse war jedoch beschädigt. Offenbar war es nicht mehr in der Lage die Betriebslast aufzunehmen und ***riss aus****. Die* ***Vibrationsbewegungen des Bolzengewindes*** *erzeugten dann die polierte Bohrungsoberfläche. Als Folge wurden die benachbarten Gewindebohrungen überlastet und lockerten sich. In der Endphase entstand zusätzlich eine Biegebeanspruchung.*

Schraubenverbindungen: Schäden

In den Gehäusebohrungen wurden offenbar schon öfter beschädigte Gewinde beobachtet. Sie wurden mit Gewindeeinsätzen aus rostfreiem (Cr-?) Stahl repariert.

Merksatz:

Gewinde von **Bolzen und Schrauben sind vor dem Einschrauben auf Beschädigungen zu kontrollieren**. Dies gilt besonders dann, wenn sie in ein vergleichsweise weiches Material wie eine Leichtmetalllegierung geschraubt werden sollen.

Bei **Gewindebohrungen in Leichtmetallen,** wie sie häufig für Gehäuse von Anbaugeräten (Getrieben) und vorderen Triebwerksgehäusen verwendet werden, ist besondere Vorsicht geboten.

Problematisch sind Gewindebohrungen ohne Gewindeeinsatz. Hier ist zu prüfen, ob der OEM nicht bereits eine Nachrüstung mit einem solchen Einsatz vorgesehen hat.

Bild 6.1.1.2-14 *(Lit 6.1.1.2-12): Eine Zerlegung des Schadenstriebwerks mit nachfolgender Untersuchung durch die Luftfahrtbehörde ergab:*
- Die ***Flanschverbindung zwischen den Scheiben*** *der Stufen 1 und 2 der* ***Niederdruckturbine*** *hatte versagt. Die Rotorstufen waren getrennt.*
- Der Hohlraum zwischen Turbinenzwischengehäuse (Lit. 6.1.1.2-18, Turbine Midframe = TMF, Triebwerksskizze) und Niederdruckturbinenrotor war von ***Kerben aus Fremdkörpereinschlägen*** *übersät.*
In diesem Bereich fanden vor ca. 700 Start-Abstellzyklen ***Montagearbeiten*** *statt.*
Im Hohlraum wurden eine ***zerschlagene Schraube*** *(Details links) des Zwischengehäuses (Rahmen unten rechts) und eine Vielzahl Bruchstücke der Flanschverschraubung gefunden.*

Technische Beschreibung*: In das Turbinenzwischengehäuse sind acht Schrauben mit Vielkantkopf geschraubt. Sie durchdringen und verschrauben mehrere Bauteilwände und Zwischenlagen. In der Historie gab es unterschiedliche Versionen von Schrauben und Verdrehsicherungen (Details unten). Immer wird eine* ***Drahtsicherung*** *verwendet. Bricht der Sicherungsdraht, kommt es zum* ***Lockern und Aufdrehen bis zum Herausfallen der Schraube****. Aus dem geschlossenen Hohlraum können weder die Schraube noch kleinere Bruchstücke treten.*

Historie*: Insgesamt wurden* ***mehrere ähnliche Schäden*** *bekannt. Diese verteilten sich auf* ***zwei Typen derselben Triebwerksfamilie****. In allen sechs Fällen kam es zum Versagen der Flanschverschraubung zwischen 1. und 2. Niederdruckturbinenstufe. Immer stand die* ***Rotortrennung in ursächlichem Zusammenhang mit Beschädigungen durch Fremdkörper****. Meist handelte es sich um* ***primäre Bruchstücke einzelner Flanschschrauben*** *(Bild 6.1.1.2-15). Es wurden jedoch drei Fälle bekannt, wo ein* ***zurückgelassenes Werkzeug*** *gefunden wurde.*
Offenbar erkannte man auf Grund entsprechender Schäden die Gefahr des Bruchs ***eines Sicherungsdrahts*** *schon früh (bereits 25 Jahre vor dem aktuellen Schaden?). Er ist die einzige Sicherung der Verschraubung am Turbinenzwischengehäuse.*
Schon vor Jahren wurde deshalb eine Version mit ***zwei Sicherungsdrähten*** *eingeführt (unteres Detail).* ***Im akuten Schadensfall lag eine solche Doppelsicherung vor****.*
Bei einer anderen Triebwerksvariante bestand die Verschraubung (oberes Detail) aus einem durchgehenden Stehbolzen. Sein Kopf war mit einer ***Heftschweißung gesichert****. Auf der Gewindeseite saß eine* ***selbstsichernde Mutter****. Die Erfahrung zeigte, dass* ***keine der Sicherungsvarianten gegen ein Aufdrehen ausreichend schützte****. Beispielsweise entstanden Risse in der Heftschweißung.*

Gewöhnlich ***traten als Folge einer Trennung der Flanschverbindung 'lediglich' Bruchstü-***

© Axel Prosin - TU Braunschweig - Abschnittsinhalte urheberrechtlich mit Zitierpflicht

Schraubenverbindungen: Schäden

Insbesondere die Verschraubung von Heißteilen kann sich, selbst bei scheinbar sicheren Maßnahmen, lockern. Das liegt an Wärmedehnungen und Vibrationen.

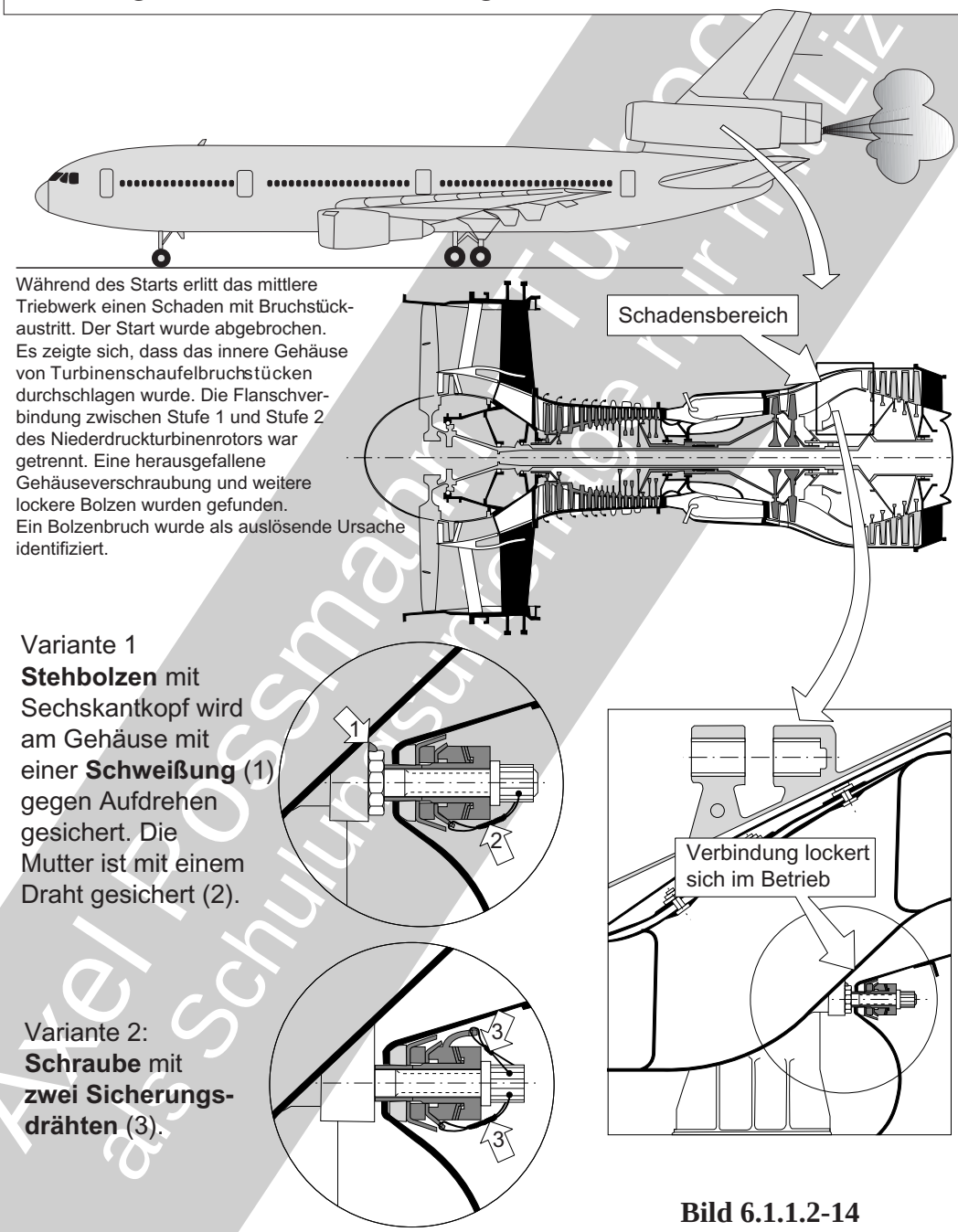


Bild 6.1.1.2-14

cke der Rotorschaufeln aus *dem Triebwerk. In einem Fall kam es jedoch zum* ***Bruch einer*** *LPT-* ***Scheibe****. Sie durchschlug einen Tank und löste Feuer aus.*

Maßnahmen*: Die verantwortliche Luftfahrtbehörde verlangte eine* ***Ergänzung des Triebwerkshandbuchs****. Für jede Überholung wurde gefordert:*

- ***Inspektion*** *der Schrauben/Bolzen sowie der verschraubten Teile.*

© Axel Possmann, Turkoschule
als Schulungsunterlage nur mit Liz

Schraubenverbindungen: Schäden

Gebrochene Schrauben an Rotorverbindungen sind äußerlich schwer erkennbar. Sie können auf mehrfache Weise das Triebwerk gefährden.

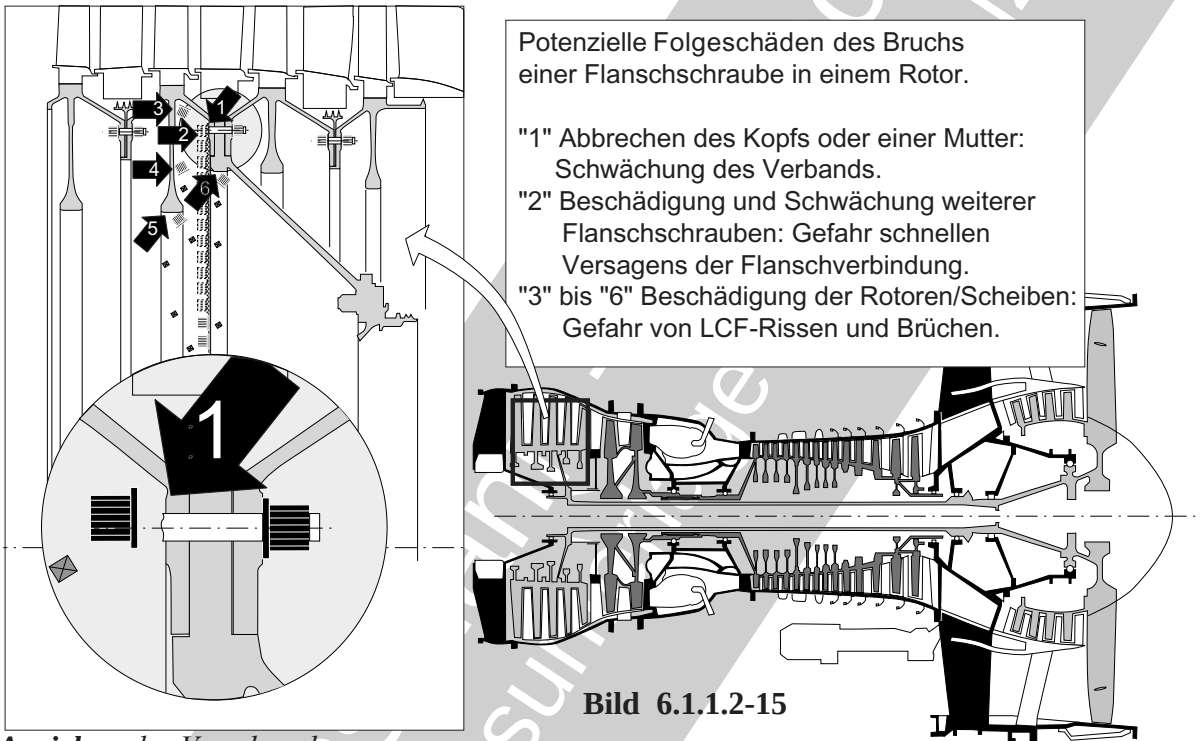


Bild 6.1.1.2-15

- ***Anziehen*** *der Verschraubung.*
- ***Erneuerung*** *der Drahtsicherung.*

Kommentar*: Offenbar sind es äußerst starke Kräfte die zum Lösen der Verschraubung führen. Sie sind aus einer, für den speziellen Einsatz zu erwartenden,* ***besonderen Betriebsbeanspruchung*** *zu erklären. Es handelt sich um:*

- Hohe ***zyklische Wärmedehnungen*** *und -spannungen (Risse in der Heftnaht).*

- ***Dicke verschraubte Querschnitte*** *ermöglichen bei* ***Temperaturgradienten*** *zeitabhängig eine Überlastung (Kriechdehnung) und ein Lockern.*

- Starke ***Vibrationen*** *durch den Rotor und Druckschwingungen im geschlossenen Hohlraum.*

Dies ist ein eindrucksvolles Beispiel, wie ***schwer es sein kann, eine scheinbar einfache Verschraubung zu 'sanieren'****.*

Bild 6.1.1.2-15 *(Lit 6.1.1.2-12): Fremdkörper, insbesondere* ***Schraubenbruchstücke*** *können in Rotoren* ***äußerst gefährliche Folgeschäden*** *auslösen (Bild 6.1.1-2-14). Nicht nur, dass die Beschädigung der Schrauben innenliegender Flanschverbindungen über den „****Reißverschlusseffekt****" (Bild 6.1.1.2-7) zum spontanen Trennen des Rotorverbands führen. Selbst von* ***kleinen Kerben durch Bruchstückeinschläge*** *können in hochbeanspruchten, lebensdauerbestimmenden* ***Scheibenzonen Ermüdungsrisse und -brüche*** *ausgehen.*

Deshalb ist ***während der Wartung und beim Durchdrehen der Triebwerksrotoren von Hand am Boden auf Geräusche zu achten. Die Aufmerksamkeit gilt kleinen losen Bruchstücken in einer Rotortrommel****.*

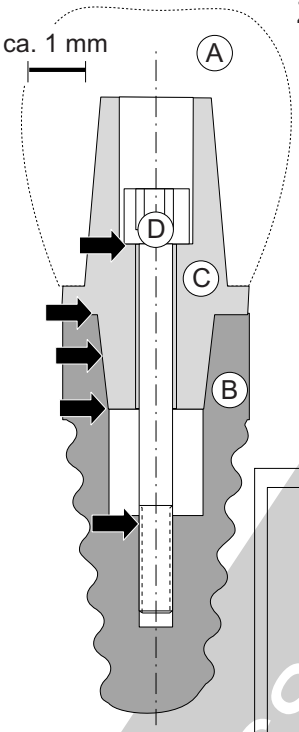
Leider zeigt die Erfahrung, dass sich in vielen Fällen Bruchstücke offenbar verklemmen und so keine Geräusche entstehen.

© Axel Rossmann Consult als Schulungsunterlage

Schraubenverbindungen: Schäden

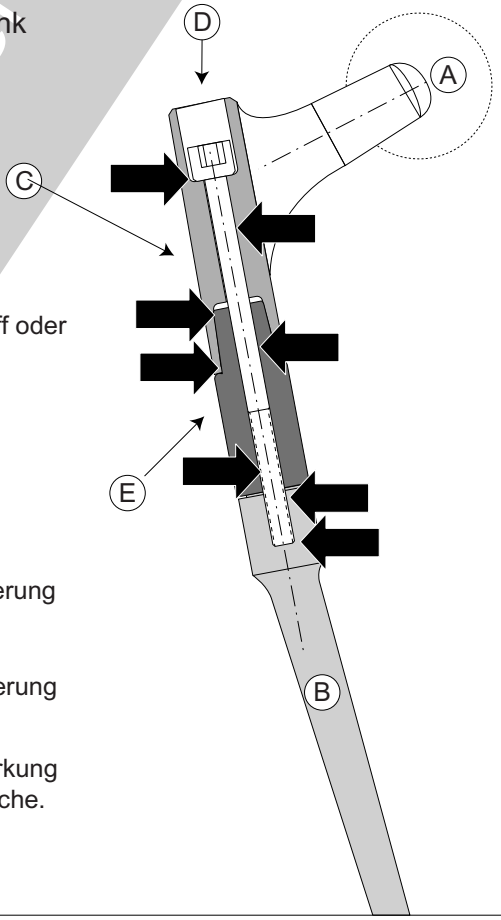
Maschinenbau als Leichtbau findet man auch in der Medizin.
Hier ist besonders bei Schraubverbindungen auf Kerben und Mikrobewegungen durch unterschiedliche Elastizitäten zu achten.

Zahnimplantat



- A Zahnkrone aus keramischem Werkstoff
- B Schraubenimplantat aus einer Titanlegierung
- C 'Pfosten' /Aufbau aus einer Titanlegierung
- D Fixierungsschraube aus einer Titanlegierung
- ➡ Durch 'Fretting' und/oder Kerbwirkung potenziell bruchgefährdete Bereiche.

Künstliches Hüftgelenk



- A Gelenkkugel aus keramischem Werkstoff oder Kunststoff
- B Grundschaft aus einer Titanlegierung
- C 'Prothesenhals aus einer Titanlegierung
- D Sicherungsschraube aus einer Titanlegierung
- E Verlängerungsmodul aus einer Titanlegierung
- ➡ Durch 'Fretting' und/oder Kerbwirkung potenziell bruchgefährdete Bereiche.

Bild 6.1.1.2-16

© Axel Possmann, Turbocad
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.1.1.2-16 *(Lit 6.1.1.2-20 und Lit 6.1.1.2-21): Maschinenbau tritt gerade als* ***Leichtbau*** *auch in der* ***medizinischen Anwendung*** *auf. Prothesen mit metallischer Kraftübertragung/ Stützstruktur von einem keramischen Formkörper zu und in den Knochen bilden dabei eine große Herausforderung. Als Metall kommen besonders* ***Titanlegierungen*** *wegen ihrer hohen Festigkeit, niedrigem Gewicht und hervorragenden Biokompatibilität zum Einsatz.*
Beim Literaturstudium gewinnt man den Eindruck, dass bei normaler Nutzung durchaus Ermüdungsversagen im Metall auftreten kann. Die Ursachen werden offenbar jedoch nicht vollständig erkannt. Dazu gehört insbesondere

- der ***Schwingfestigkeitsabfall*** *von Titan und Titanlegierungen im Bereich von* ***Reibverschleiß*** *(Fretting).*

- Die Neigung zum ***Kaltverschweißen*** *(Fressen) an bewegten Kontaktflächen (Kegelpassungen, Gewinde, Auflagen).*

- Die ***niedrige Risszähigkeit*** *im Bereich von Rissen und scharfen Kerben (z.B. Kratzer, Bearbeitungsriefen).*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.1.1.2

6.1.1.2-1 „Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau“, Band I, 12. Auflage, 1964, Springer-Verlag, Seite 658.

6.1.1.2-2 G.Niemann, „Maschinenelemente“, Erster Band, 5. Auflage, 1961, Springer-Verlag, Seite 165.

6.1.1.2-3 Metals Handbook Ninth Edition, Volume 11 „Failure Analysis and Prevention“, Verlag ASM, ISBN 0-871170-007-7, Kapitel von W.J.Jensen, „Failures of Mechanical Fasteners“, Seite 534- 543.

6.1.1.2-4 K.H.Illgner, „Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen“ (Fatigue Behaviour of Bolted Connections), Zeitschrift „Werkstofftechnik“, 10. Jahrgang, März 1979, Heft 3, Seite 73-112.

6.1.1.2-5 W.Schneider, „Schäden an Schraubenverbindungen“, Zeitschrift „Verbindungstechnik“, Heft 2, Februar 1980, 12.Jahrgang, Seite 21-27.

6.1.1.2-6 A.Steurer, „Trag- und Verformungsverhalten von auf Zug beanspruchten Schrauben“, Institut für Baustatik und Konstruktion, ETH Zürich, Mai 1996, Seite 7-22.

6.1.1.2-7 K.H.Kloos, W.Thomala, „Zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen, Teil 4: Der Einfluß von Randentkohlung und Gewindesteigung“, Zeitschrift „Verbindungstechnik“, Heft 5, Mai 1979, 11.Jahrgang, Seite 23-29.

6.1.1.2-8 R.S.BhattAchaRya, S.KrishnaMurthy, A.K.Rai, J.A.Kramer, „Threaded Fastener Coatings for Aerospace Applications“, Zeitschrift „ Lubrication Engineering“, Volume 52, No.3, March 1996, Seite 237-241.

6.1.1.2-9 C.C.Roberts, „The Consequences of Bolt Failures“, www.croberts.com, 08.05.2006, Seite 1-8.

6.1.1.2-10 L.Engel, H.Klingele, „Rasterelektronenmikroskopische Untersuchungen von Metallschäden“, 2. Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien 1982, ISBN 3-446-13416-6, Seite alle, speziell 71, 116-127.

6.1.1.2-11 Dutch Transport Safety Board, „Uncontained engine failure during take-off, 7-September 2000“, Bericht Sept 2002, occurrence number 2000125, Seite 1-27.

6.1.1.2-12 National Transportation Safety Board (NTSB), J.Hall, „Safety Recommendation“, January 15, 1998, Seite 1-8.

© Axel Rossmann - Turbocons
Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.1.1.2-13 National Transport Safety Bureau (Australia), A.Romeyn, Technical Analysis Report 17/03, „Bolt Fracture High Pressure Turbine Disk Assembly“, 2003, Seite 1-21.

6.1.1.2-14 ATSB Air Safety Occurrence Report, Number 199504205 vom 1. Januar 1999, „Accident, Bell Helicopter Mod. 205, 13-Dec-95“, Seite 1-8.

6.1.1.2-15 NTSB Identification IAD96IA098,30.10.1998, „Incident, Jun-17-96“, Seite 1-8.

6.1.1.2-16 National Transportation Safety Board of Canada, Aviation Investigation Report A02P0021, „In-Flight Engine Nose Dome Detatchment, 01 February 2002“, Seite 1-5.

6.1.1.2-17 M.J.Kroes, T.W.Wild, „Aircraft Powerplants, Seventh Edition“, Verlag : Glencoe/ McGraw-Hill 1990, ISBN 0-02-801874-5, Seite 490.

6.1.1.2-18 I.E.Traeger, „Aircraft Gas Turbine Engine Technology, Second Edition“, Verlag : Glencoe/McGraw-Hill 1994, ISBN 0-07-065158-2, Seite 498.

6.1.1.2-19 Civil Aviation Authority (CAA), Safety Regulation Group, CAP 718, „Human Factors in Aircraft Maintenance and Inspection“ (previously IVAO Digest No. 12), First Edition 24.January 2002 , ISBN 0 86039 836 6.

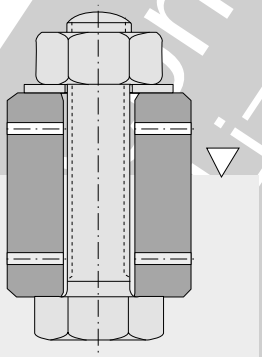
6.1.1.2-20 D.Mersch, „Optimierung der Gestaltfestigkeit von Konussteckverbindungen bei modular aufgebauten Revisionshüftendoprothesen aus TiAl5Nb7“ (Biomechanik und Biomedizinische Werkstoffe), Forschungsberichte Arbeitsgruppe Endoprothetik, Band 5, Dissertation an der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München 1996 , Hyronimus Buchreproduktions GmbH, ISBN 3-028286-27-7.

6.1.1.2-21 L.Kontos, „Bruchfestigkeit, Frakturmodus und Schraubenlockerung von vier verschiedenen Implantatpfosten nach statischem und dynamischen Belastungstest: eine in-vito Pilot-Studie“, Dissertation an der Medizinischen Fakultät der Eberhard-Karls-Universität Tübingen, 2010.

© Axel Rossmann - TU Doconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.1.1.3 Abhilfen gegen Schäden an Schrauben

Laborprüfungen Absicherung der Betriebstauglichkeit



Um Schäden und Problemen an Schraubenverbindungen vorzubeugen oder gegebenenfalls abzuhelfen, sind zunächst die im Kapitel 6.1.1.1 beschriebenen 'Grundlagen' zu berücksichtigen. Dazu gehören

- **Auswahl** der geeigneten Schraube:

Gestaltung: Sind hohe Beanspruchungen (z.B.Stoß/Schlag, Bild 6.1.1.2-13.2) oder hohe Wärmedehnungsunterschiede zu erwarten, bieten sich **Dehnschrauben** an. Ihre elastische Dehnung kann Belastungen abfangen oder Vorspannungen gewährleisten.

Eine ungeeignete Ausbildung einer Durchgangsbohrung muss vermieden werden (Band 1 Bild 5.4.1.1-8). Dazu gehören **scharfkantige Bohrungskanten**. Graben sie sich in den Übergangsradius des Schraubenkopfes, ist mit einem Schwingriss bis zum Abbrechen des Kopfes zu rechnen.

Werkstoff: Das **Risiko von Versprödungsproblemen** (Wasserstoff, Band 1 Bild 5.7.1-5; Spannungsrisskorrosion, Band 1 Kapitel 5.6.3.1.1) im Betrieb ist auf ein akzeptables Maß zu minimieren. Für unlegierte und niedrig legierte Stähle und solche vom Typ 13% Cr-Stähle (Vergütungsstähle) ist deshalb eine **maximale Schraubenhärte von 32 HRC** nicht zu überschreiten. Diese entspricht näherungsweise einer Vickershärte HV 320, Brinellhärte HB 300 und Zugfestigkeit 1000 MPa.

Um **Wasserstoffversprödung bei der Herstellung** (z.B. Ätzen, galvanisch Verzinken) auszuschließen, ist eine rechtzeitige (!) **Entsprödung** (Band 1 Bild 5.7.1-7) zu garantieren.

Bei Sonderanwendungen die z.B. Verschleiß am Schraubenschaft zulassen, ist auf eine geeignete Werkstoffpaarung des Tribosystems zu achten. Dafür kann eine hohe Oberflächenhärte notwendig werden, die sich mit geeigneten Schichten wie Einsatzhärtung oder Nitrieren erzielen lässt, ohne die Grundhärte des Schraubenwerkstoffs gefährlich zu erhöhen. Vorsicht bei Belastung im Fließgrenzenbereich, Anrissgefahr!

Beschichtungen: Für Anzugsmoment bzw.Vorspannung ist die Beeinflussung von Kopf- und Gewindereibung zu berücksichtigen. Das gilt auch für die Auswirkung auf **Korrosion** (z.B. Elementbildung, Band 1 Bild 5.6.1-5). Zusätzlich ist mit einer Rissbildung spröder Schichten bei plastischer Verformung (Überschreitung der Fließgrenze) zu rechnen. Es ist sicherzustellen, dass kein Abfall der Schwingfestigkeit auftritt. Das gilt besonders für Cr- und Ni-Schichten (Band 1 Bild 4.2-4 und Bild 4.2-5).

Einen wichtigen Beitrag zur Problem- und Schadensprävention können **Versuche** und **betriebsnahe Prüfungen** leisten. Besonders geeignet erscheinen **Schraubenmessgeräte** (Bild 6.1.1.3-2) für die Überprüfung und Absicherung der Auslegung einer Verschraubung im Rahmen der Kon-

© Axel Pössinger - Technische Konsultation
Einsatz unterliegt Lizenz

struktion. Für eine Abschätzung des **Risikos einer Versprödung in Herstellung und Betrieb** der Verschraubung sind einfache **Verspannungsvorrichtungen** geeignet (Bild 6.1.1.3-3). Diese können beispielsweise in Prozessbäder eingefahren werden.

Bei **angehobenen Betriebstemperaturen** darf die Beschichtung keine **versprödenden Anschmelzungen oder Diffusionsvorgänge** auslösen (Band 1 Bild 5.3-6, Bild 5.3-7, Bild 5.3-8 und Kapitel 5.8).

Für **Beilagen und Sicherungen** ist zu beachten (Bild 6.1.1.3-1):

- **Verwendbarkeit**: Nur die vorgeschriebenen Typen verwenden. Viele Beilagen haben keine zuverlässige Sicherungswirkung und sind als Setzsicherung ungeeignet (Bild 6.1.1.1-10). Eine Wiederverwendung muss explizit zugelassen sein.
- **Montage**:
  Schmierung: Nur mit zugelassenem Schmiermittel (Bild 6.1.1.1-3).
  Anzugsmoment: Vorgeschriebenes Verfahren anwenden (Bild 6.1.1.1-9). Auf Einfluss von Beschichtungen achten, deshalb nur vorgesehene Typen verwenden.
  Schraubenvorspannung: Nur mit geeigneten Beilagen gewährleistet (Bild 6.1.1.1-10).
  Sicherung: Gegebenenfalls vorschriftsgemäße ‘Aktivierung’ (Bild 6.1.1.1-11).
- **Demontage**
  Lösen der Schraube: Gegebenenfalls nach Vorschrift vorgehen. Auf Schädigungssymptome achten als Hinweis auf besondere Betriebsbedingungen.
  Falls eine Wiederverwendung vorgesehen ist, Eignung (Schädigungen) prüfen.

© Axel Rossmann - Tubocon GmbH
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Abhilfen gegen Schäden

Bild 6.1.1.3-1 *(Lit. 6.1.1.3 -1 bis Lit. 6.1.1.3-6): Als Voraussetzung einer sicheren Schraubenverbindung soll diese Übersicht den Konstrukteur für potenzielle Schäden oder Probleme sensibilisieren. Es wird davon ausgegangen, dass neben Kapitel 6.1.1.1 und Kapitel 6.1.1.2 in der Fachliteratur bei gezielter Suche ausreichend Informationen für die Auslegung zu finden sind.*

Werkstoff*:*

Festigkeit*: Besonders wichtig ist, dass die Gefährdung von Schrauben bei Stählen mit Festigkeiten ab 80 MPa, insbesondere* ***über 1000 MPa*** *(Härte 32 HRC) gefährlich zunimmt. Dabei handelt es sich sowohl um* ***Wasserstoffversprödung*** *(Band 1 Kapitel 5.7) als auch um* ***Spannungsrisskorrosion*** *(Band 1 Kapitel 5.6.3.1).*

Es ist also dringend geboten, lieber mehr oder dickere Schrauben zu verwenden, als dieses Risiko einzugehen (Band 1, Bild 2.2.2.1-1).

Weitere Aspekte der ***Werkstoffauswahl*** *sind*
- Versprödungsneigung durch Betriebstemperaturen (siehe 'Betriebstemperatur')
- Korrosionsempfindlichkeit, insbesondere gegen 'Lochfraß' (Band 1 Kapitel 5.9.2)

Betriebstemperatur*: Für Schrauben sind Temperaturen im gesamten Betriebsspektrum zu berücksichtigen.*
Bei ***höheren Temperaturen*** *kommt es zur zeitabhängigen plastischen Verformung, dem* ***Kriechen*** *(Band 1 Bild 5.6-2). So besteht die Gefahr eines* ***Vorspannungsabbaus*** *durch* ***Relaxation****.*

Auf niedrige Temperaturen *(z.B. in Gasverflüssigungsanlagen) reagieren viele Werkstoffe mit einer ausgeprägten Versprödung auch ohne Gefügebesonderheiten. Das zeigt sich in einem* ***steilen Abfall der Kerbschlagzähigkeit*** *unterhalb einer Temperatur welche die untere Einsatzgrenze markiert (Band 1 Bild 5.3-1.3 und Bild 5.4.4-5).*

Wärmedehnung*: Um im gesamten Betrieb eine ausreichende* ***Vorspannung zu gewährleisten,*** *sind die* ***Wärmedehnungen des verspannten Systems abzustimmen****. Dies kann beispielsweise den Einsatz von Stahlschrauben an Leichtmetall-Bauteilen (Al-, Mg-Legierung) verhindern (Band 1 Bild 3-15). Umgekehrt lassen sich Schrauben aus einer hochfesten* ***Aluminiumlegierung*** *zur Verschraubung von Motorengehäusen aus Magnesium vorteilhaft verwenden (Lit. 6.1.1.3-8 und Band 1 Bild 3-15).*

Schmiermittel und Gleitbeschichtungen *haben mehrere Aufgaben:*
- Gewährleistung eines möglichst niedrigen, wenig streuenden Schraubenwirkungsgrads bzw. Reibbeiwerts aller betroffenen Zonen.
- Keine Begünstigung von Korrosion sondern möglichst schützend. Besonders ist auf thermische Stabilität zu achten (Bild 6.1.1.1-14).
- Keine schädigende Diffusion in das Grundmaterial der Schraube. Dies gilt für pastöse Schmiermittel (z.B. MoS_2-haltig) und Gleitbeschichtungen (z.B. Silber). Die Diffusion kann bei ausreichend hohen Betriebstemperaturen erfolgen (Bild 6.1.1.2-9, Band 1 Bild 5.3-6 und Bild 5.3-8). In jedem Fall scheint sich eine Voroxidation der neuen Schraube an Luft bei Betriebstemperaturen günstig auszuwirken. Das gilt auch für die Verhinderung von Festfressen. Die Anwendung hochfester ***Titanlegierungen*** *kann an der Fressneigung scheitern (Band 1 Bild 5.9.2-6). Hier hilft eine Voroxidation nicht. Deshalb sind besondere Beschichtungen und Schmiermittel erforderlich.*
- Soll ein Festbacken vermieden werden, ist ein Korrosions- und Oxidationseinfluss (bei erhöhten Temperaturen) zu berücksichtigen.

Fortsetzung auf Seite 6.1.1.3-5

© Axel Rossmann - Tutzing Consulting
Abschlussprüfung nicht relevant

Schraubenverbindungen: Abhilfen gegen Schäden

Worauf zur Verhütung von Schäden und Problemen zu achten ist.

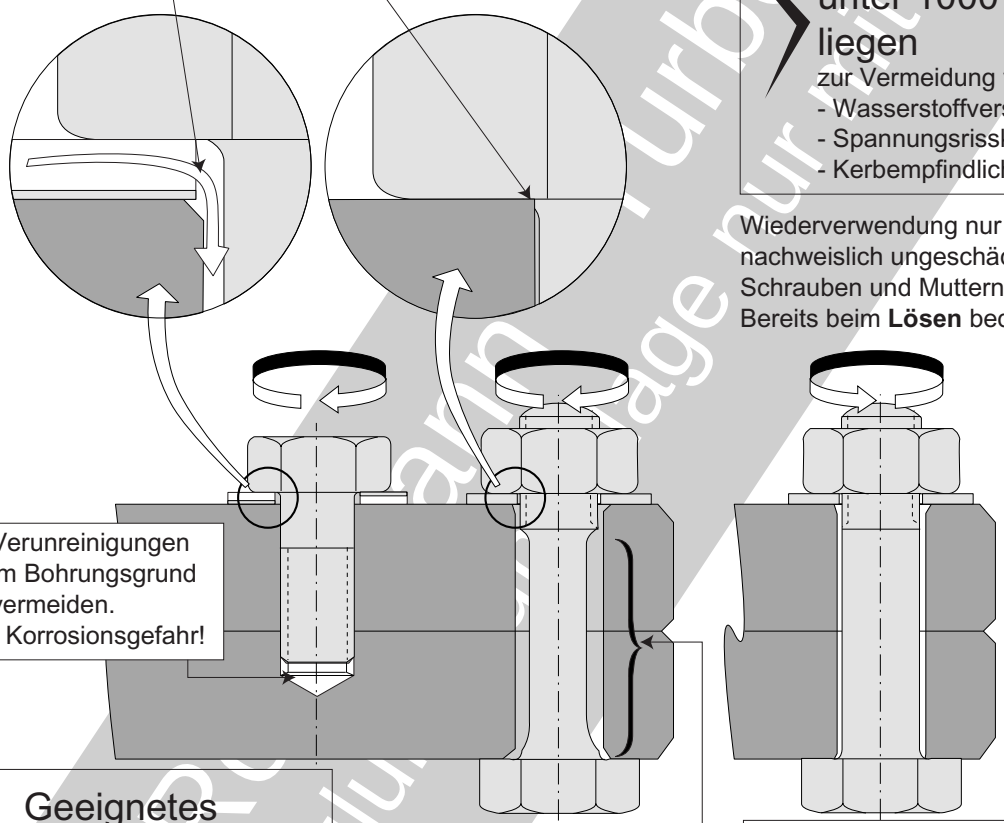
(Kein Anspruch auf Vollständigkeit)

Undichte Beilage / Sicherung vermeiden. Korrosionsgefahr!

Keine scharfe Bohrungskante. Gefahr einer gefährlichen Kerbe am Übergangsradius zum Schraubenkopf.

Festigkeit der Schrauben muss unter 1000 MPA liegen
zur Vermeidung von
- Wasserstoffversprödung
- Spannungsrisskorrosion
- Kerbempfindlichkeit

Wiederverwendung nur von nachweislich ungeschädigten Schrauben und Muttern!
Bereits beim **Lösen** bedenken!



Verunreinigungen im Bohrungsgrund vermeiden.
- Korrosionsgefahr!

Dehnschaft bei Stoß-und Schlagbeanspruchung sowie thermischen Dehnungen

Geeignetes Schmiermittel vorsehen zur Vermeidung von
- Fressen,
- Korrosion,
- Versprödung/Diffusion (Schwefel bei Temperatur)
- Festbacken,

Relaxation bedenken
um eine ausreichende Vorspannung zu garantieren.

Anzugsmoment für ausreichende Vorspannung
erproben und vorschreiben zur Vermeidung von
- Schwingbrüchen

Qualitätssicherung
- Bezugsquelle,
- Vorschriften beachten!
- Prüfungen/Nachweise

Geeignete Beschichtung zur Vermeidung von
- Fressen,
- Korrosion,
- Versprödung/Diffusion (Schwefel bei Temperatur)
- Festbacken,
- ungenügender Vorspannung (Reibbeiwert in Kopfauflage und Gewinde)

Zu berücksichtigen:
Gefahr des Abfalls der Schwingfestigkeit durch
- Anrissbildung bei plastischer Verformung der Schraube.
- Zugeigenspannungen

Bild 6.1.1.3-1

© Axel Rosmann Turbocoacult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Abhilfen gegen Schäden

Fortsetzung von Seite 6.1.1.3-3

***Beschichtungen für den Korrosionsschutz**: Es handelt sich meist um **galvanische Verzinkung**. Dabei besteht die Gefahr einer Wasserstoffversprödung durch den Ätzprozess im Ablauf der Beschichtung. Auch bei verchromten und vernickelten Schrauben gibt es das Risiko einer Wasserstoffversprödung (Bild 6.1.1.2-2 und Band 1 Bild 5.7.2-1). Um dieses zu minimieren gibt es mehrere Ansätze:*
*- Nur Schraubenwerkstoffe mit einer **Festigkeit unter 1000 MPa** bzw. einer Härte von ca. 300 HV verwenden.*
*-**Schraubenbelastung**/Vorspannung entsprechend **niedrig** auslegen. Lieber mehr Schrauben oder mit etwas größerem Durchmesser verwenden.*
*- **Entsprödungsvorgang** vorschreiben: Mehrstündige Erwärmung auf 180°C innerhalb von 2 Stunden nach der potenziellen Wasserstoffaufnahme (Band 1 Bild 5.7.1-5 und Bild 5.7.1-7).*

*Vorsicht bei **vernickelten** oder **verchromten** Schrauben. Hier ist immer mit einem **Abfall der Schwingfestigkeit** (Sprödigkeit, Eigenspannungen, Mikrorisse) zu rechnen (Band 1 Bild 4.2-4 und Bild 4.2-5). Die Schutzwirkung gegen Korrosion erfordert einen geeigneten Schichtaufbau, z.B. Vorbeschichtung durch Verkupfern.*

***Qualitätssicherung**: **Herstellungsprozess/ Formgebung** ist insbesondere für die dynamische Schraubenfestigkeit von besonderer Bedeutung. Entscheidend ist, ob für **Gewinde und Kopf Zerspanung oder plastische Verformung** angewendet wurden (Bild 6.1.1.1-0). Bei hochbeanspruchten Schrauben sollte Gewinde und Kopf-Schaft-Radius gerollt sein.*
***Form- und Maßtoleranzen** insbesondere des Gewindes sind einzuhalten. Mängel können **Tragfähigkeit** und **Schraubenwirkungsgrad** verschlechtern (Reibung erhöhen, Vorspannung verringern). Zusätzlich wird die Neigung zum Fressen begünstigt.*

*Ein weiteres Problem ergibt sich bei der **Wiederverwendung** von Schrauben und Muttern. Es besteht die Möglichkeit, dass sich der Schraubenwirkungsgrad gegenüber dem Neuzustand verändert hat. Ursachen:*
*Das Gewinde ist geglättet oder durch Fressen aufgeraut, deformiert und gegebenenfalls mit Beschichtungen verändert. Trotzdem ist das vorgeschriebene Anzugsmoment zu gewährleisten. Ein weiteres Problem ist die eventuelle **Schädigung der festsitzenden Schraube beim Lösen**. Hier stellt sich die Frage nach Mikroanrissen im Gewinde die zerstörungsfrei nicht ausreichend sicher nachzuweisen sind. In besonders sicherheitsrelevanten Fällen sollte dies eine **Wiederverwendung ausschließen**.*

***Anzugsmoment und Vorspannung** sind unter realistischen Montagebedingungen zu ermitteln. Ein Schraubenmessgerät (Bild 6.1.1.3-2) leistet dafür gute Dienste. Eine **ausreichende Vorspannung** ist im gesamten Betrieb zu gewährleisten. So lassen sich dynamische Beanspruchungen auf ein ungefährliches Maß begrenzen (Bild 6.1.1.1-2). Wärmedehnungsunterschiede von Schraube und verschraubter Komponente sind zu berücksichtigen.*
*Gewinde in Werkstoffen vergleichsweise geringerer Festigkeit wie Leichtmetalllegierungen (Aluminium- und Magnesiumlegierungen) sollten geeignete **Gewindeeinsätze** aus Stahl erhalten. Damit wird ein Ausreißen und bei mehrfachem Lösen/Anziehen der Schraube ein schwächender Verschleiß vermieden sowie die Neigung zum Fressen minimiert.*
*Zu berücksichtigen sind **Überholungen** mit **Ätz- und Entlackungsprozessen**. Hier müssen die Gewindeeinsätze, soweit nicht sicher abdeckbar, vorübergehend entfernt werden.*

***Schraubensicherung und Beilagen** sollten den Montage- und Betriebsbedingungen angepasst sein (Bild 6.1.1.1-10 und Bild 6.1.1.1-11). Neben der Sicherungswirkung bekommt eine Abdichtwirkung an Kopf- und Mutternauflage Bedeutung (Korrosion, Band 1 Bild 2.2.2.1-1).*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schraubenverbindungen: Abhilfen gegen Schäden

Bild 6.1.1.3-2 *(Lit. 6.1.1.3 -1): „**Schraubenmessgeräte**“ sind erfahrungsgemäß bei der **Lösung von Problemen** und der **Klärung von Schadensursachen** äußerst hilfreich. Besonders eine vorbeugende Datenermittlung ist so für die **Auslegung** bei Unsicherheiten zu empfehlen. Typische Anwendungen sind:*

*- Ermittlung des **betriebsnahen Schraubenwirkungsgrades**, d.h. **Anzugsmoments** für eine notwendige **Vorspannung** (Bild 6.1.1.1-3). Dazu gehört auch die Kenntnis der zu erwartenden **Streuung**.*

*Diese Aufgabe stellt sich insbesondere beim Wechsel von **Schmierstoffen** (Bild 6.1.1.1-6) und **Beschichtungen** sowie Änderungen in der **Fertigung**. Alle Gleitflächen, d.h. neben dem **Gewinde** auch die **Kopfauflage** der Schraube, gegebenenfalls der **Mutter** oder einer **Gewindebohrung** und der zu verspannenden **Bauteilflächen** spielen eine Rolle.*

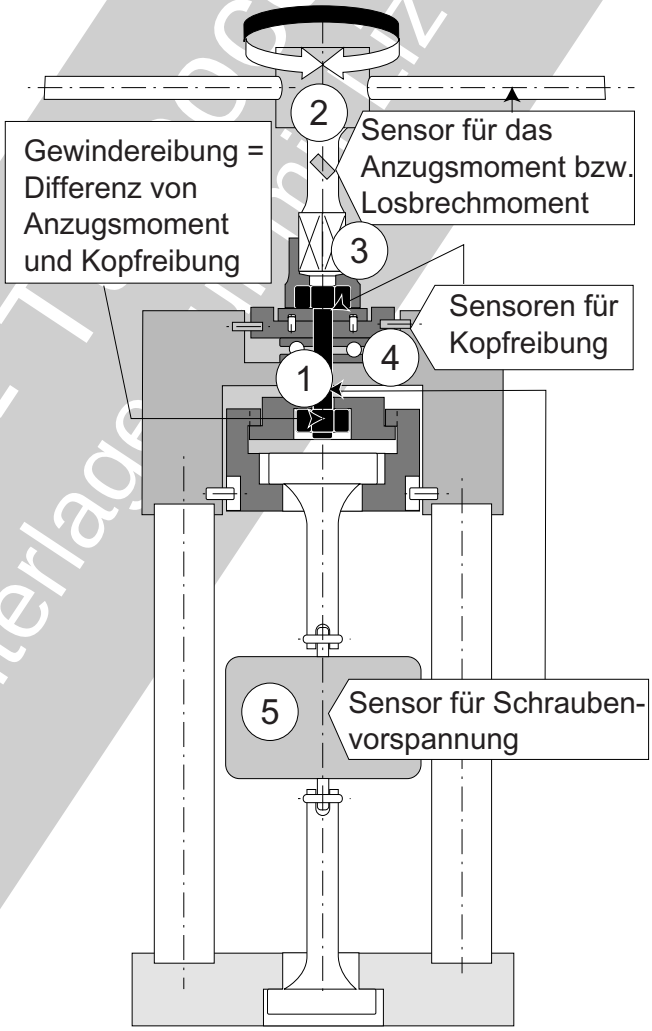
*- Bestimmung der **Fressneigung** (Band 1 Kapitel 5.9.2) an Kopf und Gewinde.*

*- Ermittlung des Verhaltens der Schraube (plastische Verformung bis Bruch) bei **Überlastung** durch ein zu hohes Anzugsmoment. Dies gibt auch Auskunft über die sichere **Beherrschbarkeit des Montagevorgangs**.*

*- Auswirkungen eines **mehrfachen Anzugs-/Lösungsvorgangs** auf Anzugsmoment bzw. Vorspannung.*

*- Einfluss und Effektivität von **Schraubensicherungen** (siehe auch Bild 6.1.1.1-5).*

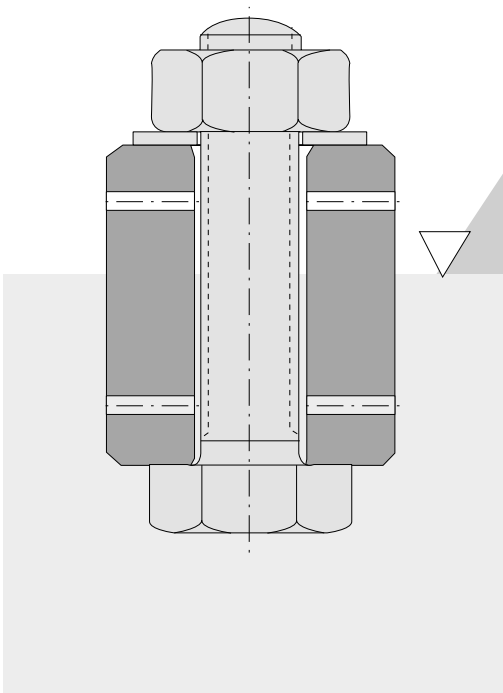
*- Abschätzung der **Wiederverwendbarkeit** von Schrauben. Hier steht die Frage nach einer Schädigung beim Lösen **festsitzender** bzw. **schwergängiger** Schrauben im Vordergrund. Dies gilt insbesondere bei **Korrosions- und Temperatureinfluss** (Bild 6.1.1.1-12). Dazu ist eine für die Prüfung geeignete, ungelöste Schraubenverbindung erforderlich. Möglicherweise muss der Prüfaufbau dafür geeignet adaptiert werden. Die Verschraubung muss vor der Prüfung über einen aussagekräftigen Zeitraum reproduzierbaren, realistischen Betriebseinflüssen ausgesetzt worden sein. Dazu kann eine Korrosionskammer und/oder ein Laborofen dienen.*



*- Ermittlung des Einflusses von **Maßungenauigkeiten** wie einer **Schrägauflage** des Kopfes.*

© Prof. Rossmann - Technische Universität Clausthal - Institut für Maschinenwesen - Abteilung Konstruktionstechnik

Prüfvorrichtung zur Abschätzung von Versprödungsrisiken und Korrosionsangriff.



Ätzbad: Wasserstoffversprödung
Salzlösung: Spannungsrisskorrosion
Korrosionsangriff

Bild 6.1.1.3-3

Bild 6.1.1.3-3 *(Lit. 6.1.1.3 -7): In vielen Fällen genügt für das Erkennen einer gefährlichen* ***Versprödung*** *der Schraube die skizzierte* ***Vorrichtung****. Sie muss jedoch in allen relevanten Eigenschaften dem jeweiligen 'Gefährdungszustand' entsprechen. Das kann für die Herstellung (z.B. Prozessbad) anders sein als für den Betrieb.*

- Im Herstellungsprozess kann ***Wasserstoffversprödung*** *bei Verfahren wie Ätzen/Beizen und galvanisches Beschichten eintreten. Hier darf die Vorrichtung das Ergebnis nicht verfälschen. Ein Augenmerk ist auf die Werkstoffauswahl (Elementbildung? Schutzwirkung?) und die Geometrie (Zutritt und Austausch des Prüfmediums) zu richten. Deshalb sollte zunächst die* ***Schraube ohne Vorrichtung behandelt*** *werden. Erst dann erfolgt die Prüfung auf Rissbildung in der* ***verspannten Vorrichtung*** *über* ***ausreichend lange Zeit*** *(siehe Band 1 Bild 5.7.1-6).*

- ***Spannungsrisskorrosion*** *wird von gefährlichen* ***Badrückständen*** *(eingetrocknet) auf Schrauben und in Gewindebohrungen (besonders* ***Sacklöchern****) ausgelöst. Aus ihnen entsteht bei Zutritt von Schwitz- oder Spritzwasser ein gefährlicher Elektrolyt. Eine solche Situation tritt erfahrungsgemäß bei Lagerung der verbauten Komponenten und im Betrieb auf (Band 1 Bild 2.2.2.1-1). Auch diese Gefährdung lässt sich mit einer adaptierten Vorrichtung untersuchen.*

- ***Korrosionsangriff*** *ist besonders in Form von* ***Rissbildung*** *(Interkristalline Korrosion = IK, Band 1 Bild 5.6.1-6) und* ***Lochfraß*** *(Band 1 Bild 5.6.1-2 und Bild 5.6.1-3) gefährlich. Die dabei entstehenden Kerben setzen die Schwingfestigkeit deutlich herab. Bei einer Prüfung in genormten Salzsprühtests und Korrosions-/Klimakammern ist auf* ***Bauteilrelevanz*** *(Werkstoffkombination, Schmierung, Sicherungen und Beilagen) zu achten. Eine besondere Aufmerksamkeit sollten* ***Schrauben aus Aluminiumlegierungen*** *gelten. Sie kommen in Motorblöcken und Gehäusen aus Aluminium zur Anwendung (Bd 1 Bild 3-15 und Lit. 6.1.1.3-8). Solche Schraubenlegierungen sind hochfest. Das nährt den Verdacht einer Empfindlichkeit für Spannungsrisskorrosion in Meeresatmosphäre.*

© Axel Ross - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.1.1.3

6.1.1.3-1 R.Kellermann, H.-C.Klein, „Untersuchungen über den Einfluss der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen“, Zeitschrift „Konstruktion“ 1955, Heft 2, Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg, Seite 1-16.

6.1.1.3-2 G.Lange, .„Systematische Beurteilung technischer Schadensfälle“, Verlag WILEY-VCH 1955, 5. Auflage, , ISBN 987-3-527-30417-2, 2001, Seite 258-260.

6.1.1.3-3 „Allianz - Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Seite 349-353.

6.1.1.3-4 „Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), 1986, ISBN 0-87170-007-7, Seite 322, 347, 539-543..

6.1.1.3-5 E.J.Pohl, R.Bark, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1964, Seite 41,61, 55, 67, 102, 148, 223.

6.1.1.3-6 „ABC der Stahlkorrosion“, Mannesmann-AG Düsseldorf 1958, Seite 155-157.

6.1.1.3-7 H.Köhler, H.Dieterle, G.Hartmann, „Ultrafeste Schrauben“, Zeitschrift *Konstruktion* Januar/Februar 1/2 - 2010, Seite 18 und 19.

6.1.1.3-8 K.Westphal, T.Mulhorkar, W.Scholding„ Aluminium Fasteners for Magnesium Components“, Zeitschrift „Fastener Technology International“ www.kamax.com, August 2005, 2 Seiten.

© Axel Rossmann - Turbocconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

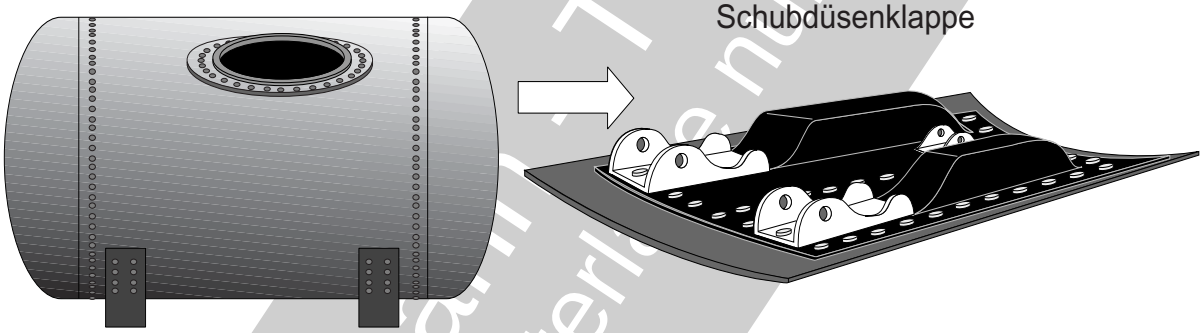
6.1.2 Niet-, Stift- und Bolzenverbindungen

Probleme, Schäden, Abhilfen

Niete erhalten neue Aufgaben im Maschinenbau

Druckkessel historischer Bauweise

Hybridbauweise einer Schubdüsenklappe



© Axel Bossmann - Turbocons
Seminarunterlage nur mit Lizenz

Nietungen in **Stahlbauten** (z.B. Brücken) und **Druckkesseln** (z.B. Dampfkessel) sind Vergangenheit. Niete finden heute eine Vielzahl anderer, unterschiedlicher Anwendungen (Bild 6.1.2-1). Gerade im **Leichtbau** mit einer Tendenz zu **Hybridkonstruktionen**. Klebverbindungen sind problematisch, wenn erhöhte **Betriebstemperaturen** vorliegen (Bild 6.1.2-2). In solchen Fällen bieten sich Nietungen (Bild 6.2-2) an. Vorläufer sind z.B. nichtmetallische **Kupplungs- und Bremsbeläge** (Bild 6.6.2.2-3).

Unter dem **Begriff Niet** (engl. rivet) wird im Folgenden nicht nur die übliche Nietform mit Setzkopf, Schaft und anzuformendem Schließkopf verstanden (Lit. 6.1.2-1). Beim sog. **Blindniet ('Popniet', Ziehniet**, engl. blind rivet, pop rivet, Bild 6.1.2-5) der in unterschiedlichen Ausbildungen am Markt ist, bildet sich der Schließkopf durch Aufweitung auf der nicht zugänglichen Seite. Dieser Vorteil ist aber auch problematisch. Ein solcher Niet kann 'ausgebohrt' und damit von außen entfernt und getauscht werden. Das ist bei Anwendungen **geschützter Zugänglichkeit** (z.B. Transporträume wie LKW-Anhänger, Bild 6.1.2-5) unerwünscht.

Auch Komponenten wie kleine einseitig eingenietete Achsen von Gelenken (Bild 6.1.2-11) werden hier unter dem Begriff Niet behandelt. Als **Bolzenverbindung** lassen sie **Schwenkbewegungen** zu (Bild 6.1.2-11). Solche Bolzen sind zerstörungfrei entfernbar (ziehbar) und werden mit geeigneten Maßnahmen wie Verschraubung oder Splint gesichert. Für Befestigungen an faserverstärkten Kunststoffteilen verwendet man Niete mit Gewinden. Entsprechend ist die Funktion des Niets durchaus unterschiedlich. Sie beschränkt sich nicht nur auf eine Fixierung über Scherung des Schafts. In besonderen Fällen werden **axiale Kräfte** (Fixierung von eingeschobenen Bauteilen) aufgenommen oder Biegemomente übertragen (Achsen kleinerer Bauteile).

Eine besondere Stellung nehmen Niete traditionell in der **Luftfahrt** ein. Es begann mit Nietungen an Leichtmetallblechen für tragende Strukturen von Luftschiffen sowie Rümpfen und Flügeln von Flugzeugen. Werden heute **faserverstärkte Kunststoffe** (FVK), insbesondere mit Kohlefasern (CFK) verwendet,

liegt das im Trend der **Hybridbauweise** (Bild 6.1.2-2). Um dem Stellenwert dieser **wichtigen Anwendung des modernen Leichtbaus** gerecht zu werden, sind deren Problematiken in diesem Kapitel intensiver behandelt (Bild 6.1.2-8 bis Bild 6.1.2-10). **Faserverstärkte Laminate** haben sehr vorteilhafte **charakteristische Eigenschaften**. Dazu gehören niedriges Gewicht, hohe spezifische Festigkeit und Steifigkeit, gute Korrosionsfestigkeit und, als besonders wichtig, **exzellente Schwingungsdämpfung** und **Schwingfestigkeit** (Band 1 Bild 3-11). Eigenschaften sind zu berücksichtigen, die man eigentlich nur bei Metallen erwartet. Es handelt sich um **Kriecheffekte** (Bild 6.1.2-9) und **Stützwirkung** (Bild 6.1.2-10) mit **Spannungsumlagerungen**. Auch wenn sich das makroskopische Verhalten ähnelt, die eigentlichen Mechanismen (im Mikrobereich) können sich deutlich von Metallen unterscheiden. Nachteilig ist bei FVK-Werkstoffen eine relativ **niedrige Druckfestigkeit**. Das muss im Auflagebereich des Nietkopfs und der Flächenpressung an der Kontaktfläche zum Nietschaft bei **Gestaltung** und **Auslegung** vom Konstrukteur berücksichtigt werden.

Obwohl in Funktionsprinzip und Anbringung einfach, benötigen Nietungen **Fachkunde, Erfahrung und Geschick**. Es handelt sich oft eher um einen manuellen Prozess mit den dafür typischen Problemen der Reproduzierbarkeit. Die **zerstörungsfreie Prüfung** auf innenliegende, nicht von außen sichtbare Fehler wie Anrisse unter den Nietköpfen oder ungünstige Form des Nietschafts ist ebenfalls problematisch.

Bild 6.1.2-1*(Lit. 6.1.2-14 und Lit. 6.1.2-15): Niete finden besonders in älteren Maschinentypen, insbesondere bei Flugtriebwerken Anwendung. Sie nutzen die spezifischen Eigenschaften und Vorteile einer Nietung.* ***Typische Anwendungen*** *sind:*

- Zusammenbau bzw. Verbindung von Blechteilen *(Rahmen unten): Ein früheres Konstruktionsprinzip war, Bauteile wie komplexe Gehäuse als Schweißkonstruktion aus einer Vielzahl von Einzelstücken herzustellen. Dieses Prinzip fand besonders bei Turbomaschinen Anwendung (Skizze unten links).* ***Aerodynamische Konturen im Heißgasstrom*** *wurden anschließend mit genieteten Blechstrukturen realisiert. Eine solche Bauweise lässt den Abbau dieser Führungsbleche bei einer Überholung zu. Dazu werden die Niete entfernt. So wird die tragende innere Struktur einer* ***Inspektion bzw. zerstörungsfreien Prüfung*** *(Eindringprüfung) zugänglich. Danach wird die Blechummantelung wieder mit einer Nietung angebracht. Diese Technik hat sich hervorragend bewährt. Sie erfordert jedoch* ***Erfahrung und ausgiebige Erprobung, um Ermüdungsrisse durch Gasschwingungen und Thermoermüdung*** *ausreichend sicher auszuschließen (Bild 6.10.3.1.2-18 und Bild 6.10.3.1.2-19).*

Vorteile*:*

- ***Einfache Demontage und Montage*** *von Blechstrukturen. Angenietete* ***Verschleißbereiche*** *wie am Flammrohr eines Fackelzünders mit Überhitzungsschäden (Skizze unten rechts) oder frettinggeschädigte Zonen (Band 1 Kapitel 5.9.3) von* ***Brennkammern*** *lassen sich mit einer Nietung einfach austauschen.*

- ***Schwingungsdämpfende Wirkung*** *der Reibung zwischen den verbundenen Blechoberflächen.*

- Toleranz der elastischen genieteten Blechstrukturen gegenüber ***zyklischen Wärmedehnungen****.*

Nachteile*:*

- ***Aufwändigerer Ab- und Anbau*** *im Vergleich zu einteiligen, tragenden Strukturen (z.B. Gussteile, gefräste Schmiedeteile).*

Intensive ***Betriebserprobung****.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Niet-/Bolzenverbindungen Probleme, Schäden, Abhilfen

Auch heute kommen eine Vielzahl Niete und vernietete Elemente im Maschinenbau in unterschiedlichsten Varianten zur Anwendung, Beispiel KFz.

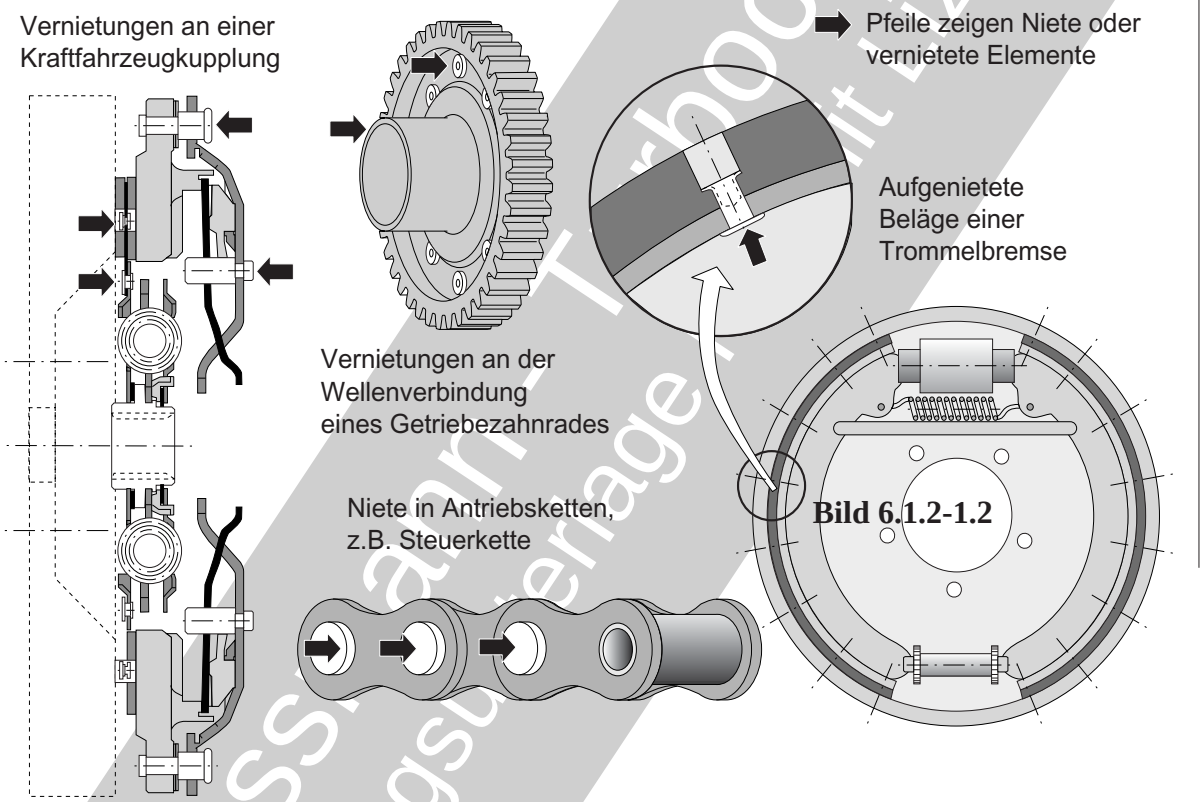


Bild 6.1.2-1

- Bei mehrwandigen Konstruktionen Gefahr einer ***Schwingungsanregung*** *als Resonator (Band 1 Bild 5.4- 7.1 und Bild 5.4-7.2).*
- ***Keine direkte Sichtbarkeit und Prüfbarkeit*** *der ummantelten Struktur im Betrieb.*

Positionsfixierung *(oben links): Bei manchen OEMs werden Niete zur* ***Fixierung der axialen Position*** *(„Bladewalking“)* ***von Turbinenrotorschaufeln*** *in der Scheibe verwendet (Lit. 6.1.2-14). Offenbar sind die Axialkräfte auf den Nietkopf ausreichend niedrig, die erforderliche Sicherheit zu gewährleisten. Trotzdem werden immer wieder Fälle bekannt, bei denen diese Nietsicherung versagte (Lit. 6.1.2-14). Es kam zu umfangreichen Folgeschäden:*
- ***FOD*** *durch herausfallende Nietteile.*
- ***Anstreifen*** *der verrutschten Schaufel.*
- ***Vibrationen*** *bzw.* ***Unwuchten*** *bei kleinerem Schaufelversatz im Bereich von Spielen/ Toleranzen (Lit. 6.1.2-16). Gefahr von Dichtungsschäden (z.B. Labyrinthe) und Lagerschäden.*
Ursache für das Versagen der Niete ist gewöhnlich der ***Nietkopf****. Typische Auslöser sind*
- zu kurze ***Anstauchung*** *(Länge, Durchmesser),*
- Beim Anstauchen unbemerkte ***Rissbildung*** *unter dem Kopf (Bild 6.1.2-3),*
- Schwächung durch ***Schwingverschleiß*** *(Fretting),*
- Außergewöhnlich hohe ***Axialkräfte als Folgeschäden****.*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage mit Lizenz

Als Abhilfe, offenbar um eine bessere Kraftverteilung zu erreichen, wurde in einem Fall unter dem Nietkopf eine **Beilagscheibe** *angebracht.*
Wegen der genannten Problematiken scheint man bei neuen Triebwerkstypen die axiale Fixierung einer Rotorbeschaufelung kaum mehr einzusetzen.

Einseitige Befestigung von Achsen und Hebeln *(Skizzen oben rechts): Typisches Anwendungsbeispiel ist die* **Leitschaufelverstellung** *in Verdichtern (Bild 6.1.2-8). Dabei wird eine* **Achse***, auf der ein Gelenk angebracht ist, einseitig* **in einen Hebel eingenietet***. Auf diese Weise überträgt die Nietung, anders als in der üblichen Funktion, Biegekräfte. Bei außergewöhnlich großen Verstellkräften, z.B. als Folge von Korrosion oder FOD, kann es zur Überlastung der Nietverbindung kommen. Eine veränderte Schaufelstellung kann über* **Strömungsstörungen umfangreiche Verdichterschäden** *auslösen.*
Verdrehsicherung*: Niete bieten sich wegen ihrer relativ einfachen Austauschbarkeit als mechanische* **Sicherung von Laschen gegen Verdrehung** *an. Die gesicherten Teile werden dabei nicht geschädigt. Müssen eine größere Zahl Muttern, z.B. einer Flanschverbindung gegen Drehen gesichert und* **positioniert** *werden, nutzt man geeignet geformte* **Blechbänder, die eingenietet werden***.*
Fixierung von Muttern *kann durch Einnieten einer speziellen Variante erfolgen (***Einnietmutter***).*

Das **Schließen von Bohrungen** *wird manchmal benötigt, um beispielsweise abgebohrte Risse in einer* **Gehäusewand abzudichten** *oder den Luftstrom durch Bohrungen zu beeinflussen. Solche Maßnahmen sind natürlich nur vorschriftsgemäß entsprechend Angaben des OEM zulässig. Hier ist zu berücksichtigen, dass* **Wärmedehnungen und Reibverschleiß zum Herausfallen des Niets** *führen kann. Natürlich darf der Niet nicht derartig in die Bohrung gepresst sein, dass er eine erneute Rissbildung begünstigt.*

Wuchten von Rotoren *kann mit Nieten auf unterschiedliche Weise erfolgen. Der Niet kann direkt* **radial in einen Umfangsbund** *eingebracht werden. Es lässt sich auch ein* **Wuchtgewicht mit einem Axialniet** *fixieren.*

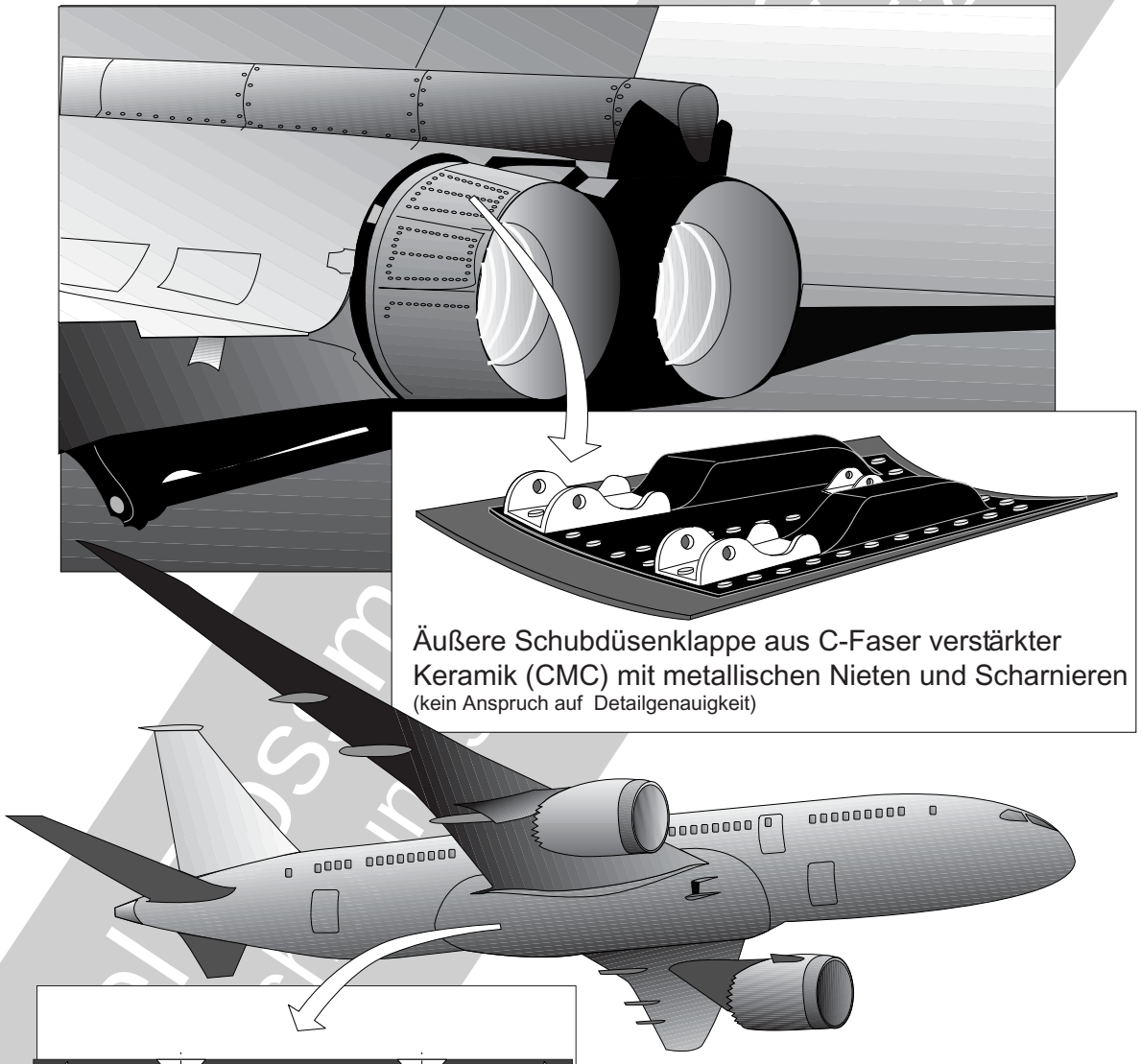
Schwingungsdämpfung, - verstimmung*: Diese Anwendung sei nur der Vollständigkeit halber erwähnt. Sie ist in modernen Triebwerken nicht bekannt und heute eher ein Provisorium. Es handelt sich um lockere Niete, die als sog.* **Klapperniete** *im Bereich der Blattspitze angebracht werden.*

Bild 6.1.2-2 *(Lit. 6.1.2-17): Niete bieten sich als Füge- und Befestigungselement von Leichtbaustrukturen, insbesondere aus* **faserverstärkten Werkstoffen** *an. Das Bild zeigt 'progressive' Anwendungen in der* **Zelle moderner Verkehrsflugzeuge** *und der* **Schubdüse eines Kampfflugzeugs***. Es geht in erster Linie um die Verbindung des* **Faserverbundwerkstoffs mit einer metallischen Struktur***. Dabei sind jedoch einige technische 'Hürden' zu überwinden.*
Bei **Flugzeugzellen** *aus CFK (Kohlefaser-Kunststoff/Epoxid) verhindert die Gefahr von* **Korrosion durch Elementbildung** *der* **edel wirkenden Kohlefasern** *in Kontakt mit Al-Legierungen (Bild 6.1.2-5) der üblichen Niete deren Einsatz. Es musste deshalb auf* **Niete aus Titanlegierungen** *übergegangen werden. Dabei werden die* **Kräfte beim Nietvorgang** *deutlich höher. Offenbar haben nicht zuletzt diese Probleme zu langjährigen Verzögerungen bei der Entwicklung eines Verkehrsflugzeugs geführt.*
Ebenfalls bedenklich ist der deutlich höhere **E-Modul** *von Titanlegierungen und die niedrigere* **Wärmedehnung** *im Vergleich zu Al-Legierungen. So besteht die Gefahr einer* **Überlastung von Faserstruktur oder Niet, wenn ein Dehnungsausgleich erforderlich ist.**
In **Schubdüsen von Kampfflugzeugen** *(Bilder oben) kommen* **keramische Hochtemperatur-**

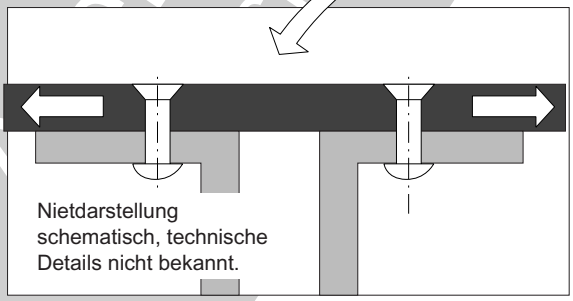
© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Niet-/Bolzenverbindungen
Probleme, Schäden, Abhilfen

Nietverbindungen erfahren gerade in Hybridbauweisen des modernen Leichtbaus eine Renaissance.



Äußere Schubdüsenklappe aus C-Faser verstärkter Keramik (CMC) mit metallischen Nieten und Scharnieren
(kein Anspruch auf Detailgenauigkeit)



Nietdarstellung schematisch, technische Details nicht bekannt.

Modernes Verkehrsflugzeug mit Rumpf und Flügeln aus CFK.

Bild 6.1.2-2

Faserverbunde *(C-Faser/SiC bis 700°C und SiC-Faser/SiC bis 850 °C) zum Einsatz. Sie haben eine* ***Pseudozähigkeit****. Die Faserstruktur verhindert ein spontanes sprödes Versagen an örtlichen Spannungsspitzen wie an Nietlöchern.*

Hier ist die ***Einleitung der Gas-/Verstellkräfte in die metallische Struktur*** *eine Herausforderung. Sie wurde mit Nieten aus Hochtemperaturlegierungen gelöst.*

Bild 6.1.2-3 *(Lit. 6.1.2-9 und Lit. 6.1.2-10):* ***Versagende Nietverbindungen*** *können, je nach Anwendung und Funktion (Bild 6.1.2-1), gravierende* ***Folgeschäden*** *auslösen. Dazu gehören:*
- Die Bruchstücke des Niet wirken als ***Fremdkörper*** *und erzeugen FODs.*
- Der Ausfall der Nietfunktion führt zum ***Versatz fixierter Bauteile****.*
- ***Funktionsausfall*** *von Bauteilen. Ein Beispiel ist der Bruch einer Verdichter-Leitschaufelverstellung (Bild 6.1.2-11).*
Das Versagen von der Nietung geschwächter Bauteile beruht meist auf Fehlern im Niet und/ oder vom Nietvorgang. Eher selten ist eine ungewöhnlich hohe Betriebsbelastung der Grund.
Das Nieten selbst und damit in erster Linie die ***Herstellung des Schließkopfs*** *(Bild 6.1.2-4), kann Ursache von Fehlstellen sein, die im Betrieb zum Versagen führen. Sie sind in vielen Fällen verfahrensspezifisch. Radialrisse entstehen, wenn die Bohrung von der Durchmesserzunahme des Nietschafts überlastet wird. Das kann ein Versagen der vernieteten Querschnitte auslösen (Skizze oben, Bild 6.1.2-6, Bild 6.1.2-7 und Bild 6.1.2-8).*

Bei ***konventionellen Vollnieten*** *werden in erster Linie* ***zwei Verfahren*** *angewendet:*

Warmnietung *ist für das Anbringen vieler Niete wie an strömungsführenden Blechstrukturen geeignet. Dazu kann sich eine umfunktionierte* ***Punktschweißmaschine*** *eignen. Mit zeitgesteuerter Anpresskraft und Stromdurchgang (Widerstandsaufheizung) wird der Schließkopf des eingesteckten Niets geformt. Treten beim Nieten Probleme auf, zeigen sich diese meist in einer von außen* ***gut sichtbaren radialen Rissbildung*** *am Schließkopf (Skizze oben links). Problematisch sind besonders von außen nicht sichtbare Fehler und Risse. Sie sind mit* ***seriengeeigneten, zerstörungsfreien Prüfverfahren nicht ausreichend sicher detektierbar****. Es handelt sich um* ***Verformungsfalten****,* ***Kriechrisse*** *bzw.* ***Gewaltrisse*** *oder* ***Warmrisse****. Typische Risslagen befinden sich am* ***Übergang des Schließkopfs zum Schaft*** *(Skizze oben rechts). Bei ungünstiger Temperaturverteilung kann es aber auch zur Warmrissbildung in anderen Ebenen des Schaftquerschnitts kommen.*

Kaltnietungen *werden an schwer zugänglichen Stellen auch mit der Hand oder handgeführtem Werkzeug hergestellt. Hier hängt von der* ***ausführenden Person*** *besonders viel ab.* ***Verhalten und Aussehen des Nietkopfs*** *bei der* ***Anformung*** *für die Beurteilung des Endergebnisses (äußeres Bild, Sitz/eventuelles Spiel) entscheidend. Dafür ist* ***Erfahrung*** *Voraussetzung. Auch scheinbar kleine Auffälligkeiten am neuen Niet vor der Nietung sollten auf Ursache und Auswirkung überprüft werden. Zu beachten sind Länge, Form und Oberflächenzustand. Bei der Herstellung des Setzkopfes sind Verformungsverhalten und Oberfläche zu beobachten. Das gilt besonders für Niete die einer* ***axialen Fixierung****, z.B. von Turbinenrotorschaufeln, dienen.*

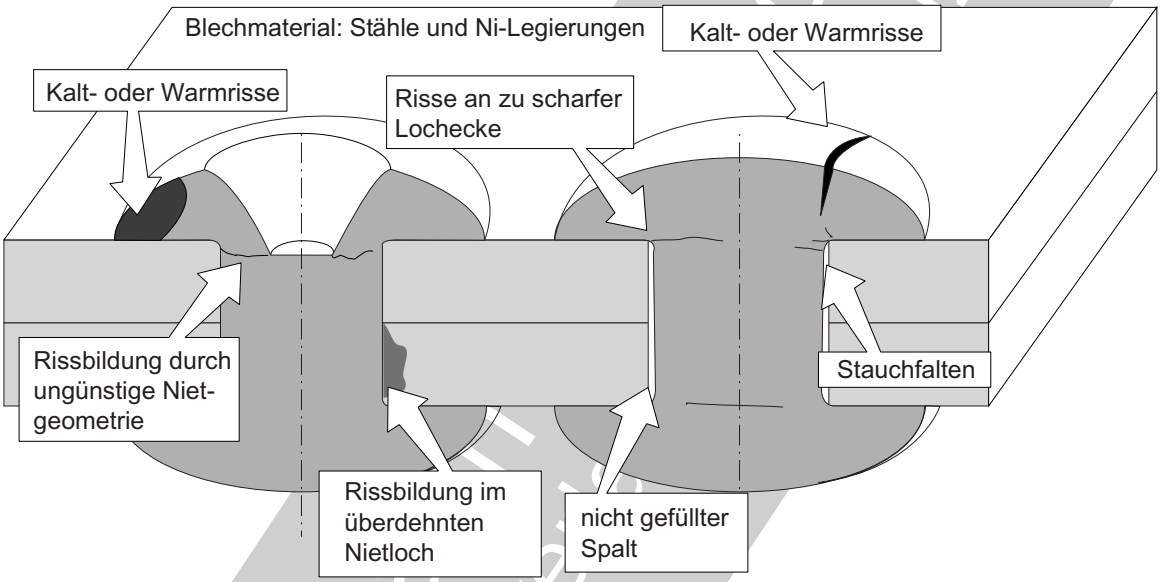
Der Schließkopf ***durchgehend oder einseitig hohler Niete*** *entsteht auch mit dem* ***Aufweiten****, ähnlich dem Ziehniet. Der Kopf liegt hier jedoch auf der zugänglichen Seite. Für eine bessere Anformung und gegebenfalls zum Schutz der Auflageflächen werden* ***Beilagscheiben*** *unter den Kopf gesetzt.*

© Axel Rossmann - Turbocconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Niet-/Bolzenverbindungen Probleme, Schäden, Abhilfen

Nietung ist auch in der Triebwerkstechnik eine alte und bewährte Technologie. Sie bleibt trotzdem problematisch.

Probleme an Warmnietungen massiver Niete mit einer Punktschweißmaschine



Probleme an Kaltnietungen von Verkleidungen (z.B. Gondel, Pylon) und Zellenbeplanungen.

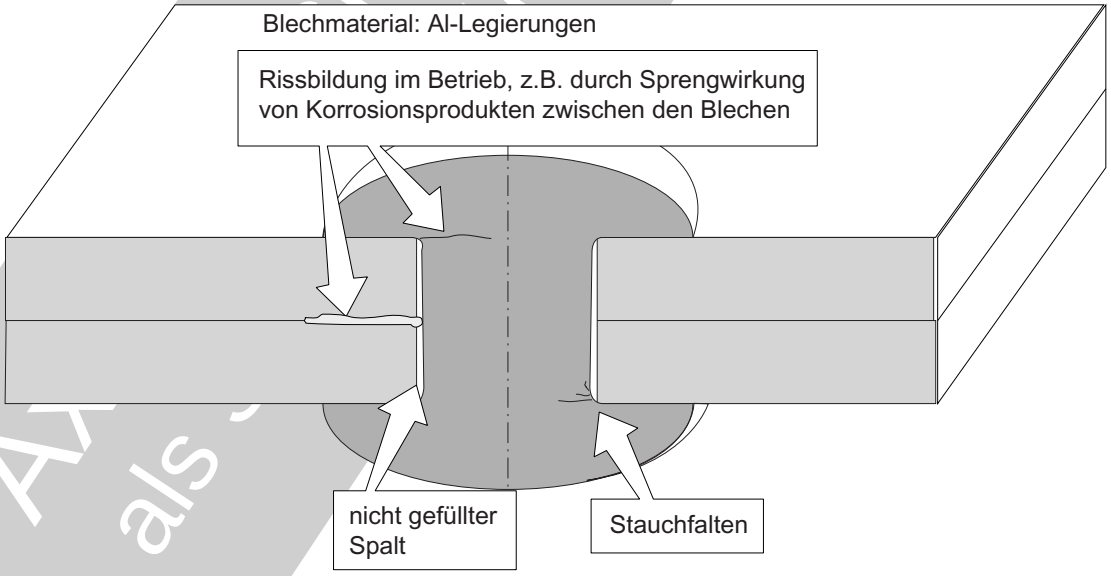
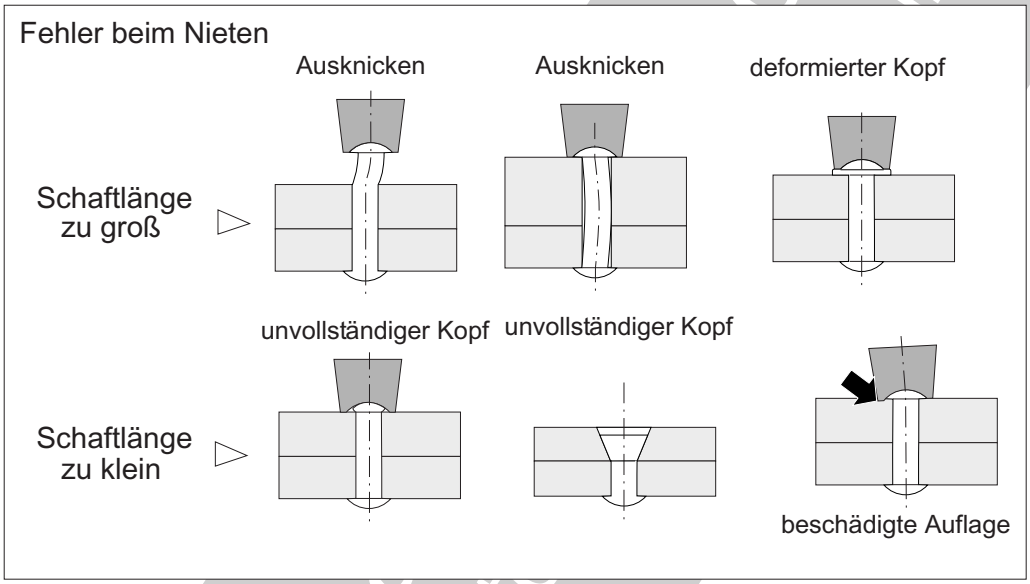
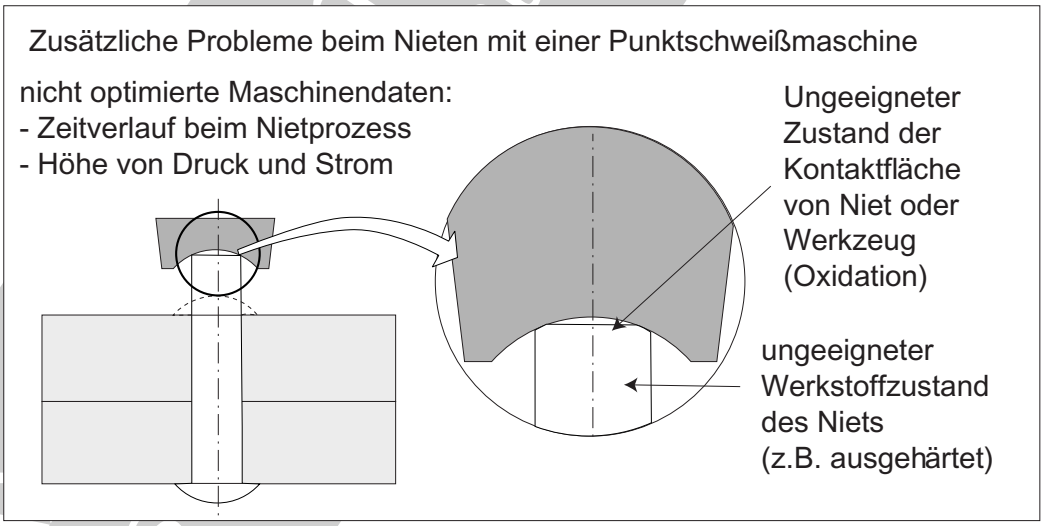


Bild 6.1.2-3

Die Erfahrung zeigt, dass beim Nieten als nicht automatisiertem Vorgang Fachkenntnis, Erfahrung und Geschick die Qualität gewährleisten muss.





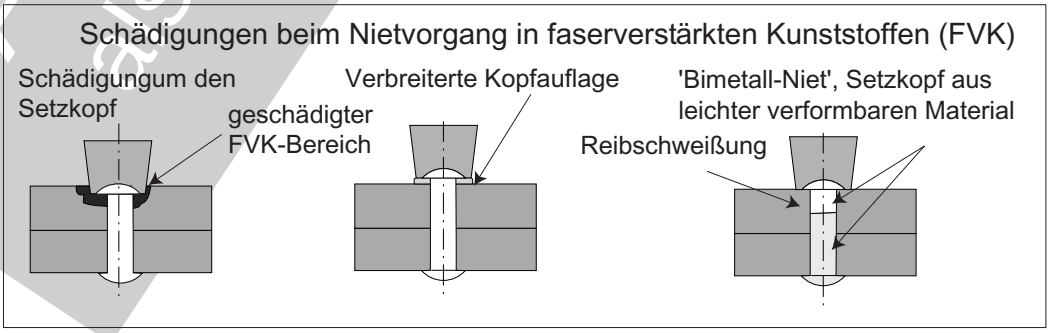


Bild 6.1.2-4

Niet-/Bolzenverbindungen Probleme, Schäden, Abhilfen

Bild 6.1.2-4 *(Lit. 6.1.2-9): Nieten als eines der ältesten Verbindungsverfahren ist einfach und bewährt. Trotzdem birgt es gerade in einer Zeit, in der das* ***Handwerkliche*** *in den Hintergrund zu treten scheint, nicht zu unterschätzende* ***Probleme****. Auch wenn diese trivial anmuten, erfordert ihre Vermeidung* ***Erfahrung****. Das gilt sowohl für den Nietvorgang als auch für die nachträgliche Beurteilung der Betriebstauglichkeit (Blindniete siehe Bild 6.1.2-5).*
Die meisten Probleme (Rahmen oben) sind ***von außen sichtbar*** *oder können* ***beim Nietvorgang*** *auffallen (Rahmen oben). Dabei ist auch auf das* ***Spiel des Nietschafts in der Bohrung*** *zu achten. Das benötigt „****Gefühl****" bei ausreichender Erfahrung. Hinweise auf eine nicht passende* ***Nietlänge*** *sind ernst zu nehmen. Gegebenenfalls ist dies einer beurteilungsbefugten Stelle zu melden.*
Im Rahmen unten wird auf erfahrungsbasierte ***Probleme beim Warmnieten*** *(Rahmen unten) mit einer adaptierten* ***Punktschweißmaschine*** *hingewiesen. Dieses Verfahren wird bei Nieten aus* ***warmfesten Legierungen*** *wie hochlegierten aushärtbaren Stählen (A 286) angewandt. Hier spielt die strikte Einhaltung* ***optimierter und abgesicherter Einstellparameter*** *der Maschine für die Sicherheit der Nietung eine wichtige Rolle.*
Sowohl das ***Werkzeug*** *als auch der* ***Nietzustand*** *müssen dem für die Nachweise entsprechen. Abweichungen die den* ***Verformungsprozess*** *(Verschleiß des Kopfwerkzeugs) oder den aufheizenden* ***Stromdurchfluss*** *verändern (Oxidation) sind kritisch. Treten* ***Verformungsprobleme und Rissbildung*** *auf, ist der* ***Nietwerkstoff*** *auf den geeigneten bzw.* ***vorgeschriebenen Gefügezustand*** *(z.B. Aushärtung, Lösungsglühung) zu überprüfen.*

Bild 6.1.2-5 *(Lit. 6.1.2-1):* ***Nietung mit Ziehnieten*** *(Blindniete, engl. pop rivets, blind rivets) hat durchaus Vorteile. Es ist jedoch erfahrungsgemäß in einer 'Maschinenbauumgebung'* ***äußerst problematisch****.*
Die Nietungen lassen sich einfach, ohne größeren Kraftaufwand durchführen. Deshalb bieten sie sich für kleine, schnelle Reparaturen von Blechteilen an. Eine besondere Eigenart der Niete ist, dass der ***Schließkopf auf der Gegenseite des Nietwerkzeugs*** *(Nietzange) entsteht (Skizze oben rechts). So kann er sich einer* ***visuellen Prüfung entziehen****. Damit besteht bei einem* ***zu großen Bohrungsdurchmesser*** *die Gefahr, dass auf der Rückseite der Dornkopf (engl. mandrel head)* ***in die Bohrung gezogen oder gar durchgezogen*** *wird (engl. pull through). Das wird von im Vergleich zum Nietwerkstoff 'weichem' Material (z.B. Leichtmetalle, Kunststoff) begünstigt. Entsprechend schlecht wird der Schließkopf ausgebildet (Skizze unten links). In einem solchen Fall besteht akute Gefahr des* ***Herausrutschens****, d.h. eines Versagens der Nietung. Im Extremfall wird das* ***Rückblech vom Nietkopf überhaupt nicht erfasst*** *(Skizze unten rechts, Bild 23.3.2-5). Ziehniete sind nur erlaubt, wenn sie explizit im Handbuch vorgeschrieben sind.*

In keinem Fall dürfen in eigener Entscheidung Massivniete mit Schließkopf gegen Blindniete (z.B. im Rahmen von Wartungsarbeiten) ausgetauscht werden*. Im Zweifelsfall ist der OEM zu fragen.*

Potenzielle Gefahren bei Ziehnieten*:*

- Bei der Nietung wird der ***Nietdorn funktionsnotwendig abgerissen****. Ein Rest kann versehentlich in der Maschine verbleiben. Typisches Beispiel ist der Ansaugbereich einer Turbomaschine. Umfangreiche* ***Fremdkörperschäden*** *sind dann die Folge.*
Wird die vorgesehene ***Klemmlänge des Niets überschritten,*** *besteht die Möglichkeit, dass der* ***Dornkopf abfällt oder abplatzt****.*

© Axel Rossmann - Turbo Consulting
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Niet-/Bolzenverbindungen: Probleme, Schäden, Abhilfen

Der Dornkopf kann auch von einem ***falsch eingestellten Nietwerkzeug*** *(Druckluft) gelöst werden. Das ist der Fall, wenn man den Nietdorn zu schnell bzw. mit zu viel Kraft zieht. Die Folge ist neben* ***einem losen Niet*** *auch* ***FOD-Gefahr****.*

- Schlechter Sitz bzw. loser Sitz des Niets *ist gewöhnlich auf einen* ***zu niedrigen Druck auf den Setzkopf*** *beim Nietvorgang zurückzuführen. Dies kann mehrere Ursachen haben:*
Ein ***zu kleiner Bohrungsdurchmesser*** *verhindert das Durchschieben des Niets bis zur vollkommenen Setzkopfauflage. Dabei liegt bevorzugt der Übergang vom Setzkopf zum Schaft an.*

- Lockert sich bei Vibrationen *mit* ***Verschleiß*** *(Fretting) und/oder* ***Korrosion*** *der Dornkopf im Niet, können sich* ***Dornkopf und Niet lösen*** *und in die Maschine gelangen. Dann ist mit umfangreichem* ***FOD*** *zu rechnen. Das wird von der Verwendung eines Niets mit* ***zu kurzer Klemmlänge*** *gefährlich begünstigt.*
Ist die ***Klemmlänge*** *für die zu nietenden Querschnitte* ***zu groß,*** *kann der Niet ebenfalls* ***lose sitzen****.*

Korrosionsprobleme *(galvanische Korrosion/ wässrige Korrosion) werden von unterschiedlich edlen* ***Werkstoffen des Niets und der zu verbindenen Bleche*** *begünstigt. Der notwendige Elektrolyt wird unter Betriebsbedingungen bei Zutritt von* ***Schwitzwasser****, besonders in Meeresatmosphäre, (Kochsalz) gebildet.* ***Korrosionsprodukte*** *wie von Al- und Mg-Legierungen, können wegen ihres vergrößerten Volumens im Bereich der Nietbohrung eine* ***Sprengwirkung*** *entfalten.* ***Bröseln die Korrosionsprodukte heraus, lockert sich der Niet****.* ***Anfressungen*** *in Nietbohrungen begünstigen mit ihrer* ***Kerbwirkung*** *in hochbeanspruchten Zonen die Bildung von Rissen. Zusätzlich kann* ***Korrosion das Wachstum der Risse*** *beschleunigen.*

- Ist die ***Gegenseite*** *dieses, deshalb auch „Blindnietung“ genannten Verfahrens,* ***nicht visuell prüfbar,*** *erhöht sich die Gefahr eines* ***unbemerkten fehlerbehafteten Schließkopfs****. Das ist beispielsweise in einem geschlossenen Innenraum der Fall. Eine ungenügende Ausbildung des Nietkopfs kann im Betrieb unter Vibrationen und Reibverschleiß (Fretting) zum* ***Herausfallen des Niets*** *führen (Skizze unten links).*

Eingeschränkte Anwendbarkeit*: Die leichte Ersetzbarkeit durch* ***Ausbohren*** *und* ***Anbringen*** *bei* ***einseitiger Zugänglichkeit*** *genügt nicht den Anforderungen der* ***Zutrittssicherheit*** *von Räumen. Ein Beispiel sind von Zollplomben gesicherte LKW (Rahmen unten) .*

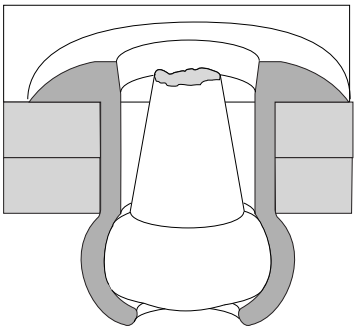
Abhilfen*:*
- Voraussetzung für eine fehlerfreie Blindnietung ist der ***richtige, vorschriftsgerechte Bohrungsdurchmesser****.*
- Richtige ***Auswahl des Nietwerkstoffs****. Ist dieser gegenüber dem Material der Bohrung zu hart (z.B. rostfreier Stahl in Plastik) besteht die Gefahr, dass der Dornkopf durchgezogen wird.*
- Richtige Klemmlänge *(engl. grip length) des Niets. Sie ist notwendig damit der Nietkopf alle Blechlagen sicher erfasst.*
- Um ***Korrosion*** *möglichst zu vermeiden, sollte das* ***Nietmaterial dem zu verbindenden Werkstoff entsprechen****. Am sichersten ist eine isolierende Zwischenschicht wie Lack.*

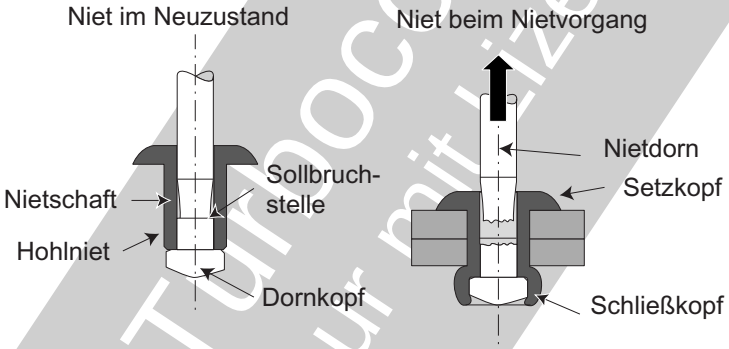
Merksatz:
Wegen der einfachen Ersetzbarkeit dürfen Blindniete **nicht für die Sicherung zugangsbeschränkter Räume** verwendet werden. Ein Beispiel ist die Befestigung der Sicherungslaschen für Planen verplombter LKW (Bild 6.1.2-5).

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

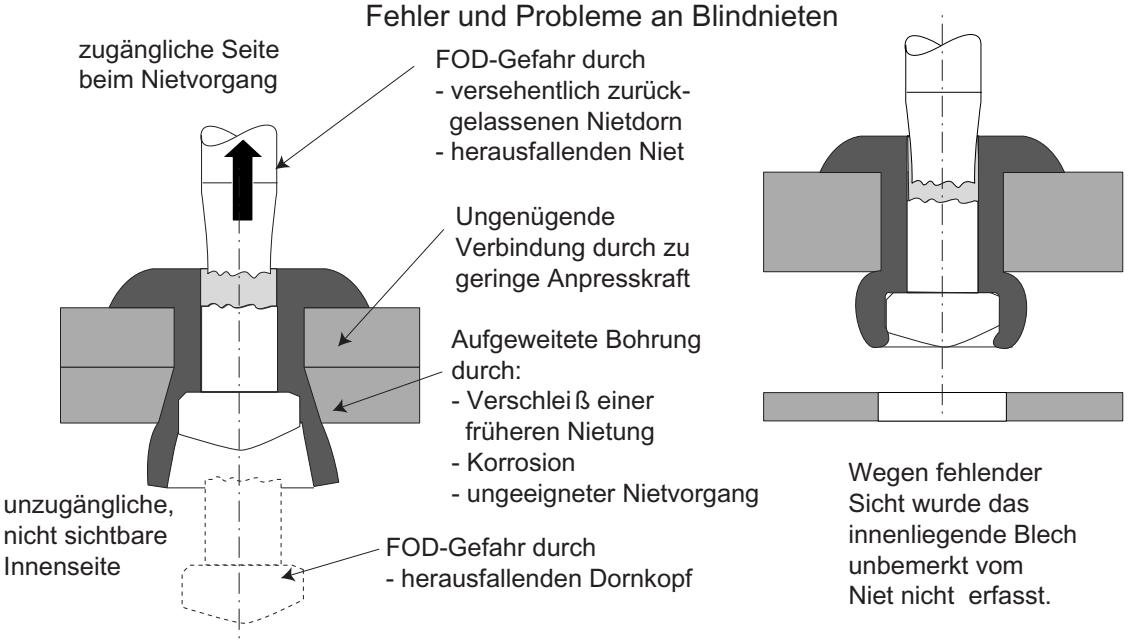
Niet-/Bolzenverbindungen Probleme, Schäden, Abhilfen

Die Anwendung von Blindnieten erscheint einfach, ist aber von potenziellen Problemen begleitet.



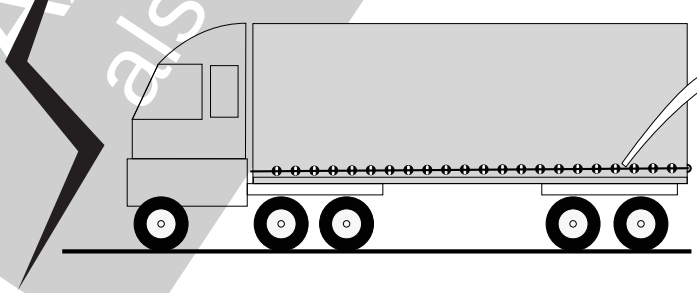


Fehler und Probleme an Blindnieten



Ein Vorteil kann zum Nachteil werden

Die leichte Ersetzbarkeit von Blindnieten verbietet eine Anwendung an zutrittsgesicherten Räumen.



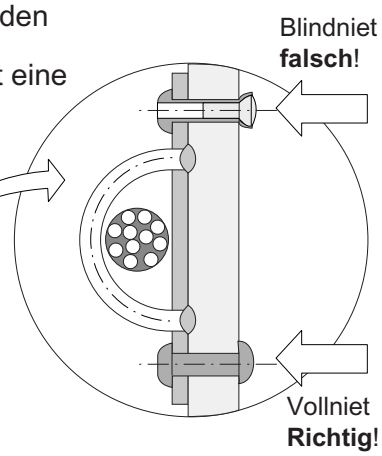


Bild 6.1.2-5

© Axel Turnoconsult als Schutz nur mit Lizenz

Merksatz:
Bei Blindnieten ist darauf zu achten, dass nur die **für den Verwendungszweck spezifizierten Niete** verwendet werden. Das gilt auch für **Masshaltigkeit** und **Werkstoffe** sowie eventuelle **Beschichtungen**. Die Nietung muss mit den **spezifizierten Werkzeugen und Verfahrensparametern** erfolgen.

Merksatz:
Das Vernieten von **Titanblechen mit Stahlnieten** oder umgekehrt ist äußerst problematisch. Es können gefährliche spröde Phasen mit Rissbildung entstehen. Bei Fretting fällt die Schwingfestigkeit im Betrieb extrem ab. Dies ist bei Nietungen leider häufig nicht auszuschließen.
Die Verbindung von Nieten und Blech aus Titan geht oft mit Schädigungen an Schaft und Bohrung durch **Fressen** einher.

Bild 6.1.2-6: *Als Beispiel für die Abhängigkeit der ermittelten Festigkeiten, Lebensdauern und Schwachstellen von Versuchsparametern soll diese zweischnittige Nietverbindung dienen. Sie sei von einer Kombination aus Zug-Druck- und Wechselbiegung beansprucht. Je nachdem welche schädigenden Einflüsse bei einer Prüfung wirksam werden, werden* ***total unterschiedlichen Ergebnissen*** *erzielt. Deshalb ist es von entscheidender Bedeutung,* ***alle relevanten Einflüsse zu berücksichtigen. Das gilt auch für Versuche und Nachweise.*** *Belastungsparameter müssen entsprechend ausreichend betriebsnah sein. Besonders gefährlich sind Nachweise die höhere Festigkeiten oder eine längere Lebensdauer als im praktischen Betrieb vorgaukeln. Dagegen bedeuten solche, die „auf der sicheren Seite liegen" zwar möglicherweise erhöhten Zeitaufwand, Gewicht und Kosten, gefährden aber nicht die Betriebssicherheit.*
Tritt z.B. während der mechanischen Belastung ***Korrosion*** *auf, entsteht* ***Reibverschleiß*** *an den Kontaktflächen (Frettingzonen, Band 1 Bild 5.9.3-4), oder wirkt bei Heißteilen statische Ermüdung (Zeitstand,* ***Kriechen****; Band 1 Bild 5.3.2-4) kann das abhängig von der Belastungszeit zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Ist z.B. die zyklische Belastung im Betrieb niederfrequent und der Versuch wird zur Prüfzeitabkürzung hochfrequent durchgeführt wirken sich manche Einflüsse nicht (betriebsnah) aus. Solche Versuche können sowohl Einfluss auf die gemessenen Festigkeiten haben als auch die* ***Versagensstellen*** *verändern.*

- Bei ***stetig zügiger Belastun****g ist je nach Dimensionierung ein Abscheren („****A1****") des Niets oder ein Ausreißen („****A2****") der mittleren Lasche zu erwarten.*

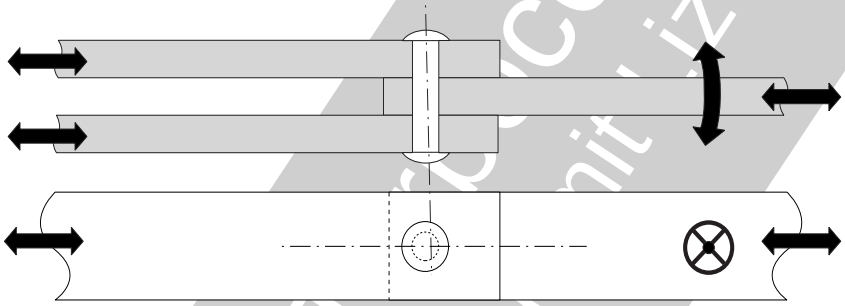
- Wenn man annimmt, dass bei ***hoher dynamischer Belastung*** *mit örtlich merklicher plastischer Verformung (im LCF-Bereich, Band 1 Bild 5.4.1.1-2) noch keine gefährliche Verschleißschädigung an den Kontaktflächen auftritt, dürfte ein Bruch am Steifigkeitssprung oder ein Abplatzen des Nietkopfes („****B2****") infolge eines* ***Schwingbruchs*** *eintreten.*

- Bei ***niedriger dynamischer aber hochfrequenter Beanspruchung****, unterhalb der Dauerfestigkeit des ungeschädigten Werkstoffes, ist im Falle einer* ***Reibschädigung*** *mit einem Bruch der von der Nietbohrung ausgeht („****C****") zu rechnen (Lit. 6.1.2-13).*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Niet-/Bolzenverbindungen
Probleme, Schäden, Abhilfen

Abhängig von der Belastung können Nietverbindungen sehr unterschiedliche Schwachstellen zeigen.



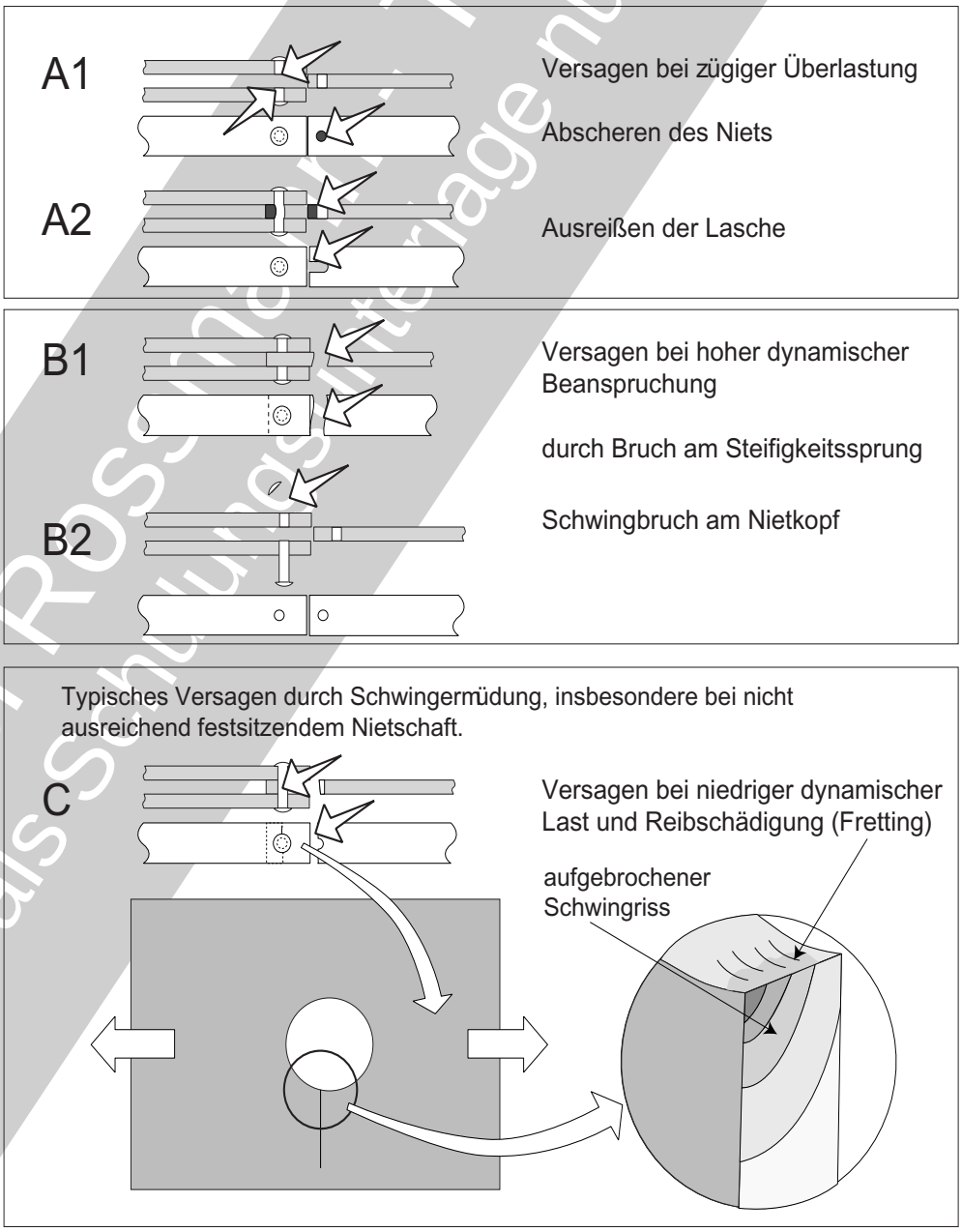


Bild 6.1.2-6

© Axel Rossmann - Technicon Consulting
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

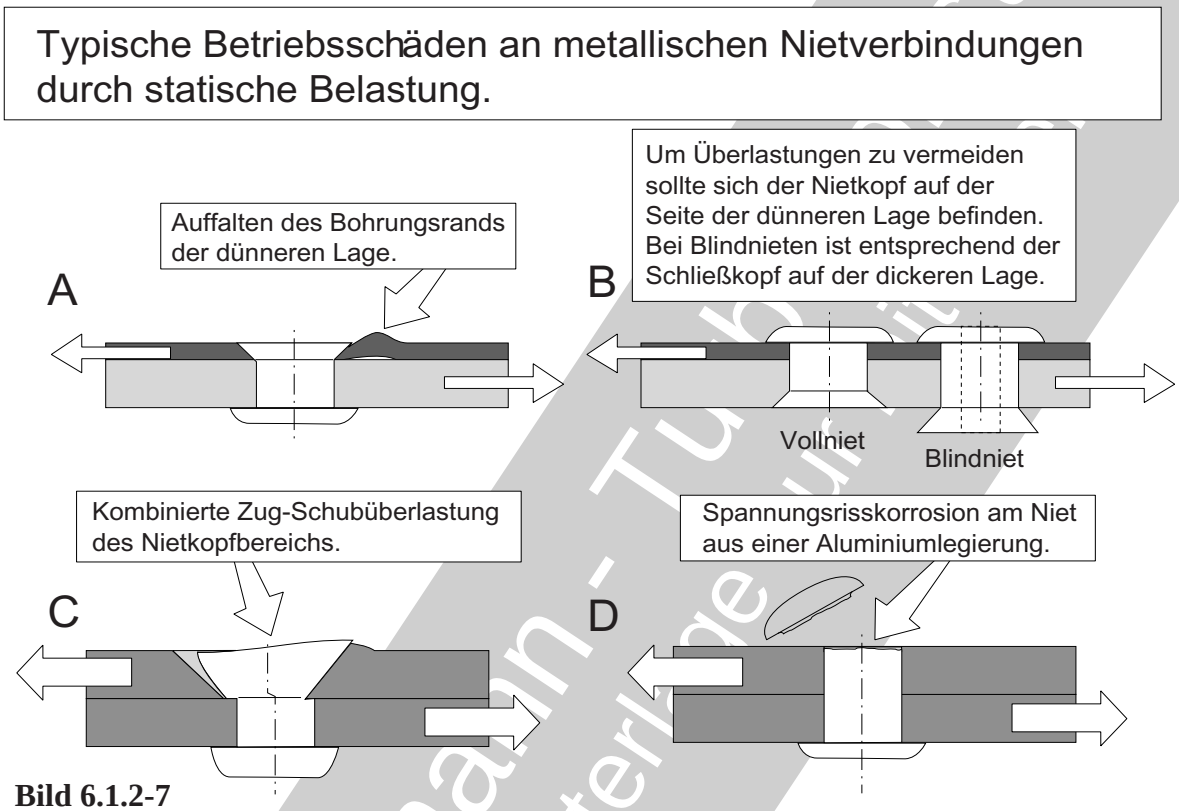


Bild 6.1.2-7

Bild 6.1.2-7 *(Lit. 6.1.2-1 und Lit. 6.1.2-5): Es handelt sich um* ***Versagensformen*** *einschnittiger Verbindungen metallischer zugbeanspruchter Laschen.*

Auffalten *einer dünnen Lasche („A"): Der Bohrungsrand der dünnen Lasche wird durch die spitze Form auf Grund der Senkung geschwächt, keilförmig erfasst und gestaucht. Um dies zu vermeiden ohne die Lagendicken zu vergrößern, sollte der Kopf hier pilzförmig ausgebildet sein („B"). So wird dieser nicht geschwächt und der zylindrische Nietschaft kommt in der dünnen Lasche maximal zum tragen. Grundsätzlich ist die* ***Auslegung für jede Lasche einzeln*** *durchzuführen. Das gilt auch für die Laschendicke.*

Bei mittleren Laschendicken kontrolliert der Kopfbereich des Niets die Festigkeit der Verbindung.

Die Zugspannung aus der Biegebelastung des versenkten Nietkopfs wird der Scherbeanspruchung des Schafts überlagert. Dies kann zur ***Überlastung am Übergang des Kopfs zum Schaft*** *(„**C**") **führen**. Eine wichtige Rolle spielt die Deformation des versenkten Nietkopfs und die tragende scharfe Kante der Lasche. Abhilfe, falls irgend möglich, sind flach aufliegende Nietköpfe entsprechend dem Setzkopf auf der Gegenseite.*

Auch ohne statische Überlastung kann der ***Nietkopf*** *abbrechen („**D**"). Typische Ursache ist* ***Risskorrosion*** *(Band 1 Kapitel 5.6.3) einer ungenügend wärmebehandelten hochfesten Al-Legierung. Abhängig von der konstruktiven Gestaltung kann bei* ***dynamischer Beanspruchung*** *der Kopf einen* ***Biege-Schwingbruch*** *erleiden („**B2**" in Bild 6.1.2-6, Bild 6.1.2-8 und Bild 6.1.2-9).*

©AXELRossmann - Tubingen
Lizenzunterlage uni-stuttgart

Bild 6.1.2-8 *(Lit. 6.1.2-1, 6.1.2-5 und Lit. 6.1.2-12): Es ist damit zu rechnen, dass insbesondere mit Kohlefaser verstärkte Kunststoffe (CFK) in Großserien des Automobilbaus zum Einsatz kommen. Dies ist eine Folge der Notwendigkeit niedriger Fahrzeuggewichte, insbesondere bei Kfz mit Elektroantrieb (Lit. 6.1.2-11). Damit werden auch Probleme der Nietverbindungen langfaserverstärkter Werkstoffe für den Konstrukteur interessant. Auch wenn überwiegend Klebetechniken eingesetzt werden.*

Die Eigenschaften der Nietverbindungen faserverstärkter ***Werkstoffe*** *(FVW), insbesondere der* ***Lagen und deren Aufbau*** *bestimmen die* ***Versagensform****. Homogene Metalle (siehe Bild 6.1.2-6) reagieren weniger ausgeprägt. Zu den FVW gehören solche mit Kunststoffmatrix (FVK) und anorganischer/keramischer Matrix (CFK, Bild 6.1.2-2).*

Weil ein Versagen der FVK-Werkstoffe bei ***dynamischer Beanspruchung*** *(Schwingungen) unterhalb der Bruchfestigkeit kaum zu erwarten ist (Lit. 6.1.2-12) sind Schadensbilder an FVK durch* ***Kurzzeitüberlastungen*** *von besonderer Bedeutung. Aus dem* ***Versagensbild*** *einer Nietverbindung lässt sich auf die ursächliche* ***Belastungsart*** *und/oder Probleme der* ***Herstellung*** *und* ***Werkstoffeigenschaften*** *schließen.*

Die folgenden Überlegungen gelten für zugbeanspruchte Niet-/Bolzenverbindungen:

Versagensspannung*: Es wird die zu den Versagens-/Schadensbildern (engl. Failure Modes) führende mittlere Spannung ermittelt.* ***Jede mögliche Versagensart*** *wird* ***für sich*** *betrachtet. Eine Verbindung sollte für möglichst viele Versagensarten ausgelastet sein. Sie sollte also möglichst nah an der versagensspezifischen, ausreichend sicheren Belastung liegen. Es kann sich jedoch lediglich um eine relativ grobe* ***Abschätzung*** *handeln. Typische Einflüsse:*

Werkstoff und Herstellung*: Dazu gehören*
- Passung,
- Materialschädigung, insbesondere Kriechprozesse mit Umlagerung der Übertragungskräfte und Spannungen (Bild 6.1.2-9).
- Elastizität der Faserlagen.

Geometrie der Verbindung*: Besonders wichtig ist die Laschenbreite und der Bolzen-/Nietdurchmesser.* ***Wenn kein Versagensmodus dominiert, sind sie optimal gewählt****. In diesem Fall gehen die Modii 'ineinander über'.* ***Glasfaser****verstärkte Kunststoffe (GFK) zeigen für Abweichungen einen deutlich schärferen Übergang als CFK. Dies ist also 'more forgiving'.*

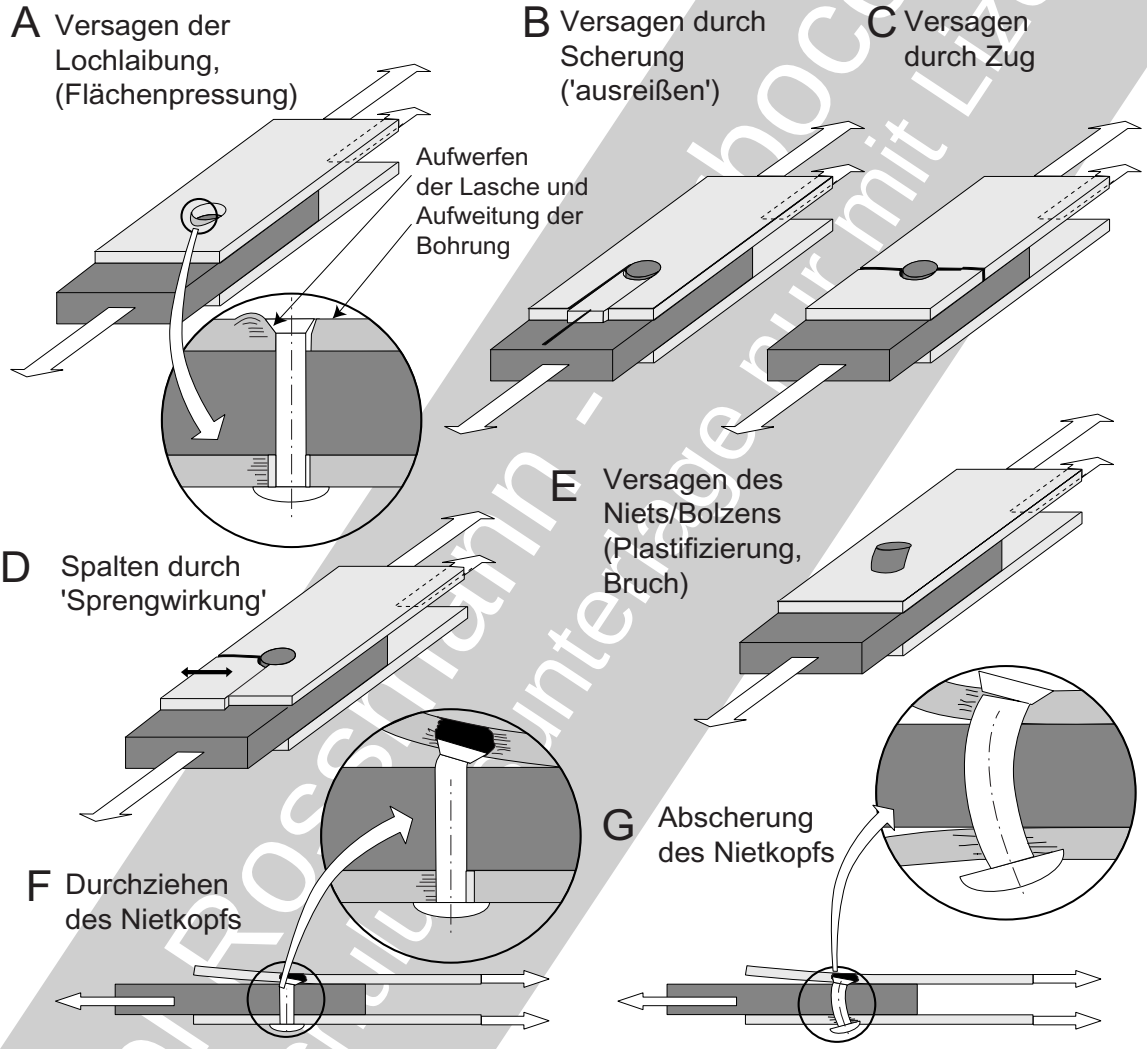
Größeneinfluss*: Bei zweischnittigen Verbindungen gibt es für die Zugkraft ein* ***Optimum*** *im* ***Verhältnis Laschenbreite zu Nietdurchmesser****. Darüber bringt die Verbreiterung der Lasche keinen Vorteil. Es handelt sich damit um eine Änderung der Versagensart. Unterhalb dem Optimum bricht die Lasche am dünnsten Querschnitt durch die Bohrung („****C****"). Darüber, als Folge der hohen Flächenpressung, in der Bohrung (Ausreißen, „****B****").*

Lagenaufbau*: Die* ***Reihenfolge*** *von Einzelschichten gewöhnlich unterschiedlicher Faserorientierung bestimmt die ertragbare Flächenpressung in der Lochlaibung. Wird die Reihenfolge verändert, wirkt sich dies auf die Belastbarkeit aus. Die Lagen in Kraftrichtung (0°-Lagen) verhalten sich am steifsten und tragen entsprechend viel. Sie sollten zur Erzielung einer ausreichenden Abstützung nicht als oberste Lage verwendet werden. Mit dem Anteil der Lagen gleicher Ausrichtung sinkt die Tragfähigkeit. Gegenüber diesen Einflüssen haben Auslegungen nach der klassischen Laminattheorie und computergestützten Berechnungen deutliche Schwächen.*

Verbindungskonstruktion*:* ***Zweischnittige Verbindungen*** *sind weit höher belastbar als einschnittige. Deren Unsymmetrie erzeugt ein überlagertes Biegemoment (Bild 6.1.2-7 und Bild 6.1.2-9). Zusätzlich können die Nietköpfe auf unterschiedliche Weise versagen bzw. Decklagen schädigen („****F****" und „****G****").*

© Axel Robert Kramm, Tutorialsonline
Abschlussunterlagen in Arbeit

Typische Schadensbilder in zweischnittigen FVK-Niet- und Bolzenverbindungen unter statischer Last.



Welche Einflüsse bestimmen den Versagensmodus einer der zweischnittigen Bolzenverbindung von zugbeanspruchten VK-Strukturen?

- Verhältnis von Laschenbreite zu Bolzen-/Nietdurchmesser. Es ist optimal wenn keine Versagensart dominiert ("A" bis "D"). Die übertragbare Zugkraft ist linear vomm Abmessungsverhältnis abhängig.
- Verhältnis von Lochabstand zur Endkante zum Niet-/Biolzendurchmesser. Über einem verbindungsspezifischen Wert erhöht der Kantenabstand die Zugfestigkeit nicht mehr. Darunter erfolgt dre Bruch in Kraftflussrichtung (ausreißen "B"), darüber Versagen der Bohrung durch zu hohe Flächenpressung ("A").
- Der Werkstoffeinfluss/Lagenaufbau der FVK -Laschen beinflusst besonders die zulässige Lochlaibungsdrücke ("A"). Einfluss mit Finiten Elementen rechnerrisch nur schwer erfassbar.

Bild 6.1.2-8

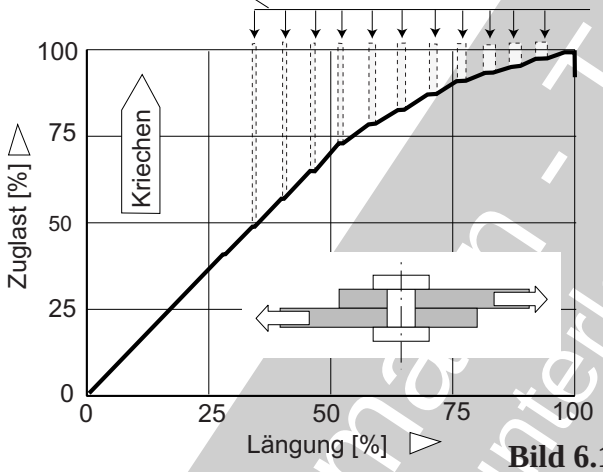
Bildtext vorhergehende Seite

Niet-/Bolzenverbindungen
Probleme, Schäden, Abhilfen

Bei Bolzenverbindungen von CFK sind bei Versagen Effekte zu beobachten die auf Kriechen schließen lassen.

Typischer Zuglast-Dehnungserlauf einer einschnittigen Nietverbindung.

Während der Längenmessung wurde die **Zugkraft in Zeitabschnitten von einigen Minuten konstant gehalten**. Dabei zeigte sich der **Treppenverlauf** der auf **Kriechvorgänge** im CFK zurückgeführt wird.



Typischer Verlauf der Zuglast-Schrägstellung des Bolzens einer einschnittigen Nietverbindung

Ab einem gewissen Lasthorizonts steigt die **Schrägstellung des Bolzens überproportional**. Möglicherweise auch hier die folge eines Kriecheffekts.

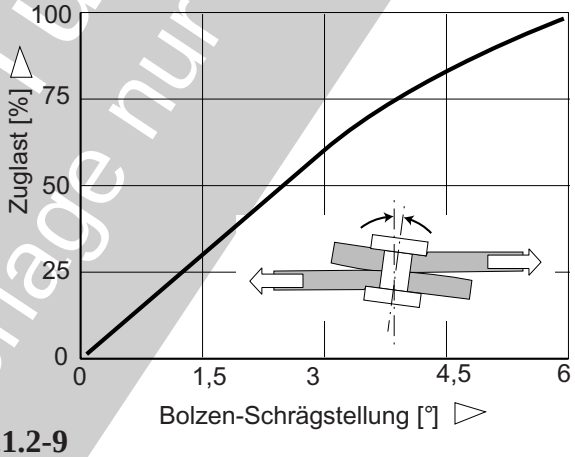


Bild 6.1.2-9

Bild 6.1.2-9 *(Lit. 6.1.2-12): Der* ***statische Zugversuch*** *an mit Niet-/Bolzenverbindungen verbundenen CFK Platten zeigt einen für diesen Werkstoff unerwarteten Effekt.*

Wird die Zugkraft im Verlauf des Versuchs jeweils einige Minuten nicht erhöht, beobachtet man ***Treppenstufen in der Belastungs-Dehnungskurve*** *(Diagramm links). Diese sind mit* ***Kriechvorgängen*** *im Kontaktbereich Bolzen/Bohrung zu erklären. Der Effekt beginnt ab einer bestimmten probenspezifischen Zuglast deutlich, hier etwa bei ca. 50% der Bruchlast. Die jeweilige Kriechlängung/-geschwindigkeit nimmt dann mit der Last zu. Das zeigt sich in der* ***Abflachung der Kurve*** *aus dem linearen (rein elastischen) Verlauf. In dieser Phase ist ein* ***Knistern*** *zu hören. Es entsteht durch Laminatschäden im Bohrungsbereich.*

Der Kriechvorgang lässt sich wie folgt erklären:

Von den rein elastischen, daher spröden und extrem warmfesten Kohlefasern ist keine plastische Verformung als Kriechdehnung zu erwarten. Deshalb steht die ***Matrix*** *unter Verdacht. Werden die tragenden* ***Fasern*** *vom Druck an der Bolzenauflage überlastet,* ***knicken*** *sie. Damit wird die* ***Matrix*** *(Kunstharz)* ***höher belastet*** *und der Verbund zeigt bleibende Verformungen. Das Kriechen ist also ein* ***Schädigungsindiz****/-maß. Es bietet eine Chance, an betriebsbeanspruchten* ***Bauteilproben*** *mit einem* ***nachträglichen Belastungsversuch*** *Rückschlüsse zu ziehen.*

Als weiteren Effekt wurde eine ***Bolzenschrägstellung*** *beobachtet (Diagramm rechts). Sie nimmt ab ca.50% der Bruchlast überproportional zu, d.h. die* ***Belastungs-Schrägstellungs-Kurve wird flacher****. Das ist ebenfalls von einem* ***Knistern*** *begleitet. Auch hier dürfte es sich um eine* ***Schädigung*** *im Bereich der Bolzenanlage handeln.*

Allgemein lässt sich feststellen, dass die Bruchdehnung von Proben untereinander stark streut. Das lässt sich mit typischen ***Schwachstellen***

©Axel Rösner - Turbo-Schule
Abschrift/Kopie nur mit Genehmigung

Unterhalb der Bruchnennspannung einr gekerbten CFK-Probe tritt offenbar keine nennenswerte Ermüdung auf. Im Gegenteil kann die nachträglich ermittelte Rest-Bruchfestigkeit sogar ansteigen ("wear-in-effect").

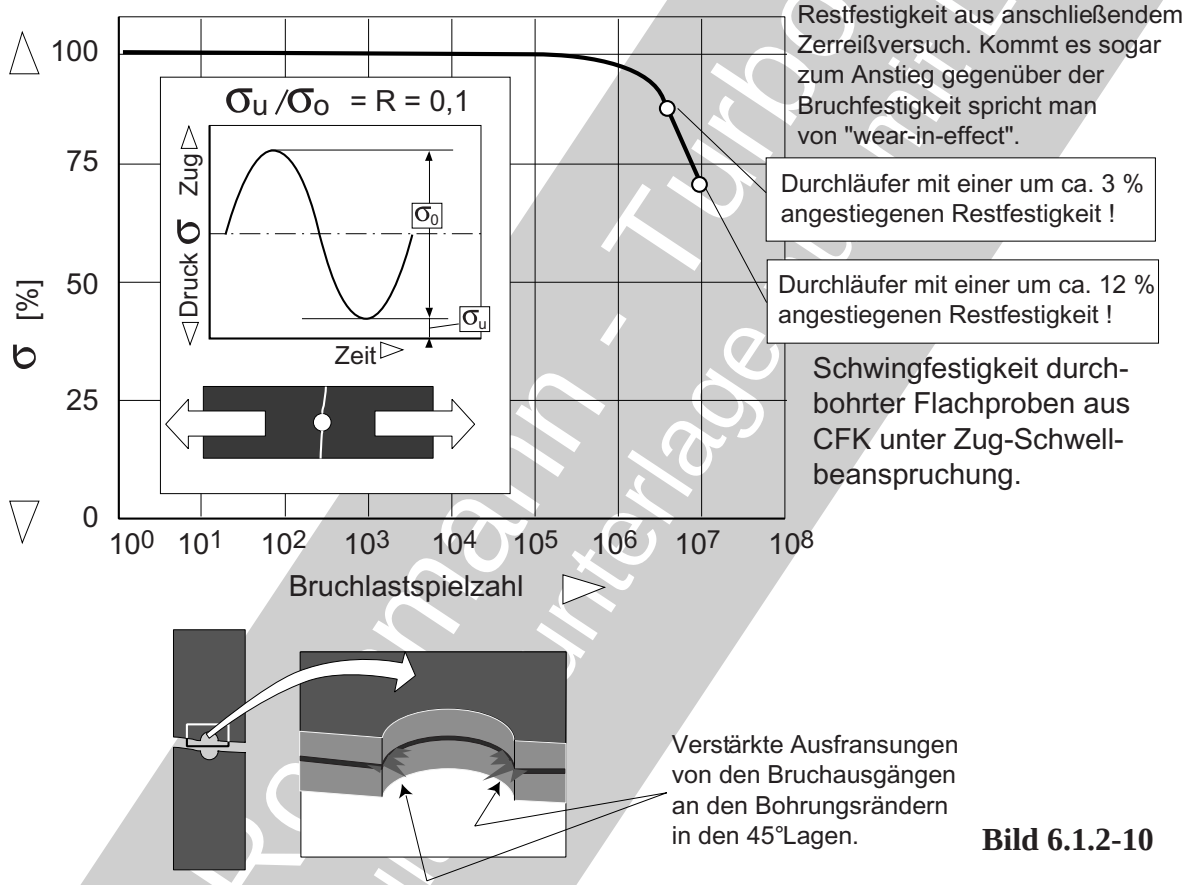


Bild 6.1.2-10

erklären. Sind sie in der Auslegung berücksichtigt, handelt es sich nicht um Fehler (Band 1 Bild 3.2.1-1.1). Sie befinden sich im Laminat und beeinflussen Materialeigenschaften die sich auf Bruchpfade, Umlagerungen von Spannungen und Kraftübergang/-verteilung auswirken.

*Gerade die **ungleichmäßige Verteilung der Flächenpressung auf der Berührungsfläche** des Bolzens zur Bohrung wird bei konventioneller Auslegung nicht ausreichend berücksichtigt. So erreicht der sog. **Ausnutzungsgrad lediglich ca. 30%** (0,3). Das ist das **Verhältnis** der maximalen Belastungskräfte von **Verbindung zum Vollquerschnitt**.*

***Bild 6.1.2-10** (Lit. 6.1.2-12): Allgemein lässt sich feststellen:*

*Bei einem Lastniveau unterhalb der Bruchnennspannung ist **kaum Ermüdung** zu erwarten. Die statische **Restfestigkeit** von Durchläufern kann sogar als Folge einer Art **Stützwirkung** gegenüber der Anfangsbruchfestigkeit ansteigen.*

*Die dargestellten Versuchsergebnisse können für Schwingbelastung unter Zugschwellbeanspruchung als typisch gelten. Genutzt wurde das sog. „**Restfestigkeitsabfall-Modell**“:*

Bruchlastspielzahl =C + (1-C).(σ_o /statische Bruchfestigkeit)^D.

C und D sind versuchstechnisch ermittelte Parameter aus Versuchsergebnissen.

Sie ergeben sich aus Durchläufern, welche die Bruchlastspielzahl bzw. Lebensdauer entsprechend ungekerbter Proben überschritten hatten. Dazu muss vorher eine sog. Restfestigkeitskurve aus Zerreißversuchen ermittelt werden. In den zwei dargestellten Fällen zeigte es sich, dass die Restfestigkeit der gekerbten Probe sogar die der glatten Probe mit gleichem tragenden Querschnitt übertraf. Offenbar trat eine Art ***Trainieren*** *auf, das als „****wear-in effect****" bekannt ist.*

Ist ausreichend Erfahrung vorhanden, scheint eine Chance zu bestehen, aus der Restbruchfestigkeit integraler Proben betriebsbelasteter Bauteile auf mögliche gefährliche ***Schädigungen rückzuschließen****.*

Wie zu erwarten, gehen ***Brüche von den Bohrungsrändern*** *aus (Skizze unten). Das zeigen die* ***Ausfransungen in 45°-Lagen*** *an. Die* ***Kerbempfindlichkeit*** *ist verglichen mit Metallen* ***gering****. Obwohl es sich um einen spröden/ nicht duktilen(nicht plastisch verformbaren) Werkstoff handelt, beobachtet man bei gekerbten Proben wie Niet-/Bolzenverbindungen eine* ***Stützwirkung****. Sie beruht auf einer Umlagerung der Spannungen vom Kerbgrund in Richtung Probenrand. Damit kommt es zum* ***Abbau der Spannungsspitze im Kerbgrund.*** *Grund sind* ***Mikrorisse*** *mit denen die Tragfähigkeit im Kerbgrund abnimmt.*

Bild 6.1.2-11 *(Lit. 6.1.2-8): Im vorliegenden Fall wurde für den „Verstellpin" der Einzelleitschaufeln (Rahmen unten) der „****korrosionsfeste****" Werkstoff vom Typ eines stickstoffgehärteten rostfreien „18 8 Stahls" nach ASTM A276 mit Legierungsanteilen von 16-18%Cr, 8-9% Ni, 7-9% Mn und 0,08 % N verwendet. Interessanterweise handelt es sich hier trotz einer Luftfahrtanwendung nicht um eine Luftfahrtnorm. Beim Nietvorgang entstanden* ***hohe Zugeigenspannungen*** *im Schaft. Es wurde ein Zusammenhang zwischen* ***Salzablagerungen*** *und* ***Spannungsrisskorrosion*** *beobachtet.*

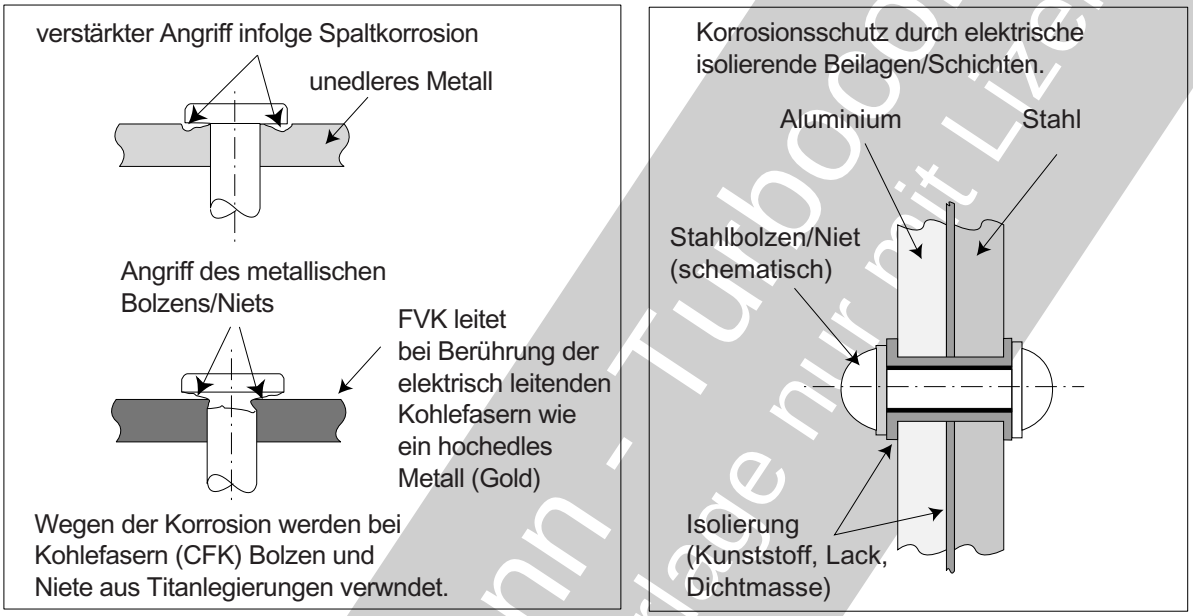
Der konstruktionsbedinge Ringkanal (Pfeil 1) wurde offenbar durch die Lager-, Sitz- und Passflächen ***nicht ausreichend abgedichtet****. So konnte* ***salzhaltiges Schwitzwasser*** *(****Meeresatmosphäre****) eindringen. Beim Triebwerksstart ist zu erwarten, dass diese Salzlösung mit einer erhöhten Konzentration im kochenden Zustand auf die* ***ausgeprägte Kerbe*** *(Pfeil 2) am Pin einwirkt. Das ergibt hier eine sehr aggressive Korrosionsbelastung. Von der Kerbe ging dann unter Einwirkung der hohen* ***Zugeigenspannungen*** *als Folge der Nietung an vielen Schaufeln ein* ***SpRK-Riss*** *(Pfeil 3) durch den „Verstellpin"-Querschnitt aus.*

Neben dem nicht gut geeigneten Werkstoff wurde der Schaden also auch von einer ***„unglücklichen" konstruktiven Gestaltung*** *unterstützt.*

Die Verdichter moderner Kampfflugzeuge weisen meist mehrere verstellbare Leitschaufelstufen auf. Ein Versagen des Verstellmechanismus führt mit einer unkontrollierten Verstellung einzelner Schaufeln oder des ganzen Apparates zu Strömungsinstabilitäten. Es kommt zu gefährlichen Schwingungen mit Folgeschäden. Bei einmotorigen Flugzeugen besteht dann akute Absturzgefahr.

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage zum Download

Korroision an Niet- und Bolzenverbindungen.



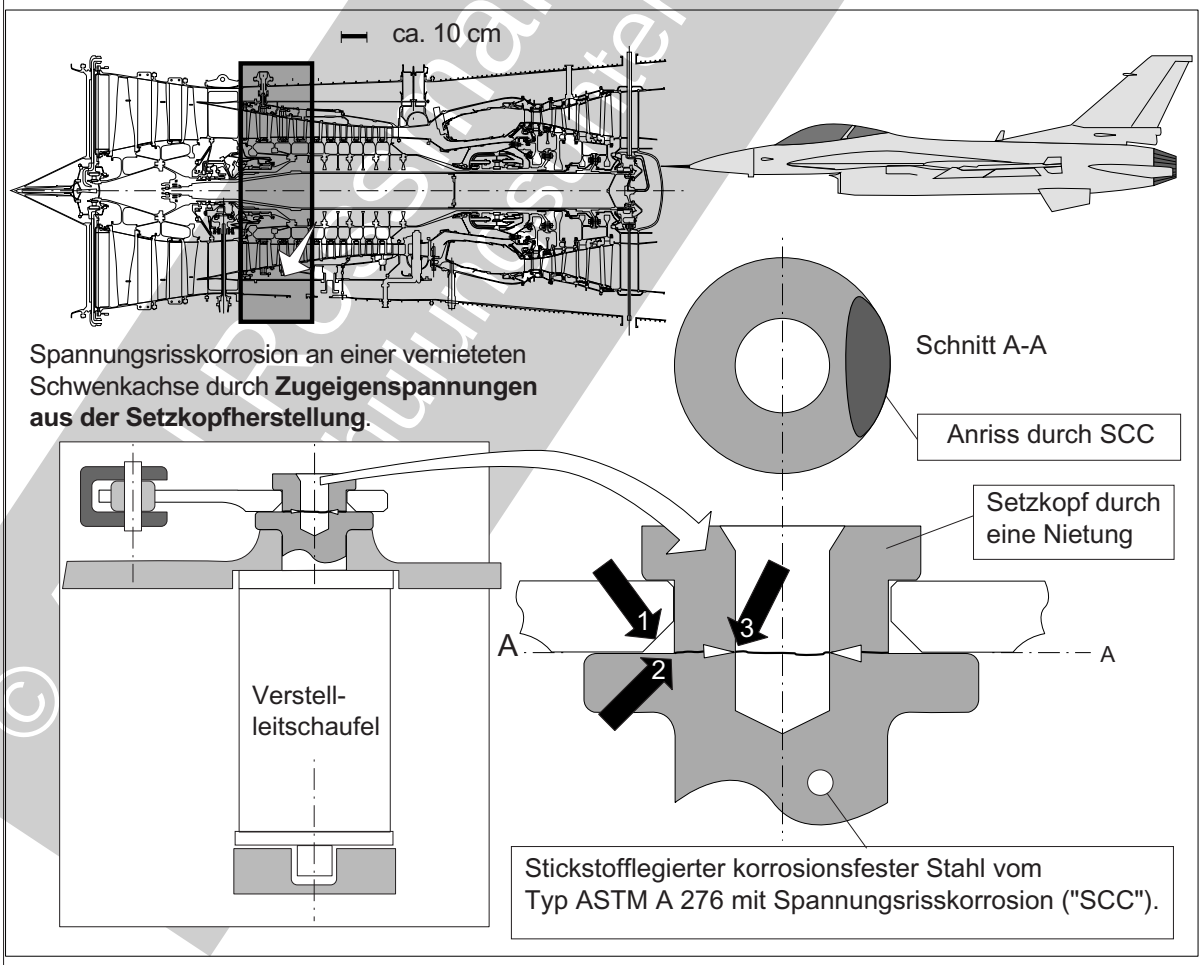


Bild 6.1.2-11

© Prof. Schmann - Turbocon Sult
Bildungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.1.2

6.1.2-1 W.J.Jensen, „Failures of Mechanical Fasteners“, Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), 1986, ISBN 0-87170-007-7, Seite 544-549.

6.1.2-2 G.Niemann, H.Winter, B.-R.Höhn, „Maschinenelemente“, Erster Band, 4. Auflage, 2005, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-25125-1 Seite 360-385 und 464-477.

6.1.2-3 H.Schürmann, „Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden“, 2., bearbeitete und erweiterte Auflage, 2007, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 978-3-540-72189-5, Seite 514-548.

6.1.2-4 L.Budde, „Technische Innovationen und Trends in der Fügetechnik - Alternativen und/oder Ergänzungen zum Schrauben?“, Vortrag am Deutschen Museum in München, 15. Mai 2003, Seiten 15, 19, 24 - 35.

6.1.2-5 K.Stellbrink, „Preliminary Design of Composite Joints“, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., DLR-Mitteilung 92-05, 2005, (Kindervater FVK 2000ß/01), Seite 30 - 51.

6.1.2-6 M.Busch, „Das Bohrnieten zum schädigungsarmen Fügen von FVK-Teilen“, Fraunhofer Institut für Werkstoffmechanik, Jahresbericht 1999, Seite 1-3.

6.1.2-7 U.Huber, „Faserverbund- und Sandwichtechnologie“, Skript zur Vorlesung SS 2008, Seite 31,32 und 48-52.

6.1.2-8 H.J.Kolkman, G.A. Kool, R.J.H. Wanhill, „Aircraft Crash Caused by Stress Corrosion Cracking“, ASME-Paper 94-GT-298, Proceedings von „International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition“, The Hague, Netherlands- June 13-16, 1994.

6.1.2-9 Zeitschrift „Machine Design“, November 10, 1981, Seite 82 und 83.

6.1.2-10 J.LoConte, „Resolving Common Blind Rivet Problems“, Zeitschrift „American Fastener Journal“, July/August 1999, www.huck.com, Seite 1 und 2.

6.1.2-11 G.Honsel, „Das Auto von der Rolle“, Zeitschrift „Technology Review“, Dezember 2010, Seite 52-56.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.1.2-12 T.Sandner, R.Hornfeck, „Experimentelle Untersuchung von Spannungen und Festigkeitseigenschaften an bauteilnahen CFK-Proben und Abgleich mit numerischen Berechnungsverfahren“, Forschungsprojekt der Staedtler Stiftung in 2009, Dezember 2010, Seite 1-51.

6.1.2-13 „Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1972, Seite 307, 312 und 313.

6.1.2-14 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, ISBN 3-00-008429-0, 2001, Kapitel 6.2, Kapitel 7.2 und Kapitel 7.3.

6.1.2-15 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 3“, ISBN 3-00-017733-7, 2000, Kapitel 12.6.2 und Kapitel 12.6.3.

6.1.2-16 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 5“, ISBN 978-3-00-025780-3, 2008, Kapitel 23.

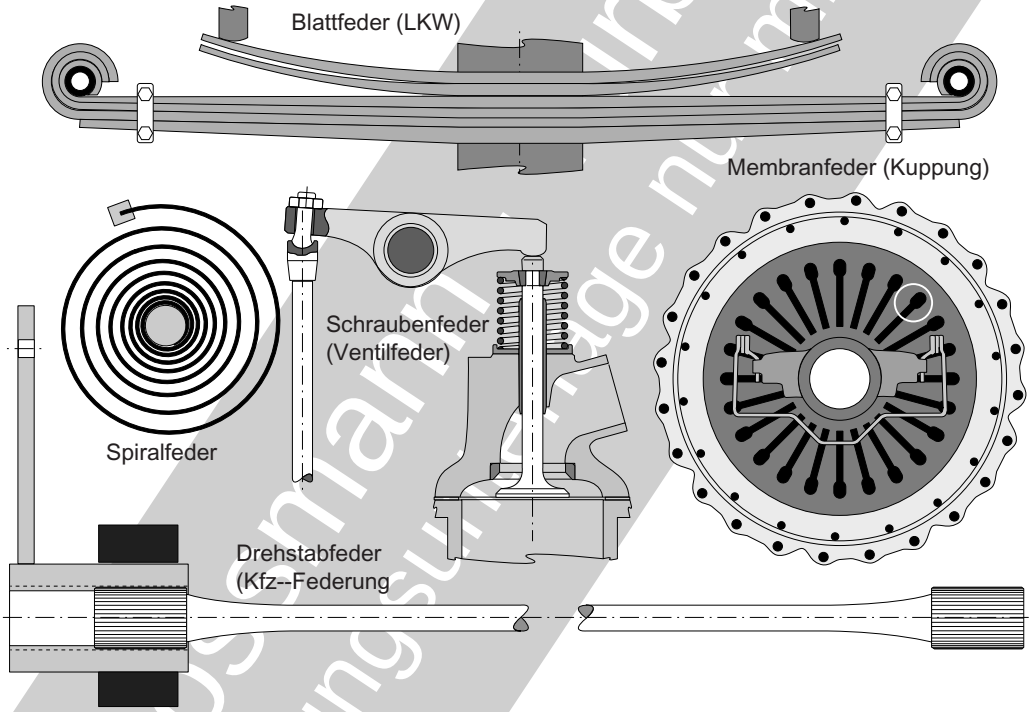
6.1.2-17 F.Lert, P.Loubet, F.Robineau, „AFT-Body M88-2 - Aircraft Nozzles“, Firmenangaben der ‘SAFRAN Snecma Propulsion Solide’, www.snecma-propulsion-solide.com.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.2 Elastische Federn

6.2.1 Metall-/Stahlfedern

Probleme, Schäden, Abhilfen



Dieses Kapitel behandelt **metallische Federn.** Sie nehmen elastische Energie in einem Federweg auf und geben diese wieder ab. Federn werden großtechnisch in erster Linie aus unlegierten und niedrig legierten Stählen hergestellt. Aber auch andere Werkstoffe wie hochlegierte Stähle (‘rostfrei’) und Legierungen auf der Basis von Nickel (warmfest), Kupfer (Kupfer Beryllium) und Titan findet man in besonderen Anwendungen. Das Vormaterial (Rundmaterial) für Federdrähte aus niedrig legiertem Stahl wird vor der Kaltverformung ‘**Patentiert**’, eine gestufte Wärmebehandlung (Lit. 6.2.1-11). Man erhält ein besonders gut kaltverformbares feinkörniges Gefüge. Die hohe Festigkeit/Härte wird anschließend mit extremer Kaltverfestigung durch Ziehen und Rollen erreicht. Die Auslegung von Federn erfolgt entsprechend den Angaben der Standardwerke (Lit. 6.2.1-2). Sie ist erfahrungsgemäß sicher, soweit Annahmen des Konstrukteurs wie **Mindestfestigkeit über die gesamte Betriebszeit im Bauteil gewährleistet** sind. Dies ist aber durchaus nicht immer vorauszusetzen. So kann man im Internet eine Vielzahl von Fällen des **Versagens** unterschiedlichster Federn, insbesondere in **Fahrwerken von Kraftfahrzeugen** finden. **Von großer Problemrelevanz ist der Federnwerkstoff**. Weil die speicherbare Energie im Quadrat mit der Festigkeit ansteigt (Lit. 6.2.1-2), werden entsprechend hochfeste Werkstoffe verwendet und weitmöglichst ausgenutzt. Günstige Eigenspannungen (Druck) in der Oberfläche (Kugelstrahlen, Prestressing, Bild 6.2.1-3) kommen der Schwingfestigkeit zugute (Band 1 Bild 4.3-18).

© Axel Rosemann Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Das hat eine Tendenz zu **auslegungs- und betriebsrelevanten Eigenschaften** zur Folge:

- Niedrige Riss- und Bruchzähigkeit. Bei dynamischer Belastung werden so bereits kleine **Fehl**stellen wachstumsfähig. Entsprechend sensibel muss eine **sichere zerstörungsfreie Prüfung** sein.
- Probleme der **Kerbschlagzähigkeit**
- **Kerbempfindlichkeit**.
  Bearbeitungsriefen (Schleifen)
  Werkzeugeindrücke und
  herstellungsbedingte **Mikroanrisse** (z.B. Ziehfehler, Bild 6.2.1-1, Rattermarken).
  Bereits vergleichsweise kleine Werkstofffehlstellen wie Karbide und Einschlüsse im Oberflächenbereich senken die Schwingfestigkeit merklich. Leider sind diese nicht befriedigend zuverlässig mit der **Qualitätssicherung** zu vermeiden. Deshalb sind sie als (zulässige) **Schwachstellen** (Band 1 Bild 3.2.2-1.1) vom Konstrukteur zu definieren (z.B. in der Zeichnung).
  Fertigungsfehler zu denen auch Rattermarken und Grate gehören.
- Empfindlichkeit gegenüber **Oberflächenfehlern** wie Härteabfall, Aufhärtung, Inhomogenitäten.
- **Versprödung**sneigung im Zusammenhang mit
  Wasserstoffversprödung und
  Risskorrosion.
- **Schwingfestigkeit**sabfall bei
  Beschichtungen (z.B. Nickel, Chrom, Band 1 Bild 4.2-4 und Bild 4.2-5) mit problematischen Eigenschaften wie: Spröd, hart, Mikrorisse, Zug-Eigenspannungen.
  Unzureichende Oberflächenverfestigung.
  Bertriebsschädigung: Korrosionsangriff, Schwingverschleiß (Fretting, z.B. an Blattfedern, Lit. 6.2.1-5), Fremdkörpereinwirkung (z.B. Steinschlag).
- **Relaxation**sfeste Werkstoffe (Band 1 Bild 5.3.2-1), insbesondere für einen Betrieb bei erhöhten Temperaturen (warmfeste Ni-Legierungen), vermeiden ein unzulässsiges '**Setzen**' (Bild 6.2.1-1).

Ein weiteres Problem sind in der Auslegung unberücksichtigte, insbesondere **dynamische Beanspruchungen**. Beispielsweise sind Federn der Radaufhängungen von Kraftfahrzeugen unterschiedlichsten anwendungsspezifischen **und Stößen** ausgesetzt. Sie machen, abgesehen von Schädigungen durch andere Betriebseinflüsse wie Korrosion, die ausreichend sichere Auslegung des Ermüdungsverhaltens einer Feder zur Herausforderung.

© Axel Rossmann - Rupoconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Elastische Federn: Metallische Probleme, Schäden, Abhilfen

Bild 6.2.1-1 *(Lit. 6.2.1-3): Dieses Bild soll eine Übersicht von* ***Problemen und Fehlern an Federn*** *am Beispiel einer Druck-Schraubenfeder geben. Wegen der in der Auslegung möglichst voll ausgenutzten hohen Festigkeit/ Härte fällt die Schwingfestigkeit von Federn durch* ***Kerben und Schädigungen*** *besonders stark ab (Band 1 Bild 4.1-1). Gefährliche Kerben können auch dicht* ***unter der Oberfläche*** *liegen, wo die Betriebsspannungen trotz Abfall zur Mitte des Drahtquerschnitts sehr hoch sind.*

Besondere Problemzonen „A“: *Druck-Schraubenfedern haben Problemzonen. Wie auch bei Zug-Schraubenfedern weist die der Federmitte zugewandte Draht(innen)seite („**C**“, Lit. 6.2-3) höhere Torsionsspannungen auf. Deshalb wirken Fehler (Bild 6.2.1-3) in diesem Bereich besonders schädigend. Speziell an Druckfedern treten gehäuft Schäden in ca. 1,5 Wendellängen der* ***angeformten Enden*** *auf. Gründe dafür sind:*

- Verstärkte ***Korrosionsschäden*** *(„**D1**“) weil sich der Korrosionsschutz an den Anlageflächen schlecht aufbringen lässt. Begünstigend dürften Abtrag durch Reibverschleiß und Kapillarwirkung im Auflagespalt wirken.*

- ***Schwingverschleiß*** *(„**B**“) an den Wendelanlagen kann besonders bei* ***Titanlegierungen*** *zu einem gefährlichen* ***Schwingfestigkeitsabfall*** *führen (Band 1, Bild 5.9.3-4).*

- ***Schädigung*** *beim* ***Anschleifen****: Schleifriefen, Härte-/Festigkeitsabfall durch zu starke Aufheizung.*

- ***Kerben*** *vom* ***Biegewerkzeug****.*

- ***Unbefriedigende Festigkeitssteigerung*** *beim* ***Kugelstrahlen*** *wegen schlechter Zugänglichkeit.*

Mechanische Betriebsbelastung „C“*: Durchaus nicht immer sind bei der Auslegung einer Feder alle relevanten mechanischen Belastungen bekannt bzw. bewusst.*

Statische Belastungen*: Es kann bei erhöhten Temperaturen (Federstähle ab 120°C) und/ oder nicht optimalem Werkstoffzustand (Wärmebehandlung) zum unzulässigen* ***Setzen der Feder*** *kommen („**E**“). Dies beruht auf einer* ***Relaxation*** *durch Kriechen (Band 1 Bild 5.3.2-1 und Bild 5.3.2-3).*

Dynamische Belastung*: Typisch sind Fälle einer Resonanz der Feder und/oder des gefederten Systems. Dies ist z.B. ein Grund, warum Kfz-Kupplungen für Schiffsantriebe ungeeignet sein können (Lit 6.2.1-10).*

Ventilfedern können bei unerwartet hohen Motordrehzahlen in Resonanz geraten. Von Relaxation werden schützende mit Kugelstrahlen eingebrachte Druckspannungen abgebaut werden. Mit der Zeit lässt so die Schwingfestigkeit der Feder auch ohne merkliches Setzen nach.

Korrosion „D1“ und „D2*“: Die hochfesten Federwendeln stehen unter entsprechenden statischen und dynamischen* ***Torsions-Betriebsspannungen****. Korrosionskerben in Form von Grübchen (‘Lochfraß’) oder Korngrenzenangriff (IK) (Band 1 Bild 5.6.1-3) wirken sich deshalb besonders negativ auf die Schwingfestigkeit aus. Eine hohe statische* ***Vorpannung*** *unterstützt Formen der* ***Risskorrosion*** *(SRK, Band 1 Bild 5.6.3.1.1-6). Dann kann es unter statischer Last zu einem spontanen Bruch kommen. Eine Schwingbeanspruchung unter Korrosionseinfluss kann zu* ***Schwingungsrisskorrosion*** *(SRK, Band 1 Bild 5.6.3.2-1) führen.*

Korrosionsschäden sind nicht nur an Schraubenfedern von Kfz-Fahrwerken zu erwarten. Besonders gefährlich können sich Medien auf Federn auswirken, die in der ***Nahrungsmittel****-,* ***Verpackungsindustrie*** *und der* ***Medizintechnik*** *zur Anwendung kommen. Hier handelt es sich um aggressive* ***Reinigungsmittel****. Ein Abfall der Lebensdauer dynamisch belasteter Federn ist dann um eine Zehnerpotenz möglich. In solchen Fällen ist ein geeigneter* ***Federwerkstoff*** *zu wählen.*

Ein Betrieb in ***Kraftstoffen*** *kann ebenfalls Risskorrosion auslösen. Gefährlich ist beispielsweise eine erhöhte* ***Schwefelkonzentration*** *in Form von H_2S (Lit. 6.2.1-1).*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Besondere Medien wie ***Enteisungsmittel*** *mit hohem* ***Salzgehalt*** *sind ebenfalls zu berücksichtigen. Andernfalls besteht die Gefahr der (kathodischen) Spannungsrisskorrosion (Band 1 Bild 5.7.1-4).*

Werkstoff-Fehlstellen *„**F**“: Die Nutzung der hohen Festigkeit löst bereits bei kleinen Fehlstellen, weit unter einer sicheren zerstörungsfreien Auffindbarkeit (Bild 6.2.1-4), Schwingermüdung als Risse und Brüche aus. Wie Beispiele zeigen, sind bereits oberflächennahe Einschlüsse in der* ***Größenordnung von 0,01 mm*** *(Lit. 6.2.1-1 und Lit. 6.2.1-8) gefährlich. Diese Größenordnung bestätigt eine bruchmechanische Abschätzung mit Hilfe der Angaben in Lit 6.2-6.*

Wasserstoffversprödung „G“ *(Band 1 Kapitel 5.7) beim Ätzen und Beschichten im* Herstellungsprozess. *Es kommt zu einer* ***zeitverzögerten Versprödung*** *am Neuteil bis zur Rissbildung im Betrieb. Diese kann auch vom Querschnittsinneren des Drahts ausgehen.*

Beschichtungen *„**H**“: Je* ***härter/fester*** *die Schicht und je besser die* ***Haftfestigkeit*** *umso höher ist ein potenzieller* ***Schwingfestigkeitsabfall****. Dieser Effekt ist besonders bei Chrom- und Nickelschichten ausgeprägt (Band 1 Bild 4.2-4 und Bild 4.2-5).*

Fremdmetallversprödung *(LME, SMIE)* ***„I“*** *(Band 1 Bild 5.8.1-3 und Bild 5.8.2-2): Auslösend wirken ungeeignete metallische Beschichtungen, metallische Lackpigmente oder metallische Rückstände von Betriebsmedien. Sie sind auch im* ***festen Zustand*** *bei ausreichender Temperatur in der Lage, schädigend in den Federdraht zu diffundieren. Zu solchen Metallen gehören, abhängig vom Federwerkstoff,* ***Silber*** *(z.B. bei Titan oberhalb von 250 °C) und* ***Blei*** *bei warmfesten Ni-Legierungen.*

Werden niedrig schmelzende Beschichtungen gewählt (z.B. Kadmium, heute als Umweltgift verboten) besteht unter ausreichend hohen ***Zugspannungen*** *die Gefahr des ‘****Einschießens****’ der* ***Schmelze*** *in die Korngrenzen (****Lötrissigkeit****).*

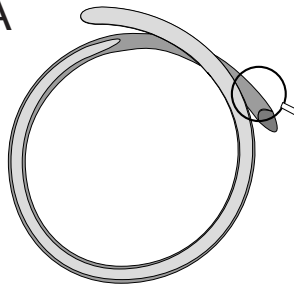
© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Elastische Federn: Metallische Probleme, Schäden, Abhilfen

Typische Fehler und Probleme an Schraubenfedern.

Typisches Bruchstück einer Druck-Schraubenfeder als Folge eines Ermüdungsbruchs ca. 1 Windung vor dem Federende.

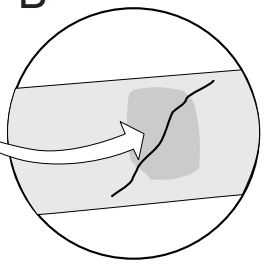
A



Ursachen der Problemzone:
- Schlechter Korrosionsschutz
- Gegebenenfalls schlechtere Verfestigung
- Reibverschleiß (Fretting)
- Beschädigung bei Anformung des Federendes

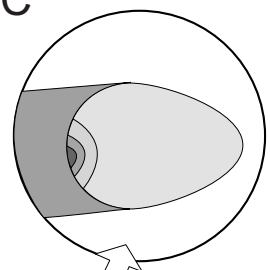
Schwingverschleiß (Fretting) ist bei Titanlegierungen besonders gefährlich.

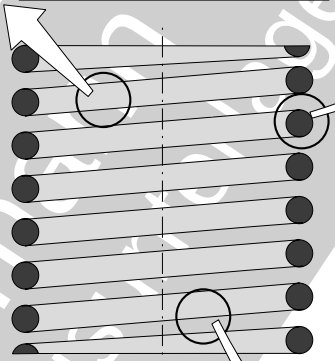
B



Belastungsbedingte Betriebsrisse und -brüche gehen gewöhnlich von der 'Innenseite' der Feder aus. Hier herrscht die höchste Spannung.

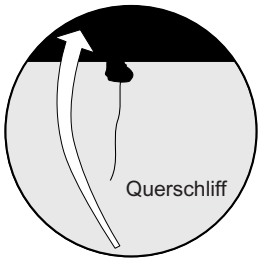
C

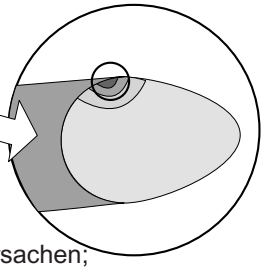




Korrosionskerben setzen die Schwingfestigkeit gefährlich herab

D1

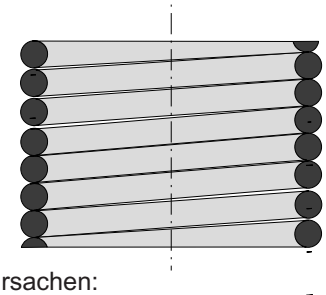




Ursachen;
- Ungenügender Korrosionsschutz.
- Empfindlicher Werkstoff bzw. Werkstoffzustand.

Risskorrosion, Ursachen: D2
- Werkstoffempfindlichkeit
- ungünstige Betriebsatmosphäre/ - medien

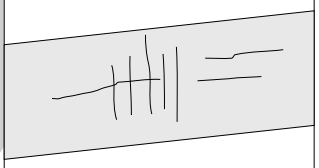
Setzen der Feder: E



Ursachen:
- Zu hohe Belastung (Betrieb, Auslegung)
- Betriebstemperatur (Kriechen)
- Zu niedrige Fließgrenze des Werkstoffs

Mechanische Beschädigungen,
- Riefen (Schleifen)
- Kerben vom Biegewerkzeug.
- Ziehriefen

A



Werkstofffehler: F
(siehe Bild 6.2-3)
- Einschlüsse
- Niedrige Oberflächenfestigkeit. (Randentkohlung)

Versprödung:
- Wasserstoff G

Beschichtung wie Verchromen und Vernickeln mit deutlichem Abfall der Schwingfestigkeit. H

Versprödung und Rissbildung:
- Diffusion von Metallen im
- festen Zustand (SMIE)
- Schmelze (LME/Lötrissigkeit) I

Bild 6.2.1-1

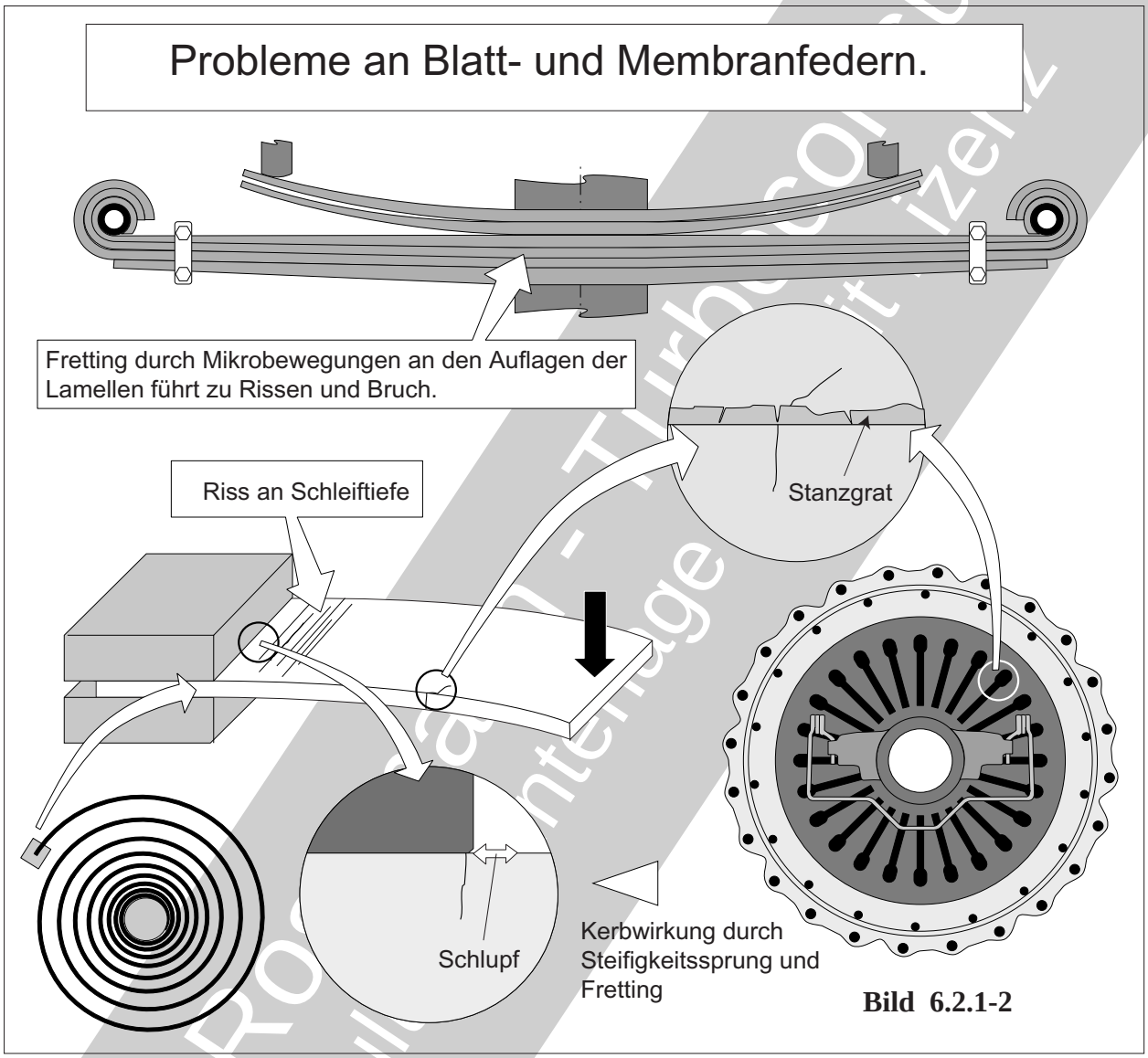


Bild 6.2.1-2

Bild 6.2.1-2 *(Lit. 6.2.1-1): Grundsätzlich können solche Federn durch* ***Schädigungen aus dem Herstellungsprozess*** *wie Schraubenfedern versagen (Bild 6.2.1-1). Dazu gehören Riefen, Eindrücke, Wasserstoffversprödung durch Ätzen und/oder einen Beschichtungsprozess. Darüber hinaus sind* ***scharfe Kanten*** *in der Lage* ***mit Mikrokerben/-rissen*** *oder* ***Graten*** *Schwingrisse auszulösen.*

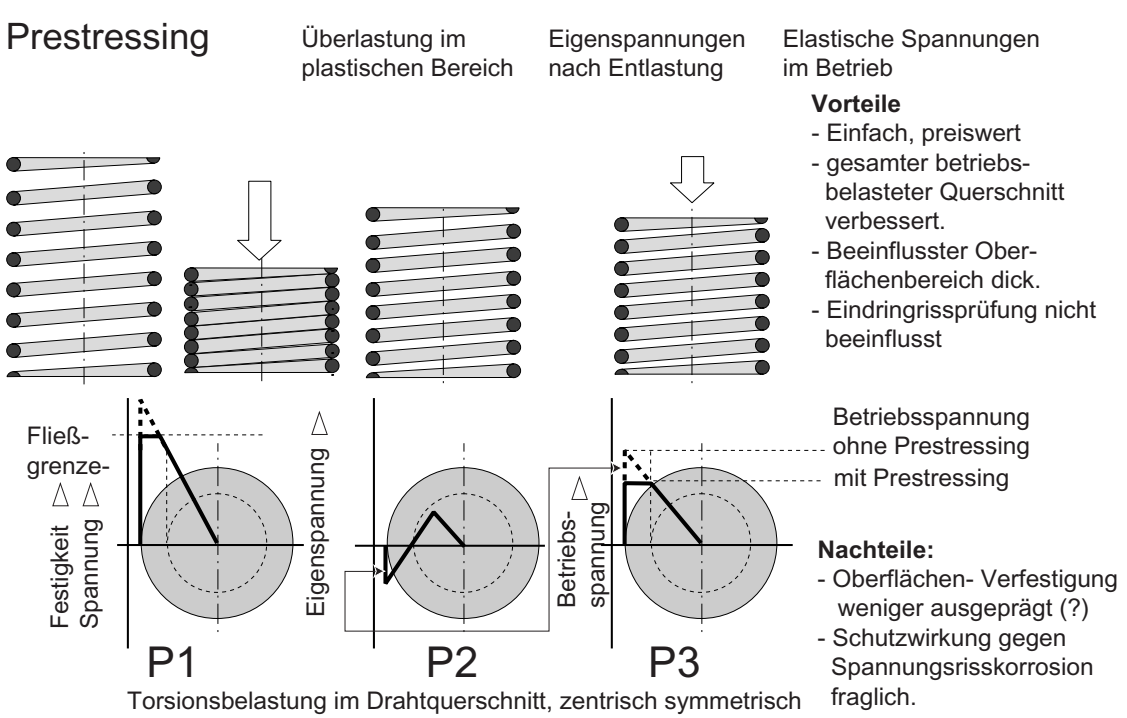
An ***Einspannstellen*** *(mittlere Skizze) wie einer* ***Spiralfeder*** *('Uhrenfeder') ist die Kerbwirkung eines Steifigkeitssprungs gefährlich. Darüber hinaus ist an der Klemmkante mit* ***Schlupf*** *zu rechnen. Er senkt als* ***Fretting*** *die Schwingfestigkeit. Das gilt besonders für Titanlegierungen (Band 1, Bild 5.9.3-4). Eine weitere Folge ist die sog. '****Anstrengung****' (Band 1 Bild 5.9.3-6) die eine gefährliche Belastung darstellt.*

Die Auflagen der Federlamellen einer ***Fahrzeug-Blattfede****r (Skizze oben) können von Fretting ebenfalls gefährlich geschädigt werden.*

Elastische Federn: Metallische Probleme, Schäden, Abhilfen

Druckeigenspannungen im Oberflächenbereich verbessern das Betriebsverhalten von Federn.

Prestressing



Kugelstrahlen

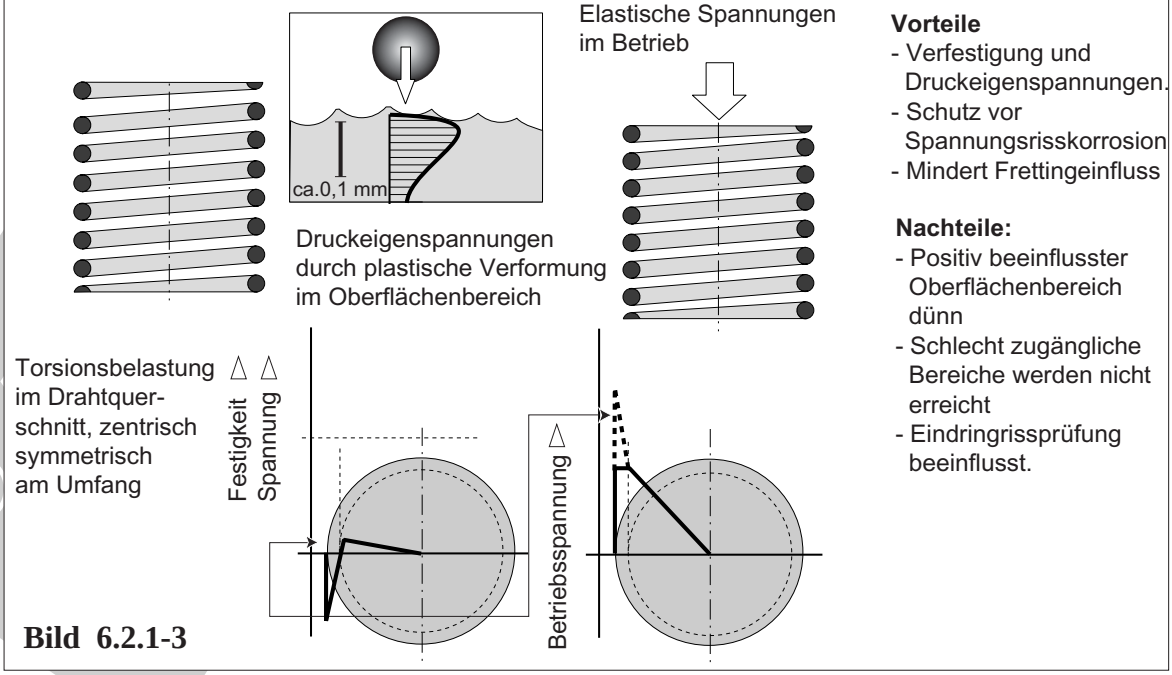


Bild 6.2.1-3

Bild 6.2.1-3 *(Lit. 6.2.1-1): Mit Hilfe einer definierten* ***Belastung im plastischen Bereich*** *der fertig geformten Feder lässt sich die Schwingfestigkeit nochmals deutlich erhöhen. Es gibt in erster Linie zwei Möglichkeiten:*

Presetting *(scragging): Der obere Rahmen zeigt eine Druck-Schraubenfeder. Beim Presetting wird die Feder* ***gestaucht****. Dabei überschreitet der oberflächennahe Bereich die Fließgrenze und wird plastisch verformt (Skizze „****P1****"). Nach der Entlastung herrscht nun ein* ***Eigenspannungszustand*** *der im gestauchten Oberflächenbereich Betriebsbelastungen entgegengesetzt ist (Skizze „****P2****"). Dies führt zu einer Absenkung der Mittelspannung im Betrieb und damit zu einem Anstieg der nutzbaren Schwingfestigkeit (Skizze „****P3****", Band 1 Bild 5.4-11 und Bild 5.4.1.1-10).*

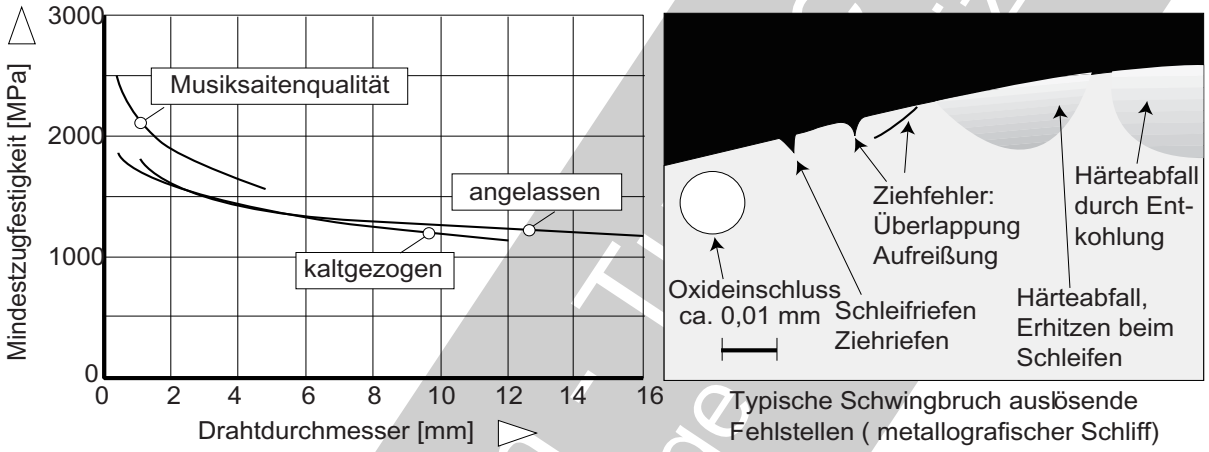
Kugelstrahlen *(Rahmen unten): Die Feder wird mit Stahlkugeln 'beschossen', was die* ***Oberfläche plastisch verformt****. Betroffen ist nur im Vergleich zum Presetting eine relativ dünne Oberflächenzone um 0,1 mm. Tiefer liegende werkstoffbedingte Fehlstellen wie Verunreinigungen können trotzdem Schwingrisse auslösen, die dann zur Oberfläche beginnen. Bei dem Verfahren entstehen schwingfestigkeitssteigernde* ***Druckeigenspannungen*** *(Mittelspannung im Betrieb wird abgesenkt) und eine* ***Kaltverfestigung****.*
Die ***Druckeigenspannungen in der Drahtoberfläche*** *vermindern auch das Risiko einer* ***Schädigung durch Fremdmetalle*** *(SME, SMIE, siehe Bild 6.2.1-1).*
Ein weiterer Vorteil des Kugelstrahlens ist eine gewisse ***Minderung der Korrosionsempfindlichkeit****. Dies wird mit der Beeinflussung der Korngrenzen im Oberflächenbereich erklärt, was den Angriff hier erschwert. Das gilt jedoch nur, wenn nicht die unvermeidlich aufgeschmierten Rückstände des Strahlguts mit dem Federwerkstoff ein Korrosionselement bilden.*

Bild 6.2-4 *(Lit. 6.2.1-1 und Lit. 6.2.1-6): Diese Zusammenstellung zeigt* ***problemrelevante Werkstoffeigenschaften*** *und schematisch zugehörige potenzielle* ***Schadensbilder*** *(Rahmen unten).*
Einfluss des ***Drahtdurchmessers*** *auf die Festigkeit: Das Diagramm oben links enthält die Kurven dreier wichtiger Drahtqualitäten von Schraubenfedern. Man erkennt, dass mit* ***dünneren Drähten*** *deutlich höhere Festigkeiten bzw. belastbarere Federn erzielbar sind. Die höchste Belastbarkeit zeigen Drähte in* ***Musiksaitenqualität*** *mit einer hervorragenden Oberflächenqualität. Sie werden üblicherweise nur bis max. 5 mm Durchmesser angeboten.* ***Angelassene*** *(vergütete)* ***Drähte*** *liegen dagegen in der Festigkeit/Schwingfestigkeit merklich niedriger, sind jedoch bis 16 mm Durchmesser verfügbar. Nur geringfügig niedriger liegt die Festigkeit* ***kalt gezogener Drähte****. Ihre Oberflächenqualität kann vermehrt Schwachstellen durch Halbzeug und den Ziehprozess aufweisen.*
*Das '****Patentieren****' von Drähten und Bandmaterial beruht auf einer besonderen* ***Wärmebehandlung*** *des Halbzeugs, d.h. vor dem Ziehen des Drahtes. Man erhält ein besonders gut kaltverformbares Gefüge. Der Vorgang läuft gestuft ab: Nach dem Abschrecken aus dem Austenitgebiet in einem Blei- oder Salzbad bei 400-600°C bleibt das Material dort für eine Haltezeit bis zur endgültigen Abkühlung.*
Im Bild oben rechts sind Fehler im Oberflächenbereich von Federdrähten zusammengestellt. Sie entstehen in verschiedenen Produktionsphasen.
- ***Einschlüsse*** *wie Oxide bei der Erschmelzung, des Vormaterials,*
- ***Längsriefen*** *und* ***Aufreißungen*** *beim Ziehvorgang,*
- ***Schleifriefen*** *beim Abschleifen der Drahtoberfläche vor der Verarbeitung oder unachtsamer Bearbeitung der Federenden.*
- ***Härte-/Festigkeitsabfall*** *durch zu starke* ***Aufheizung*** *bei einem Schleifvorgang.*
*Der Rahmen unten zeigt bruchmechanische Belastungsarten (****Rissöffnungsarten****, obere Reihe) und darunter zugeordnet typische* ***Bruch-/Rissverläufe*** *an einem* ***torsionsbeanspruchten*** *Rundstab (siehe auch Band 1 Bild 4.4-6). Er dient als Modell für den Draht einer Torsionsfeder. In erster Linie dürfte die Rissöffnungsart II und das Schadensbild eines*

© Aydi Rassmann - Tübingen consult
Abschlussunterlagen nicht lizenziert

Elastische Federn: Metallische Probleme, Schäden, Abhilfen

Zusammenhänge zwischen Werkstoffeigenschaften und Schadensbildern an metallischen Federn.



Typische Schwingbruch auslösende Fehlstellen (metallografischer Schliff)

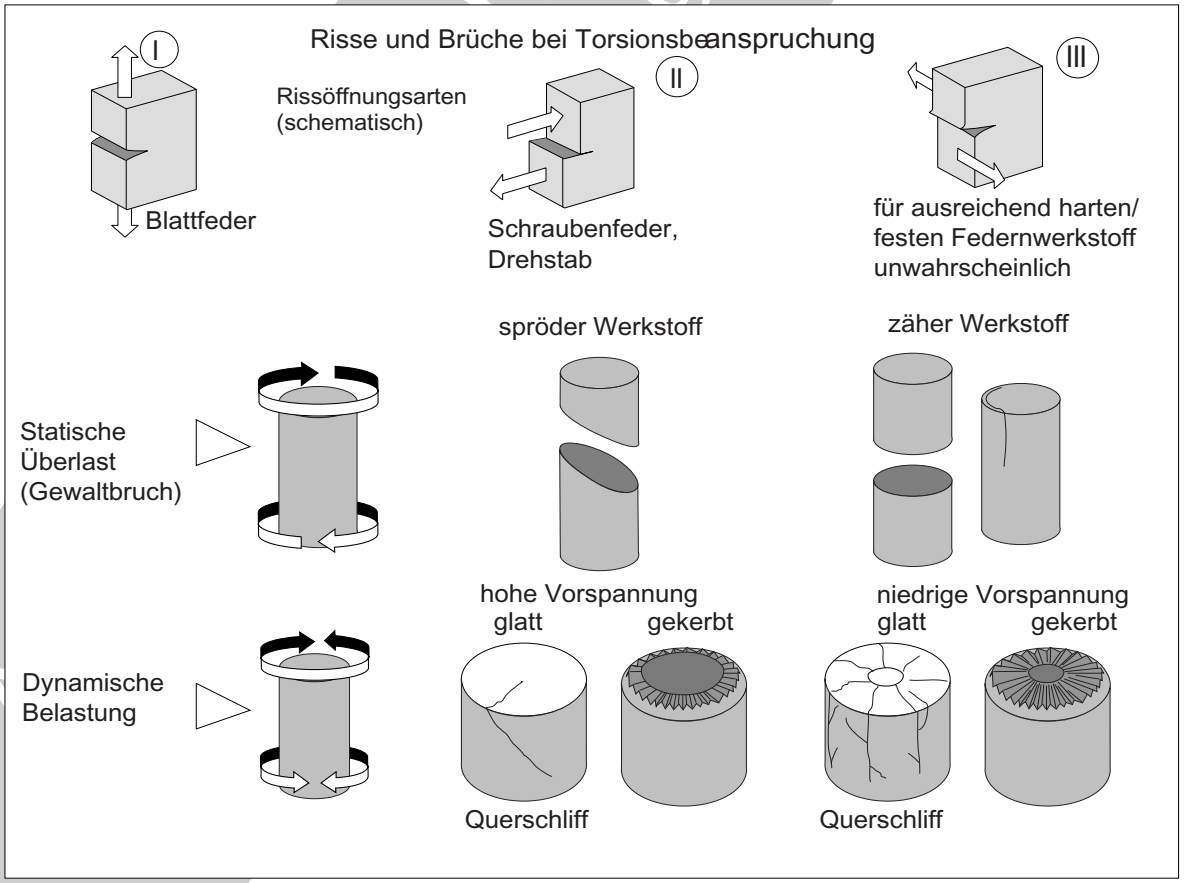


Bild 6.2.1-4

spröden Werkstoffs *auftreten. Die mittlere Reihe gilt für* ***statische Belastung****. Die unterste Reihe zeigt den Einfluss der Vorspannung und* ***konstruktiver Formkerben*** *bei* ***Schwingbeanspruchung*** *(siehe hierzu auch Band 1 Bild 4.4-5 und Bild 4.4-6).*

Literatur zu Kapitel 6.2.1

6.2.1-1 J.H.Maker, „Failures of Springs“, Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), 1986, ISBN 0-87170-007-7, Seite 139, 140, 261, 550 - 562.

6.2.1-2 G.Niemann, „Maschinenelemente - Entwerfen, Berechnen und Gestalten im Maschinenbau“, Erster Band, Springer Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1961, Seite 181-203.

6.2.1-3 D.Wright, „Springs: Fatigue analysis - Wire materials“, www-mdp.eng.cam.uk/.../springs/fatigue/fatig..., , May 2005, Seite 1-4.

6.2.1-4 T.Sekercioglu, „Failure analysis of Torsion Bar Projectile Weaving Machine“, Zeitschrift „J.Fail. Anal. and Preven. (2010).10: 363-366, www.Springerlink.com, 15 June 2010, 4 Seiten.

6.2.1-5 M.L.Aggarwal, R.A.Khan, V.P.Agrawal, „Investigation into the effects of shot peening on the fretting fatigue of 65Si7 spring steel leaf springs“, Zeitschrift „Mechanical Engineering“, Vol. 219 Part 1 , 2005.Seite 135 f.f.

6.2.11-6 W.Schmidt, „Beurteilung des Bruchverhaltens von Stählen höherer Festigkeit mit Hilfe der Bruchmechanik“, TEW-Technische Berichte 1975 Heft 1, Seite 39 - 55.

6.2.1-7 J.Grosch, „Schadenskunde im Maschinenbau“, Buchreihe der Technische Akademie Esslingen (TAE) „Kontakt & Studium“, Band 308, 5. Auflage, 2010, ISBN 978-3-8169-2702-0, Seite 123-125.

6.2.1-8 G.Lange, „Systematische Beurteilung technischer Schadensfälle“, 5. Auflage, 2008, Verlag Wiley-VCH, ISBN 978-3-527-3041-2, Seite 123 und 124.

6.2.1-9 B.Pyttel, I.Varfolomeyer, C.Berger, „FKM-Richtlinie - Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“, Zeitschrift „Materialwissenschaft und Werkstofftechnik“, Verlag Wiley-VCH, Volume 38, Issue 5, 2008, Seite 387-397.

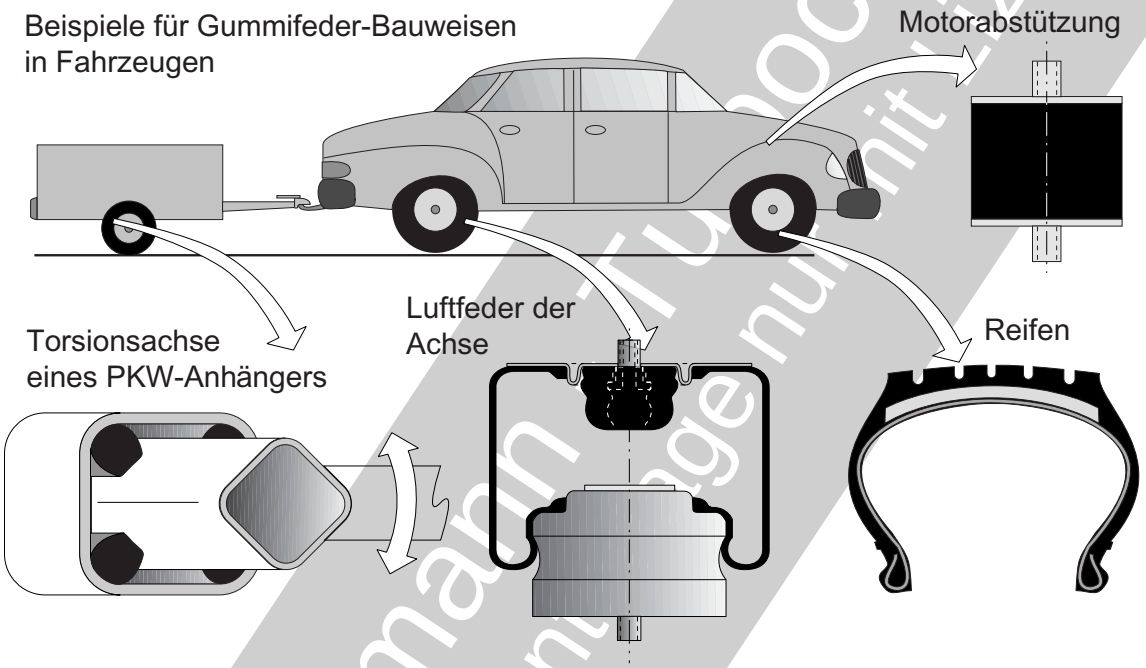
6.2.1-10 G.Vouros, „Begutachtung von Maschinenschäden“, Books on Demand GmbH, 1. Auflage 2001, ISBN 3-8311-1475-7, Seite 50 und 51.

6.2.1-11 M.Meissner, H.-J.Schorcht, „Metallfedern - Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz “, 2., ergänzte Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg 2007, ISBN 978-3-540-49868-1, Seite 53-85.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.2.2 Elastomer-/Gummifedern

Probleme, Schäden, Abhilfen



Elastomer-/Gummifedern sind nach dem Federelement benannt. Sie werden auch entsprechend Anwendung, Funktion und Konstruktionsmerkmalen bezeichnet. Begriffe (Lit. 6.2.2-2.2): Schwingungsdämpfer/Silentblock, Schwingmetall, Gummipuffer, Hohlfedern, Luftfedern, Gelenkblöcke und Maschinenlager. Anwendungs-/belastungsspezifisch kommen sie in vielen unterschiedlichen Typen zum Einsatz. So kennt man einfache, druckbeanspruchte Abstützungen und Anschlagspuffer, Vibrations- und Schalldämpfer (Lit. 6.2.2-5), Torsionsfedern (Lit. 6.2.2-3) und gasgefüllte Bälge (Luftfedern). Dazu lassen sich auch Fahrzeugreifen zählen.

Ein Elastomer-Federelement ist einfach und robust. Weitere **positive Eigenschaften**:

- niedriges Gewicht,
- schwingungsdämpfend (Lit. 6.2.2-9),
- stoßunempfindlich,
- preiswert,
- Schub- und druckbelastbar
- Steifigkeit und Nachgiebigkeit durch Werkstoffauswahl und Verstärkungen/Abstützungen

Problematische Eigenschaften:

- Temperaturgrenzen (obere und untere, Bild 6.2.2-2 und Bild 6.2.2-5).
- Alterung (Versprödung, Erweichen, Volumenänderung).
- Schädigung durch Betriebsmedien.
- Bleibende Langzeit-Formänderung (Kriechen),
- Empfindlich für Zugspannungen (auch Biegung).
- Haftfestigkeit und deren Prüfung am Übergang krafteinleitender oder abstützender Metallstrukturen (Lit. 6.2.2-8).

© Axel Rossmann - Tuhocconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Elastische Federn: Elastomere
Probleme, Schäden, Abhilfen

Bild 6.2.2-1 *(Lit. 6.2.2-2): Die* ***Auswahl*** *des geeigneten Elastomers muss das Verhalten während der gesamten* ***Betriebslebensdauer*** *berücksichtigen. Das* ***Verhalten*** *von* ***Elastomeren*** *verändert sich unter Betriebseinflüssen. Es ist davon auszugehen, dass sich* ***auslegungsrelevante Eigenschaften*** *der Elastomere durch Temperatur, UV-Strahlung, Ozon und Kontaktmedien (Betriebs- und Hilfsstoffe)* ***zeitabhängig merklich verändern****. Eigenschaften bei* ***statischer Belastung*** *können sich von denen* ***dynamischer Belastung*** *signifikant unterscheiden. So kommt es besonders an hochdämpfenden Elastomertypen zur '****Dynamischen Verhärtung****'. Die* ***dynamische Federsteifigkeit*** *erhöht sich bis um ein Mehrfaches.*

Im Allgemeinen weist ***Naturkautschuk*** *(NR) eine hervorragende Eigenschaftskombination auf. Er bietet sich daher für die meisten Anwendungen an. Besondere, anwendungsspezifische ('extreme') Anforderungen machen einen angepassten* ***Synthesekautschuk*** *notwendig. Im Folgenden werden wichtige genormte* ***Eigenschaften der Elastomere*** *beschrieben:*

Die ***Shore A-Härte*** *ist bei Abweichungen von der genormten Probenform* ***keine Stoffkonstante*** *. Sie ist jedoch für* ***vergleichende Bewertungen*** *geeignet.*

Die ***Rückprall-Elastizität*** *gibt die prozentuale Reflexionsenergie an. Es handelt sich um einen* ***Kennwert*** *für das* ***elastische Verhalten****. Gleichzeitig gibt in Wärme umgewandelte Verformungsenergie Auskunft über die* ***Viskoseeigenschaft****. Das ermöglicht Rückschlüsse auf das* ***dynamische Verhalten*** *(Schwingungen).*

Der ***Druck-Verformungsrest*** *(Compression Set) beschreibt prozentual den nicht mehr rückfedernden, verbliebenen* ***Stauchungsweg*** *(Bild 6.2.2-2). Er ist deutlich temperaturabhängig. Der Zusammenhang mit dem* ***Vulkanisierungs- bzw. Aushärtungszustand*** *ermöglicht den Einsatz in der* ***Fertigungs- bzw. Qualitätssicherung****.*

Die ***Alterung*** *beschreibt eine* ***irreversible****, meist unerwünschte* ***Eigenschaftsveränderung*** *während der Betriebszeit. Sie entsteht als Kombination verschiedener* ***Einflüsse*** *(Bild 6.2.2-3). In erster Linie handelt es sich um Gase (Sauerstoff, Ozon), Strahlung (UV), Wärme, Medien (auch Feuchtigkeit) sowie Betriebs- und Hilfsstoffe. Typische Folgen sind* ***Schrumpfen*** *und* ***Verspröden*** *mit* ***Rissbildung****. Ursache ist das* ***Herauslösen von Elastomerbestandteilen****, z.B. Weichmacher. Werden Medien wie Kraftstoff oder Schmieröl aufgenommen, kommt es zum umgekehrten Effekt, dem* ***Quellen****. Dieser ist jedoch häufig* ***reversibel****. Er geht parallel mit* ***Erweichung*** *und* ***Festigkeitsabfall****. Druckspannungen als Folge der Volumenzunahme begünstigen zusätzlich* ***Ablösung*** *an Haftflächen und* ***Blasenbildung****.*

Die ***Dämpfung*** *tritt als* ***Viskose Dämpfung*** *und als* ***Hysterese Dämpfung*** *auf (siehe Bild 6.2.2-3).*

© Axel Kloss Stiehm - Tutorenkonsult
Arbeitsunterlage nur für den Unterricht

Elastische Federn: Elastomere Probleme, Schäden, Abhilfen

Für die Auslegung von 'Gummifedern' wichtige Elastomer-Eigenschaften

Bezeichnung / nachl Lit. 6.2.2-2 / Eigenschaften	Natur-Kautschuk	Styrol-Butadien Kautschuk	Nitril-Kautschuk	Chloropren-Kautschuk	Äthylen-Propylen-Dien-Kautschuk	Butyl-Kautschuk	Silikon-Kautschuk	Fluor-Kautschuk	Polyurethan-Kautschuk
Kurzzeichen (international)	NR	SBR	NBR	CR	EPDM	IIR	VMQ	FKM	EU
Produkt		Buna	Per-bunan	Neo-prene	Keltan	Butyl	Silastic	Viton	Adi-prene
Shore A - Härte	35 - 90	35 - 90	35 - 90	35 - 90	35 - 90	35 - 80	40 - 80	60 - 90	55 - 95
Thermisches Verhalten									
'Flexibilität' über °C	- 40	- 30	- 30	- 30	- 40	- 35	- 60	- 25	- 30
Temperatur Langzeit bis °C	+ 80	+ 100	+ 120	+ 120	+ 130	+ 110	+ 170	+ 210	+ 100
Kurzzeit °C	+ 90	+ 120	+ 140	+ 130	+ 150	+ 140	+ 210	+ 270	+ 130
Mechanische Eigenschaft bei RT			★★★★ sehr gut	★★★ gut	★★ befriedigend	★ ausreichend	▭ schlecht	▭▭ sehr schlecht	
Zugfestigkeit	★★★★	★★★	★★★	★★★	★★	★★	★	★★	★★★★
Bruchdehnung (hoch)	★★★★	★★★	★★★	★★★	★★	★★★★	★	★★	★★★
Rückprallelastizität (hoch)	★★★★	★★	★	★★	★★★	▭▭	★★	▭▭	★★
Weiterreißwiderstand	★★★	★★	★★	★★★	★★	★★	★	★	★★★★
Abriebwiderstand	★★	★★	★★★	★★	★★	★	▭	★	★★★★
Bleibende Verformung (hohe Temperatur)	▭	★	★★	★	★★	★★★	★★★★	★★★★	▭▭
Bleibende Verformung (tiefe Temperatur)	★★★	★★	★	★	★★	★★★	★★★★	▭	★
Beständigkeit gegenüber			★★★★ sehr gut	★★★ gut	★★ befriedigend	★ ausreichend	▭ schlecht	▭▭ sehr schlecht	
Benzin	▭▭	▭	★★★	★★	▭▭	▭	▭	★★★★	★★★
Mineralöl (100°C)	▭▭	▭	★★★★	★★	▭	▭▭	★★★	★★★★	★★★
Säuren (25%ige H_2SO_4 (50°C)	★	★	★★★	★★★	★★★★	★★★★	★	★★★★	★★★
Laugen (50%ige NaOH (50°C)	★★★	★★★	▭▭	★★★	★★★★	★★★★	▭▭	★★★★	▭▭
Wasser (100°C)	▭	▭	★★★	★★	★★★★	★★★	▭	★★	▭▭
Witterung und Ozon	★	★	▭	★★★	★★★★	★★	★★★★	★★★★	★★★
Licht/UV-Strahlung	★	★	★	★★	★★★	★★	★★★★	★★★★	★★★
Gas-durchlässigkeit	▭	★	★★★	★★	★	★★★★	▭▭	★★★★	★★★

Bild 6.2.2-1

© Axel Rossmann - Turbocontrol als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Einige bemerkenswerte Effekte von Elastomeren unter Belastung.

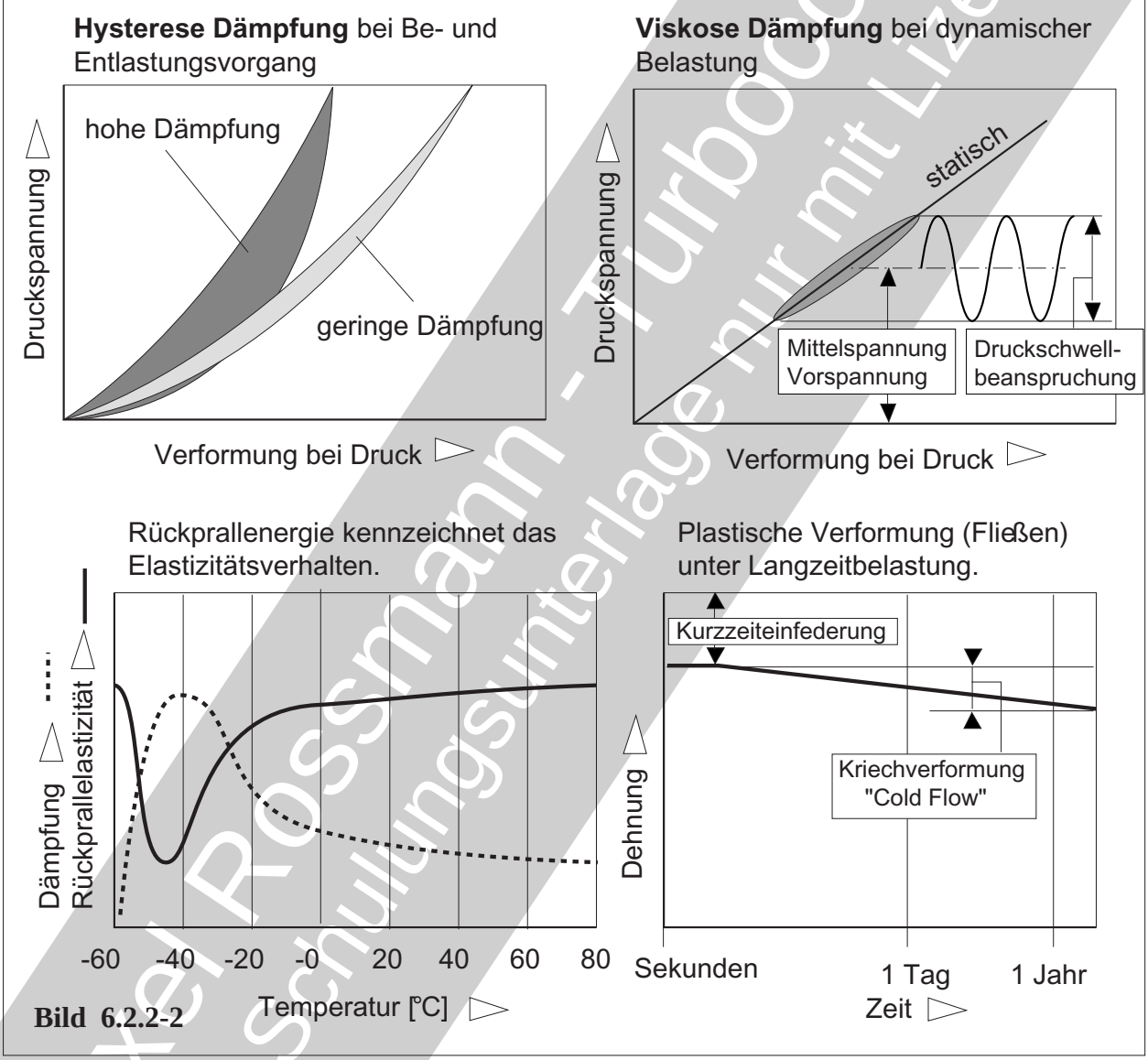


Bild 6.2.2-2

Bild 6.2.2-2 *(Lit. 6.2.2-2 und Lit. 6.2.2-9): Die* ***Federkennlinie*** *der Gummi-/Elastomerfeder als Maschinenelement wird zum einen von Werkstoff (E-Modul), Querschnitt und Geometrie des Elastomers bestimmt. Zum anderen wirkt sich eine* ***Verformungsbehinderung*** *durch krafteinleitende und abstützende Metallstrukturen aus. Aus diesem Grund gilt die* ***Shore A-Härte*** *allenfalls als Anhaltswert. Kennwert ist die Federkennlinie. Diese wird im Druckversuch aufgenommen. Für* ***Zug- und Biegebeanspruchung sind Gummifedern nicht vorgesehen****. Druckspannungen erlauben höhere Schubspannungen. Mit einer Kombination von Schub- und Druckspannungen lassen sich unvermeidliche Zugspannungen absenken.* ***Zwischenlagen aus Stahlblech*** *reduzieren die Querdehnung und steigern die Druckfestigkeit deutlich, ohne die Schubfestigkeit abzusenken. Im 'statischen' Belastungsversuch zeigen Elastomerfedern einen* ***nicht linearen Belastungs-*** *(Spannungs)* ***Verformungsverlauf*** *(Diagramm oben links). Ein Be-Entlastungszyklus*

© Axel Rossmann - Turbocult
Schulungsunterlage nur mit Lizenz

ergibt infolge des viskosen Verhaltens eine ***Hysterese****. Der Flächeninhalt entspricht dem in Wärme umgesetzten Energieverbrauch. Er wird als* ***innere Dämpfung****, sog.* ***Hysterese-Dämpfung*** *genutzt. Sie ist von Temperatur, Verformung (Belastungsgeschwindigkeit, Beschleunigung der Belastung), der Spannungsart (Zug, Druck, Scherung) und dem belasteten Volumen abhängig. Diese Eigenschaften nutzen Stoßdämpfer, Wegbegrenzer und Schockabsorber. Typische Beispiele findet man in Fahrzeugen (Bild 6.2.2-4).*
Ein weiteres Dämpfungsphänomen ist die sog. ***Viskose Dämpfung*** *(Diagramm oben rechts). Sie tritt bei* ***dynamischer*** *(schwingender)* ***Belastung*** *auf. Im Spannungs-Dehnungs-Diagramm nimmt die Hysterese elliptische Form an. Die Fläche entspricht der Dämpfung unter dem Einfluss der Wärmeentstehung. Wird die* ***Elastomertemperatur*** *zu hoch (hohe Schwingfrequenz, große Amplituden) tritt* ***bleibende Schädigung*** *ein. Die '****Viskose Dämpfung****' wird in Schwingungsdämpfern von Maschinen wie Fahrzeugmotoren genutzt.*

Was der Konstrukteur bedenken sollte*: Gestaltung und Auslegung sowie die* ***Elastomerauswahl*** *erfordern spezifische Erfahrung. Diese sollte beim Anbieter zumindest für eine qualifizierte Beratung verfügbar sein. Die* ***Verformung der Feder hängt von der Beanspruchungsart ab****. Schubbeanspruchung ergibt größte, Druck kleinste Verformungen.* ***Zugbeanspruchungen****, auch in Form von Biegung,* ***müssen vermieden werden****. Sie können unbewusst zumindest örtlich auftreten, auch wenn die äußeren Kräfte dies auf den ersten Blick nicht erkennen lassen. Grund ist die* ***nichtlineare Federkennlinie*** *und* ***Spannungsumlagerung*** *als Folge örtlicher plastischer Verformung (Fließen, Diagramm unten rechts).*
Der Elastomerkörper sollte eine gleichmäßige Verformung im Querschnitt gewährleisten. Keine scharfen Ecken und Kanten. Die Spannungsverteilung wird von ***örtlicher Erweichung*** *wie durch* ***Quellen*** *bei der Einwirkung von Kraftstoff oder Ölen beeinflusst und gegenüber der Auslegung verändert. Dies gilt für* ***Schrumpfen*** *als Folge von* ***Alterungsprozessen****.*
Die ***Form der Kontaktflächen*** *metallischer Anschlusskörper beeinflusst die* ***Haftfestigkeit des Elastomers****. Anzustreben ist eine ebene Fläche. Sphärische Krümmungen oder Kegelflächen sind dagegen ungünstig.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.2.2-3 *(Lit. 6.2.2-4, Lit. 6.2.2-6, Lit. 6.2.23-6.2.2-8, Lit. 6.2.2-10.1, Lit. 6.2.2-10.2, Lit. 6.2.2-10.3, Lit. 6.2.2-12,):* ***Potenziell schädigende Einflüsse*** *lassen sich bei Gummi- und Luftfedern in zwei Hauptgruppen aufteilen (Skizze oben).*

Mechanische Betriebsbelastung*: Für das Elastomer und die Verbindung zu metallischen Krafteinleitungen sind* ***Zugspannungen besonders kritisch****. Sie müssen bereits vom Konstrukteur mit einer geeigneten Anordnung und Federelementtyp zu Gunsten von Druck und Schub vermieden werden. Statische Belastungen oberhalb der Auslegungsannahmen können als* ***Überlast*** *deutlich schädigen. Davon sind besonders metallische Auflagen und Befestigungen sowie deren Verbindung mit dem Elastomer betroffen (Bild 6.2.2-4). Hohe* ***Standzeiten*** *unter Last, insbesondere bei hohen Betriebstemperaturen, können sich in* ***bleibender Verformung der Elastomere*** *zeigen. Dynamische Überbeanspruchung führt in Zugzonen (Bild 6.2.2-4) zu charakteristischen* ***querorientierten Rissfeldern****. Entstehen im Elastomer auf Grund der Dehnungshysterese bzw. inneren Dämpfung hohe Betriebstemperaturen, nimmt die Schädigungsgefahr stark zu. Es gilt die van-t'Hoff'sche Regel (RGT-Regel, Arrhenius-Gleichung) nach der jeweils* ***ca. 10 °C den Schädigungseffekt verdoppeln****.*

Umgebungseinfluss*: Hier ist zunächst die Umgebungstemperatur zu nennen. Ist sie zu hoch, muss mit schneller bleibender* ***Schädigung (Alterung)*** *gerechnet werden. Sie zeigt sich infolge chemischer Veränderung mit Erweichung oder Versprödung und Festigkeitsabfall. Vom Konstrukteur ist nicht nur die Umgebungstemperatur, sondern auch die Möglichkeit einer Aufheizung durch* ***Wärmestrahlung*** *zu berücksichtigen. Der Alterungsprozess wird im Oberflächenbereich durch UV-Strahlung stark beschleunigt. Das begünstigt spröde Rissbildung.*

Stäube *und* ***Partikel*** *sind in der Lage zu Erosionsabtrag und Querschnittsschwächung. Zusammen mit* ***Feuchtigkeit*** *wird z.B. bei* ***Streusalz Korrosion*** *insbesondere der metallischen Anschlussteile verstärkt (Bild 6.2.2-4). Bei vielen Anwendungen ist mit der Einwirkung von* ***Medien*** *zu rechnen, die einen spezifisch empfindlichen Elastomer schädigen. Sie stammen aus* ***Betrieb, Montage*** *und* ***Wartung****. Das hat die Elastomerauswahl zu berücksichtigen.*

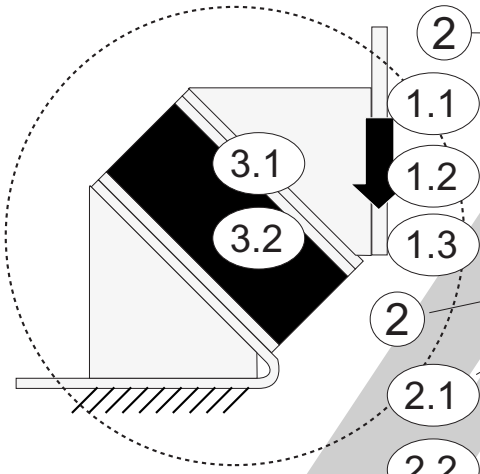
Das ***Beispiel Fahrzeugreifen*** *wurde gewählt, weil die Auswirkung schädigender Einflüsse und Schadensbilder weitgehend als bekannt vorausgesetzt werden darf. Reifen unterliegen besonders* ***intensiven Umwelteinflüssen****. Dazu zählen* ***Reibverschleiß****, ein weiter Einsatz-****Temperaturbereich****,* ***UV- und Wärmestrahlung, Sauerstoff, Ozon*** *sowie aggressive und schädigende* ***Medien****. Temperaturen wirken sich nicht nur auf die Belastbarkeit aus. Von ihnen werden auch die* ***tribologischen Eigenschaften*** *der* ***Lauffläche*** *('Grip') unter allen Betriebsbedingungen bestimmt. Sie sind damit eine große Herausforderung für den Konstrukteur und bleiben Spezialisten vorbehalten.*

Eine Besonderheit ist die ausgeprägte Nutzung belastungsspezifischer ***Verstärkungen im Elastomerbalg****. Es handelt sich um Lagen aus* ***Glas-*** *und/oder* ***Kunststofffasern*** *(z.B. Aramid). In Bereichen wie der 'Gürtel' unter der Lauffläche und den Verstärkungen im Wulst zur Felge kommen* ***hochfeste Stahldrähte*** *zum Einsatz. Schädigungen dieser innenliegenden Elemente durch örtliche Überlastung, Korrosion (bei Beschädigung der schützenden Elastomerschicht) oder Langzeiteinsatz (Ermüdung) sind in vielen Fällen* ***nicht von außen zu erkennen****.*

© Axel Rossmann - Tubocon
Ausschnittsunterlagen mit Urheberrecht

Elastische Federn: Elastomere Probleme, Schäden, Abhilfen

Potenziell schädigende Einflüsse auf Gummifedern.

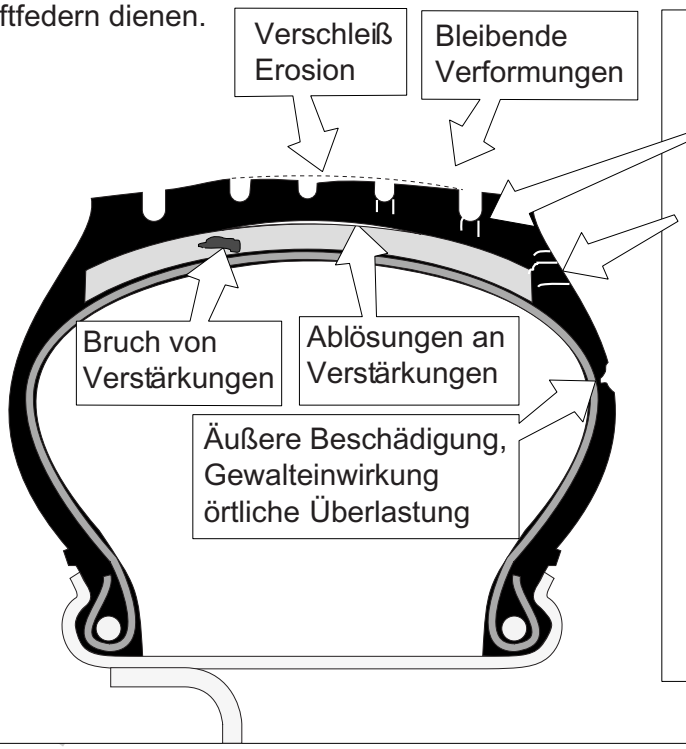


2 **Betriebskräfte/ mechanische Belastung**
- 1.1 Höhe
  Statisch, dynamisch
  Überlastung, örtlich, über die Auflager,
  Ort (nicht wie vorgesehen)
- 1.2 Standzeit
- 1.3 Richtung: Zug, Biegung

2 **Umgebung**
- 2.1 Temperatur
  zu hoch (erweichend)
  zu tief (versprödend)
  Alterung (bleibende Eigenschaftsveränderung)
- 2.2 Strahlung (UV, Wärme)
- 2.3 Feuchtigkeit/Wasser
  (verschmutzt mit Salzen)
- Stäube/Partikel (Erosion).
- Medien (Funktion, Montage, Wartung)
  Betriebsstoffe (Öl, Treibstoff, Hydraulikflüssigkeit, Kühlmittel)
  Hilfsstoffe (Reinigung, Rostlöser, Lösungsmittel)

3 **Herstellung:**
- 3.1 Verbindung Metall/Elastomer
- 3.2 Eigenschaften entsprechen nicht den Auslegungsdaten.

Ein Fahrzeugreifen kann als Modell für typische Schäden an Gummifedern bzw Luftfedern dienen.



Spröde Rissbildung und 'Porosität' im Bereich von Steifigkeitssprüngen

Spröde Rissbildung und Auflösungserscheinungen

Alterungsmerkmale als Folge einer Langzeiteinwirkung von
- UV-Strahlung
- Ozon,
- Feuchtigkeit und aggressive Medien (Salz, Kraftstoff, Reinigungsmittel)
- Temperatur (Wärme)
- Kälte (Sprödigkeit)

Bild 6.2.2-3

© Axel Rossmann - Tuboconsult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Bild 6.2.2-4 *(Lit. 6.2.2-4):* ***Luftfedern*** *haben entsprechend dem Bau- und Funktionsprinzip spezielle* ***Ausfall- bzw. Schadensursachen****. Funktionsausfall tritt bei* ***Leckage*** *ein. Das führt zum Druckabbau und damit Versagen der Federwirkung.*

Rissbildung infolge zyklischer Ermüdung *(****„A****"): Typisch sind an der Außenseite (Zugspannungen) längs dem Wulst orientierte* ***Rissfelder****. Fehlen als ursächlich erkennbare Schädigungen wie chemischer Angriff, ist von einer ungenügenden* ***Auslegung*** *auszugehen. Möglicherweise wurde auch die natürliche* ***Alterung*** *des Elastomers unter speziellen Betriebsbedingungen unterschätzt. Auf jeden Fall ist die* ***Auslegungslebensdauer****, insbesondere die dabei zu erwartende Lastwechselzahl zu überprüfen.*

Chemischer und physikalischer Angriff *(„****D****") des Balgs bzw. des Elastomers. Gewöhnlich verschlechtern sich die Eigenschaften mit* ***Versprödung****, Festigkeitsabfall und Steifigkeitsabfall* ***irreversibel****. Auch ein* ***Schrumpfen*** *durch 'Herauslösen' von Bestandteilen des Elastomers (z.B. Weichmacher) dürfte chemisch erfolgen. Das löst Zug-/ Schrumpfspannungen mit spröder* ***Rissbildung*** *aus.*

Physikalische Veränderungen *(****Quellen****) sind dagegen eher* ***reversibel****. Es handelt sich dann um die zeitweise Aufnahme eines Mediums wie* ***Öl*** *oder* ***Kraftstoff****. Auch hier ist mit einem, wenn auch nur zeitweisen, Abfall der Festigkeit und Steifigkeit bei deutlich vergrößertem Volumen zu rechnen. Die Folge sind örtliche Druckspannungen, welche an* ***Verbindungen***

Elastische Federn: Elastomere
Probleme, Schäden, Abhilfen

Schäden an Bälgen und Krafteinleitungen von Luftfedern.

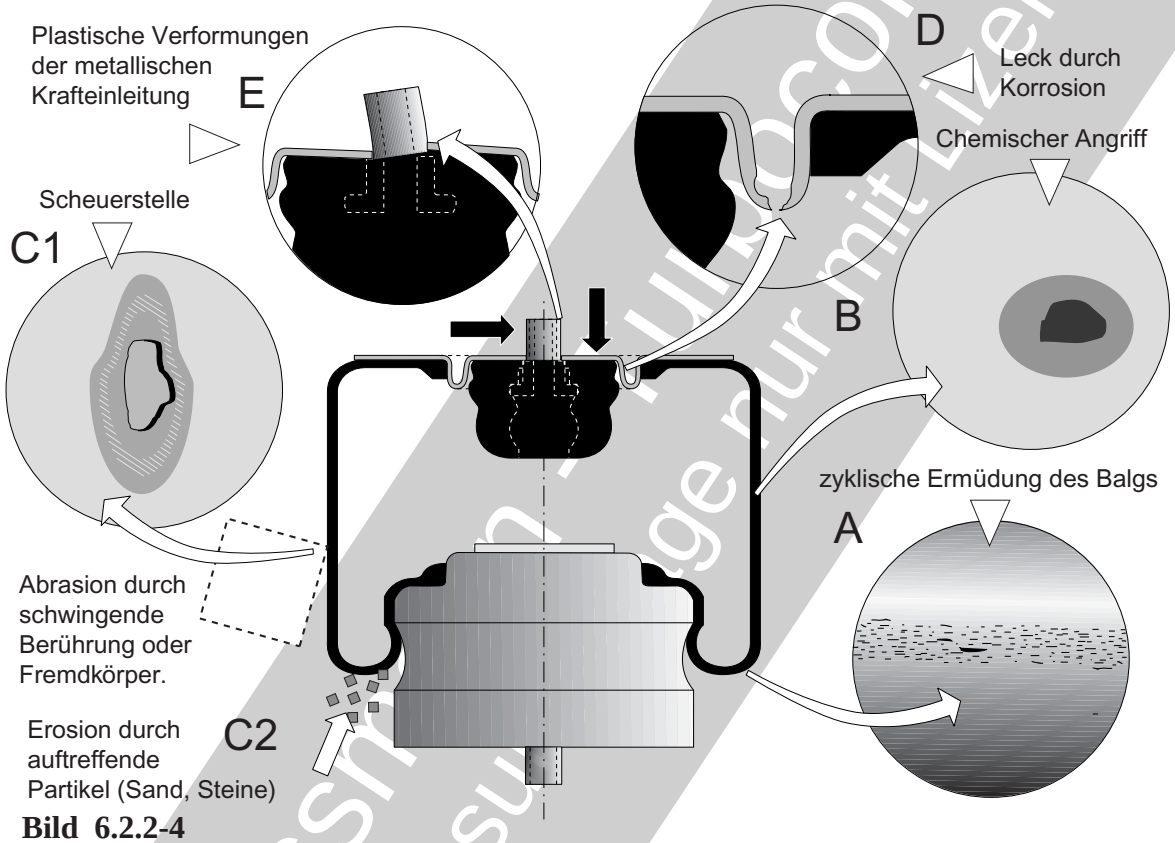


Bild 6.2.2-4

zu abstützenden Metallteilen eine ***Ablösung*** *begünstigen.*

Scheuerstellen *(„**C1**“) entstehen am Kontakt mit außenliegenden Rohrleitungen und Schläuchen (z.B. Bremsbetätigung) oder Rahmenteilen. Die naheliegenden Ursachen sind zunächst in* ***Montage*** *und* ***Wartung*** *zu suchen. Betriebsbedingt kann es zur* ***Berührung mit Leitungen*** *durch Lockerung oder Bruch von Befestigungen/Schellen kommen.*

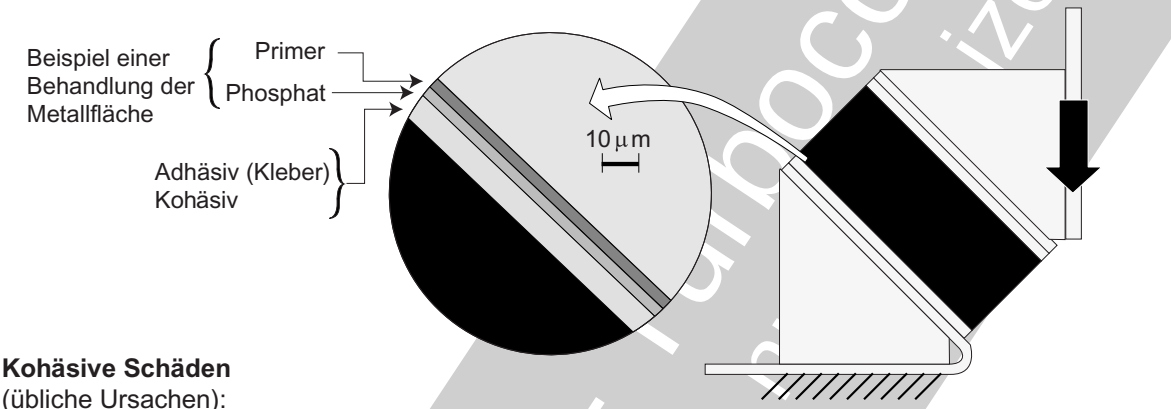
Abrasionsverschleiß *des Balgs („**C2**“) ist bei Fahrzeugen von aufgeschleudertem Sand und Kies zu erwarten. In* ***Wintermonaten*** *wirkt Streumaterial wie Split verstärkend. In solchen Fällen fehlt offensichtlich eine vom Konstrukteur vorzusehende* ***Abdeckung****.*

Korrosion *(„**D**“) gefährdet die abstützenden (Krafteinleitung) Metallteile. Besonders* ***Streusalz*** *wirkt äußerst aggressiv. Kommt es zum* ***Durchrosten,*** *besteht die Gefahr eines Lecks zum Balg. Das führt zum s****chleichenden Funktionsausfall*** *der Luftfeder.*

Mechanische Überlastung *(„**E**“) zeigt sich an* ***plastischen Verformungen der abstützenden und fixierenden Metallteile****. Ursächlich ist meist eine Folge der* ***Überdehnung*** *des Balgs. Derartige Schäden werden besonders an* ***Baustellenfahrzeugen*** *und* ***Traktoren,*** *die unwegsames Gelände durchqueren müssen, beobachtet. Auch von einem heftigen* ***‘Durchschlagen’ der Federung*** *sind im Extremfall bleibende Verformungen der Metallteile zu erwarten. Derart geschädigte Luftfedern sind irreparabel, ein Ausrichten der Metallteile unzulässig. Art und Richtung der Verformungen dürften Rückschlüsse auf Überlastungsrichtung und Belastungsart zulassen. Handelt es sich um ‘normale’ Betriebsbedingungen, überstiegen offenbar die Betriebskräfte die Auslegungsannahmen. Damit geht die Schadensursache zu Lasten des Konstrukteurs.*

©Axel Rossmann - Auszugsweise Vervielfältigung nur mit Lizenz

Untersuchung und Klärung der Schadensmechanismen an Gummi-Metallverbindungen.



Kohäsive Schäden
(übliche Ursachen):
Im Elastomer:
- Aushärtung ungenügend.
  Temperatur nicht wie vorgesehen
  Verunreinigungen aus Fertigungsprozess
- Durchmischung nicht ausreichend
  In der Metallbeschichtung:
- Schichtdicke nicht optimal

Adhäsive Schäden (übliche Ursachen):
an den Bindeflächen:
- Verunreinigung, meist im Zusammenhang mit dem Fertigungsprozess (Fremdstoffe, Verunreinigungen der Prozessbäder, ungenügende Reinigung und/oder Spülung)
- Überhitzung (Primer oder Kleber)
- Phosphatschicht mangelhaft

Empfohlene Vorgehensweise zur Schadensklärung:

Schritt 1: Klärung des Schadenbeginns durch Untersuchung **beider Seiten der Trennung**
- Makro- und Mikrobefund (optisch, REM).

Blasen sind ein Anzeichen für Delamination der Lagen oder Fremdpartikel aus dem Fertigungsprozess.

Verfärbungen: Merkmale sind örtliche und ungewöhnliche

- Chemische Zusammensetzung der Trennflächen (REM, Mikroanalysen).

Schritt 2: Entsprechend Schlüssen aus Schritt 1, Überprüfung des Fertigungsprozesses

Bild 6.2.2-5

Bild 6.2.2-5 *(Lit. 6.2.2-8): Die* ***Bindung zwischen Verbindung und stützender bzw. krafteinleitender Metallstruktur*** *ist eine Voraussetzung für das sichere Betriebsverhalten von Gummifedern. Die Haftfestigkeit wird in einem Zugversuch geprüft. Dabei soll der Bruch im Elastomer erfolgen und nicht in der Verbindungszone. Kommt es zu Ablösungen, erfordert auch hier eine gezielte erfolgversprechende Abhilfe die Klärung der Ursache. Lassen sich exzessive Betriebsbedingungen (Bild 6.2.2-4) als Ursache ausschließen, steht mit hoher Wahrscheinlichkeit der* ***Fertigungsprozess der Verbindung Elastomer/Metall*** *im Verdacht. Die Fügezone ist meist aus mehreren sehr dünnen* ***Schichten*** *aufgebaut. Das erfordert* ***mikroskopische Untersuchungsmethoden****. Hier haben sich zwei Schritte bewährt.*

Schritt 1 *hat die Identifikation des* ***Ausgangs-/Anrissbereichs*** *und* ***schadensrelevanter Merkmale*** *zur Aufgabe. Das Interesse gilt besonders Auffälligkeiten der* ***chemischen Zusammensetzung*** *von Schichten und gegebenenfalls Partikeln mit Hilfe von Mikroanalysen. Für solche Laborarbeiten wird den Anwendern von Gummifedern die Expertise externer Speziallabors empfohlen. Ergebnisse ermöglichen dann bei Verdacht in einem* ***Schritt 2*** *eine gezielte Untersuchung des* ***Fertigungsprozesses****.*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage ... izenz

Literatur zu Kapitel 6.2.2

6.2.2-1 G.Niemann, H.Winter, B.-R.Höhn „Maschinenelemente - Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen“, 4.Auflage, ISBN 3-540-25125-1, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 2005, Seite 524 - 530.

6.2.2-2.1 „Technische Informationen der Schwingungstechnik“,Angaben der Fa. Vibraplast, 11.04.06 WNE, www.vibraplast.ch, Seite 1/10 - 10/10.

6.2.2-2.2 „Schwingungstechnik Gesamtübersicht“,Angaben der Fa. Vibraplast, Produktkatalog, www.vibraplast.ch, Seite 1-29.

6.2.2-3 „Gummifederung“,www.kfz-tech.de/Gummifederung. Seite 1 und 2.

6.2.2-4 „Causes of Failures“,Angaben der Fa. Veyance Technologies, www.online-catalogues.com/AS/airsprings7, Seite 1-4.

6.2.2-5 W.Hanneforth, W.Fischer „Laufwerke“, Verlag:: Transpress VEB Verlag für Verkehrswesen Berlin, 1. Auflage, 1986, ISBN 3-344-00037-3, Seite 1-53.

6.2.2-6 J.R.Beatty, „Fatigue of Rubber“, Zeitschrift ‘Rubber Chemistry & Technology’ 37, 1341 (1964), www.rubberchemtechnol.org/resource/1/rctea4/v37/i5/p1341, Seite 1-24.

6.2.2-7 A.Gent, J.Suh, S.Kellyiii, „Mechanics of rubber shear springs“, Zeitschrift ‘International Journal of NonLinear Mechanics’ Volume 42, Issue 2, Verlag ‘Elsevier’, www.mendeley.com/research/mechanics-of-rubber-shear-springs/, Seite 241-249.

6.2.2-8 M.L.Pacholsk1 „Analytical method used to determine failure modes in rubber-to-metal parts“, Zeitschrift ‘Rubber World’, Jan. 1.2007, www.thefreelibrary.com/Analytical+methods+used+to+determine+failure+modes+in+rubber..., Seite 1-3.

6.2.2-9 „Schwingungsdämpfer - Für die vibrationsfreie Maschinenlagerung - Technologie“, Angaben der Fa.ROSTA GmbH, www.rosta.de/Index.php, Seite 66-75.

6.2.2-10.1 „Failure relating to material selection“, Angaben der Fa.Smithers Rapra,, www.rapra.net/consultancy/failure-analysis-trouble-shooting-material-selection.asp, 2008, Seite 1 und 2.

6.2.2-10.2 „Why Plastic Products Fail“, Angaben der Fa.Smithers Rapra,, www.rapra.net/consultancy/failure-analysis-trouble-shooting-why-plastic-products-fail.asp, 2008, Seite 1-4.

6.2.2-10.3 „Testing for Environmental Stress Cracking“, Angaben der Fa.Smithers Rapra,, www.rapra.net/consultancy/enviromental-testing-enviromental-stress-cracking.alp, 2008, Seite 1-4.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.2.2-11 „Standards for Static Load Deflection Characteristics“, Design & Application Guide, Angaben der Fa.Molded Dimensions, www.moldedimensions.com/staticload.htm, Stand Okt. 2011, Seite 1-3.

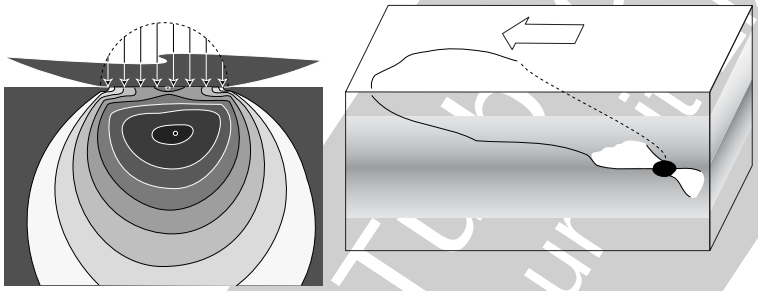
6.2.2-12 „Reifenschäden und ihre Entstehungsursachen“, www.oponeo.de/reifen-abc/reifen-schaden-und-ihre-entstehungsursachen, 1999 -2011, Seite1-6.

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.3 Lager

6.3.1 Wälzlager

6.3.1.1 Grundlagen und Schadensmechanismen



Es gibt eine Vielzahl Fachbücher und Beiträge (Lit. 6.1.1-22), die sich mit der **Identifikation von Wälzlagerschäden und deren Ursachen** beschäftigen. Gewöhnlich wird das makroskopische und mikroskopische **Schadensbild** der wahrscheinlichen Ursache in einer **Systematik** zugeordnet (Bild 6.3.1.2-6). Diese Werke sind entgegen dem ersten Eindruck in der Praxis oft nur von eingeschränktem Nutzen. Die Schäden sind häufig schon **zu weit fortgeschritten**, um Schlüsse auf die Ursache zu ermöglichen. In umfangreicheren Werken wird besonderer Wert auf Schadensbilder gelegt ohne Mechanismen und Abläufe befriedigend zu behandeln. Dagegen widmet man sich in Fachbeiträgen eher Schadensmechanismen und deren Einflüssen. Beides befriedigt den Anwender nicht.

Dieses Kapitel kombiniert Informationen. Typische **Schadensmechanismen** von Wälzlagern werden beschrieben und erklärt, sowie den **Schadensbildern zugeordnet**. Dies soll dazu befähigen, potenzielle **Gefahren rechtzeitig** im Frühstadium in Kombination mit **Ölüberwachung** (Kapitel 7.2) **zu erkennen** und bewusst zu vermeiden. Werden an den Lagern Veränderungen beobachtet, erfolgt eine **Beurteilung und Bewertung** entsprechend **Vorschriften** und **Handbüchern.** Dies wird von einem tieferen Verständnis aus der Ölüberwachung unterstützt.

Lager von Turbomaschinen unterscheiden sich nicht grundsätzlich von denen des allgemeinen Maschinenbaus. Sie entsprechen den Forderungen des Leichtbaus. Ihre anspruchsvollen Betriebsbedingungen wie hohe Temperaturen und hohe ‘n x D’ -Werte mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten findet man auch in modernen Maschinen. Um **Vibrationen durch Unwuchten** zu dämpfen und dynamische Überlastungen tragender Strukturen zu vermeiden, kommen **gedämpfte oder ungedämpfte** Anwendungen zum Einsatz (Bild 6.3.1.1-2). Es handelt sich um radial bewegliche, elastisch oder in einer Gleitführung aufgehängte Lager.

Außer in diesem Kapitel werden Lagerprobleme und -schäden auch in den weiteren Bänden dieser Reihe unter anderen Gesichtspunkten behandelt:

- **Rekonstruktion des zeitlichen Schadensablaufs** Band 1, Kapitel 3.3
- Die **Überwachung und frühzeitige Erkennung** entstehender Lagerschäden wird in Kapitel 7.1.3 und Kapitel 7.2 (Ölüberwachung, Öluntersuchung und Partikelbewertung) und Band 1 Kapitel 3.3 ausführlich behandelt.
- Lagerschäden durch **Blitzschlag** findet man in Band 1 Kapitel 5.12.1
- Schädigung durch „**Brinelling**“ beim Transport siehe Band 1 Kapitel 5.9.3
- Lagerprobleme durch **Schwingverschleiß** (Fretting) an Lagersitzen Band 1 Kapitel 5.9.3.
- Hinweise zur **Lagerverschmutzung** durch Partikel aus Lagerkammerdichtungen (Labyrinthabrieb) findet man in Kapitel 7.1.3.

© Kolloseum - Tribo consulting
Abdruck und Nutzung nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Bild 6.3.1.1-1 *(Lit. 6.3.1.1-38 bis Lit. 26.3.1.1-40): Als Beispiel für den Trend anspruchsvoller Wälzlagertechnik im Maschinenbau können Hauptlager von Flugtriebwerken, sog.* ***'Fluglager'*** *dienen. Sie unterliegen den Belastungsarten des allgemeinen Maschinenbaus. Die besonders* ***anspruchsvollen Betriebsbedingungen bei höchsten Sicherheitsanforderungen*** *sind jedoch eine große Herausforderung. So sind Gewicht und Einbauraum von außergewöhnlicher Bedeutung. Das zeigt sich in spezifischen Konstruktionen. So bilden Außenringe auch gleichzeitig einen anwendungsspezifischen Flansch (Skizze). Zahnradwellen werden mit integralen Lagerinnenringen ausgerüstet (Lit. 6.3.1.1-46). Gedämpfte und elastische Konstruktionen (Bild 6.3.1.1-2) gewährleisten ein optimales dynamisches Verhalten der Rotoren. Typisch sind:*

Hohe äußere Lasten*: Dazu gehören auslegungsgemäße Betriebslasten und Beanspruchungen besonderer Betriebsbedingungen. Oft handelt es sich um hohe* ***stoßartige Kräfte****. In radialer Richtung wirken z.B.* ***Landestöße*** *und* ***Unwuchten****. Typisch sind Schäden an Rotorschaufeln oder infolge Rotorbows (Lit. 6.3.1.1-47). Festlager müssen außergewöhnliche axiale Kräfte aus Pumpstößen (Lit. 6.3.1.1-48) aufnehmen.*

Schmierung *ist manöverbedingt besonders im militärischen Einsatz auch unter hohen g-Lasten zu gewährleisten (Lit. 6.3.1.1-47). Ein* ***kurzzeitiger Ausfall der Ölversorgung*** *muss toleriert werden. Erschwerend wirken dabei, wegen der verminderten Kühlleistung, die* ***im Grenzbereich der Öleigenschaften*** *liegenden hohen Temperaturen. Eine besondere Herausforderung ist die Schmierung und Kühlung der an den Ringen gleitgeführten (Bild 6.3.1.1-17), hochtourig umlaufenden* ***Käfige*** *und der Wälzkörper in den Käfigtaschen (Bild 6.3.1.1-18).*

Extreme Drehzahlen *haben wegen der Hauptlager-Durchmesser (D x n-Werte) großer und den extrem hohen Drehzahlen kleiner Triebwerke einen besonderen Stellenwert (Bild 6.3.1.1-10.1 und Bild 6.3.1.1-10.3). Bei Maschinen kleiner Leistung liegen Drehzahlen von über 50 000 U/min in Bereichen wo sich kleine Schädigungen* ***in Sekunden katastrophal*** *auswirken. Die* ***Fliehkräfte der Wälzkörper*** *beanspruchen einen großen Teil der Lagertragfähigkeit. Besonders hohe Forderungen werden an die* ***Maßhaltigkeit*** *bzw. den* ***Wuchtzustand*** *der Wälzkörper gestellt (Bild 6.3.1.1-19). Effekte wie* ***Käfigschlupf*** *(engl. skidding 6.3.1.1-14.1) oder* ***Rollenflattern*** *(engl. weaving, Bild 6.3.1.1-19) drängen sich in den Vordergrund. Das ist auch eine Folge der hohen Widerstände im Ölfilm. Dreiwellige Triebwerke besitzen sog.* ***Zwischenwellenlager****. Deren Innen- und Außenringe werden mit unterschiedlichen Drehzahlen auch gegenläufig betrieben. Ein besonderes Problem ist dann die* ***Zu- und Abfuhr des Schmieröls****.*

Hohe Betriebstemperatur *verlangt sowohl von den* ***Lagerwerkstoffen*** *(Bild 6.3.1.1-11.1) als auch vom Öl eine Belastbarkeit im Grenzbereich. Damit wird die Zündung eines* ***Ölfeuers*** *immer wahrscheinlicher (Kapitel 7.1.4, Lit. 6.3.1.1-47). Besonders anspruchsvoll ist die Temperaturbelastung im Heißteil (z.B. Turbine). Das Problem sind hohe Temperaturen und Verkokung der Heißteillager nach dem Abschalten der Maschine (Heat Soaking, Bild 6.3.1.2-6.1, Bild 6.3.1.2-6.2,Kapitel 7.1.2 und Lit. 6.3.1.1-46).*

Umgebungseinflüsse*:* ***Schwitzwasserbildung*** *in den Abstellphasen sowie Meersalz wirken korrosiv. Das kann den Einsatz besonderer Werkstoffe erfordern (Bild 6.3.1.1-11.1). Korrosionsbegünstigend wirkt dabei eine Elementbildung mit dem* ***Käfigmaterial*** *(z.B. Bronze, Silberbeschichtung).*

Einbaubedingungen *wie* ***Modulbauweise*** *können die Kombination der Lagerinnenringe mit Außenring und Käfig unterschiedlich betriebener Lager erforderlich machen. Dazu gehört auch die Gefahr der Beschädigung des* ***Rollenlagers beim Zusammenschieben*** *während der Montage des Moduls (Bild 6.3.1.2-6.1 und Lit. 6.3.1.1-46).*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Hauptlager in Flugtriebwerken unterliegen besonders anspruchsvollen Betriebsbedingungen.
Sie können dem Maschinenbau ein Wegweiser sein.

Hohe äußere Lasten:
- dynamisch, z.B. bei Wellenschwingungen
- beim Verdichterpumpen
- Schockbeanspruchung, z.B. bei Schaufelbruch oder Vogelschlag
- Ovalisierte Lager zur Unterdrückung von Skidding weisen örtlich erhöhte Belastung der Laufbahnen auf
- statisch:
- erhöhter Achsschub bei Veränderungen oder Versagen von Luftdichtungen
- Verzug (thermisch, Stoßbelastung) der Gehäuse: Fluchtung von Wellen, Deformation der Lageraufnahme

Hohe Betriebstemperatur:
bis in den Grenzbereich der Öle und Lagerwerkstoffe
- Beschleunigte Ölalterung, Ölkohlebildung
- extrem bei kurzzeitigem Ausfall der Schmierung
- Gefahr von Ölfeuer
- Verkokung durch Heat Soaking

Beschleunigungen und Verzögerungen von Käfig und Wälzkörpern:
- Auslösen von Skidding, Verschleiß der Käfigtaschen
- Ovalisierte Lager zur Unterdrückung von Skidding

Schmierung:
- mehrmaliger kurzzeitiger Ausfall
- niedrig viskose Öle
- hohe Anstreifgeschwindigkeit des Käfigs an den Führungsflächen (Zentrierung, Wälzkörper)

Umgebungseinflüsse:
- Korrosion bei Stillstand (militärisch)
- Fremdpartikel: Ölkohle, Staub, Dichtungsabrieb

Extreme Drehzahlen bzw. D x n-Werte:
- Die hohen Fliehkräfte der Wälzkörper belasten die Lager deutlich.
- Unwuchten von Käfig und Wälzkörpern
- Sehr schnelle gefährliche Aufheizung und entsprechender katastrophaler Schadensablauf bei Erreichen eines kritischen Zustands.

Besondere Einbaubedingungen:
- Zugänglichkeit bei Montage eingeschränkt
- Trennung von Außenring mit Käfig vom Innenring bei Rollenlagern in Modulen.

Verschleiß/Fretting:
- Elastische Verformungen der hochbelasteten, vergleichsweise dünnen Querschnitte von Lagern, Gehäusen und Wellen begünstigen Mikrobewegungen an den Sitzflächen und Verschleiß. Folgen: Drehen des Lagerrings auf der Welle mit Gefahr eines Wellenbruchs.
- Verschleiß an Gleitflächen ölgedämpfter Lager

Bild 6.3.1.1-1

Verschleiß/Fretting *ist bei* ***ölgedämpften Lagern*** *(Bild 6.3.1.1-2) als Folge der prinzipbedingten oszillierenden Bewegungen besonders zu berücksichtigen. An Lagersitzen können Relativbewegungen als Folge der leichten und elastischen Gestaltung von Wellen und Gehäusen* ***Schwingverschleiß*** *begünstigen. Dies ist mit einer geeigneten Werkstoffwahl des Lagersitzes zu berücksichtigen. Beispielsweise darf der Lagerring nicht* ***direkten Kontakt mit einer Titanlegierung*** *haben. In diesem Fall hat sich eine* ***WC-Beschichtung*** *gegen den extrem schnellen Verschleiß, gerade unter Vorhandensein von Öl, bewährt (Lit. 6.3.1.1-47).*

© AxiCom - Turbo-Consult
als Schulungsunterlage genehmigt

Bild 6.3.1.1-2 *(Lit. 6.3.1.1-2, bis Lit. 6.3.1.1-4): Wälzlager lassen sich sowohl* ***mechanisch*** *(Reibung) als auch mit einem* ***Ölpolster dämpfen****.*
Heute haben sich allgemein ***ölgedämpfte Systeme*** *durchgesetzt (Rahmen). Das Ölpolster befindet sich in einem Umfangsspalt am Außenring oder in einem tragenden Gehäusering. Die seitlichen Abdichtungen des Spalts hängen von den Betriebsbedingungen ab. Bei ausreichend niedrigen Temperaturen wird mit* ***O-Ringen*** *abgedichtet. Hohe Betriebstemperaturen benötigen* ***metallische Kolbenringe****. Wenn das Ölpolster mit einem Zu- und einem Ablauf verbunden ist (Skizze rechts oben), kann der* ***Ölstrom Wärme abführen****. Ist dies nicht der Fall, ist dafür zu sorgen, dass die O-Ringe nicht überhitzt werden (Kapitel 23.4).*

Bei ***elastisch gedämpfter Bauart*** *wird das Lager von einem* ***elastischen Federelement*** *(engl. squirrel cage) zentriert. Dies dient auch der Verdrehsicherung. Eine solche Feder hat gewöhnlich* ***trommelartige Form mit Axialstegen****. Bei kleineren Lagern findet man einteilige Konstruktionen (Detail oben links), größere Lager werden von gebauten „Käfigen“ (Stege als Stangen mit Gewindeköpfen) gehalten.*
Man findet auch ölgedämpfte Konstruktionen ***ohne elastische Zentrierung*** *Hier wird der Außenring mit* ***Haltenasen*** *in Radialschlitzen gegen Verdrehung gesichert.*
Gedämpfte Lager kommen bevorzugt in der Nähe der Turbinenscheiben auf einer Hauptwelle zum Einsatz. Im Vergleich zu den steifen Rotortrommeln eines Verdichters sind die dünnen ***Turbinenwellen*** *elastisch. Betriebsbedingte Unwuchten (thermischer Verzug, Oxidation der Beschaufelung) lassen sich oft nur mit gedämpften Lagern beherrschen. Eine zentrierende elastische Aufhängung ist in der Lage* ***Eigenfrequenzen zu ungefährlicheren Drehzahlen aus dem Betriebsbereich*** *abzusenken.*

Vorteile gegenüber einer ungedämpften Lagerung*:*
- Schwingungen des Rotors und Vibrationen *der Maschine werden* ***bei Unwuchten verringert.***
- Resonanzen *werden* ***unterdrückt,*** *Eigenfrequenzen lassen sich in* ***günstigere Bereiche verschieben.***
- Niedrige Schwingermüdungsbelastung *tragender Strukturen wie der Lagerkammern bzw. Gehäuse.*
- Stoßartige Belastungen *von außen wirken sich auf den Rotor weniger aus.*
- Verbessertes dynamisches Verhalten des Rotors*, insbesondere bei Drehzahländerungen.*
- Unterdrückung der Neigung zu Skidding *(Käfigschlupf, Bild 6.3.1.1-14.1 und Bild 6.3.1.1-15).*
- Lageraußenringe werden bei ausreichendem Ölstrom konstruktionsabhängig ***gekühlt****.*

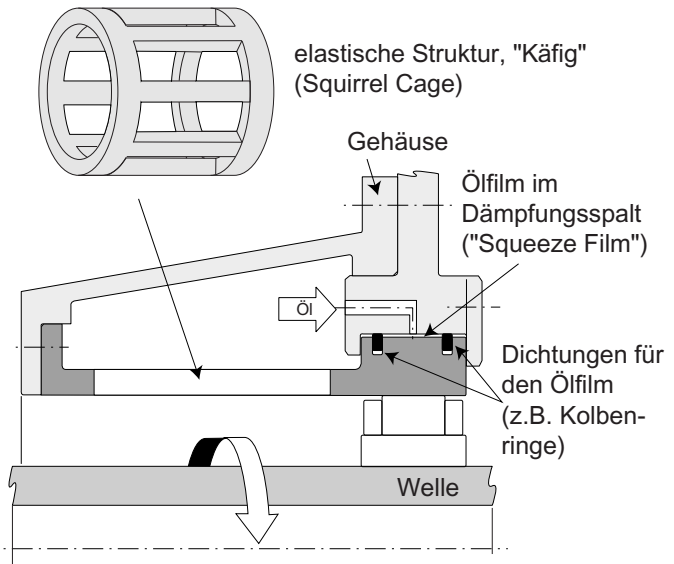
Es gibt aber auch einige ***Nachteile und potenzielle Probleme****:*
Frettingverschleiß *(Band 1 Kapitel 5.9.3): Die funktionsbedingten Relativbewegungen des äußeren Lagerrings zur tragenden Struktur können an Dichtungs- und Auflageflächen des Gehäuses Schwingverschleiß (Fretting) erzeugen. Das ist bei direktem Kontakt von* ***Titanlegierungen*** *mit dem Lagerring aus Stahl besonders gravierend (Lit. 6.3.1.1-46). Kommt es bei hohen Radialkräften zum „****Durchschlagen****“ des Ölfilms, entsteht auch im Umfangsbereich Frettingverschleiß.*

Kavitation *ist eine Werkstoffermüdung im Zusammenhang mit Dampfblasenbildung im Öl (Bild 6.11.1.2-7 und Band 1 Kapitel 5.5.1.3). Die radialen* ***Amplituden des Lageraußenrings*** *führen im Ölspalt zu Erwärmung und örtlich hohen Druckschwingungen. In der Phase des Druckabfalls entsteht Dampfblasenbildung. In der Druckphase implodieren diese und schädigen die Werkstoffoberfläche. Kavitation wird von* ***Ölverunreinigungen wie Wasser oder Kraftstoff*** *begünstigt (Lit. 6.3.1.1-46).*

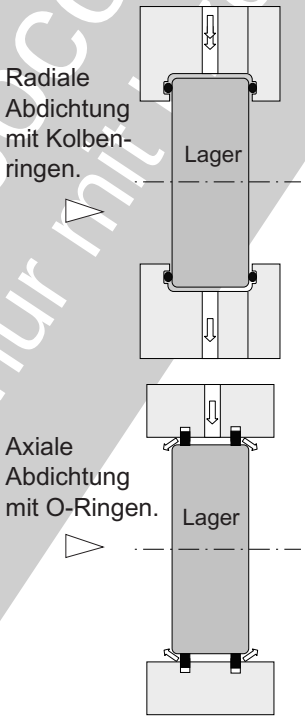
© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Gedämpfte Hauptlager sind ein Konstruktionsmerkmal moderner Turbomaschinen, insbesondere Flugtriebwerke.



Aufbau einer gedämpften, elastischen Lageraufhängung (schematisch) mit typischen Komponenten



Bekanntgewordene Probleme:

- Frettingverschleiß an den Kontaktflächen der Lager (axiale Anlageflächen).
- Kavitation an den Oberflächen der Ölfilmkammer und den Kolbenringen.
- Beeinträchtigung der Wirksamkeit durch Veränderung der Reibverhältnisse, z.B. mit der Reibungsdämpfung einer Reparaturbeschichtung.
- Aufheizung des Öls infolge Lagerschwingungen (Dämpfungsenergie).
- Schwingbrüche in den Stegen des Käfigs.
- Gewaltbrüche der Stege des Käfigs als Folgeschäden (z.B. große Unwuchten).
- Rechtzeitiges Erkennen beginnender Schäden mit Unwuchten und/oder Lagervibrationen durch Beschleunigungsaufnehmer erschwert oder nicht möglich.
- Bei Ausführungen ohne elastische Zentrierung kann beim Anfahren das Anstreifen von Schaufelspitzen und Labyrinthen begünstigt werden und so die Spalthaltung erschweren.

Bild 6.3.1.1-2

*Besonders **Dämpfer ohne elastische Zentrierung** neigen zu Kavitation.*

***Veränderung der Reibverhältnisse**: Erfolgt die Abdichtung des Ölfilms mit der Anlage der **Seitenflächen**, entsteht bei Relativbewegungen eine zusätzliche **Reibungsdämpfung**. In solchen Fällen ist es verständlich, dass die Funktion dieses Systems auch von dem wirksamen **Tribosystem** (Band 1 Kapitel 5.9.1) **bestimmt** ist. Änderungen wie eine **Beschichtung als Reparatur** von Verschleiß können so überraschende, negative Auswirkungen haben. Solche Maßnahmen außerhalb von Handbuchangaben erfordern deshalb eine **Erprobung mit dem OEM**.*

*Für **zivile Anwendungen** mit den typisch langen Betriebszeiten greift man zu radial dichtenden **Kolbenringen** (Skizze rechts unten). Deren Leckage gewährleistet einen kühlenden*

Ölstrom. Eine zusätzlich dämpfende Wirkung hat die Reibung der Kolbenringe.

Aufheizung des Öls durch die absorbierte Dämpfungsenergie *führt zur Erwärmung des Ölfilms. Dieser soll aber auch* ***kühlend*** *auf das Lager wirken. Mit der Öltemperatur steigt das Kavitationsrisiko (Absatz vorher). Werden die Öltemperaturen sehr hoch, kommt es zur beschleunigten* ***Alterung des Öls*** *(Kapitel 7.1.2).*

Brüche von Stegen der elastischen Aufhängung *können bei ungewöhnlich hohen Stoßbelastungen (Gewaltbrüche) oder dynamischen Umfangskräften (Schwingbrüche) auftreten.* ***Skidding*** *(Käfigschlupf, Bild 6.3.1.1-14.1) oder* ***Unwuchten*** *lösen im Lager hohe dynamische Reibungskräfte aus, wenn es zum* ***Durchbrechen des Schmierfilms*** *kommt. Extreme* ***Unwuchten*** *können Lager mit einer* ***stoßartigen Umfangskraft*** *überlasten. Die Stege brechen dann mit einem* ***Gewaltbruch****.*

Bruch von Haltenasen*: Dämpfungen ohne elastische Rückstellung nehmen Umfangskräfte des Lageraußenrings mit integrierten Nasen auf, die in feststehenden Nuten gleiten. Extreme* ***Unwuchten*** *können den Ölfilm auf den Wälzflächen durchbrechen. So entstehen hohe stoßartige Umfangskräfte. Sie können die Nasen* ***einreißen oder ausbrechen*** *(Bild 6.3.1.1-16). Im Extremfall kommt es zum* ***Gewaltbruch des Außenrings****.*

Schlechtere Erkennbarkeit von Schäden an Vibrationen infolge ungünstig positionierter Beschleunigungsaufnehmer am Gehäuse*: Vibrationen werden bei modernen Turbomaschinen mit* ***Beschleunigungssensoren*** *an Gehäusen (Band 1 Kapitel 3.3) überwacht. Eine gedämpfte Lagerung kann erfahrungsgemäß die Registrierung „kleinerer" aber doch für Rotorkomponenten (z.B. Ermüdung der Lager) gefährlicher Unwuchten erschweren. Das gilt z.B. für den partiellen* ***Bruch einer Turbinenrotorschaufel****.*

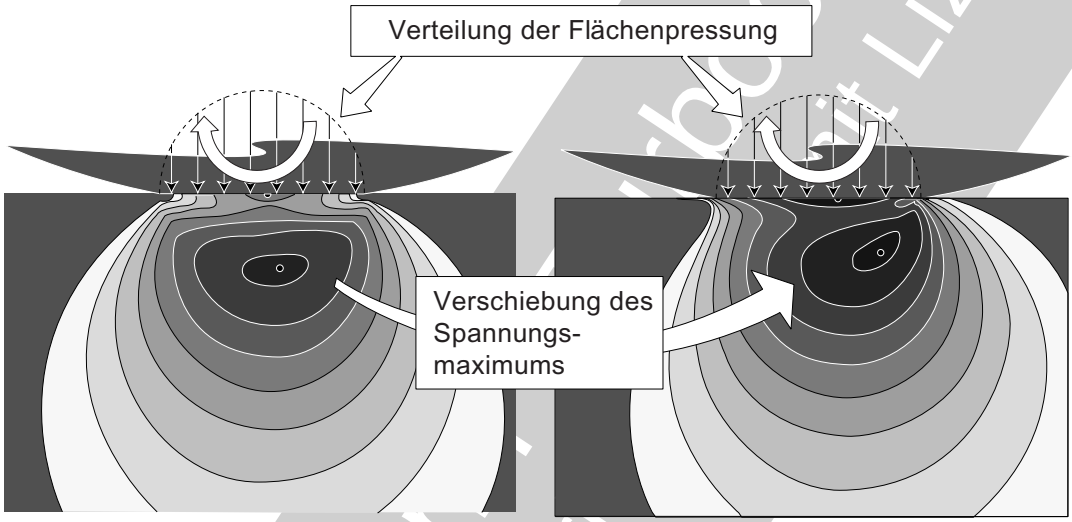
Dichtungsausrieb*: Dämpfungssysteme* ***ohne elastische Rückstellung*** *lassen als Folge des abfallenden Öldrucks beim Abstellen den Rotor um die Ölfilmdicke (0,1 - 0,5 mm)* ***absinken****. Das erscheint zwar auf den ersten Blick wenig, kann sich aber* ***beim Anfahren*** *auf enge Spalte wie den* ***Spitzenspalt von Rotorschaufeln*** *(Anstreifen) und auf* ***Labyrinthlecks*** *(Austritt von Öl im Stillstand) merklich auswirken.*

Bild 6.3.1.1-3 *(Lit. 6.3.1.1-5 bis Lit. 6.3.1.1-9): Die* ***Reibung*** *in einem Wälzlager beeinflusst die* ***Spannungsverteilung in den Laufflächen****. Steigt der Reibbeiwert zwischen Wälzkörper und Laufring infolge Mischreibung (z.B. bei Käfigschlupf = Skidding, Bild 6.3.1.1-14.1 und Bild 6.3.1.1-15), verlagert sich das unter der Oberfläche liegende* ***schadenswirksame Spannungsmaximum*** *aus Zug und Schub zur Oberfläche (Skizzen oben).*
Das Diagramm unten zeigt den Belastungsverlauf senkrecht zur Oberfläche. Es gilt für ***hydrodynamische Schmierung*** *(Bild 6.3.1.1-6) und bei* ***Mischreibung****. Man erkennt während der Mischreibung die hohe Spannungsspitze an einer örtlich sehr begrenzten Kontaktstelle. Damit wird auch die* ***schädigende Wirkung von Fremdkörpern*** *oder* ***Laufflächenbeschädigungen*** *(z.B. Eindrücke mit Aufwerfungen, Schmelzkrater) verständlich. In ihrem Bereich bilden sich Ermüdungsausbrüche und damit der Lagerschaden.*

© Axel Rossmann - TurboConsult
Abschlussunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Die Reibung zwischen Wälzkörper und Laufbahn verändert die Belastung in Höhe und Verteilung.



Reibbeiwert $\mu = 0{,}050$ Reibbeiwert $\mu = 0{,}250$

Werkstoffanstrengung bei Mischreibung mit unterschiedlichem Reibbeiwert und Linienberührung

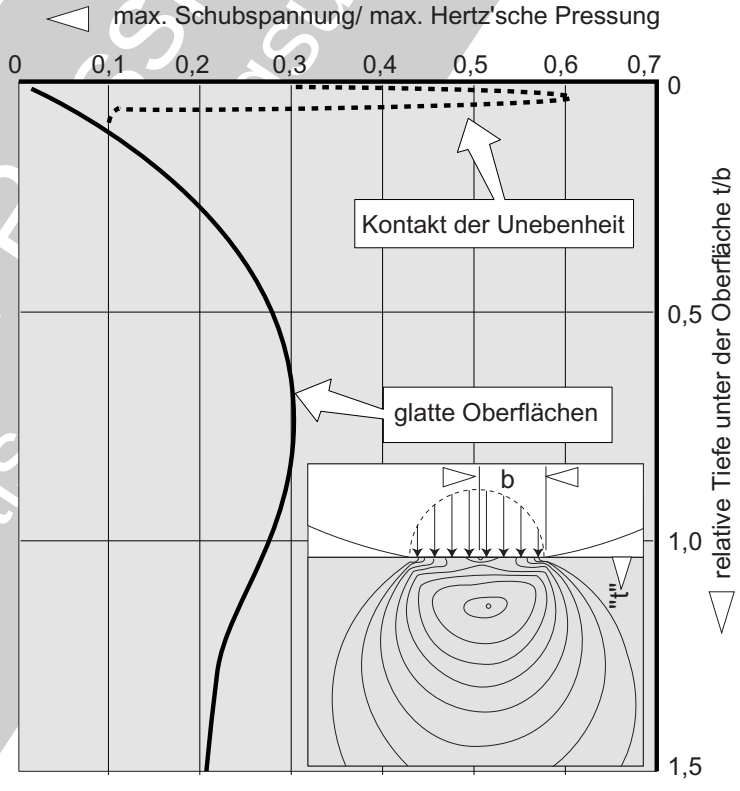


Bild 6.3.1.1-3

© Axel Rosmann Turbocoupling
als Ausgangsunterlage mit Lizenz

Der häufigste Schaden an Wälzflächen sind Ermüdungsausbrüche ("Ermüdungspittings").

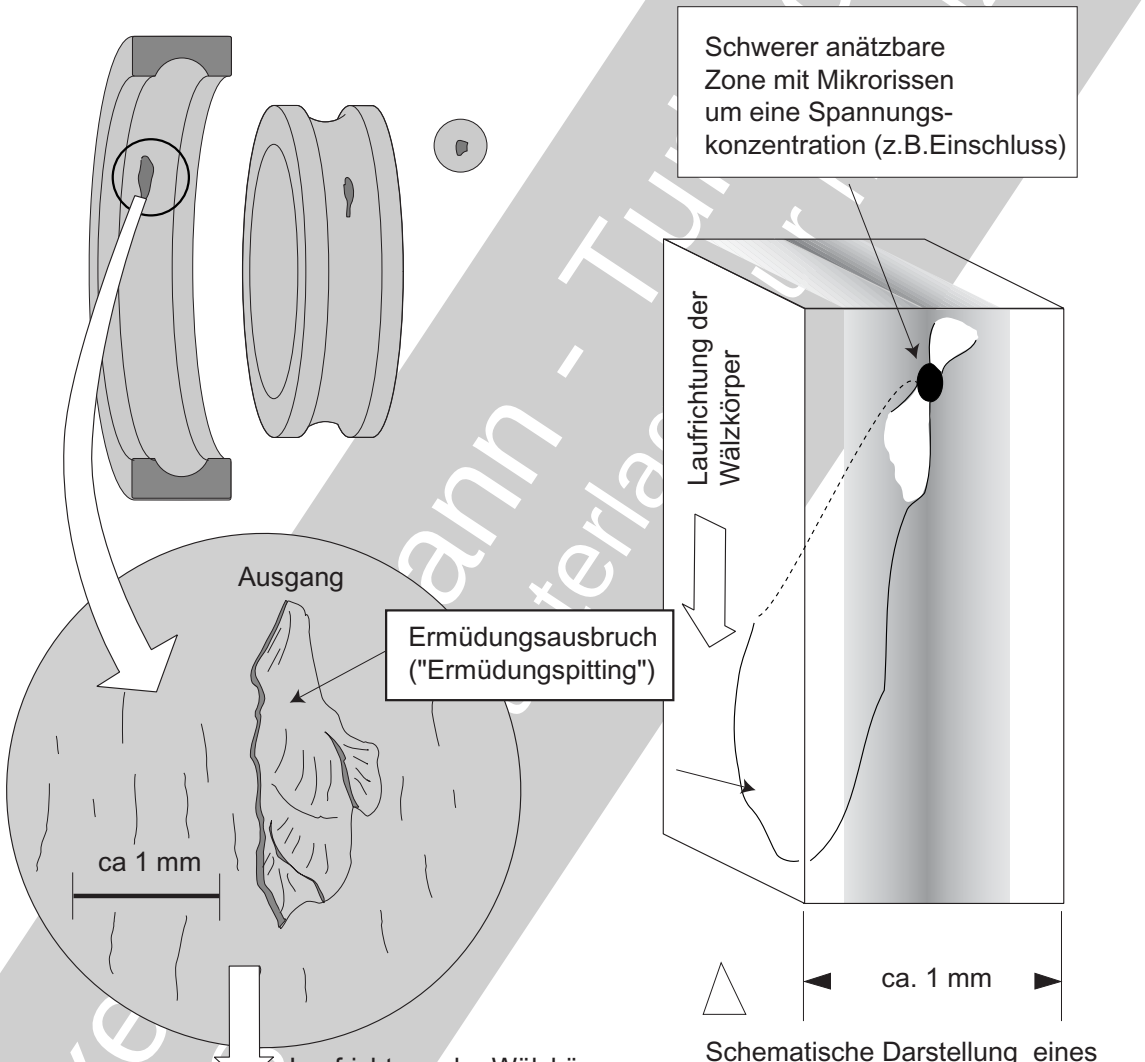


Bild 6.3.1.1-4

Bild 6.3.1.1-4 *(Lit. 6.3.1.1-9, Lit. 6.3.1.1-10 und Lit 6.3.1.1-15): Der* ***„normale“ lebensdauer-begrenzende Schaden*** *an Wälzlagern sind* ***Ausbrüche*** *(Ermüdungspits, engl. fatigue pittings Detail links) auf den* ***Wälzflächen****/ Laufbahnen (Skizze oben). Sie sind die Folge einer* ***Schwingermüdung durch die Überrollungen****. Ihre Ausbreitung ist in Laufrichtung der Wälzkörper. Der* ***Anriss*** *liegt gewöhnlich in der höchstbeanspruchten Zone* ***unterhalb der Wälzfläche*** *(Bild 6.3.1.1-3). Bei dynamischer Überlast (z.B. Unwuchten) wirken* ***werkstofftypische Schwachstellen*** *(Band 1 Bild 3.2.2-1.1) als Rissstarter. Unter normalen/ auslegungsgemäßen Betriebsbeanspruchungen beginnt ein vorzeitiger Ermüdungsriss (Bild 6.3.1.1-9) an* ***Beschädigungen der Wälzflächen****. Es handelt sich um Korrosionsnarben, Fremdkörper bzw. deren Eindrücke oder andere Schädigungen wie Schmelzkrater (Stromdurchgang) und Brinellingschädigung (Bild 6.3.1.1-12).*

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Laufflächenermüdung *ist also eher* ***eine Folge, nicht aber Ursache*** *eines Lagerausfalls. Aus diesem Grund müssen Lager mit Korrosionskerben bei der Überholung ausgesondert werden.* ***Korrosion*** *ist damit die* ***häufigste Ursache*** *für die Aussonderung von Lagern (Lit. 6.3.1.1-21).*
Legt man einen metallografischen Schliff senkrecht zur Lauffläche in Umfangsrichtung (Skizze unten rechts), kann man ***im Anrissbeginn*** *symmetrisch zur Schwachstelle* ***schwer anätzbare Zonen*** *(White Etching Areas = WEAs) finden. Wegen ihrer Geometrie werden sie auch als Schmetterlinge (engl.* ***Butterflies****) bezeichnet, obwohl dies nicht die einzige Erscheinungsform ist (Lit. 6.3.1.1-15). Sie stehen offenbar im Zusammenhang mit einer Gefügeveränderung als Folge extremer* ***Aufheizung*** *(bis zur Erweichung) im Mikrobereich unter der dynamischen Belastung. WEAs dürfen als* ***Zeichen gefährlich hoher dynamischer Belastung*** *gelten. Ihre Härte liegt über der des Grundmaterials. Das lässt sich mit schneller Abkühlung von hohen Temperaturen erklären (Neuhärtung). Die Häufigkeit der WEA ist last- und zeitabhängig. Es handelt sich um eine* ***irreversible Werkstoffänderung****/Schädigung.*
Sind erst einmal Ausbrüche vorhanden, beschleunigt sich der Schaden. Die Kerben und ausgeplatzte Laufbahnpartikel wirken dabei als Fremdkörper (Bild 6.3.1.1-9). Trotzdem ist in den meisten Fällen der Schadensfortschritt relativ langsam. So lässt er sich mit Sensoren im Ölkreislauf (Magnetstopfen, Magnetsonden, Kapitel 7.2) ausreichend früh vor dem katastrophalen Versagen des Bauteils erkennen. Lediglich bei ***Wälzlagern sehr hochtouriger, kleiner Turbomaschinen*** *(z.B. Hubschrauberantrieb, APUs) zeigt die Erfahrung, dass sich* ***Schäden*** *zu schnell ausbilden um sie abzufangen.*

Bild 6.3.1.1-5.1, -5.2 *(Lit. 6.3.1.1-10): Die* ***Ermüdung von Wälzlagerlaufflächen*** *ist von sehr vielen* ***Einflüssen*** *abhängig, die sich auch kombinieren. Damit ist es trotz des Angebots systematischer Fachliteratur nicht einfach, aus dem Schadensbild eines Wälzlagers ausreichend sicher auf die ursächlichen Einflüsse einer Ermüdung zu schließen. Das wird von* ***Folgeschäden*** *(z.B. Überrollungen), die den aussagefähigen Anfangsschaden verändert haben noch erschwert.*
Die Zusammenstellung soll ohne Anspruch auf Vollständigkeit einen Eindruck von der ***Vielfalt möglicher schadensrelevanter Einflüsse*** *geben.*

Werkstoff *(Lit. 6.3.1.1-21): In vielen Fällen spielt die* ***Ermüdungs-/Wälzfestigkeit*** *und/oder der* ***Verschleiß*** *(bei Mischreibung wie im Fall von Skidding) die lebensdauerbestimmende Rolle. Als Hauptursache für den* ***Austausch von Lagern bei der Überholung*** *von Turbomaschinen nennt die Fachliteratur jedoch* ***Korrosionsschäden*** *auf den Laufbahnen. Eine einzige optimale Werkstoffeigenschaft für alle Betriebseinflüsse gibt es nicht.*
Die Erfahrung zeigt, dass Ermüdungsschäden besonders ***im Zusammenhang mit Laufbahnbeschädigungen*** *stehen. Weniger häufig ist Ermüdung ausgehend von groben Gefügebestandteilen im Inneren. Deshalb erfordert hohe Wälzfestigkeit, gerade bei Lagern die gewöhnlich unter EHD-Bedingungen laufen, eine möglichst große* ***Unempfindlichkeit gegen Partikeleindrücke*** *(Lit. 6.3.1.1-23). Dafür ist, im Gegensatz zu Lagern mit hoher Hertz'scher Pressung des üblichen Maschinenbaus (Lit. 6.3.1.1-6), etwas* ***weniger Härte zu Gunsten besserer Zähigkeit*** *günstig. So kann die Kerbwirkung mit plastischer Verformung gemindert werden. Die etwas niedrigere Härte führt auch zu* ***langsamerer Ausbreitung des Ermüdungsschadens****. Das erhöht die Chance, einen katastrophalen Lagerschaden zu vermeiden (Bild 6.3.1-5.2). Nachteil geringerer Härte ist eine größere* ***Empfindlichkeit für 'Brinelling'*** *(Bild 6.3.1.1-12) und* ***Verschleiß bei Mischreibung****.*
Ermüdungsvorgänge an der Oberfläche von Wälzflächen *(Bild 6.3.1.1-7) dürften der Grund für* ***empfohlene hohe Härten*** *im Bereich von 62-64 HRc sein (Lit. 6.3.1.1-28).*

© Axel Rosenhahn - Turbocons
Lehrunterlagen minimiziert

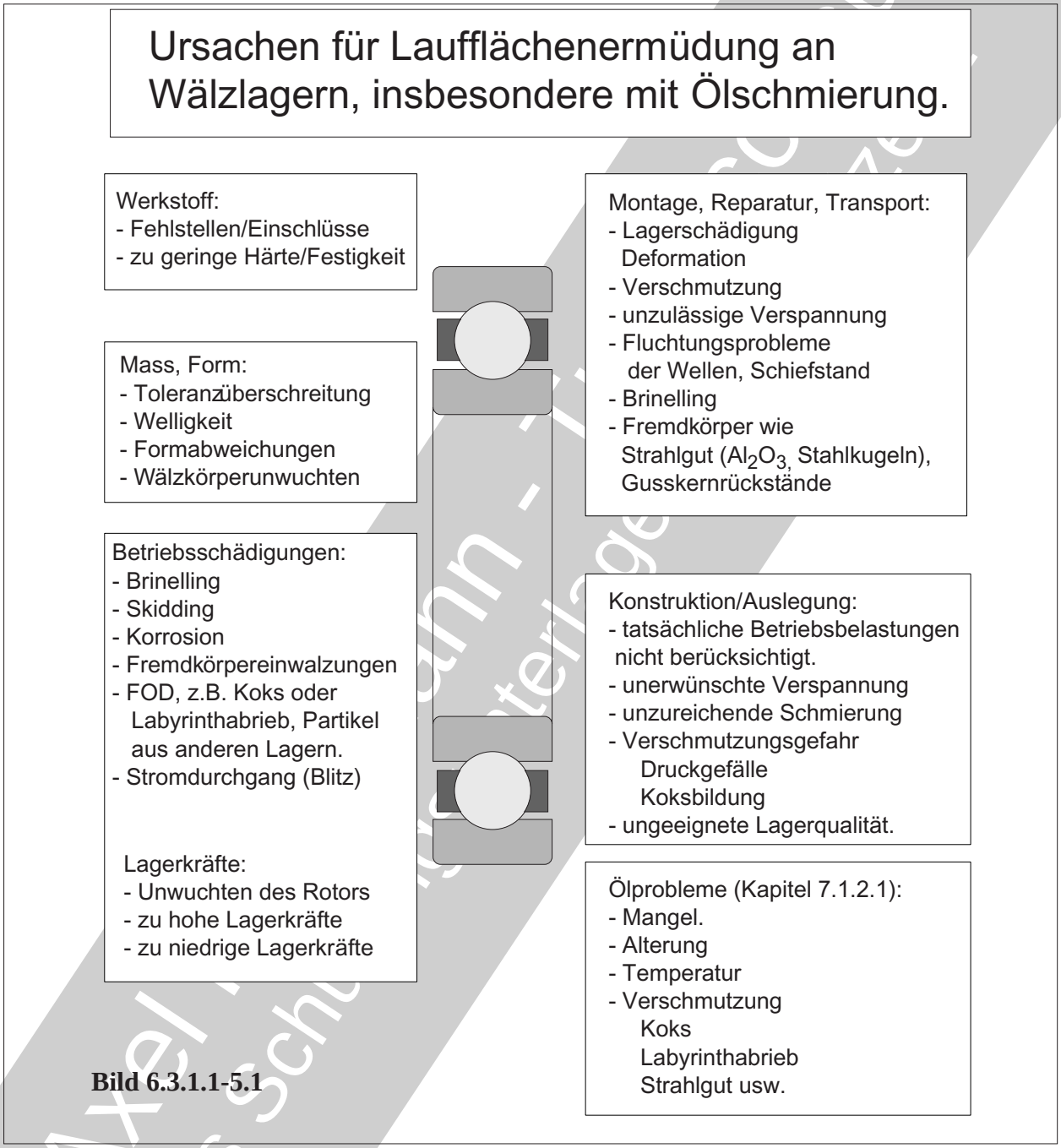


Bild 6.3.1.1-5.1

Auch ***abrasivem Verschleiß*** *(Band 1 Kapitel 5.9.1) ist mit möglichst hoher Laufflächenhärte zu begegnen.*

Adhäsiver Verschleiß (Fressen*, engl. galling, Band 1 Kapitel 5.9.2) ist dagegen von der Härte weniger beeinflusst. Er tritt z.B. bei* ***Lagerüberlastung*** *mit Durchbrechen des Ölfilms oder* ***Schmierölmangel*** *auf.*

Für die ***auslegungsgemäße Wälzfestigkeit*** *hochbeanspruchter Lager ist die* ***Reinheit der Lagerwerkstoffe*** *von größter Bedeutung (Bild 6.3.1.1-11.1). Gute Ermüdungseigenschaften erfordern ein feines und gleichmäßiges Gefüge. Leider ist dies mit* ***korrosionsunempfindlichen*** *Lagerwerkstoffen nur schwer erreichbar. Hier stören gröbere Cr-****Karbide****, die auf die Zugabe des korrosionsschützenden Chroms zurückzuführen sind. Dieses Dilemma scheint mit* ***hochaufgestickten Wälzlagerstählen*** *lösbar.*

Es gibt ***Zahnradwellen*** *inbesondere anspruchsvoller Leichtbaugetriebe (z.B. Anbaugetriebe*

militärischer Flugtriebwerke) mit ***integralen Lagerlaufflächen*** *(Lit 6.3.1.1-46). Dazu wird der Innenring durch Elektronenstrahl- oder Reibschweißen mit der Welle verbunden. Die ausreichende Härte der Lauffläche erreicht man mit* ***Einsatzhärten*** *(Bild 6.3.1.1-11.1).*

Mass- und Formeinfluss*: Gut messbare, wenn auch sehr* ***enge Toleranzanforderungen*** *und* ***niedrige Rauigkeiten*** *gewährleisten auslegungsgemäße Betriebseigenschaften. Wohl deshalb wird nicht von Schäden als Folge fertigungsbedingter Maßabweichungen berichtet. Es ist aber durchaus möglich, dass die* ***Kombination von Form- und Massvariationen innerhalb der vorgeschriebenen Toleranzen*** *bereits Schäden hochtouriger Lager auslöst (Bild 6.3.1.1-10.1 und -10.2). Dabei sind* ***dynamische Instabilitäten der Rollenbewegung*** *von Bedeutung (Flattern, engl. weaving, Bild 6.3.1.1-19).*

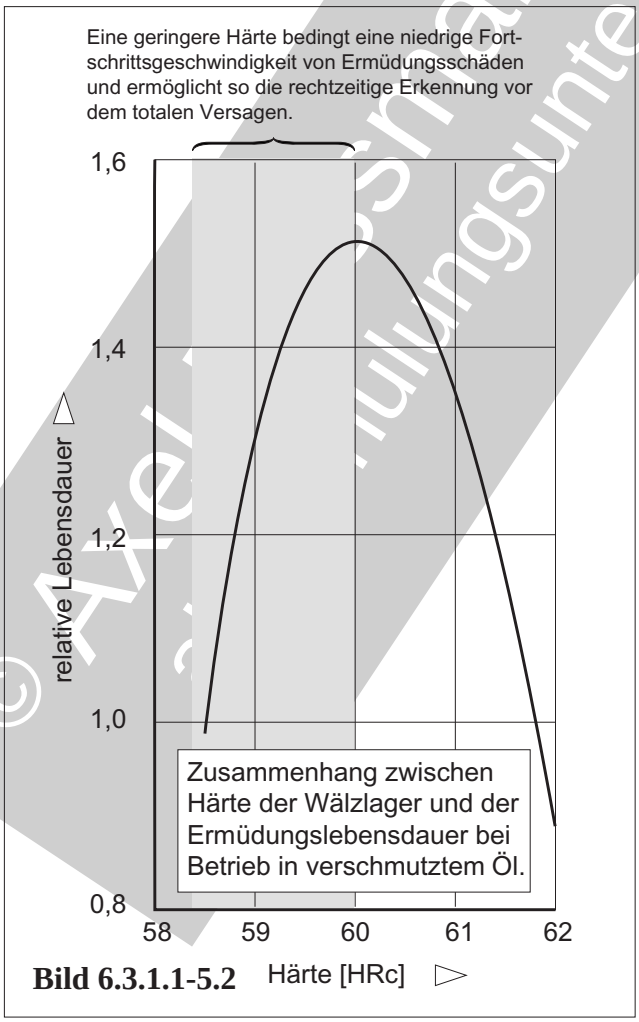


Bild 6.3.1.1-5.2

Eine ***elastische Verformung der Lagerringe*** *durch den Sitz als Folge von Steifigkeitsunterschieden am Umfang oder Verzug im Betrieb ist möglich. Sie wird jedoch in Auslegung und Entwicklung offenbar beherrscht. Um* ***Käfigschlupf*** *(Bild 6.3.1.1-14.1) zu verhindern, kann der* ***Außenring elastisch verformt*** *(Oval, Dreiteilung, Bild 6.3.1.3-12) werden. In der Erprobung ist in einem solchen Fall zu prüfen, ob es örtlich zu Mischreibung mit einer Schädigung der Lauffläche kommen kann.*

Die ***Beherrschung von Unwuchten*** *der Wälzkörper (Bild 6.3.1.1-10.1, Bild 6.3.1.1-10.2 und Bild 6.3.1.1-18) und des Käfigs (Bild 6.3.1.1-17) ist bei Lagern mit hohen Drehzahlen wichtig.*

Betriebsschädigungen *sind nicht selten auf* ***Fremdkörper****/Partikel im Öl zurückzuführen (Kapitel 7.1.3.1). Dazu gehören Hilfsstoffe wie* ***Strahlgut*** *(Lit. 6.3.1.1-46) aus dem Fertigungsprozess oder einer Überholung.*

Weitere ***potenzielle Ursachen für Laufbahnschädigungen*** *sind:*

- ***Abrasiver und adhäsiver Verschleiß*** *infolge Skidding (Käfigschlupf, Bild 6.3.1.1-14.1).*

- ***Brinelling*** *als Folge von Vibrationen im Stillstand (Bild 6.3.1.1-12).*

- Schädigung des Käfigs und der Laufbahnen durch ***Rollenpendeln*** *(Flattern, engl. weaving, Bild 6.3.1.1-19).*

- ***Blitzschlag*** *(Bild 6.3.1.1-22.2 und Band 1 Bild 5.12.1-6).*

- ***Stromdurchgang vom Generator*** *(Bild 6.3.1.1-26).*

Montage, Reparatur und Transport *können Wälzlager auf unterschiedliche Weise schädigen:*

Plastische Deformation der Lager *beim Montagevorgang (Lit. 6.3.1.1-46).*

Brinelling *beim* ***Transport*** *(Bild 6.3.1.1-13 und Lit. 6.3.1.1-50).*

Konstruktion/Auslegung*: Hier sind bei Festlagern* ***unerwartete axiale Lagerbelastungen*** *zu nennen. Es kann sich um zu hohe oder zu niedrige Lasten handeln. Hier gibt es einen Zusammenhang mit ungewöhnlichen Spalten bzw. Leckraten der Luftdichtungen*

© Axel Bismann - Turbosim
zu Schulungsunterlagen nur zur Ansicht

(Bild 6.10.3.1.1-2 und Bild 6.10.3.1.1-3). Diese stören den Ausgleich der auslegungskonformen Axialkräfte (Kolbenkräfte,Lit. 6.3.1.1-47).
Wurde eine ***ungünstige Käfigführung/-schmierung*** *gewählt (Bild 6.3.1.1-17) kann das, abhängig von den Betriebsbedingungen, zu einer nahezu* ***spontanen Zerstörung des Lagers*** *führen.*
Zu schwaches Käfigmaterial oder ***vernietete Käfige*** *(Bild 6.3.1.1-18, Bild 6.3.1.1-19 und Band 1 Bild 2.2.2.1-7) sind für unvorhergesehene Laständerungen (z.B. Unwuchten, erhöhte Kräfte der Wälzkörper) besonders empfindlich.* ***Ölprobleme*** *werden in Kapitel 7.1.2 ausführlich behandelt. Sie sind gerade für Lager von Turbomaschinen mit extremen Umfangsgeschwindigkeiten und hoher Temperatur eine große Herausforderung.*

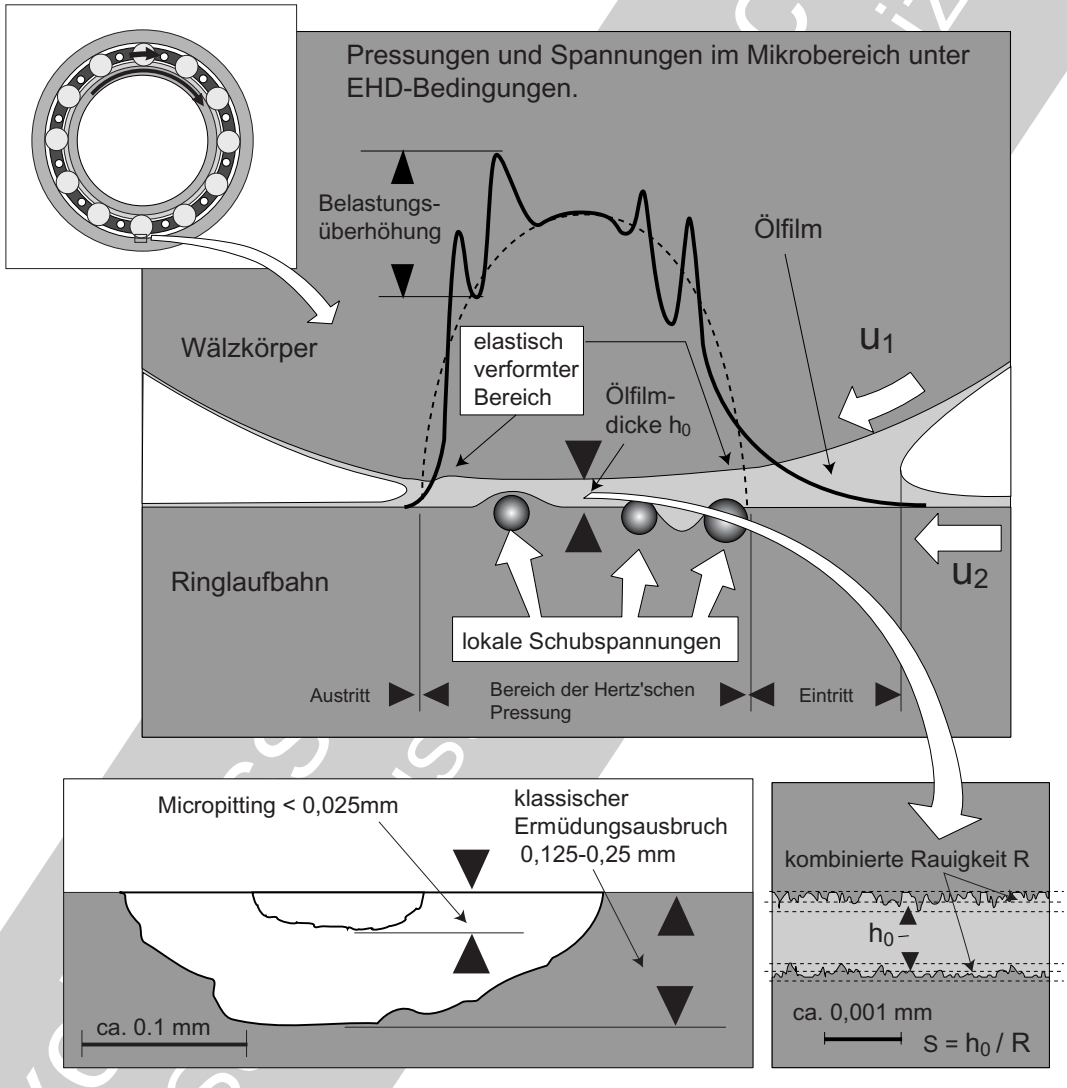
Bild 6.3.1.1-6 *(Lit. 6.3.1.1-10 und Lit. 6.3.1.1-18): Für abwälzende Flächen in einem Öl kennt man drei verschiedene* ***Schmierzustände****:*
Bei ***hydrodynamischer Schmierung*** *(engl. hydrodynamic lubrication) ist ein Schmierfilm von ca. 2 µ Dicke ausreichend, um die Wälzflächen* ***vollständig voneinander zu trennen****. Dabei entstehen im Schmierfilm Drücke von mehreren tausend bar. Es kommt zu* ***keiner nennenswerten elastischen Verformung der Oberflächen****. Die hohen Scherkräfte im Schmierfilm erzeugen jedoch viel* ***Wärme****. Sie heizt den Schmierfilm auf und lässt so das Schmiermittel schnell altern (Kapitel 7.1.1 und Kapitel 7.1.2).*
Grenzschmierung/Mischreibung *(engl. boundary lubrication) weist Schmierfilmdicken im Bereich von 0,001-0,05 µ auf. Eine* ***Berührung von Rauigkeitsspitzen*** *der Wälzflächen wird nicht verhindert. Dieser Zustand ist bei niedrigen Drehzahlen während dem* ***Start und dem Abstellen*** *einer Maschine gewöhnlich nicht zu vermeiden. Die Schmierung wird dann von den* ***chemischen und physikalischen Eigenschaften des Schmiermittels sowie den benetzten Oberflächen*** *bestimmt. Die Viskosität ist dann nicht von Bedeutung.*
Vorherrschend ist für ausreichend hochtourige Lager die sog. ***elastohydrodynamische Schmierung*** *(=EHD, engl. elastohydrodynamic lubrication = EHL). Schmierfilmdicken liegen im Bereich von 0,05 -2,0 µ. Die Drücke im Schmierspalt sind mit ca. 20 000 bar extrem hoch. Das reicht für* ***merkliche elastische Verformungen*** *der Wälzflächen (siehe markierter Bereich in oberer Skizze). Damit entsteht eine* ***lebensdauerrelevante Ermüdungsbelastung der Laufbahnen****. Die* ***Viskosität des Öls*** *(keine Newton'sche Flüssigkeit, Band 1 Bild 5.2.3-1 und Bild 5.2.3-2)* ***erhöht sich als Folge des Drucks*** *deutlich. Das verbessert die Tragfähigkeit des Schmierfilms.*

Im Bereich von Rauigkeitsspitzen wo sich werkstofftypische ***harte Gefügekomponenten***

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Micropittings als Lebensdauerkriterium.



Schlupf = $u_1 - u_2$, Rutsch/Roll-Verhältnis = Schlupf / u_1

Bild 6.3.1.1-6

auswirken (Skizze oben), kommt es unter EHD-Bedingungen (extreme Drücke, hohe Ölviskosität) zu Spannungsspitzen.
Dabei können sich sog. ***Einlaufpittings*** *(Bild 6.3.1.1-7) in der Größe von einigen 10^{-3} Millimetern bilden (Detail unten links).*

Für die ***Lagerlebensdauer*** *sind* ***Ölfilmdicke*** *h_0 und die* ***addierte Rauigkeit beider Gegenflächen*** *bzw. deren Verhältnis S (Detail unten rechts) von Bedeutung (Bild 6.3.1.1-8).*
Kommt es im Fall der Grenzreibung (Mischreibung) während niedriger Drehzahlen bei Start und Abstellen oder Lagerüberlastung zum ***Kontakt von Rauigkeitsspitzen*** *der Wälzflächen, ist der schädigende Effekt dem von überbrückenden* ***Verunreinigungspartikeln vergleichbar*** *(Bild 6.3.1.1-8).*

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Bild 6.3.1.1-7 *(Lit. 6.3.1.1-10 , 6.3.1.1-16 und Lit. 6.3.1.1-17): Die hohen Vergrößerungen von heute üblichen REM-Untersuchungen (SEM = Scanning Electron Microscopy, Band 1 Bild 2.2.2.4-3) machen das Phänomen der* ***Einlaufgrübchen*** *bewertbar. Lichtoptisch sind dagegen Fehlinterpretationen und eine falsche Einschätzung der Schadensrelevanz eher wahrscheinlich.*

Minimale Schmierfilmdicke führt an winzigen ***Rauigkeitsspitzen*** *(„**A**“) nach vielen Überrollungen zum normalen mikroskopischen* ***Laufflächenverschleiß.*** *Eine solche Rauigkeit ist für Schleif- und Polierflächen von Wälzlagerlaufbahnen typisch. Dieser Verschleiß beeinflusst nicht die Auslegungslebensdauer. Er zeigt sich in Form winziger Ermüdungsausbrüche im Oberflächenbereich. Treten keine tiefergehenden Risse auf, spricht man von* ***Einlaufpittings****.*

Der Mechanismus beginnt indem zunächst die Rauigkeitsspitzen zu einer Schicht mit einer Dicke im µ -Bereich ***plastisch verformt*** *(„**B**“) werden. Diese kaltverfestigte Zone überdeckt das Gefüge des Grundwerkstoffs mit den typischen funktionsnotwendigen, feinverteilten Karbiden.*

Steigt die Belastung und/oder wird der Schmierfilm dünner (Bild 6.3.1.1-6) löst sich die ***kaltverfestigte Schicht ab*** *(„**C**“). Es kommt beim direkten Kontakt mit den Karbiden zu* ***Mikro-Schwingrissen****. Sie lassen weitere Ausbrüche in der Größe weniger µ entstehen („**D**“). Solche* ***Mikrogrübchen*** *(Microspalls, Micropittings) führen jedoch in dieser Einlaufphase nicht zu größeren gefährlichen Ermüdungsausbrüchen (Ermüdungsgrübchen, Ermüdungspittings, Bild 6.3.1.1-4).*

Bei hochtourigen Rollenlagern und sehr niedrigen Unwuchten besteht die Gefahr, dass die ***Wälzbewegung in eine Gleitbewegung*** *übergeht (**Schlupf**, Bild 6.3.1.1-8). Dabei wird der Käfig abgebremst (Käfigschlupf,* ***Skidding*** *6.3.1-14.1). Das kann bis zum kurzzeitigen Stillstand des Käfigs führen**.** Dabei entstehen anfangs die beschriebenen Oberflächensymptome. Steigert sich dieser Effekt, kann eine merklich lebensdauerverkürzende Schädigung mit µ -dünnen flächigen Partikeln von mehreren zehntel Millimeter entstehen.*

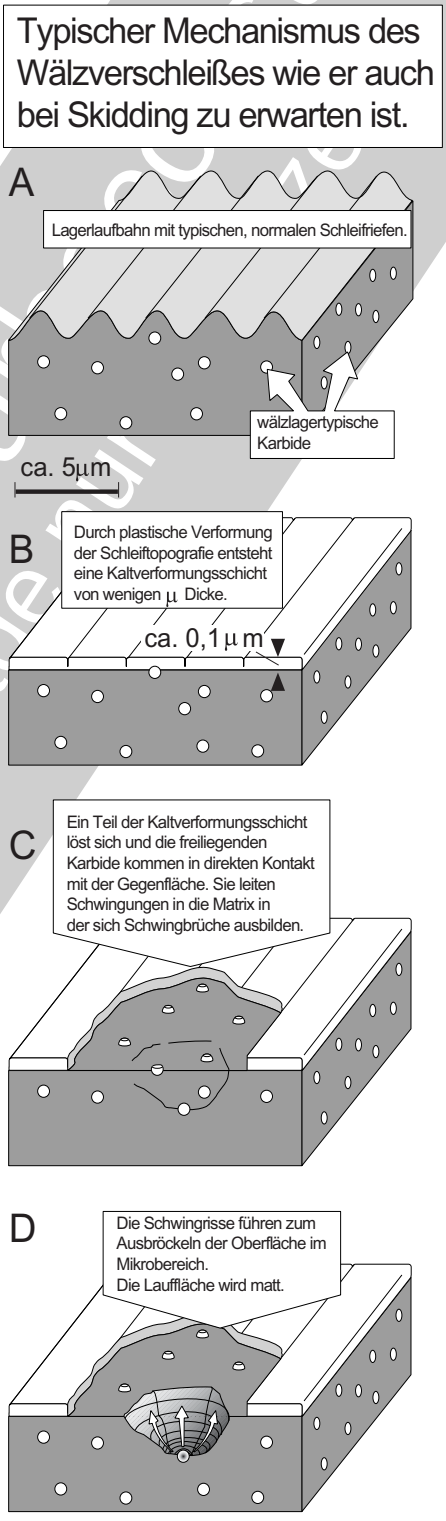


Bild 6.3.1.1-7 (nach H. Klingele)

©AxelPasmann - Tu-Ilmenau
Lehrunterlagen nur zum Gebrauch

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Die Lagerlebensdauer wird auf unterschiedliche Weise (dynamische Beanspruchung, Schlupf) vom Schmierspalt entscheidend beeinflusst.

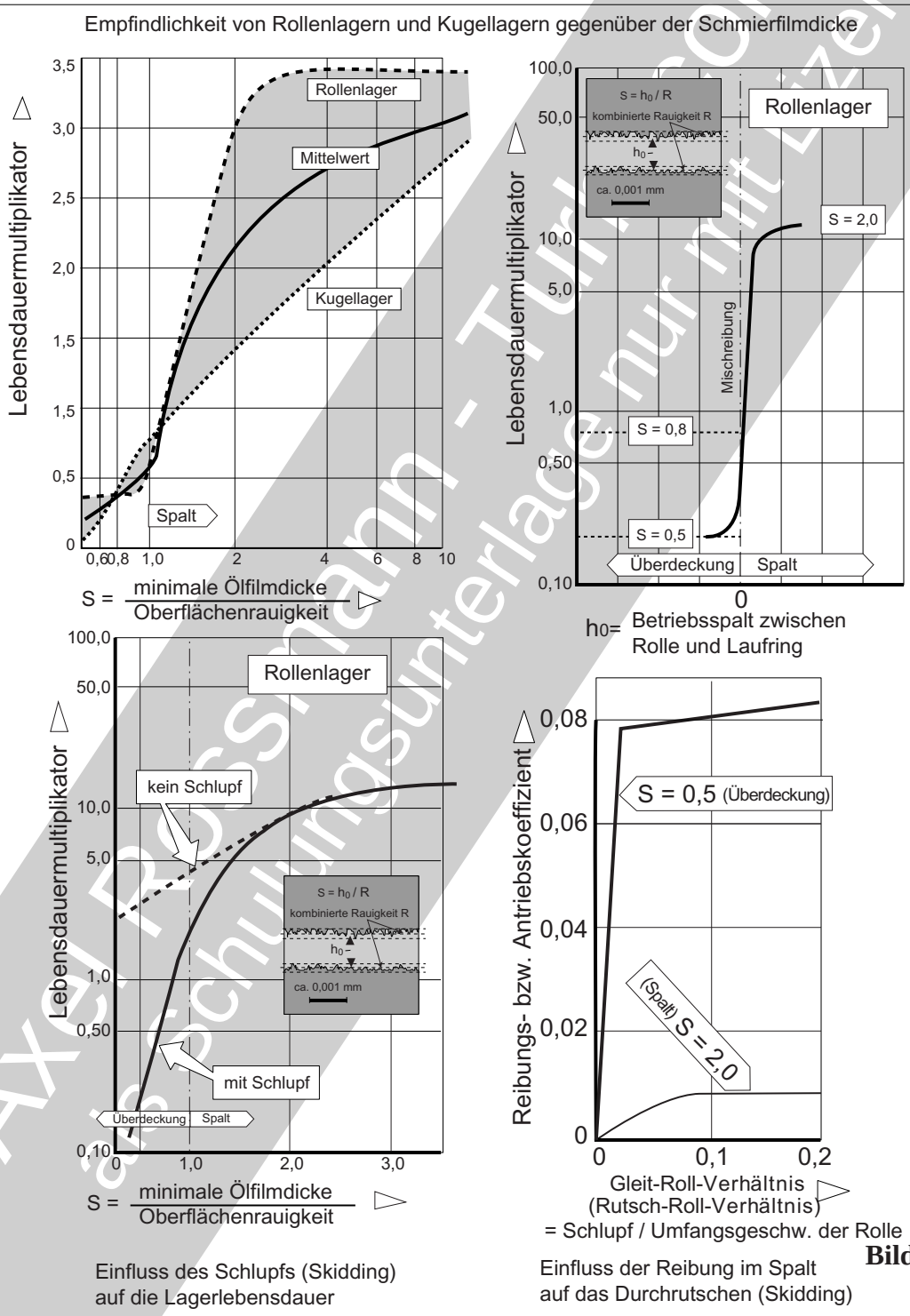


Bild 6.3.1.1-8

Bild 6.3.1.1-8 *(Lit. 6.3.1.1-25): Bei* ***EHD-Schmierung*** *(Bild 6.3.1.1-6) steht die Lebensdauer eines Wälzlagers in Beziehung mit der* ***Laufbahnrauigkeit*** *(Diagramm oben links). Man erkennt, dass die* ***Lebensdauer von Rollenlagern besonders empfindlich auf Rauigkeit*** *reagiert. Rollenlager mit den im Vergleich zu Kugellagern typisch größeren Schmierspalt-*

© Axel Rossmann - Turbokonsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

flächen kommen bereits oberhalb 2 µ Schmierfilmdicke auf maximale Lebensdauer. ***Kugellager*** *erreichen diesen Zustand offenbar erst bei sehr viel größeren Schmierfilmdicken.*
Das Diagramm oben rechts zeigt diesen Einfluss des ***Schmierspalts auf die Lebensdauer*** *eines Rollenlagers. Eine Schmierspaltdicke, die der doppelten Rauigkeit „*$\boldsymbol{h_0}$*“ entspricht (S =2,0), ermöglicht* ***maximale Lagerlebensdauer****. Eine optimale Schmierspaltdicke wird vom* ***Lagerspiel*** *vorgegeben. Sie ist also bei Auslegung und Fertigung zu berücksichtigen.*
Tritt im Schmierspaltbereich eines Rollenlagers ***Schlupf*** *(z.B. bei Käfigschlupf) zwischen den Wälzflächen auf und wird der Ölfilm durchbrochen, geht „****S****“ gegen 0. Damit fällt entsprechend dem Beispiel im Diagramm unten links, die* ***Lagerlebensdauer um den Faktor 100 ab****.*
Um Käfigschlupf zu vermeiden, ist eine ***Mindestreibung*** *zwischen den Wälzflächen erforderlich. Sie muss den Antrieb des Käfigs gewährleisten, um den Widerstand des Ölfilms gegen die Reibung von Wälzkörpern und Käfig zu überwinden (Bild 6.3.1.1-14.2). Will man also Schlupf vermeiden, ist entsprechend Diagramm unten rechts ein Mindest-Reibungs- bzw. Antriebskoeffizient (engl. traction coefficient) erforderlich. Dieser ist verständlicherweise bei engem Schmierspalt (S =0,5) viel größer und wird deutlich schneller erreicht als bei einem weiten Spalt (S = 2,0). Eine* ***Mindestunwucht*** *kann für die Vermeidung von Schlupf ausreichen.*

Bild 6.3.1.1-9 *(Lit. 6.3.1.1-7): In Maschinen ist mit* ***Partikeln im Öl*** *zu rechnen (Kapitel 7.1.3). So begünstigen hohe Temperaturen Koksbildung (Kapitel 7.1.2). Zusätzlich können Verunreinigungen unterschiedlichen Ursprungs im Öl auftreten (Lit. 6.3.1.1-46). Partikel werden dann* ***schadenswirksam, wenn sie dicker als der tragende Ölfilm*** *sind (Bild 6.3.1.1-6). Die Schmierfilmdicke bei EHD-Bedingungen liegt im Bereich von 0,05 -2,0 µ (Bild 6.3.1.1-8). Dagegen ist ein menschliches Haar etwa hundert mal dicker (Skizze oben links).*
Gerät ein gefährliches Partikel (Größe, Härte) zwischen Laufring und Wälzkörper, entsteht ***in jeder Lauffläche ein Eindruck*** *(Skizze oben rechts). Typisch ist ein* ***ringförmiger Aufwurf um den Eindruck****. Dieser kann den* ***Schmierfilm durchbrechen****. Meist werden Partikel oder Bruchstücke anschließend entweder abgeschleudert oder fortgespült. In einigen Fällen bleiben jedoch zumindest* ***Bruchstücke in der Laufbahn stecken.*** *Bei beginnenden Schäden lassen sie eine* ***Identifikation*** *zu. Das ist eine* ***Voraussetzung für gezielte, vorbeugende Vermeidung solcher Verunreinigungen****.*
Später wird der Aufwurf vom Überwalzen ***plastisch eingeebnet****.*
Der Aufwurf ist als ***Hauptursache für Wälzflächenschäden*** *anzusehen. Der Metallkontakt stört die Abwälzkinematik und löst Gleiteffekt sowie Spannungsspitzen (Bild 6.3.1.1-8) aus. Von ihnen entwickelt sich nach einiger Zeit ein* ***Ermüdungsschaden*** *(Skizze unten rechts). Mit* ***Lebensdauerverkürzungen bis zum Faktor 1000*** *ist zu rechnen.*
Diese Schadenswirksamkeit des Aufwurfs dient als Begründung für eine ***polierende Nacharbeit von Laufflächen****. Versuche zeigten: Poliert man die Aufwerfungen ab, wobei die Eindrücke bleiben, lässt sich die* ***Lebensdauer wieder um den Faktor 10 - 100 anheben****. Ein solcher Regenerationseffekt ist natürlich nur nutzbar, wenn nicht bereits eine merkliche Ermüdungsschädigung eingetreten ist. Das zu beurteilen ist ein nicht zu unterschätzendes Problem. Es*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Allein der Eindruck eines Schmutzpartikels auf einer Lagerlaufbahn, auch wenn es ausgewaschen wurde, führt zu einer deutlichen Lebensdauerverkürzung.

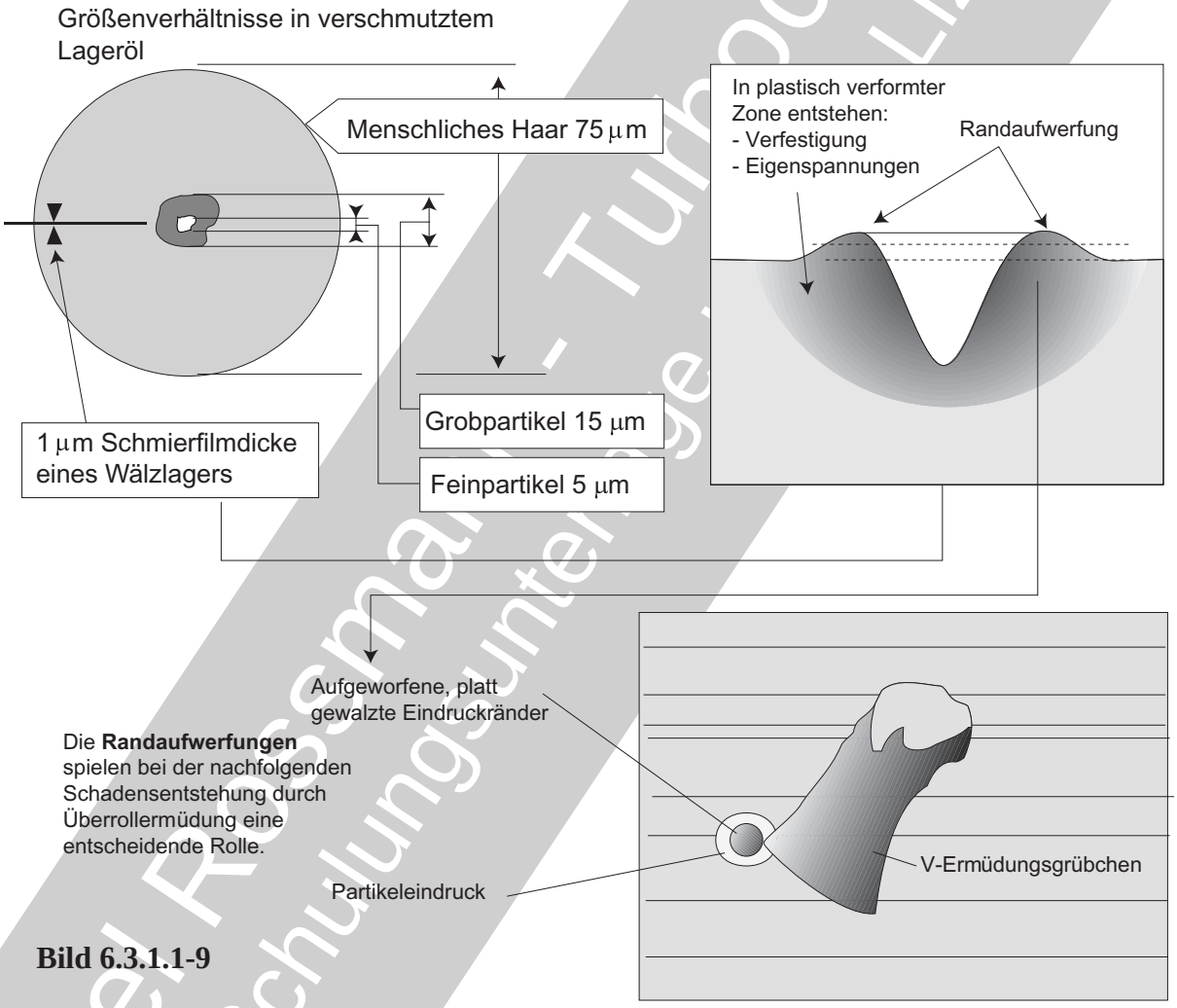


Bild 6.3.1.1-9

dürfte der Grund sein, warum ***Nachpolieren****, wenn überhaupt, nur an* ***bekanntermaßen ausreichend niedrig belasteten, gelaufenen Lagern*** *empfohlen wird (z.B. in Getrieben). Natürlich erscheint eine solche Nacharbeit* ***besonders für die teuren Hauptlager von Turbomaschinen lukrativ****. Grundsätzlich dürfen Nacharbeiten nur nach* ***Handbuch bzw. Vorschriften*** *durchgeführt werden.*

Merksatz: Das **Nachpolieren der Laufflächen** gelaufener Wälzlager muss sich gegebenenfalls eng an die Angaben der **Vorschriften bzw. des Handbuchs** halten. Dies gilt sowohl für das Verfahren als auch für die Lager (Anwendungsort, Lagerart).

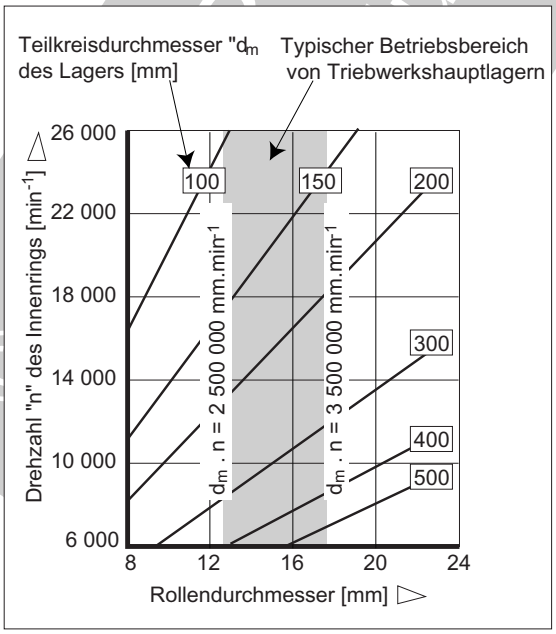
© Axel Rossmann - Turbo-Schulungsunterlagen

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Bild 6.3.1.1-10.1, -10.2 *(Lit. 6.3.1.1-8, Lit. 6.3.1.1-27 und Lit. 6.3.1.1-31): Forderungen nach Leistungskonzentration, z.B.bei Verdichtern durch hohe Druckverhältnisse bei möglichst wenig Verdichterstufen, führen zu immer* ***höheren Rotordrehzahlen*** *(Bild 6.3.1.1-10.3). Dieser Trend wirkt sich auf die Rotorlager aus. Diese Hochtourigkeit (Diagramm rechts) mit entsprechend hohen d_m x n- Werten (d_m = Teilkreisdurchmesser des Lagers im Rollenmittelpunkt) führt zu besonderen Effekten. Auch kleine, im 'konventionellen' Maschinenbau unbeachtete* ***Unwuchten der Rollen*** *(100 mg.mm gelten als akzeptabler Grenzwert) werden nun schadenswirksam. Die Wälzkörper selbst erreichen dabei Drehzahlen um ihre eigene Achse im Bereich von 100 000 U/Min. Aus diesem Grund wird die Unwucht der Wälzkörper von Fluglagern* ***einzeln geprüft*** *und begrenzt. Unwuchten können die Folge kleiner, sich addierender* ***Gefügeinhomogenitäten*** *(Bild 6.3.1.1-10.2, Skizze oben) und* ***Geometrieunsymmetrien*** *bzw.* ***Maßabweichungen*** *innerhalb der vorgeschriebenen Toleranzen sein (also keine Fehler!). Dazu gehören besonders die* ***Kanten der Rollen,*** *die im Betrieb durch Verschleiß verändert werden (Bild 6.3.1.1-19).* ***Unwuchten von Zylinderrollen****: Unter einer* ***statischen Unwucht*** *(Rahmen oben rechts) wird eine symmetrische Zweimassenunwucht an der Rollenmantellinie im* ***ruhenden Zustand*** *verstanden. Die Massen können auf der gleichen Seite oder um 180° versetzt angeordnet sein. Die statische Unwucht wirkt sich nicht direkt auf das Betriebsverhalten des Lagers aus. Sie kann jedoch* ***Stillstandskorrosion*** *an Wälzkörperauflagen beeinflussen.*

Von großer Bedeutung ist dagegen eine ***dynamische Unwucht im Betrieb****. Sie kann hohe Kantenbeanspruchungen der Rollen und* ***Flatterbewegungen*** *(engl.* ***skewing****,* ***weaving****) um eine radiale Achse (Bild 6.3.1.1-19) auslö-*

Für typisch hochtourige Hauptlager des Triebwerksbaus wird auch die Unwucht der Wälzkörper lebensdauerrelevant.



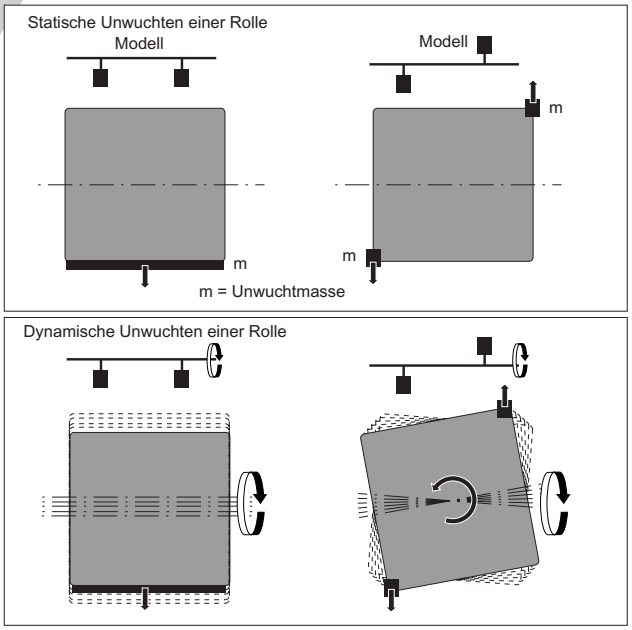


Bild 6.3.1.1-10.1

sen. Rollerweaving führt wegen ungleichmäßiger Lastverteilung zu hohen Beanspruchungen an den Berührungsflächen zu den Laufbahnen. Dabei reiben die ***Rollenkanten*** *verstärkt an* ***Borden des Lagerrings*** *und den* ***Ecken der Käfigtaschen****. Das führt zu relativ hohen Reibkräften mit einer* ***Bremswirkung auf den Käfig****. Die für Schlupffreiheit erhöhte Antriebsleistung des Käfigs muss von den Rollen im Umfangsbereich der Lastübertragung aufgebracht werden. So entstehen an den* ***kraftübertragenden Wälzflächen hohe Schubspannungen****. Löst dies ein Durchbrechen des Schmierfilms aus, kommt es zu* ***extremen örtlichen Lagertemperaturen und adhäsivem Verschleiß****. Die Folge ist eine hohe Werkstoffbeanspruchung mit deutlich verkürzter Lebensdauer. Sind Radiallasten für die Antriebskraft rutschender Rollen zu klein, kommt es zum* ***Käfigschlupf*** *(engl. Skidding, Bild 6.3.1.1-14.1 und Bild 6.3.1.1-15). Im Extremfall* ***steht der Käfig*** *kurzzeitig still. In diesem Zeitraum arbeitet das* ***Wälzlager als Gleitlager****.*

Dynamische Unwuchten der Kugeln *(Skizze unten in Bild 6.3.1.1-10.2) sind ebenfalls gefährlich. Eine Kugel soll sich bei jeder Umdrehung eine neue Laufspur suchen. Man spricht beim entsprechenden Laufspurmuster vom „****Wollknäuel-Effekt****“. Eine Unwucht kann jedoch zu einer* ***Drehachsenstabilisierung*** *führen. Die Kugel rotiert dann um eine feste Trägheitsachse. Die häufigen Überrollungen in der nun* ***festgelegten Spur*** *verkürzen bei ausreichend hoher Belastung die Ermüdungslebensdauer. Dies kann eine Erklärung für das* ***Ermüdungsversagen einzelner Kugeln*** *in einem Lager sein.*

So besteht die Chance einer Schadensklärung mit der mikroskopischen ***Nachuntersuchung*** *einer noch nicht zu stark* ***beschädigten Kugeloberfläche****. Diese Chance dürfte nach Versuchsläufen oder Zulassungsläufen für Lager gegeben sein und kann auf Unwuchtprobleme hinweisen.*

Die Unwuchten einer Kugel sind auf ***Dichteschwankungen*** *durch Elementanreicherungen/****Seigerungen****, einen besonderen* ***Faserverlauf*** *(Skizze oben in Bild 6.3.1.1-10.2) als Folge des* ***Stauchvorgangs*** *bei der Kugelformgebung oder andere Gefügeinhomogenitäten zurückzuführen.*

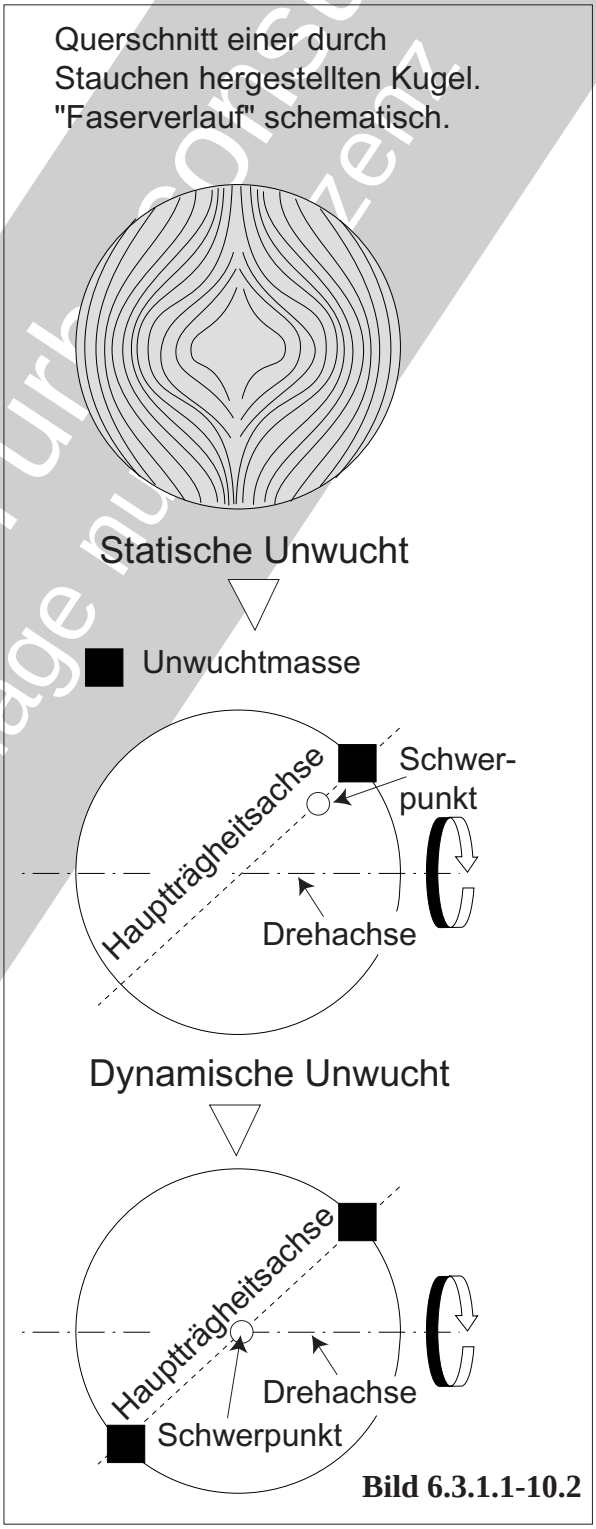


Bild 6.3.1.1-10.2

© Axel Rossmann - Turbosonsu
als Schulungsunterlage nur zu Lenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

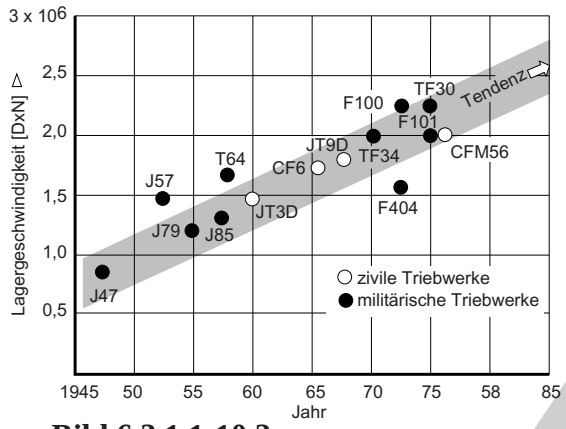


Bild 6.3.1.1-10.3

Bild 6.3.1.1-11.1 *(Lit. 6.3.1.1-28): In Triebwerken, als Beispiel für hochbeanspruchte Lager, gibt es* ***zwei Hauptgruppen*** *Lagerwerkstoffe.* ***Durchgehärtete,*** *die insbesondere in Lagern der Rotoren (Hauptlagern) Anwendung finden.* ***Einsatzgehärtete*** *Werkstoffe nutzt man in kleineren Lagern von Getrieben. In einigen Fällen bilden sie sogar einen integralen Bestandteil (Bild 6.4.1-3) der Zahnradwellen. Um die, für eine ausreichende Ermüdungsfestigkeit, notwendige* ***Werkstoffreinheit*** *zu erreichen, ist die* ***Erschmelzung im Vakuum*** *erforderlich ('V...'-Verfahren im Diagramm). Solche Werkstoffe weisen keine als Fehler zu bezeichnende Verunreinigungen auf. Bei sehr hohen dynamischen Belastungen können aber auch deren winzige (zulässige, d.h. Schwachstellen)* ***Inhomogenitäten wie Karbide*** *die Auslegungslebensdauer bestimmen. Dann sind sie der Ausgang für Ermüdungsschäden.*

Ganz allgemein lässt sich ein ***historischer Trend*** *zu höheren Ermüdungslebensdauern feststellen.*

Die ***Mindesthärte*** *der Wälzflächen eines Lagers liegt bei 58 HRc (Bild 6.3.1.1-5.2).*

Durchgehärtete Werkstoffe *wurden in Richtung* ***hoher Betriebstemperaturen*** *entwickelt. Es handelt sich um Legierungen mit Molybdän, Wolfram, Chrom, Vanadium, Kobalt, Aluminium und Silizium, die ausreichende Härte ermöglichen. Ein Vertreter dieses Typs ist 'M-50' mit 0,8% C, 4,0% Cr, 4,25% Mo für Betriebstemperaturen bis* ***315°C****. Zwar steigt die Lagerlebensdauer bei erhöhten Betriebs-*

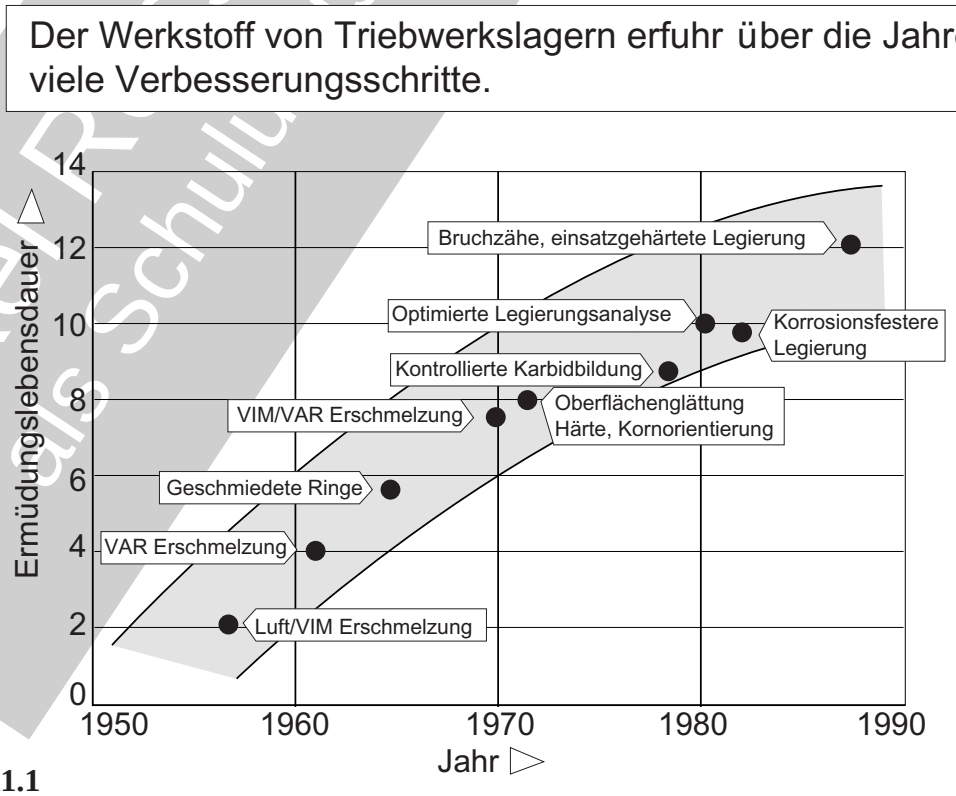


Bild 6.3.1.1-11.1

© Axel Rossmann - Turbo consult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

temperaturen im Vergleich zu niedriger legierten Werkstoffen. Bei niedrigen Betriebstemperaturen sinkt die Lagerlebensdauer jedoch mit der ***Menge an Legierungsbestandteilen*** *(Bild 6.3.1.1-11.2, Lit. 6.3.1.1-32).*
In den letzten Jahrzehnten wurden hauptsächlich Verbesserungen durch ***Gefügeoptimierungen*** *mit Kornorientierung und Legierung erreicht. Dazu gehört ein* ***Restaustenitanteil*** *unter 3% .*
Für den Einsatz in ***korrosiver Atmosphäre*** *greift man auf* ***hoch chromhaltige Werkstoffe*** *wie '440C' mit 1%C und 17%Cr zurück. Dieser 'korrosionsfeste' Werkstoff (Diagramm) ist aber* ***nur bis ca. 170°C*** *einsetzbar. Auch hat er* ***Schwächen in der Ermüdungsfestigkeit****.*
Noch ***korrosionsfestere Lagerwerkstoffe*** *sind von hochaufgestickten Cr-Legierungen (z.B. 15%Cr, 0,35%N, 1%Mo, Lit. 6.3.1.1-21) zu erwarten. Sie lassen keine Schwächen in der Ermüdungslebensdauer erkennen (Lit. 6.3.1.1-21).*
Einsatzgehärtete Werkstoffe *haben üblicherweise eine aufgekohlte Härtezone > 0,4 mm Dicke. Deren Härte beträgt zwischen 58 und 63 HRc. Die Kernhärte liegt unter 48 HRc. Ihre* ***Grenzbetriebstemperatur beträgt ca. 170°C****. Sie lassen eine hohe Stoß- und Schwingfestigkeit erwarten. Das ist besonders bei Lasten die von außen (Welle) eingebracht werden interessant. Damit sind sie für den Einsatz in* ***Anbaugetrieben*** *prädestiniert.*

Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern in Abhängigkeit vom Gewichtsanteil an Legierungszusätzen.

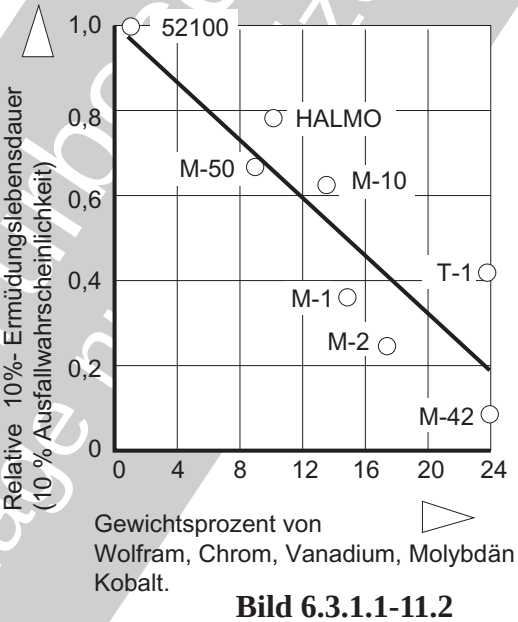


Bild 6.3.1.1-11.2

Bild 6.3.1.1-12 *(Lit. 6.3.1.1-28, Lit. 6.3.1.1-29 und Lit. 6.3.1.1-30): Im Stillstand können* ***Vibrationen*** *Wälzlager schädigen. Man spricht von „****Brinelling****". Derartige Vibrationen treten in erster Linie beim* ***Transport*** *des gesamten Triebwerks oder seiner Module (Bild 6.3.1.1-13) auf. Der im Betrieb trennende, dämpfende Ölfilm besteht im* ***Stillstand*** *nicht.*

So kommen die unter dem Gewicht oder einer Massenkraft angepressten Wälzkörper in direkten ***Kontakt mit den Laufringen****.* ***Stoßkräfte*** *werden nicht gedämpft und* ***Mikro-Relativbewegungen*** *wirken verschleißend (Fretting).*

Man unterscheidet zwei Varianten:
'Echtes' Brinelling *(engl. true brinelling, Rahmen oben) ist eine Laufbahnschädigung bei der die kraftübertragenden Wälzkörper plastische Verformungen in der Laufringfläche erzeugen. Das setzt ein 'Hämmern' infolge* ***Abheben und Aufschlagen der Wälzkörper*** *voraus. Derartige Stillstandsüberlastungen sind bei Stoßbeanspruchung während eines Transports wie Rangierstößen, Vibrationen durch Schienenstöße oder Schlaglöcher zu erwarten. Selbst wenn Montagevorrichtungen mit Modulen oder Triebwerken über einen* ***unebenen Hallenboden*** *gefahren werden (z.B. Stöße von Betonplatten) besteht Brinellinggefahr. Auch bei Ultraschallreinigung wurde offenbar echtes Brinelling beobachtet (Lit. 6.3.1.1-16).*
'Falsches' Brinelling *(engl. false brinelling, Rahmen unten) sind verschleißbedingte*

© Axel Rossmann - Turbosonsu
als Schulungsunterlage nur Lizenz

Brinelling in jeder Form, ob "echtes" oder "unechtes" (engl. "false brinelling") sollte vermieden werden.

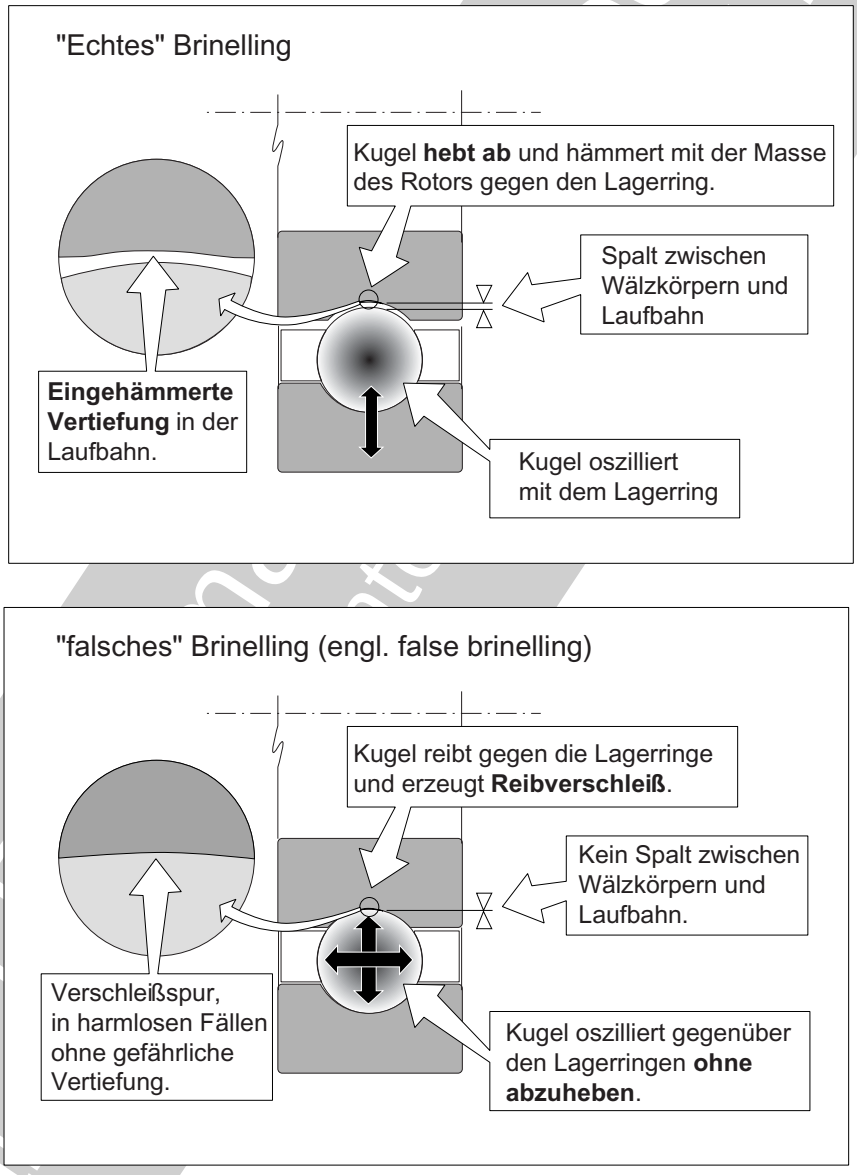


Bild 6.3.1.1-12

(fretting) Unebenheiten der Lauffläche in der Kontaktzone zu Wälzkörpern. Sie entstehen als Folge ***vibrationsbedingter Mikrobewegungen****. Dabei* ***heben die Wälzkörper nicht ab****. Für derartige Schädigungen sind keine, dem (echten) Brinelling entsprechende Vibrationskräfte erforderlich. Es genügt ein 'normaler' Transport ohne auffällige Stöße. Bekannt sind schädigende Vibrationen im Rahmen der* ***Lagerreinigung*** *mit* ***Ultraschall*** *(Band 1 Bild 5.9.1-10 und Lit. 6.3.1.1-50).*

Zu erwähnen sei noch der Extremfall des ***Standing Contact Fatigue*** *(SCF). Hier erzeugt eine dynamische Belastung über eine* ***anliegende Kugel ringförmige Schwingermüdungsrisse****. Eine solche Belastung findet man besonders an einsatzgehärteten Flächen in Prüfaufbauten für Materialtests.*

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

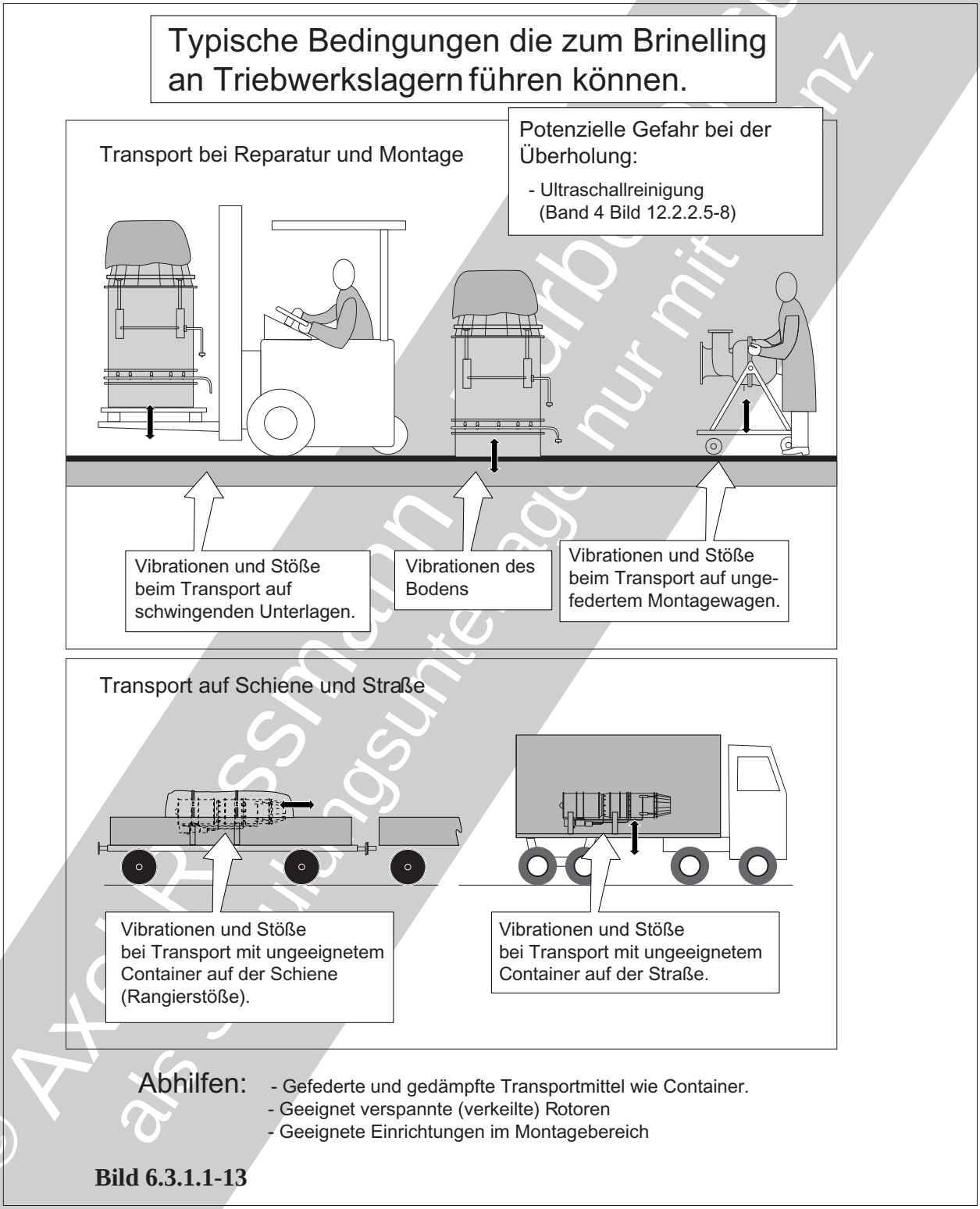


Bild 6.3.1.1-13

***Bild 6.3.1.1-13**: Vibrationen können während des **Transports** bei nicht geeignet abgestützten Triebwerken oder verspannten Rotoren **echtes Brinelling** (Bild 6.3.1.1-12) auslösen. Solche Schädigungen erzeugen erfahrungsgemäß besonders bei **kleinen hochtourigen Maschinen** (z.B. Hubschrauberantrieb) bereits beim Hochfahren **in Sekunden katastrophale Schäden**.*

© Axel Rossmann Verarbeitung als Schulungsunterlage nur mit Genehmigung

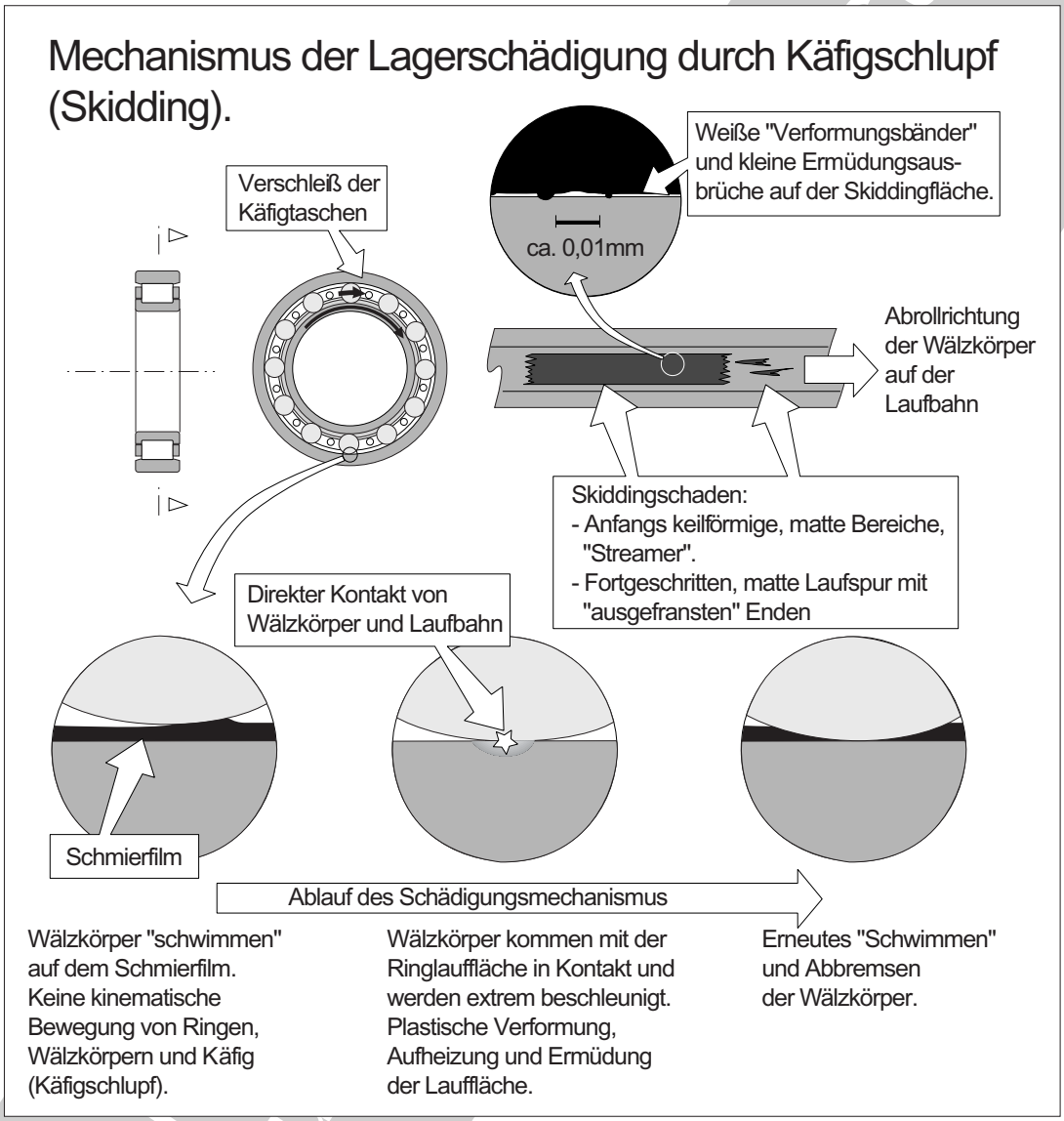


Bild 6.3.1.1-14.1

Bild 6.3.1.1-14.1 *(Lit. 6.3.1.1-10, Lit. 6.3.1.1-20, Lit. 6.3.1.1-25, Lit. 6.3.1.1-26 und Lit. 6.3.1.1-32):* ***Käfigschlupf*** *tritt in erster Linie bei* ***Rollenlagern*** *auf. Es gibt aber auch Einzelfälle betroffener Kugellager. Bei Käfigschlupf (Skidding) ist die Käfigdrehzahl langsamer als es das reine Abwälzen der Wälzkörper erfordern würde. Es liegen also keine 'sauberen' kinematischen Bedingungen vor. Deshalb kommt es zum* ***Gleiten (Schlupf) der Wälzkörper*** *auf der Laufbahn. Im Extremfall steht der Käfig still, das* ***Lager arbeitet als Gleitlager****.*

Die ***Bedingungen für Skidding*** *sind dann gegeben, wenn die antreibenden Kräfte nicht ausreichen, die Bremskräfte auf den Käfig auszugleichen. Sie entstehen als Folge der Reibung an den Führungsflächen und in den Käfigtaschen sowie der Viskosität des Schmierfilms. Eine solche Situation kann mehrere Ursachen haben:*

- Hohe ***hydrodynamische Reibung*** *zwischen Führungsfläche des Käfigs und Lagerring (Außenbordführung, Bild 6.3.1.1-17).*

- Hohe ***mechanische Reibung*** *in der Käfigführung durch ungenügende Schmierung oder*

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

zu hohe Käfigtemperatur bei Außenbordführung (Klemmen).

- Bei ***zu geringer Radiallast*** *(Bild 6.3.1.1-14.2) reichen die Antriebskräfte auf die Rollen nicht aus. Das ist ohne die erforderliche Mindestunwucht der Fall.*

- Hohe ***Reibung in den Käfigtaschen****. Dies kann auch bei Kugellagern, z.B. mit zu* ***dicken Silbergleitschichten*** *(Anformung), auftreten.*

- ***Pendeln bzw. Flattern von Rollen*** *(Skewing, Weaving, Bild 6.3.1.1-19). Dabei kann ein Kontakt der Rollen mit den Lagerringborden und den Käfigtaschen hohe Bremskräfte auf den Käfig ausüben.*

Weil die ***Fliehkraft der Wälzkörper*** *zusätzlich gegen die Anpresskraft am* ***Innenring*** *wirkt, ist dieser besonders von Skiddingschäden bedroht.*

Die rutschenden Rollen werden in der lastübertragenden Zone beim ***Durchbrechen des Schmierfilms*** *extrem* ***beschleunigt*** *(Details unten). Der metallische Kontakt an der Berührungsfläche zum Laufring erfolgt unter hoher Relativgeschwindigkeit. Es treten* ***Verschweißungen*** *(Fressen),* ***plastische Verformungen*** *(Detail oben) und* ***Überhitzung*** *auf. An Laufring und Rollen entsteht ein typisches „****Pfeilmuster****“ das in großflächige raue Schädigungsbereiche über den Umfang wächst (Bild 6.3.1.1-15).*

Die mit dem Rollenumlauf pulsierenden Antriebskräfte führen zu hoher ***Belastung der Käfigtaschen*** *(Bild 6.3.1.1-18). Die Folgen sind starker* ***Verschleiß und Stegbrüche****.*

Als ***Abhilfe gegen Skidding*** *dienen Maßnahmen, die jederzeit* ***ausreichende Radialkräfte*** *gewährleisten. Gewöhnlich handelt es sich um eine ausreichende* ***Mindestunwucht****. In besonders kritischen Fällen können geringfügige* ***elastische Verformungen*** *(z.B. Ovalisierung)* ***des Außenrings*** *(Bild 6.3.1.1-12) genutzt werden.*

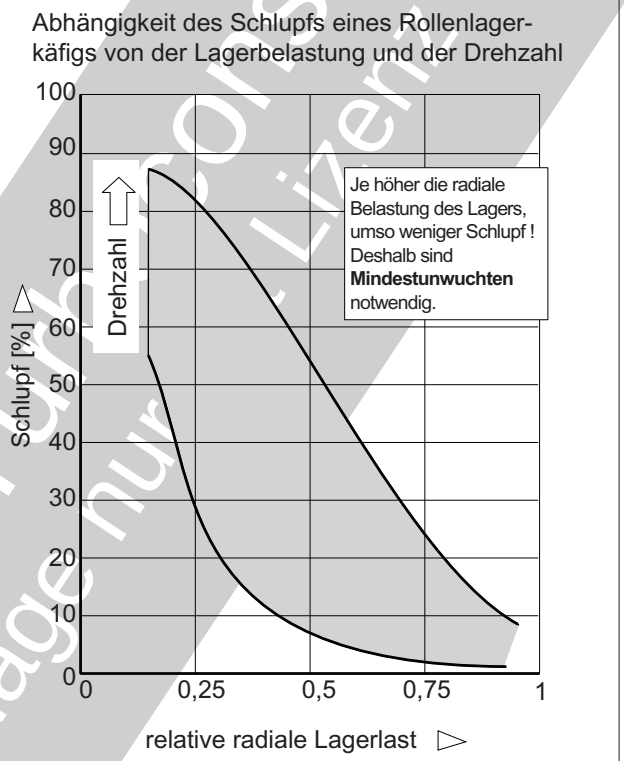


Bild 6.3.1.1-14.2

Bild 6.3.1.1-14.2 *(Lit. 6.3.1.1-32): Diese schematische Darstellung zeigt die Abhängigkeit des* ***Käfigschlupfs von der Radialbelastung*** *des Lagers. Sie sind die* ***antreibenden Kräfte*** *des Käfigs. Man erkennt die Notwendigkeit einer* ***Mindestlast****. Der Schlupf erhöht sich mit der* ***Drehzahl****. Das ist einerseits mit erhöhten* ***hydrodynamischen Reibkräften*** *die auf den Käfig wirken zu erklären, andererseits dürften sich auch die* ***Fliehkräfte*** *bemerkbar machen. Sie tragen bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten zum Abbau der Anpresskraft auf den Innenring merklich bei.*

© Arbeitsunterlage nur für Lizenz

Typische Schadensbilder der Laufbahnen bei Skidding

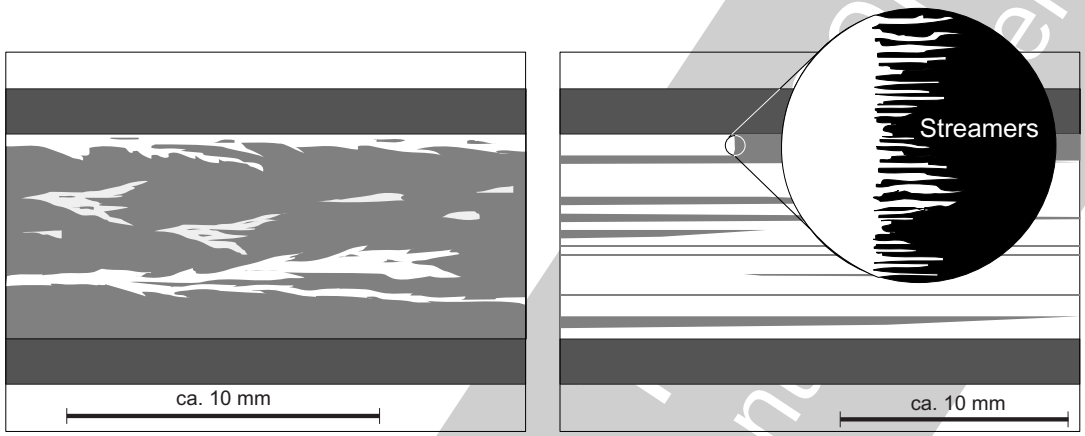


Bild 6.3.1.1-15

Bild 6.3.1.1-15 *(Lit. 6.3.1.1-10, Lit. 6.3.1.1-16, Lit. 6.3.1.1-20, Lit. 6.3.1.1-32 und Lit. 6.3.1.1-33):* ***Schäden durch Käfigschlupf*** *(Skidding) haben in der Entstehungsphase ein typisches Aussehen. Es bilden sich* ***pfeilspitzenförmige matte Zonen*** *(Skizze links). Diese sind rauer als die ungeschädigte Laufbahnfläche. Im Mikrobereich sind mit Hilfe des REM Anzeichen für Schädigungen durch Kontakt von Metallflächen bei hoher Relativgeschwindigkeit zu erkennen. Es handelt sich um flache* ***Mikroausbrüche*** *(Microspalls, Bild 6.3.1.1-7),* ***Mikrorissbildung*** *und* ***plastisch deformierte Bereiche*** *(zugedrückte Schleifstruktur der Bearbeitung).*

Im ***fortgeschrittenen Stadium*** *wachsen die matten Strukturen am Umfang zu Ringflächen (Skizze rechts), bis sie große Teile des Lagerrings (meist der Innenring, Bild 6.3.1.1-14.1) überdecken.*

*Am Auslauf der Skiddingschädigung sind kleine Zungen (engl. „****streamers****“) erkennbar. Sie folgen den üblichen feinen Bearbeitungsriefen (Bild 6.3.1.1-7). Diese Erscheinung lässt sich als Bestätigung des beschriebenen Schadensmechanismus ansehen.*

© Axel Rossmann - Prof. Dr. Ohlsult als Schulungsunterlage nur für Lehrer

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Gewaltbrüche an einem Lager als Folge schockartiger Beanspruchung.

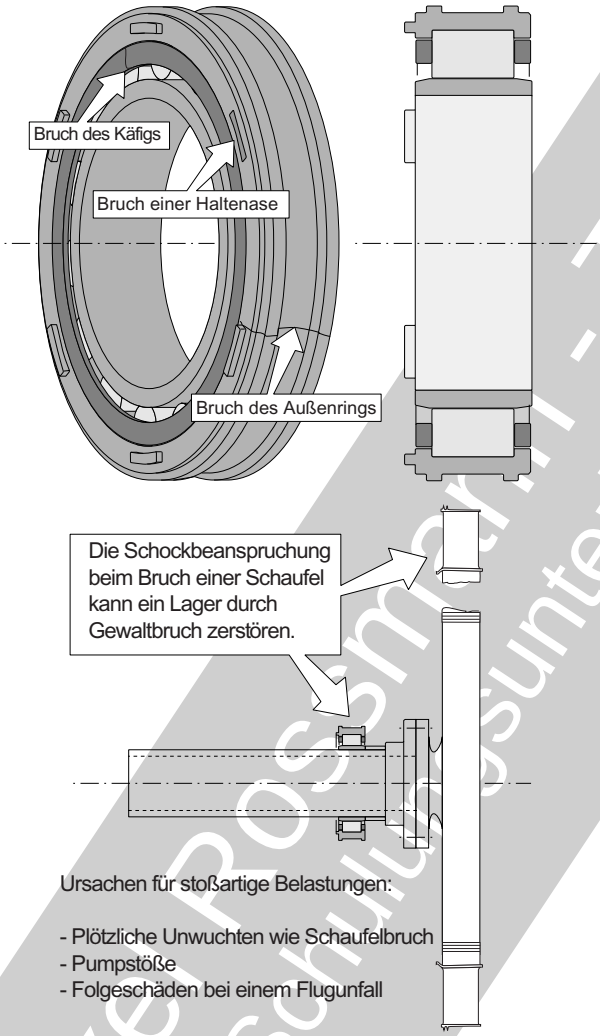


Bild 6.3.1.1-16

***Bild 6.3.1.1-16**: Bei ungewöhnlich **großen, plötzlich auftretenden Unwuchten** (Bild 6.3.1.1-1) wie*
*- dem Abfliegen einer Rotorschaufel (Skizze unten) oder eines **Rotorbruchstücks** (z.B. Containmentfall, Band 1 Bild 3-15, Kapitel 5.2.2 und Lit. 6.3.1.1-47),*
*- extremen **Anstreifvorgängen** oder **Verdichterpumpen** (Lit. 6.3.1.1-48),*
*kann es zu **stoßartigen Belastungen** des Lagers kommen. Für eine Gewaltüberlastung des Lagers dürfte es sich um zwei **ursächliche Effekte** handeln:*

*- Das **Durchschlagen des Dämpfungsfilms**, falls es sich um ein gedämpftes Lager (Bild 6.3.1.1-2) handelt, kann den Außenring **elastisch deformieren** (ovalisieren). Auch der **Schmierfilm** wird **durchbrochen**. Das führt zu örtlichem metallischen Kontakt zwischen Wälzkörpern und Lagerringen. Es kommt an den Wälzkörpern zu hohen Umfangskräften, die auf den Käfig und den Lageraußenring wirken.*

*- Die **elastische Durchbiegung der Welle** und damit eine Auslenkung der Achse des Innenrings kann zur **verkanteten Auflage von Wälzkörpern** und Laufbahn führen. Das löst eine plötzliche **Schrägstellung der Wälzkörper** mit einem **Blockiereffekt** aus (Bild 6.3.1.1-19). Ein solches abruptes Abbremsen des Käfigs und des Außenrings ähnelt einer Überholkupplung.*

*Erfahrungsgemäß zeigen gedämpft gelagerte Wälzlager (Bild 6.3.1.1-2) ohne elastische Drehsicherung nach einem solchen Ereignis **Gewaltschäden**. Dazu gehören (Skizze oben)*
*- **Rissbildung** in kerbgefährdeten Bereichen des Außenrings wie dem Übergang von Haltenasen.*
*- **Bruch der Haltenasen**.*
*- **Bruch des Käfigs bzw. der Käfigstege**.*

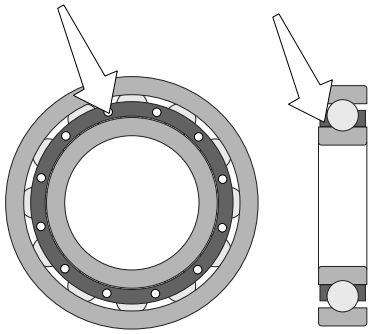
*Die **Stege der elastischen Fixierung** eines gedämpften Lagers sind in einem solchen Fall ebenfalls hoch bruchgefährdet.*

© Axel Rossmann - Turbosonus
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Die Führung des Käfigs bestimmt das Verhalten des Lagers.

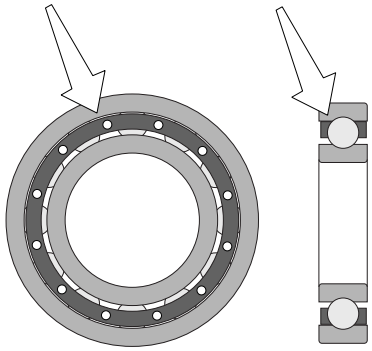
Innenbord geführter Käfig (innenzentriert)



Vorteile:
- kleine Reibfläche
- bei Heißlauf kein Klemmen

Nachteile:
- bei Wärmedehnung Unwuchten
- problematische Schmierung

Außenbord geführter Käfig (außenzentriert)



Vorteile:
- keine Unwucht
- gute Schmierung

Nachteile:
- große Reibfläche
- bei Wärmedehnung Klemmen

Bild 6.3.1.1-17

Bild 6.3.1.1-17 *(Lit. 6.3.1.1-34 bis -36): Für das Betriebsverhalten eines hochtourigen Wälzlagers ist die Art der* ***radialen Käfigführung*** *von besonderer Bedeutung.*
An der Umfangsfläche, die der Führung des Käfigs dient, entsteht ***Reibungswärme*** *im Ölfilm und/oder bei Mischreibung in direktem Metallkontakt. Das führt zur* ***Erwärmung und thermischen Dehnung des Käfigs****. Ein örtlicher Gleitkontakt am Käfig heizt diesen dort besonders auf. Die auf einen Teil des Umfangs begrenzte Dehnung lässt* ***Unwuchten*** *entstehen.*
Eine ***Innenbordführung*** *erschwert wegen des Abschleuderns die* ***Zufuhr von Schmieröl*** *zu den Gleitflächen des Käfigs. Mit der Erwärmung weitet sich der* ***Käfig und hebt ab****. Eine solche Spaltvergrößerung verbessert mit verstärktem Ölzutritt die Kühlung. Gleichzeitig wird die Reibungswärme an der Gleitfläche kleiner. Das wirkt stabilisierend auf die Käfigtemperatur. Nachteilig ist eine* ***verschlechterte Führung****, was die* ***Unwuchten*** *ansteigen lässt. Es entsteht die Gefahr einer örtlichen Überlastung des Käfigs.*
Außenbordgeführte *Käfige werden auch bei Erwärmung nicht unwuchtig. Die Schmierung ist von den Zentrifugalkräften begünstigt und drückt Öl von der Lauffläche in den Gleitspalt. Die* ***Fliehkräfte erhöhen jedoch die Reibkräfte und damit die Aufheizung****. Dies führt zur* ***Wärmedehnung*** *mit Durchmesserzunahme und damit einem Abbremsen des Käfigs bis zum* ***Klemmen*** *im Stillstand. Damit ist zu erwarten, dass Lager mit außenbordgeführtem Käfig auch für* ***Käfigschlupf*** *(Bild 6.3.1.1-14.1) empfindlicher sind. Der Anstieg der Reibkräfte ist wechselseitig mit entsprechender Wärmeentstehung verbunden. Es kommt zur Deformation des Käfigs und hohen örtlichen Belastungen. Mit der Reibkraft am Käfig erhöhen sich die notwendigen* ***Antriebskräfte*** *die von den Wälzkörpern wirken. Das ergibt in den* ***Käfigtaschen große Kräfte*** *(Bild 6.3.1.2-5) und Reibungswärme.*

© Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG - Turbocon Consult
Vervielfältigung unterlagen nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

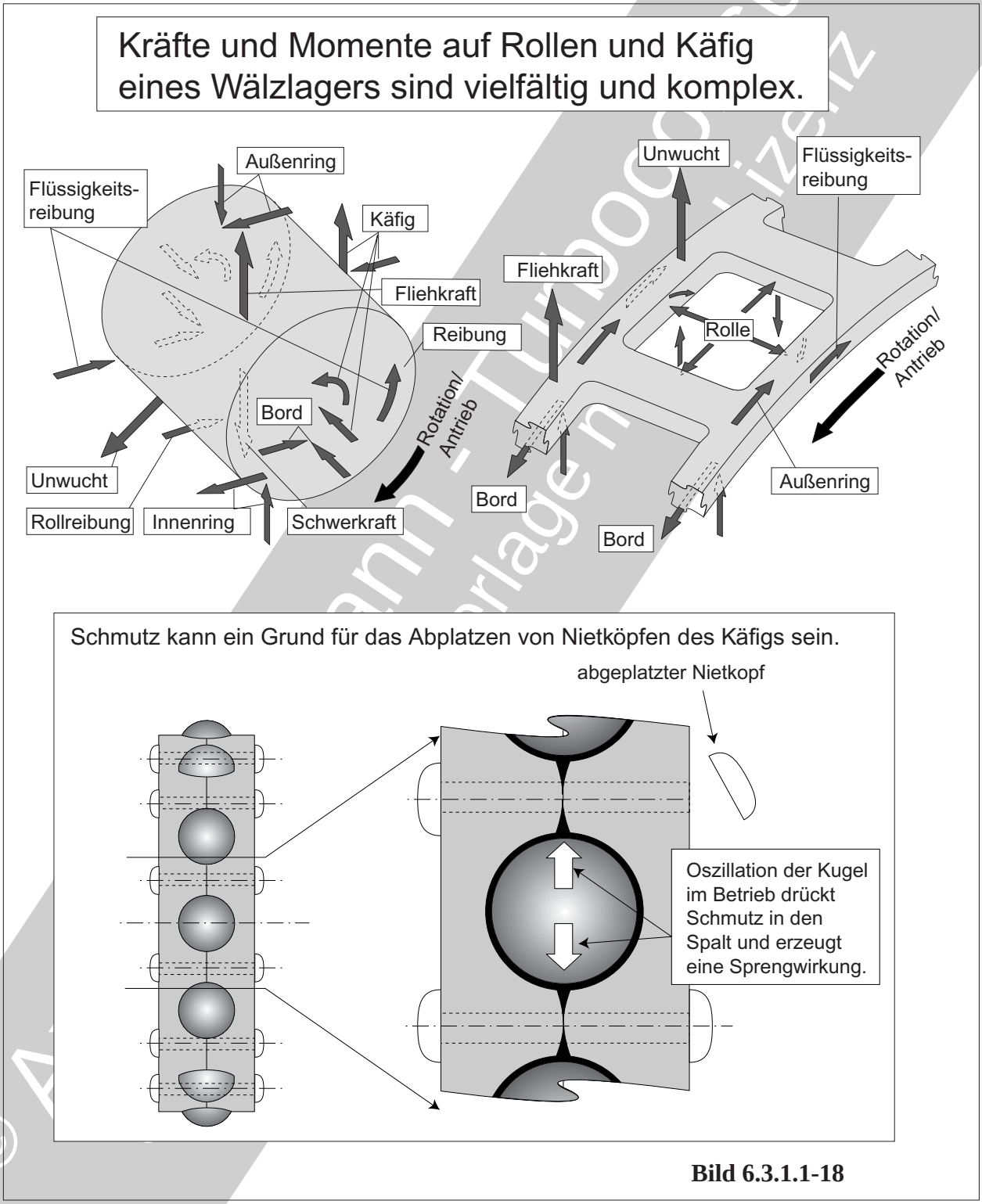


Bild 6.3.1.1-18

Bild 6.3.1.1-18 *(Lit. 6.3.1.1-35 und Lit. 6.3.1.1-37): Die Skizzen oben zeigen eine Übersicht der* ***Betriebskräfte auf Käfig*** *und Rollen. Das vermittelt einen Eindruck des komplexen Zusammenspiels. Im Einzelnen handelt es sich um folgende Kräfte und deren Ursachen:*

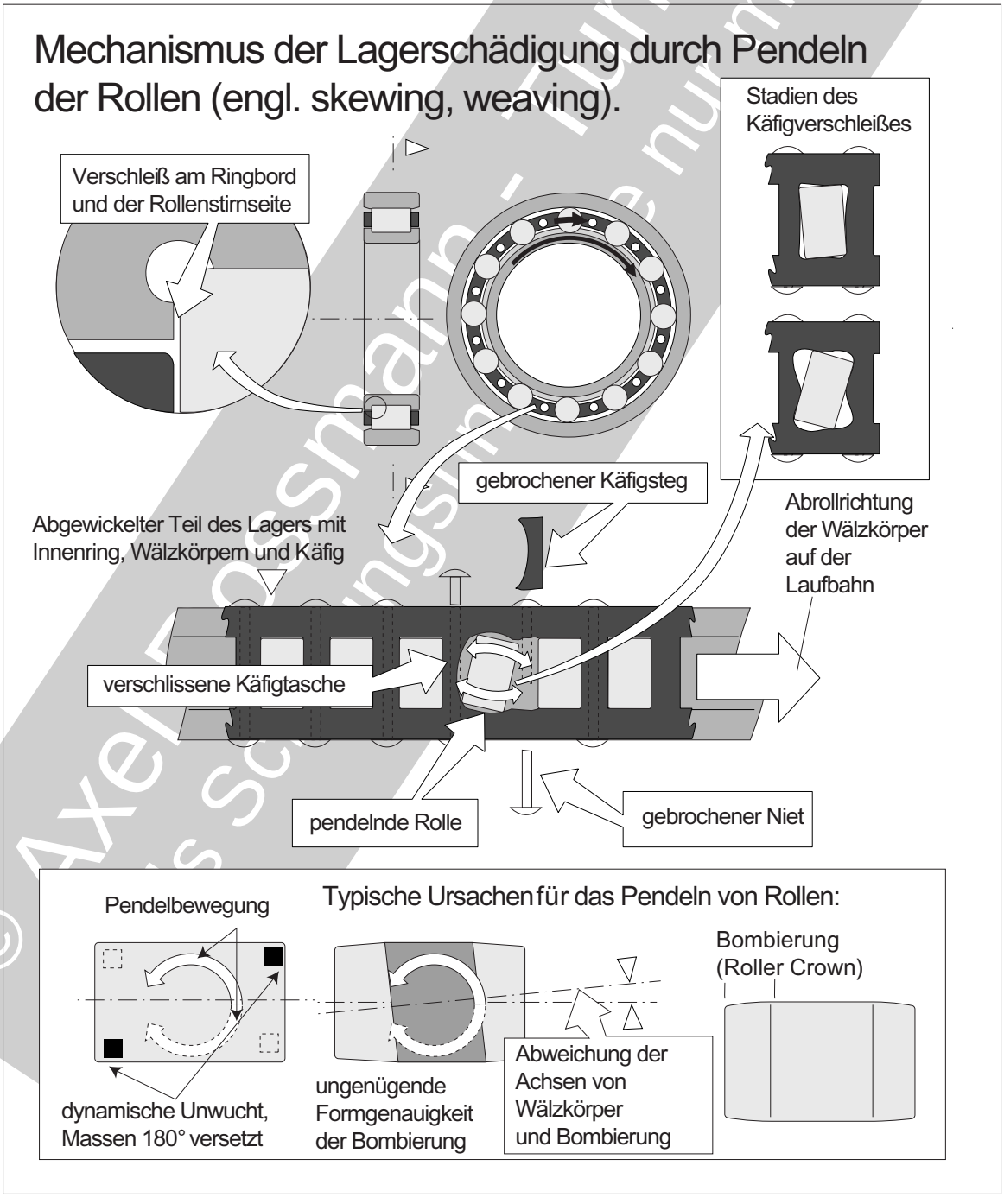
- An innerer und äußerer Laufbahn wirken ***elastohydrodynamische Kräfte*** *(EHD, Bild 6.3.1.1-6) der Rolle.*

- ***Fliehkräfte*** *im Rollenschwerpunkt aus dem Umlauf.*

- ***Unwuchten*** *der Rollen (Bild 6.3.1.1-10.1).*

- ***Luftwiderstand*** *der rollenden Elemente und des Käfigs.*
- ***Von außen*** *aus tragenden Rollen eingeleitete Lasten.*
- ***Schwerkraft*** *der Rollen. Es handelt sich wohl eher um ein Stillstandsproblem (Bild 6.3.1.1-10.1). Auftreten von Korrosion durch Schwitzwasser um den Ringspalt am Berührungspunkt.*
- ***Beschleunigungskräfte in Umfangsrichtung*** *auf Rollen und Käfig (Käfigschlupf, Bild 6.3.1.1-14.1).*
- *Reibungskräfte zum Käfig, die in den Käfigtaschen, Zentrierflächen/Führungsflächen (Bild 6.3.1.1-17) und durch* ***Scherung des Schmieröls*** *entstehen.*

Bild 6.3.1.1-19



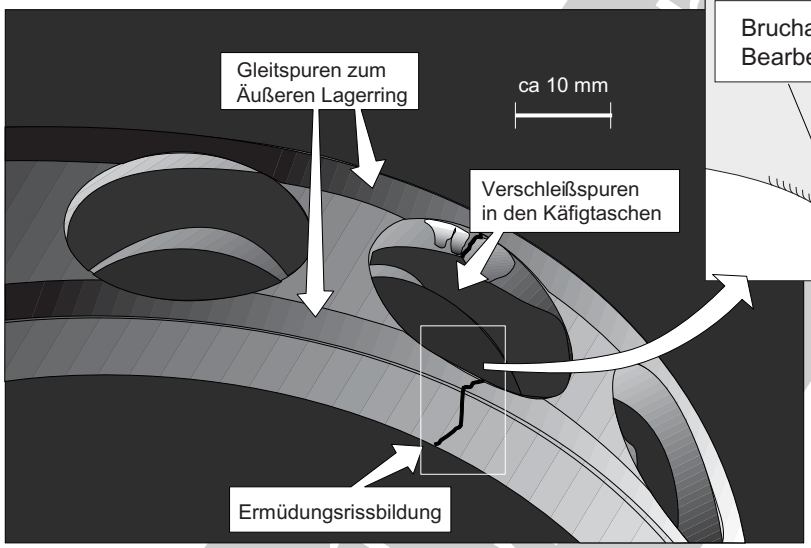
© Axel Rossmann - Turboconsult
Das Schulungsmaterial nur mit Lizenz

Die Kräfte wirken auf Käfig, Wälzkörper und Laufringe, wobei sie sich gegenseitig beeinflussen.
Die Oszillation der Kugeln beim Durchlaufen des belasteten Umfangsbereichs (Rahmen unten) pumpt zwischen die Teile eines ***genieteten Käfigs*** *Schmutz und Alterungsprodukte des Öls (Kapitel 7.1.2.1). Das kann zur* ***Dehnung und Lockerung der Niete bis zum Nietbruch*** *führen.*

Bild 6.3.1.1-19 *(Lit. 6.3.1.1-26, Lit. 6.3.1.1-27 und Lit. 6.3.1.1-37): Unter* ***Roller Skewing*** *(Gyration, Weaving, Pendeln, Flattern) versteht man eine regellose Kreiselbewegung um eine Wälzkörperachse, die nicht zur Lagerachse parallel verläuft. Das führt zu einer* ***Belastung der Rollenenden*** *mit starkem* ***Verschleiß an den Rollenstirnseiten****, den* ***Käfigtaschen*** *und den* ***Borden*** *der Laufbahn. Im Extremfall verschleißt die Käfigtasche so stark, dass die Rolle sich darin voll um die radial nach außen orientierte Achse dreht (mittlere Skizze).*
Man unterscheidet entsprechend der Ursache folgende ***Arten des Roller Skewing****:*
Misaligned Skewing *(fluchtungsbedingtes Rollenpendeln) kann bereits bei einem Fluchtungsfehler von 0,0002 mm/mm auftreten. Solche Fehler treten an nicht mit der erforderlichen anwendungsspezifischen Sorgfalt montierten Wellen oder bei betriebsbedingter Durchbiegung der Welle (Unwuchten) auf.*
Roller Gyration Skewing *entsteht bei* ***Unwuchten*** *der Rollen (Bild 6.3.1.1-10.1; Rahmen unten, linke Skizze). Typische geometriebedingte Ursachen sind:*
- Verschleiß der ***Eckenradien****.*
- Abweichung der Achse der ***Bombierung*** *(engl. roller crown) von der Achse der Rolle (Rahmen unten, mittlere Skizze).*
- Keine ausreichende Rechtwinkligkeit der ***Rollenstirnseite*** *zu den Laufringborden.*
Diese Einflüsse müssen diagonal an gegenüber liegenden Rollenenden einwirken (Rahmen unten, linke Skizze).

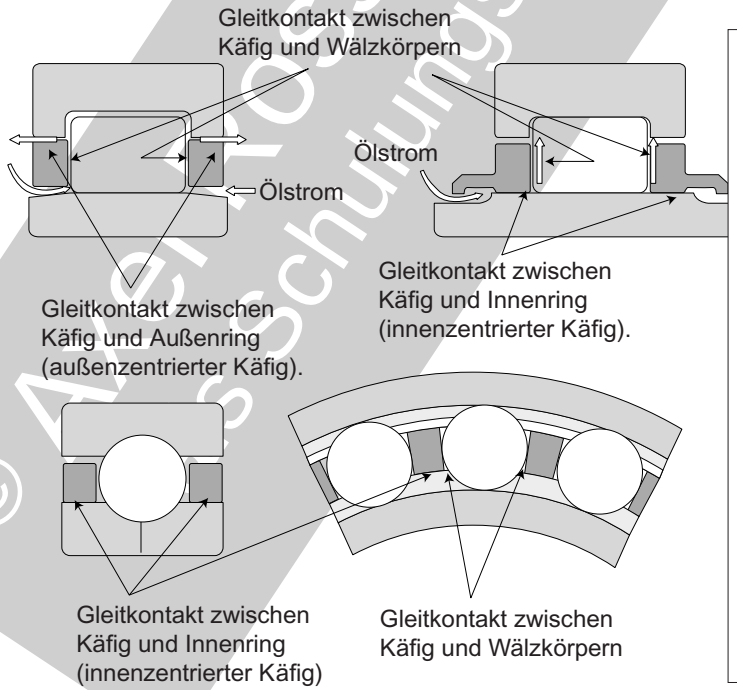
© Axel Possmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Wälzlager haben mehrere verschleißbelastete Gleitflächen. An diesen wird auch ein großer Teil der, an das Schmieröl abgegebenen Wärme erzeugt. Hier kann es zur Überhitzung kommen.



Kurz nach dem Abheben stürzte ein zweimotoriges Kampfflugzeug ab. An einem Triebwerk war der Käfig eines Hauptlagers infolge Schwingermüdung gebrochen. In den vorhergehenden Jahren waren mehrere solche Schäden aufgetreten.

Versagen eines Hauptlagerkäfigs nach zu großer Anpressung auf Grund der betriebsbedingten Spaltüberbrückung des Außenbord geführten Käfigs.



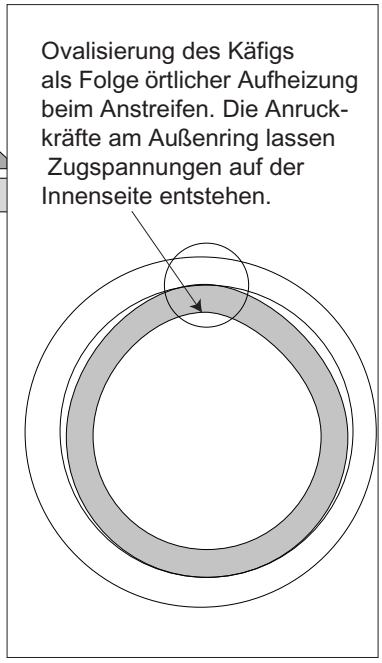


Bild 6.3.1.1-20

© Axel Kossmann Consult
Schulungsunterlagen

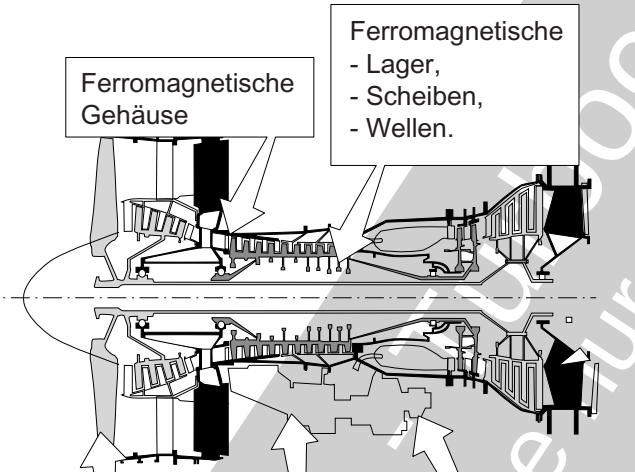
Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Bild 6.3.1.1-20 *(Lit. 6.3.1.1-7 und Lit.6.3.1.1-8): Für* ***hochtourige Wälzlager*** *(hohes D x n, Bild 6.3.1.1-10.1 und Bild 6.3.1.1-10.3) besteht bei triebwerkstypisch hohen Betriebstemperaturen Überhitzungsgefahr. Besonders viel Wärme erzeugt das Gleiten der Wälzkörper gegen den Käfig (Skizze unten rechts, Bild 26.3.1.1-18 und Bild 6.3.1.1-19) und des Käfigs gegen die Lagerringe (Skizzen unten und Mitte Bild 23.1.1-17). Bei* ***außenbordgeführten Käfigen*** *(Bild 6.3.1.1-17) ist wegen der Wärmedehnung mit* ***selbstverstärkender Reibung*** *zu rechnen. Das erhöht die bereits hohen Umfangskräfte auf den Käfig (Bild 6.3.1.1-18) weiter. Sie werden von den Wälzkörpern übertragen und können zum Käfigbruch führen (Skizze unten).*
Extreme Reibungswärme ist dann anzunehmen, wenn das Lager unter ungewöhnlichen Betriebsbedingungen läuft. Solche Zustände sind ***Skidding*** *(Bild 6.3.1.1-14.1) und* ***Rollenpendeln*** *(Bild 6.3.1.1-19).*

Bild 6.3.1.1-21 *(Lit. 6.3.1.1-41): Es ist bekannt, dass* ***elektrostatisch und elektromagnetisch bedingte Ströme*** *besonders in industriell genutzten Turbomaschinen Schäden verursachen können (Bild 6.3.1.1-24 und Band 1 Kapitel 5.12). Die Effekte können auf zweifache Weise entstehen:*
- ***Elektrostatische Aufladung*** *durch Reibung nichtleitender Rotoroberflächen wie keramischer Beschichtungen (Zwischenringe) und/ oder Kunststoffbauteile (z.B. Fan-Beschaufelung) mit der Gasströmung (Prinzip des Van-de-Graaf-Generators).*
- ***Elektromagnetisch erzeugte Ströme*** *durch ein* ***rotierendes Magnetfeld*** *in einem Metallgehäuse oder ein magnetisches Gehäuse in dem ein Rotor läuft. Solche Bedingungen können bei* ***magnetisierten Lagern, Zahnrädern und Wellen*** *vorliegen. Mögliche Ursache ist eine* ***magnetische Rissprüfung*** *ohne ausreichende Entmagnetisierung. Auch Gleichstromdurchgang bei* ***Blitzschlag*** *(Band 1 Bild 5.12.1-4, Lit. 6.3.1.1-49) oder ungeeigneten* ***Schweißvorgängen*** *sind in der Lage Bauteile zu magnetisieren. Elektromagnetisch erzeugte Ströme können auch von* ***Lichtmaschinen bzw. Startergeneratoren*** *herrühren. Von Ihnen gehen bei Fehlfunktion schädigende Ströme aus (Bild 6.4.2-4 und Band 1 Bild 5.1.2.1-6).*
Dies geschieht, ***ohne nach außen auffällige Symptome****. Die elektrischen Spannungen zwischen Rotor und Gehäuse bzw. Aufhängung werden erst* ***oberhalb einer bestimmten Schwelle*** *bedenklich. Sie ist sehr maschinenindividuell und hängt von vielen Einflüssen ab. Hier kann nur, wenn überhaupt, der Hersteller Auskunft geben.*
Erfahrungswerte *(ohne Gewähr):*
- Spannungen unter 1 Volt sind ***unbedenklich****.*
- Bei Spannungen über 5 Volt ist mit ***Lagerschäden*** *zu rechnen.*
- Spannungen über 20 Volt lösen auch ***Getriebe- und Kupplungsschäden*** *aus (Bild 6.6.1-3).*
Mit gezielten ***Spannungsmessungen*** *(Oszillograph) an Rotoren lassen sich bei Verdacht Rückschlüsse ziehen. Messungen sind an jedem*

© Axel Rossmann - Turbodoktor
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Denkbare Möglichkeiten der internen Entstehung schädigender Ströme in Triebwerkslagern.



Trends die schädigende Ströme potenziell begünstigen:

- Erhöhte elektrische Leistung für Computer und elektrische Betätigungen "All Alectric Engine"/"More Electric Engine", mit Generator auf einer Hauptwelle.
- Verstärkte Anwendung isolierender Werkstoffe im Triebwerk, auch an Rotorteilen (Schaufeln).
- Ölgedämpfte Lagerungen (elektrisch isolierender Ölfilm).

Bild 6.3.1.1-21

einzelnen System, das eine Kupplung (z.B. Vielkeilverzahnung) aufweist, vorzunehmen. Dabei wird davon ausgegangen, dass ein Stromdurchgang nicht immer gewährleistet ist. Als Fühler kann bei Zugänglichkeit eine geeignete ***Metallbürste*** *dienen, wie sie in mechanischen Drehübertragern (Schleifring) verwendet wird.*
Die ***Wellenform der Spannung*** *kann Rückschlüsse auf die Ursache ermöglichen.* ***Spannungsspitzen*** *lassen die Gefährlichkeit beurteilen.*
Elektrostatik *zeigt sich mit scharfen gleichgerichteten Spannungsspitzen in regelmäßigen Zeitabständen. Das Signal hängt von Betriebsbedingungen wie Druck und Temperatur ab.*
Elektromagnetisch erzeugte Spannungen weisen eine sehr viel gleichmäßigere Schwingungsform auf. Die Frequenzen sind ***Harmonischen von Wellendrehzahlen*** *zuordenbar. Erfahrungsgemäß besteht hier keine elektrostatischen Effekten vergleichbare Abhängigkeit von Betriebsbedingungen. Potenzielle* ***Folgen von Stromdurchgang*** *sind* ***Überhitzung/ Schmelzkrater*** *elektrischer Funken an Laufflächen, Zahnflanken und Kupplungsanlagen. Zur Gefährdung der Funktion immer häufiger an Turbomaschinen verwendeter* ***elektronischer Bauteile*** *liegt keine Literatur vor. Es ist jedoch anzunehmen, dass Regler und Sensoren bei unzureichendem Schutz empfindlich reagieren bzw. gefährdet sind.*

© AVL Rosemann & Partner Consult
Ausschließlich zur Nutzung unter Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Schadensmechanismen bei Stromdurchgang an einem Wälzlager.

nach P. Stephan

Niedrige Abrollgeschwindigkeit/ niedrige Drehzahl

- Mischreibung mit örtlichem metallischen Oberflächenkontakt über die Rauigkeitsspitzen.
- Gute Leitfähigkeit zwischen den Wälzflächen. $R \sim 1 - 10^5\ \Omega$
- Kontinuierlicher Stromdurchgang erzeugt mikroskopische Schmelzkrater und Schmierstoffalterung.

Hohe Abrollgeschwindigkeit/ hohe Drehzahl

- EHD- und HD-Bedingungen mit Trennung der Oberflächen.
- Schmierstoff wirkt als Isolator. $R >> 10^6\ \Omega$
- Blitzentladungen mit sichtbaren Schmelzkratern. Schädigung bis zur Riffelbildung und Versagen durch Ermüdung.

Bild 6.3.1.1-22.1

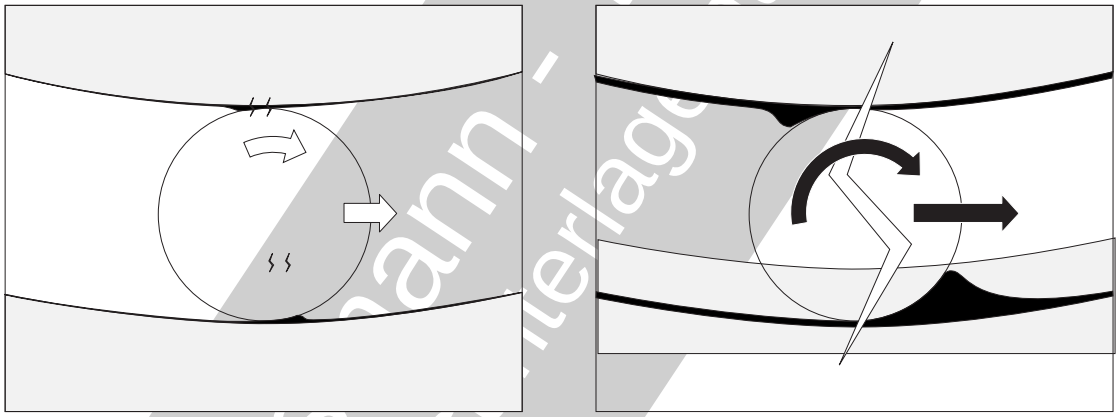
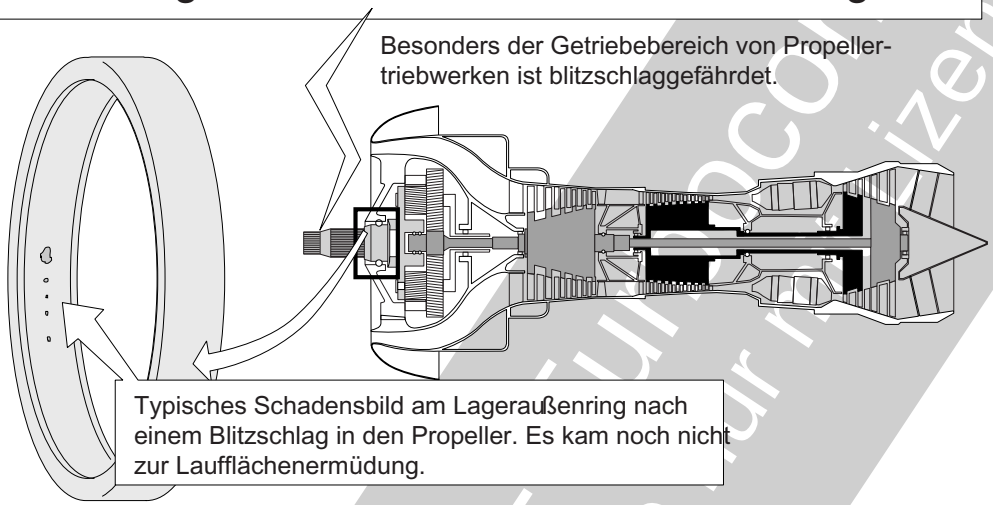


Bild 6.3.1.1-22.1 *(Lit. 9.1.1-8 und Lit. 9.1.1-9): Bei* ***niedrigen Drehzahlen/Abrollgeschwindigkeiten*** *kann sich ein dynamisch erzeugter Schmierfilm (EHD, HD, Bild 6.3.1.1-6) nicht bilden. Es besteht* ***Mischreibung*** *(Skizze links). Das bedeutet, Rauigkeitsspitzen der Laufflächen berühren sich. Hier ist Stromfluss ohne Funken möglich. Dabei sind, wenn überhaupt, lediglich* ***Mikroschädigungen*** *zu erwarten (ähnlich Bild 6.3.1.1-7). Doch auch das* ***Schmierfett*** *kann betroffen sein. Die* ***Kombination beider Effekte*** *(Bild 9.1.1-1.2) dürfte im Anfangsstadium zu einem matten Aussehen der Laufspur führen (Band 1 Bild 5.12.1-5 , ähnlich Bild 6.1.1.1-7). Bei ausreichend hoher Abrollgeschwindigkeit* ***schwimmt der Wälzkörper*** *auf. Nun verläuft der Stromdurchgang mit einem* ***Funken*** *der Mikroschmelzkrater verursacht. Diese Schädigung führt ebenfalls zur* ***Aufrauung*** *der Wälzflächen. Bei höheren Funkenenergien kommt es zur* ***Riffelbildung*** *(Bild 6.3.1.1-25). Im Extremfall, z.B. bei* ***Gewitterblitzen*** *(Band 1 Bild 5.12.1-4) entstehen* ***Schmelzkrater*** *die mit dem unbewaffneten Auge gut zu erkennen sind (Bild 6.3.1.1-22.2).*

Bild 6.3.1.1-22.2 *(Lit. 6.3.1.1-11 und Lit. 6.3.1.1-12):* ***Blitzschlag*** *ist besonders für* ***Maschinen mit frei laufenden Rotorblättern wie Propellertriebwerke,Hubschrauber und Windkraftanlagen*** *eine Gefahr (Band 1 Bild 5.12.1-4). Betroffen sind besonders* ***Wälz- und Gleitlager*** *sowie* ***Zahnflanken im Propellergetriebe*** *(Skizze oben). Typisches Merkmal ist eine* ***Folge von kleinen Schmelzkratern*** *bzw. im fortgeschrittenen Zustand Ermüdungsausbrüchen. Der Schadensmechanismus ist im Rahmen unten dargestellt. Für die schädigenden elektrischen Funken bzw. Lichtbögen ist ein* ***trennender Ölfilm*** *erforderlich, den sie in kurzen Intervallen durchbrechen.*

© Karl Pöschmann - Turbocorsus
Veröffentlichungsunterlagen nur mit Lizenz

Blitzschlag als Schadensursache an Wälzlagern.



Mechanismus und Schadensbild an Wälzlagerlaufflächen bei Stromdurchgang infolge Blitzschlags während des Betriebs.

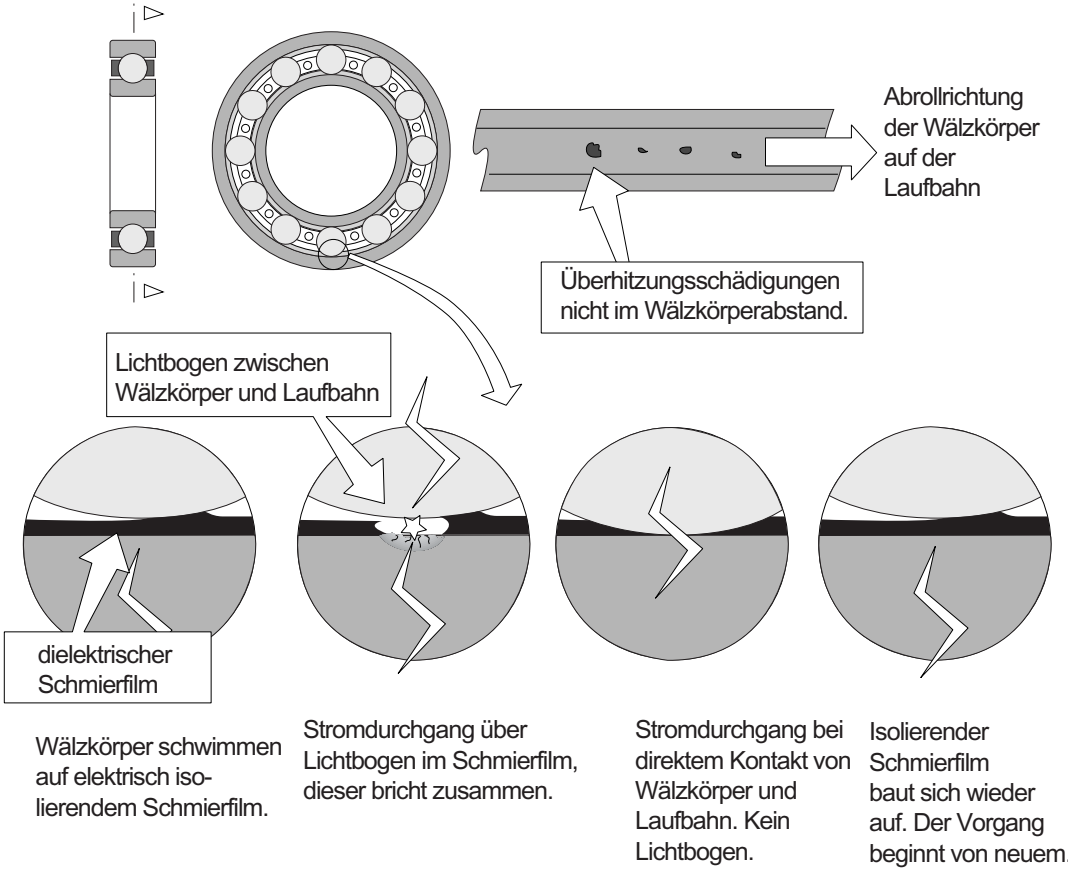
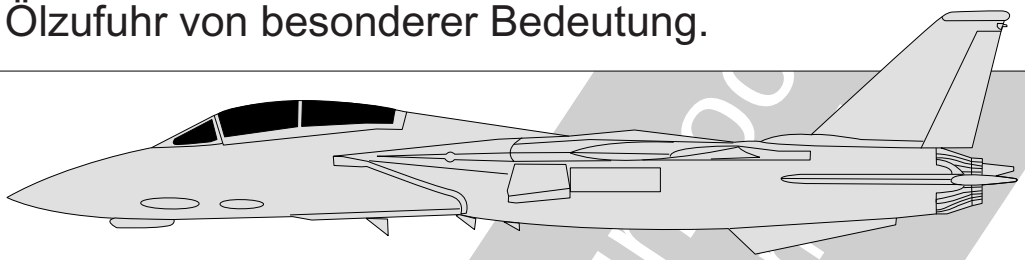


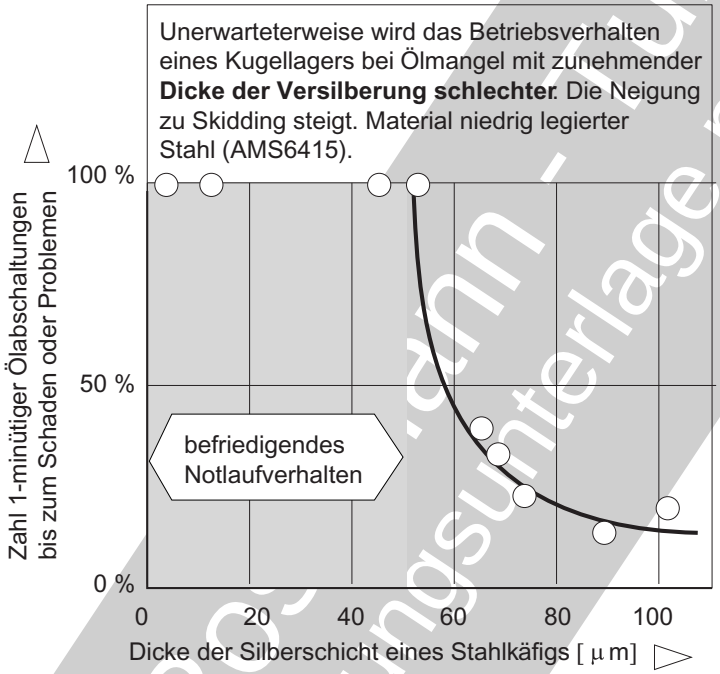
Bild 6.3.1.1-22.2

Bildbeschreibung Seite vorher

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

In Triebwerken von Kampfflugzeugen ist das Verhalten der Hauptlager bei kurzzeitigem Ausfall der Ölzufuhr von besonderer Bedeutung.





Bei Kampfflugzeugen besteht die Forderung einen **mehrfachen Kurzeitausfall der Ölversorgung zu tolerieren.** Das führte beim Käfig zum Übergang von einer versilberten und/oder verbleiten Kupferlegierung auf versilberten Vergütungsstahl.

Bild 6.3.1.1-23

Bild 6.3.1.1-23 *(Lit. 6.3.1.1-36 und Lit. 6.3.1.1-37): Für ein gutes Gleitverhalten der zahlreichen Gleitflächen (Bild 6.3.1.1-18) eines Wälzlagerkäfigs besonders unter* ***Notlaufbedingungen*** *kann eine* ***Silberschicht*** *sorgen. Dies ist von Bedeutung, wenn* ***Ölabschaltungen*** *bis zu Minuten schadensfrei ertragen werden müssen. Solche Situationen treten z.B.bei* ***behinderter Ölansaugung****, z.B. durch Beschleunigungskräfte und* ***Oilhiding*** *(nicht rückfließendes Öl, Bild 7.1-9, Lit. 6.3.1.1-46) auf. Eine typische Situation bei militärischen Flugzeugen während besonderer Flugmanöver (z.B. Rückenflug). Extremen Betriebsbedingungen genügen frühere Käfigwerkstoffe (Bronze mit Blei- und Silberbeschichtung) nicht mehr. Deshalb werden heute* ***Stahlkäfige*** *mit einer* ***0,025 - 0,05 mm dicken Silberschicht*** *verwendet. Versuche haben wider Erwarten gezeigt, dass sich eine* ***dickere Versilberung*** *(0,1 - 0,2 mm, Diagramm) negativ auswirkt. Ursache ist die vollkommene* ***Anformung der Kugel*** *zum Käfigsteg. Es kommt zur* ***Verschmierung des Silbers*** *und hohen Reibkräften. Offenbar kann sich unter diesen Bedingungen* ***kein ausreichender Ölfilm*** *aufbauen. Das Abbremsen der Kugeln lässt keine kinematische Abwälzung zu und löst so das* ***'Skidding'*** *(Bild 6.3.1.1-14.1) aus. Weitere Folgen sind* ***extreme Käfigtemperatur und Käfigbruch****.*

© AVALOS - Kuhn - Poll
Abschulungsunterlage für Mitarbeiter

Möglichkeiten der Magnetisierung von Wälzlagern.

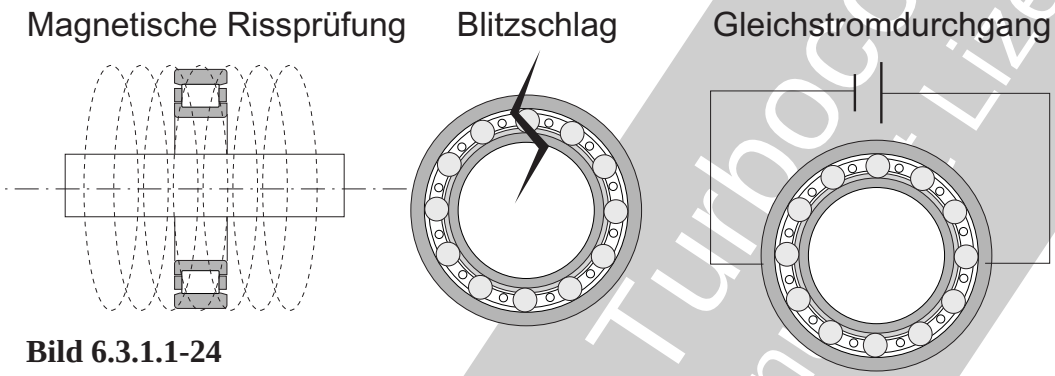
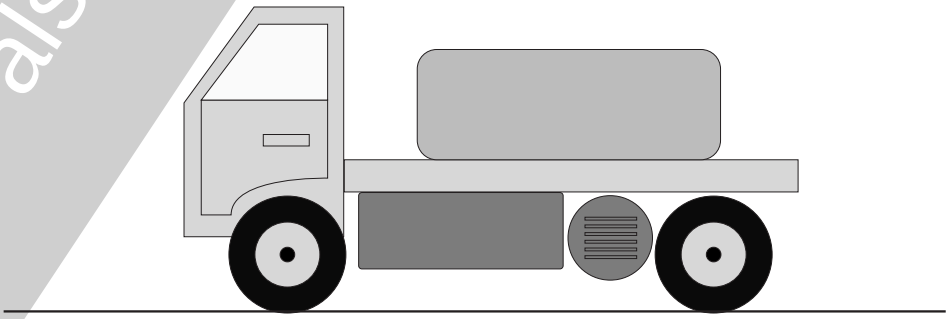


Bild 6.3.1.1-24

***Bild 6.3.1.1-24**: **Magnetisierte Wälzlager** (Band 1 Bild 5.12.2-3) können unterschiedlich schadenswirksam werden.*
*- Durch angezogene **Stahlspäne,** die als Fremdkörper die Laufbahnen schädigen.*
*- Wälzlager können als **Generator** wirken und Ströme erzeugen. diese sind in der Lage, auch die Wälzflächen anderer Bauteile zu schädigen (Bild 6.3.1.1-22.2).*
*- Störung von **Elektronik**.*
*Zur Vermeidung solcher Probleme ist es notwendig, die **Ursachen der Magnetisierung** zu kennen.*

***Magnetische Rissprüfung**: Wenn die notwendige Entmagnetisierung mangelhaft war, bleiben bedenkliche Restfelder zurück.*
***Blitzschlag**: Pulsierende Gleichströme magnetisieren das Lager (Bild 6.3.1.1-21).*
***Gleichstromdurchgang** als Folge von Fremdströmen, beispielsweise Schweißströme. Eine weitere Möglichkeit ist die Magnetisierung durch **Magnetfelder von elektrischen Transportfahrzeugen**. Deshalb verbieten manche OEMs solche Transporte ausdrücklich.*

Keine Maschinen mit wälzgelagerten Rotoren auf dafür nicht explizit zugelassenen Elektrofahrzeugen transportieren!
Magnetisierungsgefahr!



© Axel Rossmann - Turbogo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Bild 6.3.1.1-25

Bild 6.3.1.1-25 *(Lit. 7.1.2.2-2): Grundsätzlich treten die gleichen Schadensmerkmale bei Öl- und Fettschmierung auf. Es besteht der Trend zu wälzgelagerten elektrischen Antrieben, Servomotoren und Generatoren, z.B. in Flugzeugen, Windenergieanlagen, Kraftfahrzeugen. Damit erhöht sich das Risiko von Lagerschäden als Folge eines Stromdurchgangs. Verstärkend wirkt die Kombination* ***Laufbahnschädigung*** *und Veränderungen des* ***Schmierstoffs*** *insbesondere bei* ***fettgeschmierten Lagern*** *(Kapitel 7.1.2.2).*
Der ***Schadensablauf*** *bei Stromdurchgang zeigt* ***typische Merkmale*** *(siehe auch Band 1 Bild 5.12.1-5). Sie sind anfangs mikroskopisch (REM) und im fortgeschrittenen Zustand makroskopisch vom Fachmann identifizierbar (Skizzen oben). Voraussetzung für schädigende Lichtbögen ist ein* ***elektrisch isolierender Schmierspalt****.(Bild 6.3.1.1-22.1, Bild 6.3.1.1-22.2 und Band 1 Bild 5.12.1-4).*

Zunächst entstehen winzige Lichtbögen die Schmelzkrater auslösen. In ausreichender Menge ist eine Laufbahnänderung bereits makroskopisch erkennbar.

*„**Frosting**“: Dieser im Englischen benutzte Ausdruck kommt vom reifähnlichen makroskopischen Aussehen der Schadenszone (Skizze unten links). Er wird für unterschiedliche Schadensursachen und -mechanismen (Bild 6.3.1.1-5.1) wie Wälzermüdung (Bild 6.3.1.1-4), Stromdurchgang oder Kavitation verwendet. Dem bloßen Auge erscheint die matte Fläche wie sandgestrahlt. Das ist die Anfangsphase der Schädigung. Unter dem Elektronenmikroskop (REM) erkennt man eine **Vielzahl winziger Schmelzkrater**. Wichtig ist, diesen Schaden bei makroskopischer Beurteilung nicht mit eher harmlosen, Einlaufpittings (Bild 6.3.1.1-7) zu verwechseln.*

*„**Fluting**“ ist die sog. „**Riffelbildung**“, eine fortgeschrittene Schadensform des Stromdurchgangs. Es haben sich durch **Elektroerosion** (Funkenerosion) Querrillen (engl. flutes) gebildet (Skizze unten rechts), die ebenfalls mit winzigen Schmelzkratern bedeckt sind. Sie machen sich nach außen in heftigen **Vibrationen** bemerkbar.*

***Bild 6.3.1.1-26** (Lit. 6.3.1.1-42 bis Lit. 6.3.1.1-45): **Stromdurchgang** ist ein großes Problem von Lagern. Die Ströme können im Zusammenhang mit **Fremdströmen aus elektrischen Maschinen** (Motoren, Generatoren, Anlasser) stehen (Band 1 Bild5.12.1-6). Sie können aber auch von **rotierenden magnetisierten Bauteilen** (Zahnräder, Wellen, Lager) erzeugt werden (Bild 6.3.1.1-5.1, Band 1 Bild 5.12.1-2). Die Gefahr einer Lagerschädigung dürfte historisch zunehmen. Deshalb ist die Kenntnis der **für Stromdurchgang** (Bild 6.3.1.1-24) **typischen Schadensbilder** wichtig.*

***Kraftfahrzeugen** mit **Hybridantrieb** (Skizze unten) oder **vollelektrischem Antrieb** wird wohl verstärkte Aufmerksamkeit zukommen müssen. Bisher liegen jedoch keine Veröffentlichungen dazu vor. Es liegt jedoch nahe, dass sich das Risiko von Wälzlagerschäden durch Stromdurchgang erhöht. Hier dürften fettgeschmierte Lager im Vordergrund stehen (Bild 6.3.1.1-24).*

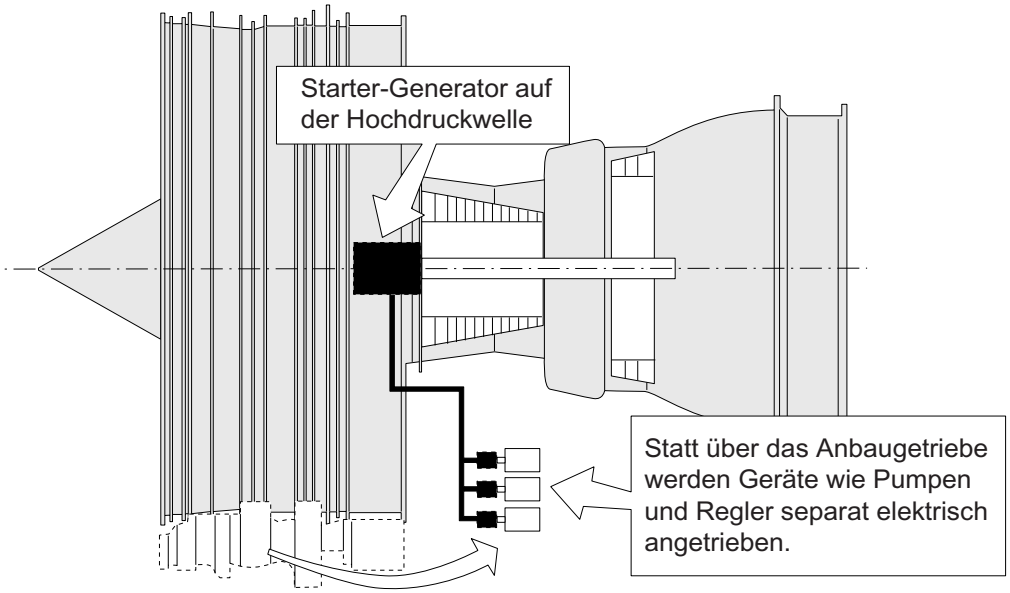
*Auch bei Flugtriebwerken mit dem neuen Konzept der sog. „**More Electric Engine**“ (Skizze oben) dürfte die Problematik von Lagerschäden infolge Stromdurchgang an Bedeutung gewinnen. Hier sitzt der Starter-Generator auf einer Hauptwelle (bei Zweiwellenmaschinen die Hochdruckwelle) und wird von dieser angetrieben (Skizze oben). Dabei geht die Generatorleistung größerer Fantriebwerke bis zu mehreren hundert kW. Die **Anbaugeräte** werden nicht mehr über eine Radialwelle, sondern **elektrisch angetrieben**. Der Anschluss erfolgt über eine Stromleitung. Ein konventionelles Anbaugetriebe entfällt. Diese Konfiguration hat mehrere Vorteile:*
- Kleinere Stirnfläche des Triebwerks/der Gondel.
- Günstigere Positionierung der Anbaugeräte.
- Geringerer Wartungsaufwand.
*Handelt es sich um Wechselstrom mit **variablen Frequenzen** (engl. Variable-Frequency Drive = VFD), was bei dem Drehzahlspektrum im Betriebsbereich zu erwarten ist, besteht eine besonders große Gefahr elektrischer Lagerschädigung. Das hängt mit **Spannungsspitzen** der elektronischen Frequenzregelung (Thyristoren) zusammen.*
*Die vermehrte Einführung von **Kunststoffbauteilen** wie Rotorschaufeln (Fan) aus faserverstärktem Kunststoff kann die **elektrische Aufladung** im Luftstrom begünstigen. Auch **Partikel von Kohlefasern** (Band 1 Bild 5.12.1-3) stehen im Verdacht Kurzschlüsse auszulösen, die zu Stromdurchgang führen. Erfolgt die Entladung über die Lager, sind diese gefährdet.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Der Trend zu elektrischen Antrieben von Fahrzeugen und dem Ersatz von Getrieben lässt das Risiko von Lagerschäden durch Stromdurchgang ansteigen.

Starter-Generatoren auf einer Hauptwelle dürften bei Flugtriebwerken elektrisch verursachte Lagerschäden begünstigen.



In Elektromotoren und Generatoren elektrisch angetriebener Fahrzeuge dürften besonders fettgeschmierte Lager zur Anwendung kommen.

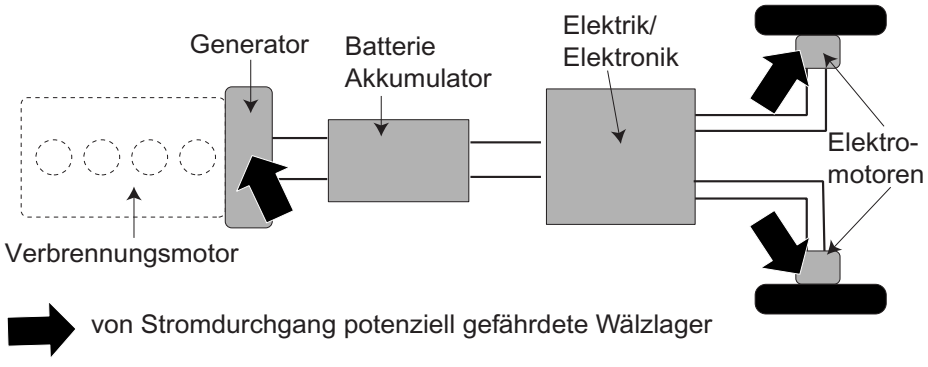
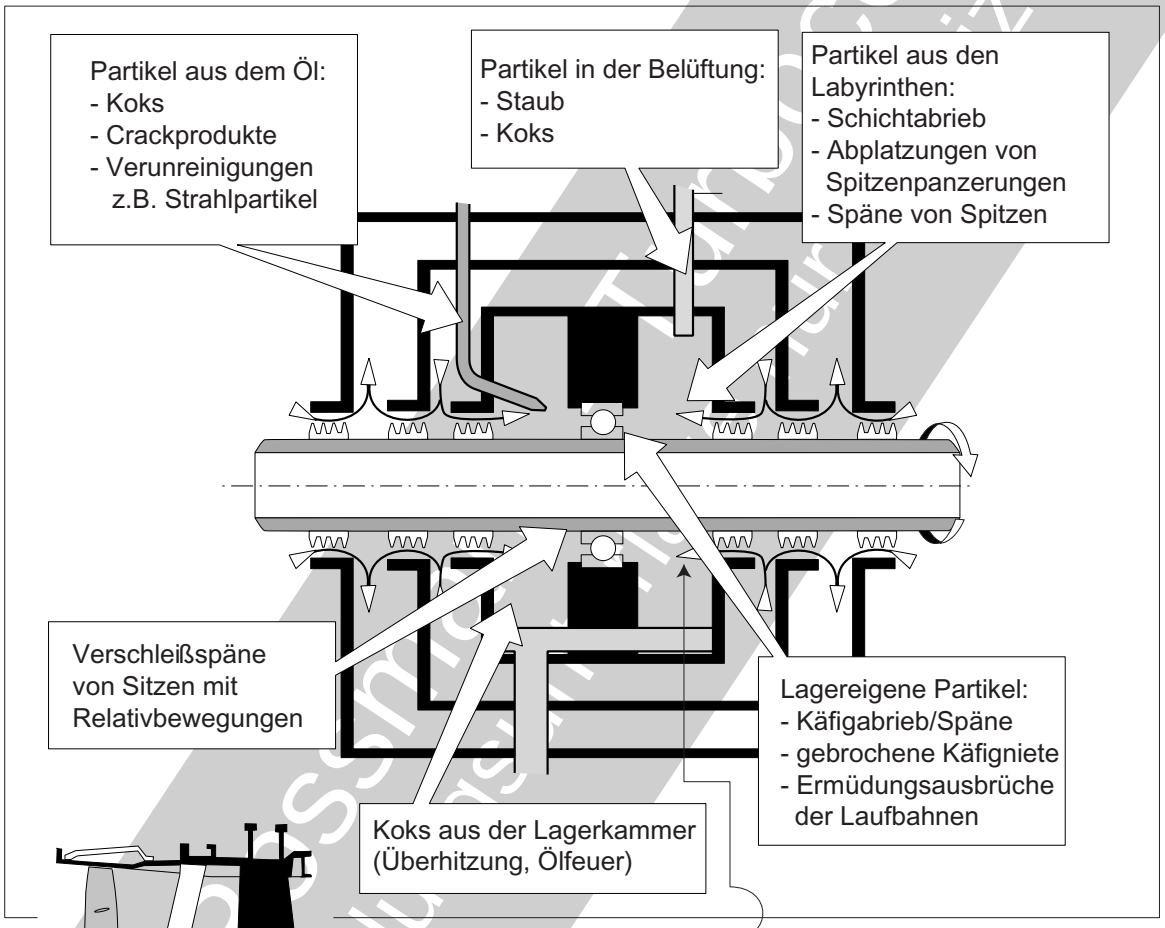
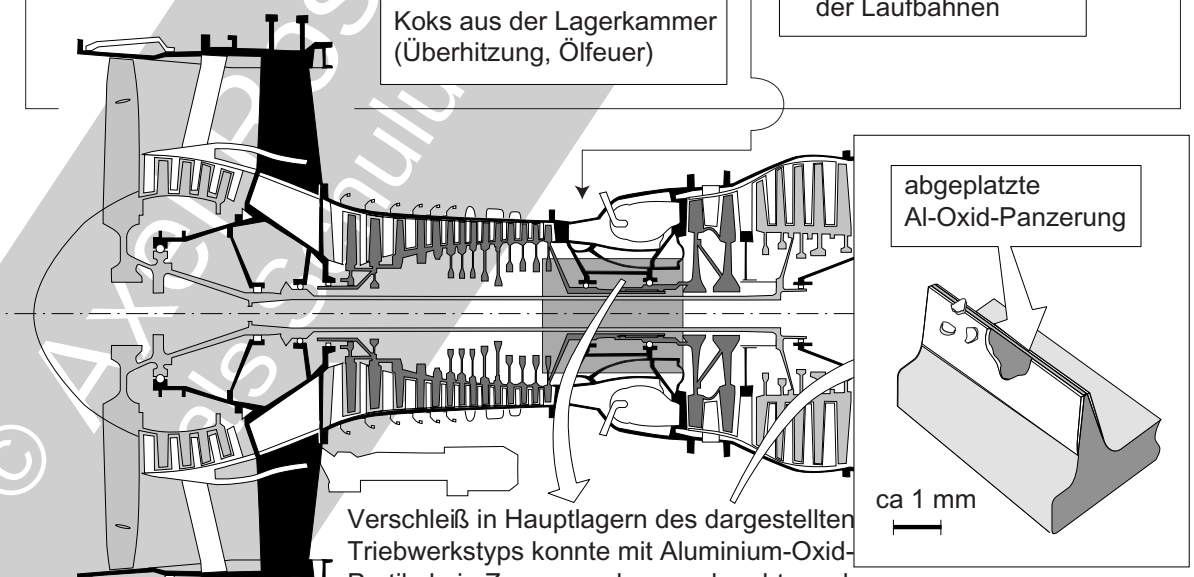


Bild 6.3.1.1-26

Ursachen für gefährliche Partikel in Hauptlagern.





Verschleiß in Hauptlagern des dargestellten Triebwerkstyps konnte mit Aluminium-Oxid-Partikeln in Zusammenhang gebracht werden. Diese stammten offensichtlich von der Panzerung der Labyrinthspitzen im Lagerkammerbereich.

Bild 6.3.1.1-27

© Axel Pessmann Transconsult als Schulungsmaterial für Lizenz

Maschinenelemente: Wälzlager: Grundlagen und Schadensmechanismen

Bild 6.3.1.1-27 *(6.3.1.1-53 und Lit. 6.3.1.1-4): In Lager, insbesondere Hauptlager, können* ***schädigende Partikel*** *auf unterschiedliche Weise gelangen.*

Partikel aus den Labyrinthen*: Unbedingt ist zu vermeiden, dass Öl aus der Lagerkammer tritt. Dies könnte Ölverlust und im Extremfall Ölfeuer auslösen (Kapitel 7.1.4). Es muss deshalb ein gewisser* ***Druckabfall über die Dichtung zur Lagerkammer*** *(Bild 6.10.3.1.1-14) hin gewährleistet sein. Das bedeutet für eine Labyrinthdichtung, dass Leckluft über die Dichtung in die Lagerkammer strömt. Entstehen in der Dichtung* ***beim Anstreifen harte Partikel wie abplatzende Spitzenpanzerung*** *(Bild 6.10.3.1.2-3.1), metallischer Abrieb oder Ausrieb einer Anstreifschicht (z.B. ausgehärtet durch Alterung) können diese in das Lager geblasen werden.*

Auch Verunreinigungen der ***Sperrluft*** *in Form von Abrieb oder Staub, können so über die Labyrinthe in Lager gelangen.*

Partikel aus der Belüftung *der Lagerkammer wie Ölkoks oder Staub bei Betriebszuständen mit inwärts gerichteter Strömung.*

Partikel aus dem Frischöl *sind Koks, harte Crackprodukte (Bild 7.1.2-2.1) die sich in der Zuleitung bildeten (Bild 7.1.2-7). Möglich sind auch mitgeführte Verunreinigungen. Dazu gehören nicht ausgefilterte Strahlpartikel und Abrieb.*

In den Lagerkammern selbst *können sich gefährliche Partikel bilden. Es handelt sich um:*

Verschleißspäne *lockerer Lagersitze (Fretting) oder elastisch gedämpfter Konfigurationen (Bild 6.3.1.1-2).*

Koks *der in der Lagerkammer selbst entsteht. Hierfür gibt es verschiedene Ursachen wie zu heiße Kammerwände (Bild 7.1.2-5), Überhitzungen oder begrenzte Ölfeuer (Kapitel 7.1.4).*

Lagereigene Partikel *sind häufig Folgeschäden eines versagenden Lagerelements. Typisch sind Verschleißspäne von Käfigen (Bild 7.1.3.1-2 und Bild 7.1.3.1-4). Weitere Möglichkeiten sind Bruchstücke der Käfigniete (Bild 6.3.1.1-18) oder Ermüdungsausbrüche der Lagerlaufflächen (Bild 6.3.1.1-4).*

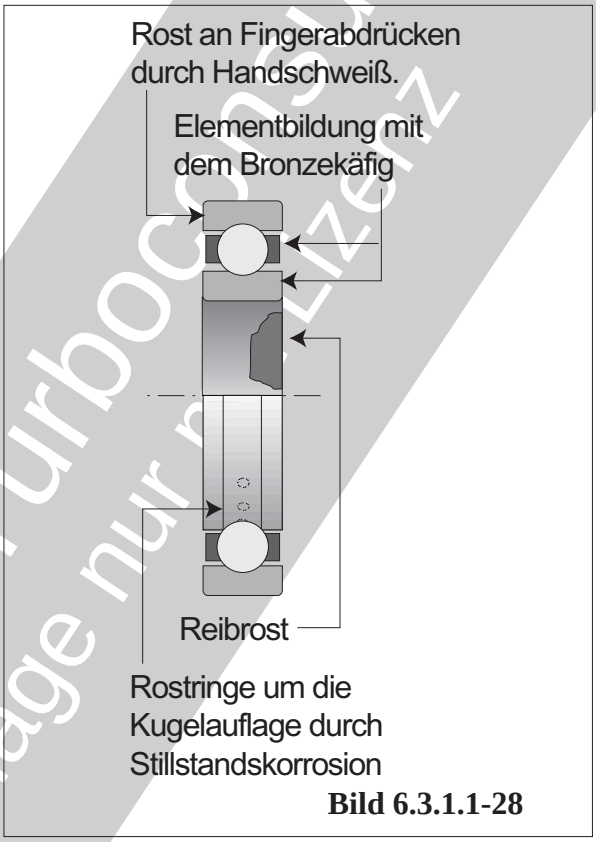


Bild 6.3.1.1-28

Bild 6.3.1.1-28*:* ***Korrosion*** *durch* ***Schwitzwasser*** *während des* ***Stillstands im Betrieb*** *oder der Aufbewahrung und* ***Handschweiß*** *z.B. in der Montage (Bild 6.3.1.1-5.1). In den meisten Fällen ist mit einem kurzzeitigen Versagen nicht zu rechnen. Eher mit einer Ermüdung (Bild 6.3.1.1-4) der Lauffläche. Diese oder im Vorstadium abgeriebener Rost dürften sich rechtzeitig bei der* ***Ölüberwachung*** *(Kapitel 7.2) zeigen. In begrenztem Maß erlauben manche OEM's ein* ***Nachpolieren*** *von Laufflächen (siehe hierzu auch Bild 6.3.1.1-9), z.B. bei einem Befund nach längerer Stillstandzeit. In jedem Fall erfordern solche Überlegungen aber die* ***Konsultation des Konstruktionsverantwortlichen****. Wegen der Vollständigkeit sei hier noch der sog.* ***Reibrost*** *(Band 1 Bild 5.9.3-2) auf Sitzflächen (Bild 6.3.1.2-6.2) erwähnt. Er entsteht durch Oxidation von Abriebpartikeln.*

© AxiRossmann Turbocons
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.3.1.1

6.3.1.1-1 I.E.Traeger, „Aircraft Gas Turbine Engine Technology, Second Edition“, Verlag : Glencoe/McGraw-Hill 1994, ISBN 0-07-065158-2, Seite 559 - 562

6.3.1.1-2 „The Jet Engine“, Rolls-Royce.plc., ISBN 0-902121-2-35, Ausgabe 1996, Seite 81.

6.3.1.1-3 A.F.Storace, S.J.Cline, „NASA-General Electric Energy Efficient Engine, High Load Squeeze Film Damper - System Analysis and Test Results“, Paper AIAA-84-1217 der AIAA/ASME 20th Joint Propulsion Conference, June 11 - 13, 1984/Cinncinnati, Ohio, Seite 1-9.

6.3.1.1-4 R.W.Shende, S.K.Sane, „Squeeze Film Damping for Aircraft Gas Turbines“, Zeitschrift Def.Sci.J. (Defense Science Journal), Vol.38, No.4, October 1988, Seite 439-456.

6.3.1.1-5 H.K.Lorösch, „Die Lebensdauer des Wälzlagers bei unterschiedlichen Lasten und Umweltbedingungen“. Zeitschrift „Wälzlagertechnik“, Heft 1981-1, Seite 17-21.

6.3.1.1-6 H.Schlicht, „Werkstoffeigenschaften, abgestimmt auf die tatsächlichen Beanspruchungen im Wälzlager“, Zeitschrift „Wälzlagertechnik“, 1981-1, Seite 24-29.

6.3.1.1-7 H.J.Böhmer, „Wälzverschleiß und -ermüdung von Bauteilen und Maßnahmen zu ihrer Einschränkung“, Zeitschrift „Materialwissenschaft und Werkstofftechnik“, 29 (1998), Seite 697-713.

6.3.1.1-8 H.Schlicht, E.Schreiber, O.Zwirlein, „Ermüdung bei Wälzlagern und deren Beeinflussung durch Werkstoffeigenschaften“, Zeitschrift „Wälzlagertechnik“, 1987-1, Seite 14-22.

6.3.1.1-9 O.Zwirlein, H.Schlicht, „Werkstoffanstrengung bei Wälzlagerbeanspruchung - Einfluss von Reibung und Eigenspannungen“, Zeitschrift „Werkstofftechnik“, 11, 1-4 (1980), Seite 1-14.

23.1.1-10 L.Engel, H.Klingele, „Rasterelektronenmikroskopische Untersuchungen von Metallschäden“, 2. Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien 1982, ISBN 3-446-13416-6, Seite 160-168.

6.3.1.1-11 NTSB Identification: NYC961A036, „Incident Dec-07-95, Boeing 747-240“, Seite 1. (351-114)

6.3.1.1-12 NTSB Identification: DEN911A028 microfiche number 43589A, „Incident Dec-19-90, Boeing 727-22“, Seite 1.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.3.1.1-13 NTSB Identification: FTW951A064, „Incident Dec-12-94, Aerospatiale ATR 72-212“, Seite 1.

6.3.1.1-14 „Investigation Team Identifies Causes of CF6-80 Problem“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 7, 1983, Seite 32.

6.3.1.1-15 H.Schlicht, „Über die Entstehung von White Etching Areas (WEA) in Wälzelementen“, Zeitschrift „Härtereitechnische Mitteilungen = HTM“ 28 (1973) Heft 2, Seite 113-123.

6.3.1.1-16 „Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), ISBN 0-87170-007-7, 1986, Seite 1, 4, 490-513.

6.3.1.1-17 HK.Lorösch „Die Gebrauchsdauer von Wälzlagern hängt nicht nur von der Tragzahl ab“, FAG-Berichte aus der Firmengruppe „Wälzlagertechnik . Industrietechnik“, Heft 503DA, 1992, Seite 15-21.

6.3.1.1-18 L.Chang, C.Cusano, T.F.Conry, „Analysis of High-Speed Cylindrical Roller Bearings Using a Full Elastohydrodynamic Lubrication Model, Part 1: Formulation and Part 2: Results“, Zeitschrift „Tribology Transactions“ Volume 33, Number 2, April 1990,Seite 274-291.

6.3.1.1-19 V.P.Povinelli Jr., „Current Seal Design and Future Requirements for Turbine Engine Seals and Bearings“, Zeitschrift „Journal of Aircraft“ Vol. 12, No.4, April 1975, Seite 266-273.

6.3.1.1-20 B.A.Tassone., „Roller Bearing Slip and Skidding Damage“, Zeitschrift „Journal of Aircraft“ Vol. 12, No.4, April 1975, Seite 281-287.

6.3.1.1-21 F.J.Ebert, W.Trojan, H.W.Zoch, „Hochaufgestickter, martensitischer Wälzlagerstahl ist ermüdungsfest und korrosionsbeständig“, Zeitschrift „Wälzlagertechnik - Industrietechnik“ Fa. FAG Kugelfischer, Ausgabe 1992-503DA, Seite 9-21

6.3.1.1-22 L.Engel, H.Winter, „Wälzlagerschäden“, Zeitschrift „ANT - Antriebstechnik“ 18 (1979 Nr. 3, Seite71-74).

6.3.1.1-23 H.Schlicht, O.Zwirlein, „Werkstoffeigenschaften und Überrollungslebensdauer“, Zeitschrift „ZWF“, 76 (1981) 6, Seite 298-303.

6.3.1.1-24 P.Dreschmann, K.Lorösch, R.Weigand, „Das Verhalten von Wälzlagern aus unterschiedlichen Werkstoffen bei ungünstiger Schmierung - ein Forschungsbericht“, Zeitschrift „Wälzlagertechnik“, 1983-1, Seite 34-39.

6.3.1.1-25 J.H.Brahney, „Film Thickness: the key to bearing performance“, Zeitschrift „Aerospace Engineering“, June 1987, Seite 19-22.

© Axel Rossmann - Turbocons
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.3.1.1-26 F.Greby, „What turbine technology is teaching us about High-Speed Roller Bearings“, 1972, 6 Seiten.

6.3.1.1-27 P.Nicolich, „Geräte zur Bestimmung der Unwucht von Rollkörpern der Fluglager“, Zeitschrift „Wälzlagertechnik - Industrietechnik“ Fa. FAG Kugelfischer, Ausgabe 1990-501, Seite 39-43.

6.3.1.1-28 H.M.Flower, „High Performance Materials in Aerospace“, Verlag „Chapman & Hall“, Seite 163-173.

6.3.1.1-29 B.Alfredsson, M.Olsson, „Standing contact fatigue“, Verlag „Blackwell Science Ltd.“, Zeitschrift „Fatigue Fract Engng Mater Struct“ 22, 2. November 1998, Seite 225-237.

6.3.1.1-30 R.Errichello, „Another Perspective: False Brinelling and Fretting Corrosion“, Zeitschrift „Tribology & Lubrication Technology “, April 2004, Seite 34-36.

6.3.1.1-31 B.Frisch, V.Wigotsky, „Computer Programs, Guidelines für High Speed Bearing Design“, Zeitschrift „ Aeronautics & Astronautics“ April 1983, Seite 6-9.

6.3.1.1-32 K.T. O’Brien, C.M.Taylor, „Cage Slip in Roller Bearings“ , Zeitschrift „ J.mech.Engng. Science“,15 (1973) , Nr. 5, Seite 370-378.

6.3.1.1-33 P.F.Brown, „Bearing Retainer Material for Modern Jet Engines“ , Paper des „25th ASLE Annual Meeting“ in Chicago, May 4-8, 1970, Zeitschrift „ ASLE Transactions“,13 (1973) , Seite 225-239.

6.3.1.1-34 R.P.Shevchenko, „Lubricant Requirements For High Temperature Bearings“ , Paper 660072 des SAE „Automotive Engineering Congress“ Detroit, Michigan, January 10-14, 1966, , Seite 1-12.

6.3.1.1-35 R.G.Edge, A.T.B.P.Squires, „Lubricant Evaluation and Systems Design for Aircraft Gas Turbine Engines“ , Paper 690424 des SAE „National Air Transportation Meeting“ New York, April 21-24, 1969, Seite 1-21.

6.3.1.1-36 T.Tauqir, I.Salam, A.ul Haq, A.Q.Khan, „Causes of fatigue failure in the main bearing of an aero engine“, „Engineering Failure Analysis 7“, (2000) Pergamon Verlag, Seite 127-144.

6.3.1.1-37 P.F.Brown, L.J.Dobek, M.J.Carrano, R.A.Valori, R.D.Dayton, „Increase the Wear Life of Gas Turbine Engine Roller Bearings“, Paper der Proceedings AGARD-CP-323, „Problems in Bearings and Lubrication“, Kapitel 3-1.

6.3.1.1-38 F.J.Ebert, W.Trojan, H.W.Zoch, „Hochaufgestickter, martensitischer Wälzlagerstahl ist ermüdungsfest und korrosionsbeständig“, Zeitschrift „Wälzlagertechnik - Industrietechnik“ Fa. FAG Kugelfischer, Ausgabe 1992-503DA, Seite 9-21.

© Axel Bossmann - Turboconsult
Alle Schulungsunterlagen nur mit Lizenz

6.3.1.1-39 E.Broszeit, F.Schmidt, H.J.Schröder, „Werkstoffanstrengung im Hertz'schen Kontakt infolge Last- und Eigenspannungen", Zeitschrift „Werkstofftechnik", Nr. 9, Seite 210-214.

6.3.1.1-40 J.Schmidt, W.K.Hank, A.Klein, K.Maier, „The Oil/Air System of a Modern Fighter Aircraft Engine", MTU-München GmbH, Paper des 59 th Symposium on the AGARD Propulsion and Energetics..., 31.3.1982,, Ottawa Canada, www.gbv.de/dms/tib-ub.../01753001.pdf, Seite 1-20

6.3.1.1-41 J.L.Caggianor, „Shaft Voltage Measurement - A Technique for Detecting 'Electrical' Problems in Turbomachinery", Zeitschrift „Turbomachinery International",July-August 1983, Seite 26-31.

6.3.1.1-42 H.Boyanton, „Bearing Damage Due to Electric Discharge", „Shaft Grounding Systems, Inc.",1995, Seite 1-25.

6.3.1.1-43 „Stray currents can damage turbine bearings", Zeitschrift „Power Engineering",August 1997, Seite 1 und 2.

6.3.1.1-44 D.J.Powell, G.W.Jewell, J.D.Ede, D.Howe, „An integrated starter-generator for a large civil aero-engine", Paper AIAA 2005-5550 der „3rd International Energy Conversion Engineering Conference" 15.-18 August 2005, San Francisco, California, Seite 1 f.f.

6.3.1.1-45 R.R.Secunde, „Integrated Engine-Generator for Aircraft Secondary Power", 1972, Seite 1 f.f.

6.3.1.1-46 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 5", Turboconsult, 2008, ISBN 978-3-00-025780-3, Kapitel 20.1, Kapitel 22.3, Kapitel 23.1 und Kapitel 23.2.

6.3.1.1-47 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2", Turboconsult, 2001, ISBN3-00-008429-0, Kapitel 6.3.1, Kapitel 7.2.1 und Kapitel 8.2.

6.3.1.1-48 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 3", Turboconsult, 2000, ISBN3-00-017733-7, Kapitel 11.2.1 und Kapitel 12.6.3.

6.3.1.1-49 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 1", Turboconsult, 2000, ISBN3-00-005842-7, Kapitel 5.1.3.

6.3.1.1-50 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 4", Turboconsult, 2008, ISBN 3-00-017734-5, Kapitel 16.2.2.5 und Kapitel 18.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.3.1.1-51 W.-R.Zabel, „Einfluss von Oxidationbsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fett-geschmierter Lager“, Promotionsarbeit, 2005, Seite 1-150.

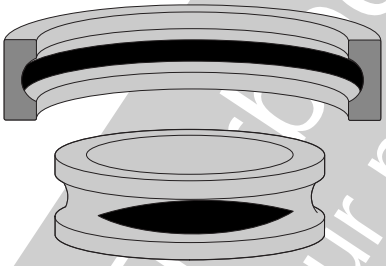
6.3.1.1-52 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 5“, Turboconsult, 2008, ISBN 978-3-00-025780-3, Kapitel 20.1, Kapitel 22.3, Kapitel 23.1, Kapitel 23.2, Kapitel 23.4.2, Kapitel 25.1 und Kapitel 25.2.

6.3.1.1-53 D.C.Whitlock, „Oil Sealing of Aero Engine Bearing Compartments“, Proceedings AGARD-CP-237 der Konferenz “Seal Technology in Gas Turbine Engines“, Seite 7.1 bis 7.11.

6.3.1.1-54 „Investigation Team Identifies Causes of CF6-80 Problem“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 7, 1983, Seite 32. .

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.3.1.2 Vermeidung von Wälzlagerschäden und Abhilfen. Schadensuntersuchung und Bewertung.



Für Wälzlagerschäden gilt wie allgemein: **Eine gezielte und erfolgreiche Abhilfe erfordert die Kenntnis ursächlicher Einflüsse** (Bild 6.3.1.2-7). Doch das kann, anders als nach den vielen veröffentlichten Systematiken zu erwarten, gerade bei Wälzlagern **schwieriger als bei anderen Maschinenelementen** sein (Bild 6.3.1.1-11). Um Erfolg zu haben, muss man über ausreichend Kenntnis der **Symptome** und spezifischen Belastungen der jeweiligen Anwendung verfügen. Diese müssen identifiziert und bewertet werden.

- **Äußere Symptome** eines nicht mehr auswertbaren Lagerschadens (Bild 6.3.1.2-1). Dazu gehören **Vibrationen** in Größe, Zeitablauf und Verteilung, **Pumpstöße** (Bild 6.3.1.2-7) sowie **hohe Temperaturen**. Bei etwas Glück lassen sie auch nach einer Zerstörung des Lagers noch Rückschlüsse auf Ursachen wie Unwuchten zu.
- **Instrumentenanzeigen** in einem Kontrollstand (z.B.Cockpit), gegebenenfalls **elektronisch gespeicherte auslesbare Messwerte** (Bild 6.3.1.2-2, Band 1 Bild 3.3-2.2).
- Anzeichen im **Schmieröl**: Späne, Ermüdungsausbrüche. Verunreinigungen im Öl (Filter, Magnetstopfen, Bild 6.3.1.2-3) die einen Schaden auslösen können (Lit. 6.3.1.2-46 und Bild 6.3.1.2-2). Bewertung des **Schadensfortschritts** nach **Trend des Späneanfalls** (Kapitel 7.1.2 und Kapitel 7.2) und/oder des **Metallgehalts** im Öl (Bild 6.3.1.2-3 und Bild 7.1.3.1-5).
- Identifikation des betroffenen Bauteils/Lagers anhand **chemischer Analysen** der Späne (Bild 6.3.1.2-3) und/oder des Öls (Bild 7.1-8).
- Auswertung der Spuren auf den Laufflächen (Bild 6.3.1.2-5 und Bild 6.3.1.2-6).
- Auswertung der **Sitzflächen** (z.B. auf **Schwingverschleiß, Verdrehung** in Stärke und Verteilung, Bild 6.3.1.2-6).
- Erkennen von Beschädigungen durch einen **Montagevorgang** (Bild6.3.1.2-17).
- **Kenntnisse des Ölsystems** (Lit. 6.3.1.2-21) und wechselseitige Beeinflussung bei einem Lagerschaden.
- Kenntnisse eventueller schadensrelevanter **Schwachstellen** des betroffenen Maschinentyps.

Sind die Ursachen bekannt, lassen sich **Maßnahmen** bzw. Abhilfen erarbeiten und einführen (Band 1 Kapitel 2). Bei Betriebsüberlastungen dürften **verbesserte Lager** und/oder **lastsenkende** Maßnahmen (Bild 6.3.1.2-1 und Lit. 6.3.1.2-22) erfolgversprechend sein. Probleme mit der **Schmierölversorgung** (Lit. 6.3.1.2-21 und Kapitel 7.1.2) sind im System gezielt anzugehen. Typisches Beispiel ist **Verkokung** im Lagerbereich (Lit. 6.3.1.2-21 und Kapitel 7.1.2).

© Kiel Possmann - Fibconsult
Urheberschutz, Weitergabe nur mit Lizenz

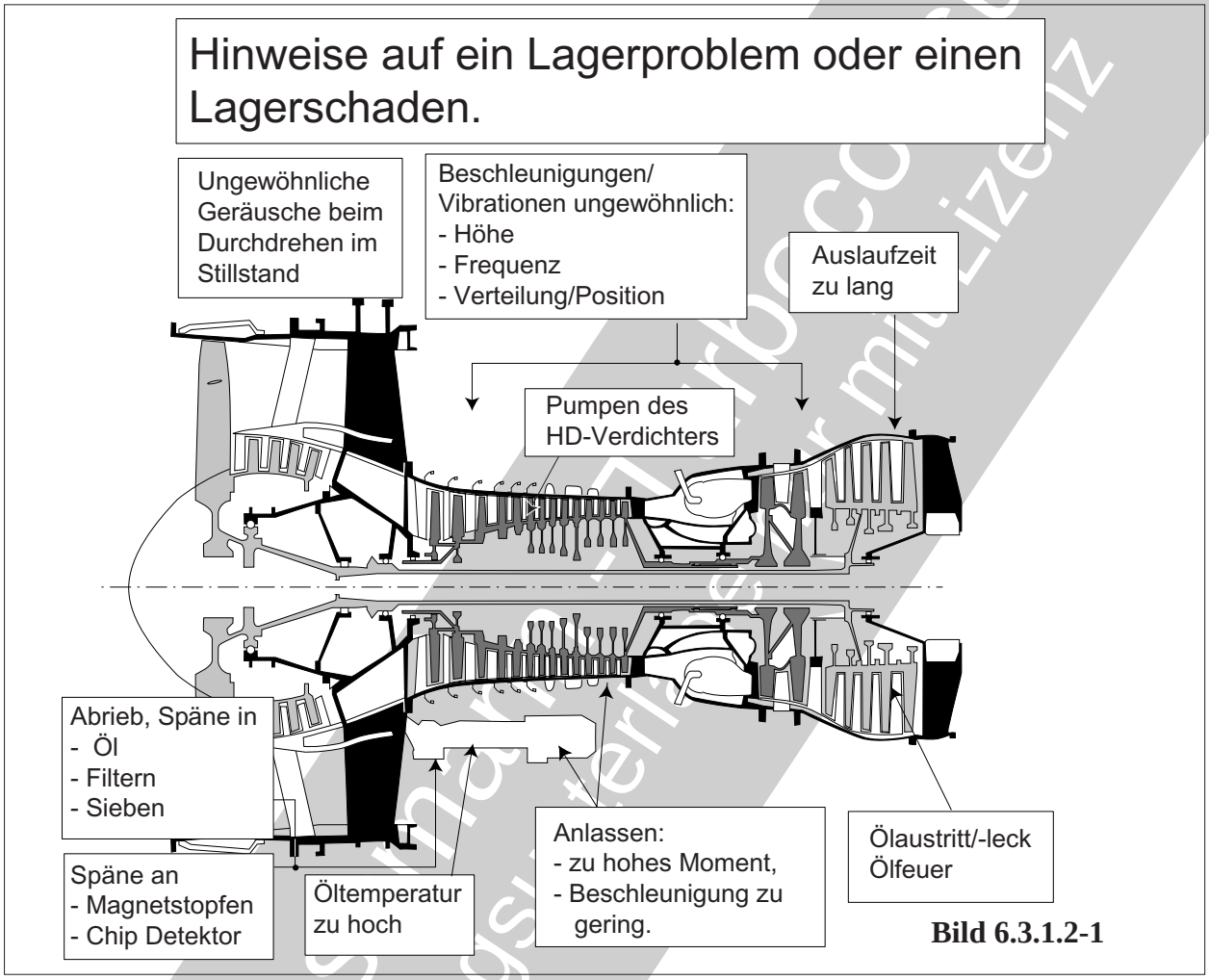


Bild 6.3.1.2-1

Bild 6.3.1.2-1 *(Lit. 6.3.1.2-1 bis Lit. 6.3.1.2-5): Viel gewonnen ist bereits, wenn* ***Symptome erkannt*** *werden, die Probleme eines Lagers möglichst* ***vor dessen Ausfall*** *anzeigen (Bild 6.3.1.2-2).*

Während und außerhalb des Betriebs direkt oder indirekt beobachtbare Besonderheiten an einer Lagerung können dem ***erfahrenen Fachmann*** *Hinweise auf ein Problem geben. Dabei lässt sich auf die Entstehung von Lagerschäden, auf deren Vorhandensein und auf ursächliche Einflüsse schließen. Eine solche Aufgabe ist* ***besonders anspruchsvoll****, weil die meisten Symptome verschiedene Ursachen haben können. Die* ***Kombination mehrerer Besonderheiten*** *verbessert die* ***Aussagensicherheit*** *deutlich (Lit. 6.3.1.2-23). In den meisten Fällen ist nur eine* ***erste Einschätzung der Situation*** *möglich, sie kann jedoch keine* ***Schadensanalyse/Problemanalyse*** *(Band 1 Kapitel 3.3 und Lit. 6.3.1.2-23) ersetzen.*

Ungewöhnlich hohe Lagertemperatur *ist ein Zeichen, dass ein Schaden bereits gefährlich weit fortgeschritten ist und/oder das Lager unter nicht auslegungskonformen Betriebsbedingungen läuft. Deshalb ist die Chance, den Schaden frühzeitig vor einem Versagen des Lagers zu erkennen, eher gering. Bei* ***Hauptlagern*** *von Turbomaschinen kann die Öltemperatur einen Hinweis geben. Ein* ***Rückschluss auf das betroffene Lager*** *ist ohne zusätzliche Beobachtungen wie* ***Späneanfall*** *(Kapitel 7.1.2) oder* ***Schwingungen*** *(Lit. 6.3.1.2-21 und Band 1 Kapitel 3.3) kaum möglich. Gefährliche Temperaturen der Lager von Anbaugetrieben lassen sich im Rahmen von* ***Wartungsarbeiten*** *an äußeren* ***Verfärbungen*** *der Gehäuse oder* ***Ölleck*** *einer* ***geschädigten***

©AxiCon Turbo Consult
Abschlussarbeiten für mich zient

Dichtung *erkennen (Lit. 6.3.1.2-21 und Kapitel6.10.2.1 und Kapitel 6.10.2,2). Zu hohe Lagertemperaturen sind in den meisten Fällen die Folge von Reibungswärme. Ein solcher Zustand ist in der* ***Endphase eines Lagerschadens*** *zu erwarten (Bild 6.3.1.1-17 bis Bild 6.3.1.1-19).*

Hohe Betriebstemperaturen *als Schadensursache können auf unterschiedliche Weise entstehen:*

- ***Ungenügende Ölversorgung****, z.B. bei Blockierung der Ölzufuhr durch Verkokung von Leitungen (Kapitel 7.2.1 und Lit. 6.3.1.2-21) und/oder Öldüsen oder Leck.*

- Zu ***hohe Öltemperatur****, z.B. als Folge einer ungenügenden Ölkühlung oder Versagen der* ***Isolierung einer Lagerkammer*** *im Heißteilbereich (Bild 7.1.4-2). Im Extremfall kann ein Ölfeuer den Lagerbereich kurzfristig bis zum Schaden (Bild 7.1.4-11 und Bild 7.1.4-12) aufheizen (Lit. 6.3.1.2-22).*

- Überlastung des Lagers durch ***ungewöhnliche Betriebszustände*** *wie hohe Unwuchten. Typischer Auslöser ist ein Schaufelbruch. Weitere Ursachen sind extreme* ***Axiallasten als Folge eines Labyrinthschadens*** *(Bild 6.10.3.1.1-2, Bild 6.10.3.1.1-3 und Lit. 6.3.1.2-22).*

- Auslegungsbedingte zu hohe ***Lagerbelastung****.*

- Maßprobleme am Lager selbst, z.B. zu geringes Lagerspiel (Lit. 6.3.1.2-21) oder an den Lagersitzen (Bild 6.3.1.2-12).

Geräusch*: Der hohe Lärmpegel einer Maschine dürfte diese Erkennungsmöglichkeit eines Schadens im Betrieb verhindern. Eine Möglichkeit besteht mit einer* ***Frequenzanalyse*** *des abgestrahlten Schalls, wenn eine* ***charakteristische Frequenz*** *zu erwarten ist. Bei* ***Wartungsarbeiten*** *können jedoch* ***ungewöhnliche*** *Geräusche während des Durchdrehens der Rotoren auf den Beginn eines Schadens schließen lassen. Die Zuordnung dürfte jedoch bei anderen Entstehungsmöglichkeiten wie Anstreifen, problematisch sein.*

Vibrationen *können ein aussaggefähiges Indiz für einen Lagerschaden sein. Beispielsweise sind die Gehäuse von Triebwerken gewöhnlich mit mehreren Beschleunigungssensoren ausgestattet. Sie warnen bei Überschreiten eines Beschleunigungswerts (Band 1 Kapitel 3.3 und Lit. 6.3.1.2-21). Ist ein Lager als* ***Schwachstelle*** *eines Maschinentyps* ***bekannt,*** *lassen sich aus den im Schadensfall auftretenden Vibrationen (Lage in der Maschine, Band 1 Kapitel 3.3. und Lit. 6.3.1.2-21) genauere Schlüsse ziehen. Es besteht die Chance, aus den von den Aufnehmern gemessenen Schwingfrequenzen auf das betroffene Wellensystem zu schließen.*

Erhöhte Reibung *bzw.* ***Momente*** *können sich bei einem fortgeschrittenen Hauptlagerschaden in einem merklichen Abbremsen des Rotors zeigen. In einem solchen Fall wird die normale* ***Betriebsdrehzahl nicht erreicht*** *und/oder der Rotor verhält sich* ***bei Beschleunigung merklich träge****. In diesem Zusammenhang ist* ***Pumpen des Verdichters*** *ein zusätzliches Indiz.*

Im Stillstand kann sich bei ***Wartungsarbeiten*** *ein ungewöhnlich schweres Durchdrehen der Rotoren bemerkbar machen. Dies dürfte aber in den meisten Fällen eher auf ein Anstreifen von Schaufeln oder Labyrinthen mit anderen Ursachen zurückzuführen sein. Im sehr seltenen Fall eines Lagerschadens handelt es sich um ein indirektes Merkmal. Es ist nur dann zu erwarten, wenn das Schadensausmaß eine ausreichende Zentrierung des Rotors nicht mehr zulässt. In diesem Fall sind jedoch* ***weitere Anzeichen wie Späneanfall*** *zu erwarten.*

Fortgeschrittene Lagerschäden wie eine Ermüdung der Laufbahnen können sich im Stillstand dem aufmerksamen Beobachter zeigen. So fallen ***rauer Lauf*** *und* ***ruckartige Verzögerungen*** *(bei örtlicher Ermüdung am Umfang des Lagers) beim langsamen Drehen der Rotoren auf.*

Festsitzen/Klemmen*, besonders von Hauptwellen ist wohl in den seltensten Fällen auf einen Lagerschaden zurückzuführen. Ein Hinweis ist, wenn dieser Zustand auch nach vollkommenem Abkühlen des Triebwerks nicht ver-*

© Axel Rossmann - Turbopolysum
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

schwindet. Dann lässt sich das übliche Klemmen durch Wärmedehnungen (z.B. Rotorverkrümmung ausschließen (Lit. 6.1.2.3-22).

***Schwingverschleiß** (**Fretting**) ist von außen an einem Lager kaum zu erkennen. Es konzentriert sich in erster Linie auf die **Sitzflächen**. Indirekt kann sich ein Lagerschaden jedoch als Folge von **Vibrationen** und/oder **Fluchtproblemen** auf angrenzende Bauteile auswirken. Besonders Vielkeilverzahnungen auf Wellen (Bild 6.6.1-1) können deutlichen Verschleiß (Band 1 Bild 5.9.1-13 und Lit. 6.3.1.2-21 und Lit. 6.3.1.2-22) zeigen.*

***Ölaustritt und Rauchentwicklung** sind oft Folgeschäden eines Lagerversagens. Dabei tritt das Öl durch **beschädigte benachbarte Dichtungen** (z.B. Lagerkammer). Ungewöhnliche Spuren von **Ölverkokung** in Verdichter und Heißteil sind erste Hinweise. Im Extremfall entsteht ein von außen deutlich sichtbares **Ölfeuer** (Kapitel 7.1.4, Lit. 6.3.1.2-21 und Lit. 6.3.1.2-22). Bedenklicher Ölaustritt an Dichtungen von Anbaugetrieben können eine Folge des Versagens der Lagerung einer An- oder Abtriebswelle zu den Geräten sein.*

***Öldruckabfall** wird von **Warnanzeigen** registriert. Es kann sich um die Folge eines Lagerschadens handeln. Gründe sind **verstopfte Filter und Siebe** oder **zerstörte Dichtungen**. In jedem Fall ist der Schaden des Lagers schon weit, bis zum totalen Versagen, fortgeschritten.*

***Ölanalysen** lassen in vielen Fällen die Entstehung eines Lagerschadens vor dem katastrophalen Versagen erkennen (Bild 6.3.1.2-3, Kapitel 7.1.3 und Kapitel 7.2, Lit. 6.3.2.1-21).*

***Magnetstopfenbefund und Chipdetektoren** sind sehr hilfreich bei der frühzeitigen Erkennung und Identifizierung von Lagerschäden (Bild 6.3.1.2-3, Kapitel 7.1.3, Kapitel 7.2 und Lit. 6.3.1.2-21).*

***Bild 6.3.1.2-2** (Lit. 6.3.1.2- 6 und Lit. 6.3.1.2-7): Der **Schadensfortschritt bei Wälzlagern** erfolgt gewöhnlich (Laufflächenermüdung, Schwingverschleiß) nach einer **Inkubationszeit** exponentiell (Diagramm). Die größte Chance einen Schaden zu erkennen, besteht daher während der Inkubation vor einem Schaden (Bild 6.3.1.2-1). Diese Chance steigt mit dem Trend zu **mehr Überwachungssensoren** in Kombination mit dem Einsatz von Computern (Kapitel 7.2, Band 1 Kapitel 3.3, Lit. 6.3.2.1-21). So wird es möglich, **verschiedene Sensorangaben kombiniert** zu bewerten und die Aussage sicherer zu machen (Band 1 Kapitel 3.3, Lit. 6.3.2.1-21).*
*Der „**Entdeckungszeitpunkt**“ entscheidet über*

- ***Schadensausmaß bzw. Schadensrisiko**.*
- *Sofortige **Maßnahmen** wie Abstellen der Maschine.*
- ***Auswertbarkeit** des Schadens und damit die ausreichend sichere **Ermittlung der Ursache**.*
- *Nachhaltige wirksame **Abhilfen**. Hierzu gehören Gewährleistung ausreichender Ölversorgung oder Vermeidung von Verkokung durch Heat Soaking (Kapitel 7.1.2, Lit. 6.3.1.2-21).*

*Die **Hauptphasen eines Lagerschadens** und mögliche Erkennungsmerkmale sind in der Tabelle angeführt.*

***Früherkennung** bedeutet, dass der Schaden **ausreichend** früh erkannt wird. Das heißt bevor er Folgeschäden an anderen Bauteilen auslöst und/oder sich unzulässig auf das Verhalten der Maschine auswirkt. Typische Merkmale sind*

- ***charakteristische Partikel** im Öl (Bild Kapitel 7.1.3, Kapitel 7.2 und Lit. 6.3.1.2-21) und die*
- ***Tendenz** der Häufigkeit von Partikeln (Lit. 6.3.2.1-21).*
- *Ungewöhnliche, hochfrequente **Vibrationen** und*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Techniken zur Erkennung von Lagerschäden.

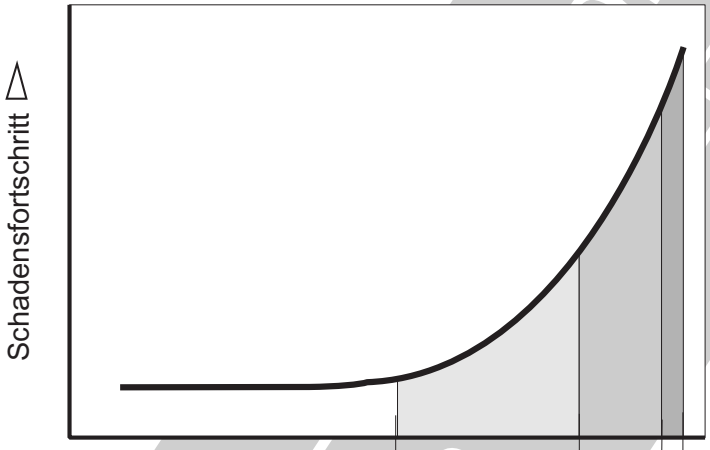


Bild 6.3.1.2-2

in Anlehnung an Angaben der Fa. R.R.

Effekt	Früherkennung	späte Erkennung	Abschalt-warnungen
Partikel	Magnetchipdetektor(MCD) Spektrometrische Ölanalyse (SOAP) Ferrografie Quantitative Partikelwarnung (QDM) Mikroanalyse (REM) Mikroskopische Untersuchung	Grobe Späne im Filter und/oder an Magnetstopfen	Öldruckabfall im Filter
Vibrationen	hohe Frequenzen Schallabstrahlung		niedrige Frequenzen
Temperatur-anstieg		Öltemperatur	Lagerkammer: Ölaustritt mit Ölfeuer führt zu Feuerwarnung.
Öldruck	ansteigend bei Blockierung (Verkokung) von Frischöl-querschnitten	Abfall beim Zusetzen von Filtern und Sieben durch Späne aus dem Lager	Öldruckänderung
Maßänderungen Verschiebungen		axiale Rotorbewegung	axiale Rotorbewegung
Drehzahl-änderung	Lagerkäfig falls realisierbar	zu niedrige Rotor-drehzahlen	

© Axel Rohm - Vorlage als Lizenz

- ***Schallabstrahlung*** *ohne Überschreiten der Limits (Lit. 6.3.2.1-21).*

- Äußerst aussagekräftig wäre die Möglichkeit, die ***Drehzahl des Käfigs*** *eines kritischen Hauptlagers zu überwachen (Lit. 6.3.1.2-6). Zu weit von der Kinematik absinkende Drehzahlen sind ein Zeichen für hohe Reibungskräfte (Bild 6.3.1.1-18). Diese entstehen bei „Skidding“ (Käfigschlupf , Bild 6.3.1.1-14.1) oder einem an der Führung gefährlich abgebremsten Käfig (Bild 6.3.1.1-17).*

‘Späte Erkennung’ *ist gegeben, wenn es bereits zum* ***Ausfall der Lagerfunktion*** *kam. Dies ist besonders bei* ***hochtourigen Lagern kleinerer Triebwerke*** *wahrscheinlich. Hier liegt die Schadensentwicklung von ersten Anzeichen bis zum Versagen im* ***Sekundenbereich****. Die Anzeichen sind mit einem Ausfall der Lager-*

funktionen gekoppelt, die bis zum ***katastrophalen Maschinenschaden*** *reichen. Dazu gehören*
- ungewöhnlich heftige Vibrationen (Beschleunigungswerte über den Limits). Die Frequenzen liegen im Bereich der Rotordrehzahlen.

Abschaltwarnungen *können beispielsweise* ***vom Lager selbst*** *oder von Folgeschäden an* ***anderen Komponenten*** *ausgelöst werden. Sie melden beispielsweise*
- Ölfeuer mit großen ***Unwuchten****, Rotorbruch (Wellen, Scheiben, Bild 7.1.4-11 und Bild 7.1.4-12, Lit. 6.3.1.2-22).*
- Ausgeprägte ***Anstreifvorgänge*** *mit Folgeschäden an Beschaufelung und Dichtungen.*
Abschaltungen beruhen auf Instrumentenanzeigen und Warnsignalen. Nicht zuletzt entscheidet der ***Pilot*** *unter Berücksichtigung von* ***Vorschriften und Handbüchern****. Typische Warnungen sind:*
- ***Öldruckabfall****.*
- Unzulässig starke ***Vibrationen****.*
- ***Feuer****warnung.*
- Unbeeinflusster ***Drehzahlabfall*** *oder ungewöhnlich träges Beschleunigungsverhalten von Rotoren (Lit. 6.3.1.2-21). In diesem Zusammenhang* ***Verdichterpumpen****.*
- Axialer ***Rotorversatz*** *bei Versagen eines Festlagers. Auslösen der Abschaltautomatik (Lit. 6.3.1.2-25).*

Bild 6.3.1.2-3 *(Lit. 6.3.1.2-7):* ***Partikel im Öl, in Filtern und/oder von Magnetstopfen/ Magnetdetektoren*** *können in mehrfacher Hinsicht zur* ***Ermittlung der Schadensursache*** *beitragen (Lit. 7.1.2.1). Die Aussagesicherheit lässt sich gegebenenfalls steigern, indem Einzelergebnisse der verschiedenen Auswertungen/Untersuchungen kombiniert bewertet werden (Kapitel 7.1.2.1 und Lit. 6.3.1.2-21).*

Zeitablauf*: Der* ***Trend*** *(Diagramme oben) des Anstiegs von* ***schadensbedingten Partikeln*** *(Ermüdungsausbrüche, Späne, Kapitel 7.1.3.1) gibt Hinweise auf*
- Art des ***Schadensmechanismus****: Ermüdung, Verschleiß.*
- Beginn des ***schädigenden Einflusses****: z.B. Montage, Ölwechsel, Transport, besondere Betriebsbelastung.*
Kündigt sich der Lagerschaden nicht mit Partikeln an bzw. entsteht offenbar spontan, lässt dies auf Ursachen schließen wie
- plötzliche ***Überlastung****, z.B. bei hohen Unwuchten infolge eines Schaufelbruchs oder heftigen* ***Pumpstößen*** *in Turbomaschinen (Bild 6.3.1.1-16, Lit. 6.3.1.2-24).*
- ***Ölmangel*** *als Ursache für eine selbstverstärkende Aufheizung mit Lagerversagen.*
- Bei sehr hochtourigen Lagern, wie von Gasturbinen kleiner Leistung, kann auch ein Ermüdungsschaden scheinbar ***schlagartig zum totalen Versagen*** *des Lagers führen.*

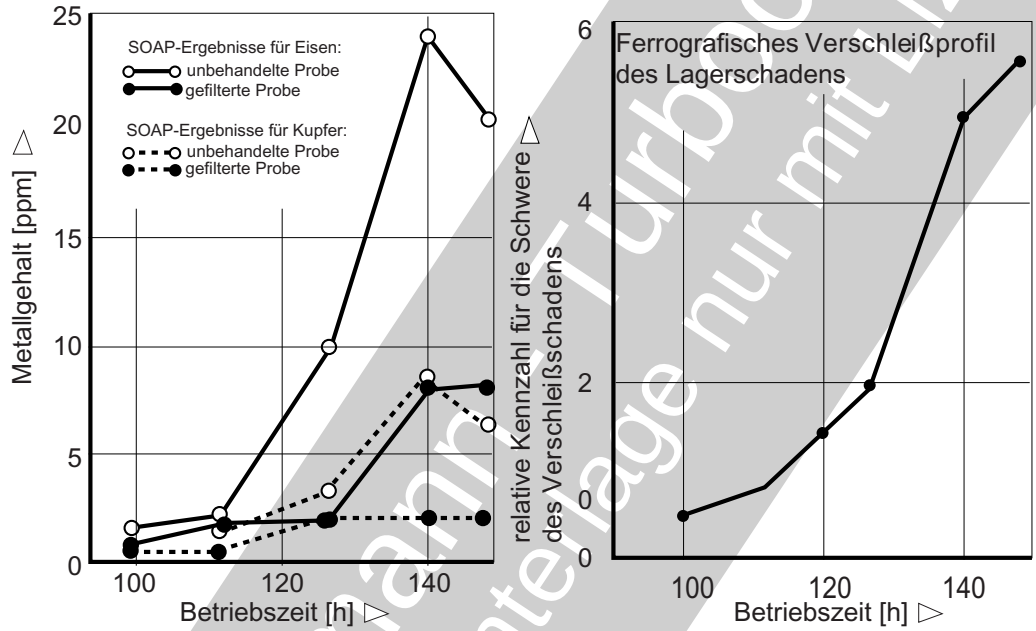
Chemische Analysen der Partikel *lassen die Identifikation eines primär betroffenen Bauteils/Lagers im Ölsystem zu (Bild 6.3.1.2-7, Bild 7.2-4.1.1. Bild 7.2-4.1.2, Bild 7.2-4.2 und Lit. 7.1.2.1). Hierzu gibt es in Handbüchern Hilfen, die Analysen Werkstoffen und Bauteilen zuordnen (Bild 7.2-6, Lit. 6.3.2.1-21). Das* ***zeitliche Auftreten*** *von Partikeln der Teile eines Lagers (Käfig, Lagerringe, Wälzkörper) oder anderer Bauteile (z.B. Zahnräder, Dichtungen) kann eine* ***Unterscheidung zwischen Primär- und Sekundärschäden*** *sowie Rückschlüsse auf die Entstehung von* ***Folgeschäden*** *ermöglichen.*

Form und äußere Merkmale der Partikel als Schadensfolge *sind oft charakteristisch für den Schadensmechanismus bei der Entstehung (Bild 7.1.3.1-2, Bild 7.1.3.1-4 und Lit. 6.3.1.2-21). Beispielsweise lassen sich Ermüdung (Skizze unten rechts) und Reibverschleiß (Skizzen unten links) unterscheiden.*

Partikel als Schadensursache: *Dazu gehören harte keramische Verunreinigungen wie Strahlgut oder ausgeplatzte Panzerung von*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Der Trend der Menge und die Analyse von Partikeln im Ölfilter und/oder am Magnetstopfen lassen auf Schadensteil, Schadensmechanismus und Zeitablauf schließen.



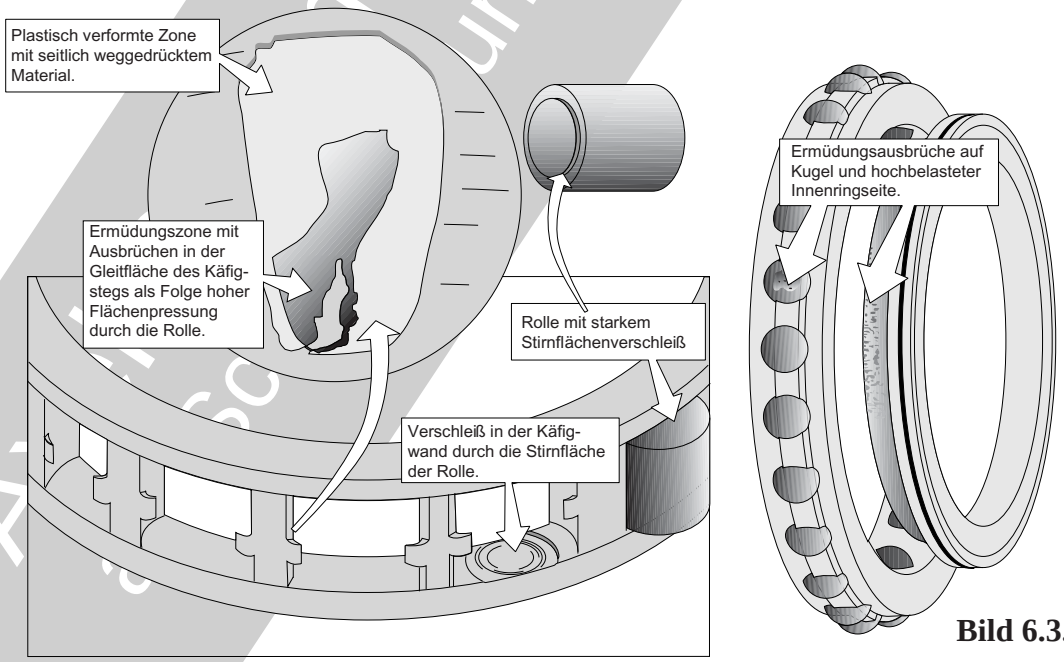


Bild 6.3.1.2-3

Labyrinthspitzen (Bild 6.10.3.1.2-3.1 und, Lit. 6.3.1.2-22). Sie lassen sich mikroskopisch an ihrer Erscheinung und mit Analysen identifizieren (Bild 7.1.3.1-4 und Lit. 6.3.1.2-21).

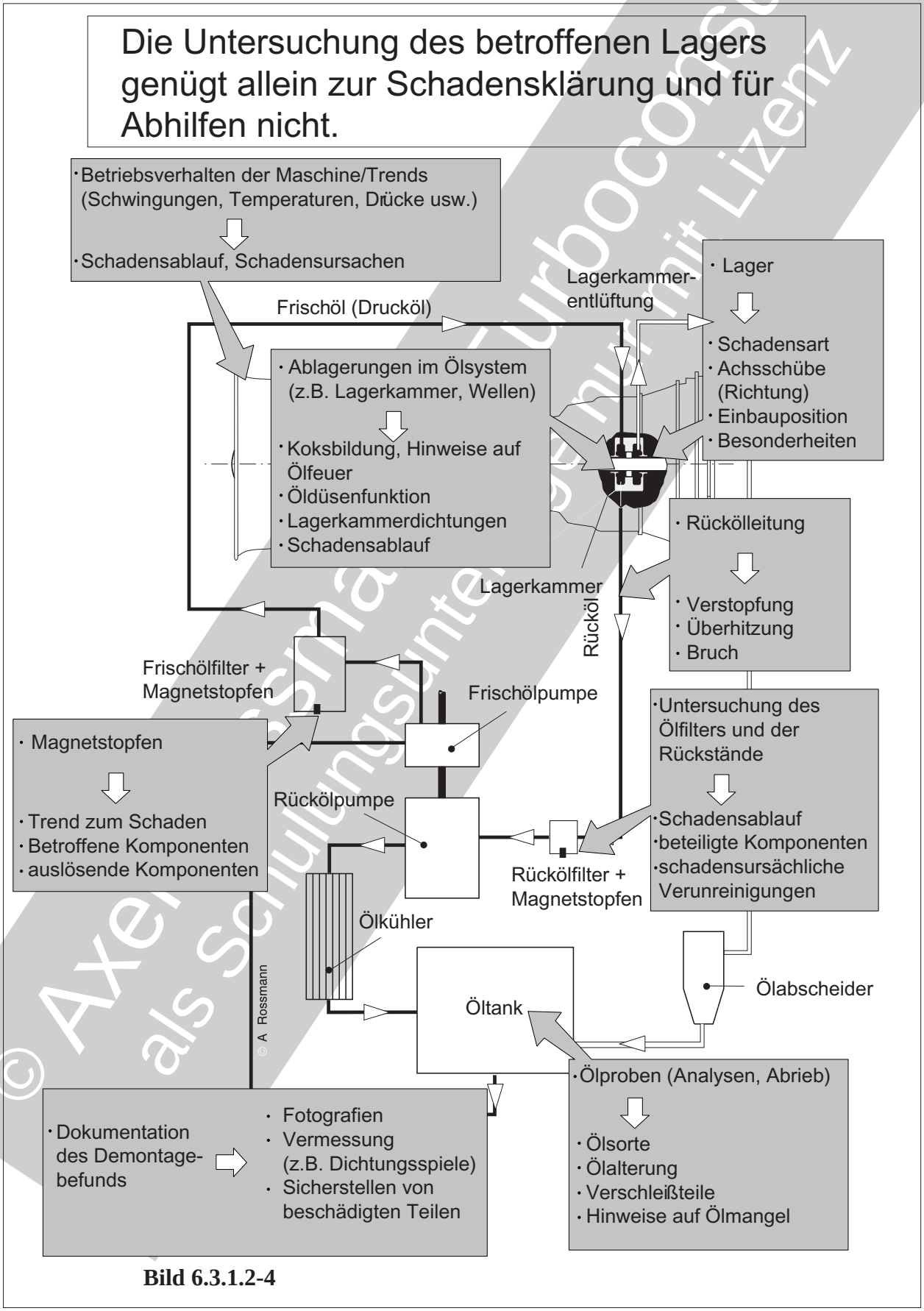


Bild 6.3.1.2-4

© Axel Rossmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

***Bild 6.3.1.2-4**: Ein Wälzlager ist im Schadensfall häufig so zerstört (Lit. 6.3.2.1-21), dass eine **befriedigende Aussage zum Schadensmechanismus** allein aus dem Befund des Teils **nicht mehr möglich** ist. Besonders problematisch sind Lager die im Grenzbereich ihrer Belastbarkeit (mechanisch, thermisch) betrieben werden. Scheinbar kleine Einflüsse, einzeln oder in Kombination, können eine erfolgreiche **Ursachenanalyse** auch dem erfahrenen Fachmann **bis zur Unlösbarkeit erschweren**. Dies zeigen Fälle, in denen es erst nach einer Vielzahl **gefährlicher Parallelfälle** innerhalb von Jahren zu erfolgreicher Klärung und/oder Maßnahmen kam (Lit. 6.3.2.1-21). Deshalb müssen alle Möglichkeiten zur Klärung, insbesondere der Ursachenfindung, genutzt werden. Das gilt sowohl für Auswirkungen auf andere Komponenten (z.B. Regler) und die Maschine (z.B. Betriebsverhalten), als auch alle möglicherweise betroffenen Komponenten des Ölsystems. Es ist also von entscheidender Bedeutung, **gespeicherte Aufzeichnungen** der Betriebsdaten auch auf scheinbar nebensächliche Besonderheiten genau zu überprüfen (Band 1 Bild 2.2.1-1 und Lit. 6.3.1.2-21). Deren Aussagen sind mit dem Befund der Komponenten des Ölsystems systematisch zu analysieren und zu bewerten. Es ist verständlich, dass **vor der Untersuchung keine Veränderungen am Ölsystem** vorgenommen werden. Dazu gehört der **Tausch oder die Entnahme von Öl und Filtern**. Auch die **Zerlegung** und das **Reinigen** der Teile darf nur im Beisein und/oder mit der Zustimmung der für die Untersuchung Verantwortlichen geschehen.*

***Instrumentenanzeigen und Warnsignale** (Bild 6.3.1.2-1): Es handelt sich in erster Linie um die Überwachung von Schwingungen, Öldruck, Öltemperatur und Rotordrehzahlen. Sie geben Hinweise auf Schadenseintritt und -ablauf. So lassen sie Rückschlüsse auf die Ursache zu.*

*Auch **Ablagerungen im Ölsystem** außerhalb von Magnetstopfen, Filtern und Sieben können sowohl wichtige Erkenntnisse zur Schadensursache, als auch zum -ablauf geben.*

*Auf die **Ursache** können Anzeichen für eine **Blockierung der Ölzufuhr** (z.B. Koksbildung) und Fremdpartikel (z.B. von Dichtungen, Überholung) hinweisen.*

*Rückschlüsse auf den **Schadensablauf** geben **schichtweise Ablagerungen** (Bild 7.1.2-3.2). Sie sind in „**Totwassergebieten**“ oder Zonen in denen Trägheitskräfte (Zentrifugalkräfte) eine zeitliche **schichtweise Abscheidung** ermöglichen zu erwarten (Bild 6.3.1.2-16). Es handelt sich um Bereiche wie*

- *Ecken von Lagerkammern und*
- *Getriebegehäusen,*
- *Ölauffangborde („Catcher“) an Wellen und Lagern, oder*
- *Ölzuführungen in Wellen (Lit. 6.3.2.1-21).*

*Die **Untersuchung solcher Ablagerungen** erfordert eine angepasste **Präparation**. Dazu gehört das Entfernen der Ölreste, Einbetten der Schichtprobe und die Herstellung eines „Querschliffs“ für die mikroskopischen Untersuchungen.*

*Gelingt dies, lassen sich Aussagen zu **ursächlichen Fremdpartikeln, Schadensablauf, primär versagendem Lagerelement** (z.B. Käfig oder Wälzflächen) und **Schadensmechanismen** erwarten.*

***Oberfläche/Aussehen und Struktur von Koksablagerungen** Bild 7.1.2-2.1, Bild 7.1.2-3.1 und Lit. 6.3.2.1-21) lassen sich auf die **Entstehungsart** (Ölfeuer) und Entstehungsbedingungen (Tröpfchen, Dampf, im Stillstand, hohe Temperaturen) hin auswerten (Kapitel 7.1.2). Der **Ort der Koksbildung** gibt Hinweise auf den zugehörigen Betriebszustand (z.B. Stillstand, Kapitel 7.1.2-7 und Lit. 6.3.2.1-21) und/oder ungewöhnliche Bedingungen/Ursachen wie Versagen einer Lagerkammerisolierung.*

*Ablagerungen in **Frischölleitungen und Öldüsen** (Bild 7.1.2-7) sind besonders ernst zu nehmen. Wegen der vorgeschalteten Filter handelt es sich mit hoher Wahrscheinlichkeit um*

© Axel Rossmann - Turbocons
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

einen Primäreffekt. Zunächst ist zu prüfen, ob sie eine schadensursächliche Beeinträchtigung des Öldurchflusses erklären.
Weiter stellt sich die Frage, ob die Ablagerungen (meist Ölkoks) vor Ort (z.B. in einer Zuführungsleitung oder Öldüse, Bild 7.1.2-7, Lit. 6.3.1.2-21) entstanden sind oder eingeschwemmt wurden.

Ein Befund der ***Rückölleitungen*** *ist ebenfalls von Interesse. Sie können im Betrieb oder im Stillstand derart* ***hohe Temperaturen*** *annehmen, dass es zu gefährlicher Koksbildung kommt. Grund ist die von außen zugeführte Wärme (Strahlung, Konvektion) und eine unzureichende innere Wärmeabfuhr (zeitweise geringe Durchflussmenge, Schaum).* ***Koks*** *wirkt isolierend und beschleunigt den Prozess. Ein verengter Querschnitt kann Öl in der Lagerkammer bis zur Lagerüberhitzung und Entzündung des Öls stauen. Ungewöhnliche* ***Anlauffarben*** *oder Oxidation der Rohraußenseite weisen auf ein Ölfeuer hin, das sich durch das Rückölrohr fortsetzte (Bild 7.1.4-9). In diesem Zusammenhang sind Lecks in Rückölleitungen zu nennen. Ein hier erfolgender Heißgaseinbruch kann erfahrungsgemäß ein* ***Ölfeuer*** *mit extrem hohen Rohrtemperaturen auslösen.*

Die Untersuchung der ***Rückstände in Ölfiltern und Ölsieben*** *wird ausgiebig in Kapitel 7.1.3.1, Kapitel 7.2 und Lit. 6.3.1.2-21 behandelt. Sie haben das Potenzial für Aussagen zu* ***schadensauslösenden Einflüssen*** *(z.B. unmagnetische Fremdpartikel) und* ***Schadensablauf****.*

Ablagerungen an Magnetstopfen und Magnetchipdetektoren *sind Thema von Kapitel 7.1.3.1 und Kapitel 7.2 und Lit. 6.3.1.2-21. Da es sich um magnetische Partikel handelt, stammen diese häufig vom betroffenen Lager. Sie sind deshalb besonders für den* ***Schadensmechanismus*** *(Ermüdung, Verschleißvorgänge) von Interesse.*

Aussagekräftiges ***Restöl und Ölproben*** *setzen voraus, dass nach dem Schaden möglichst* ***kein Öl gewechselt****,* ***nachgegossen oder abgelassen*** *wurde. Ölproben sind an geeigneten,* ***schadensspezifischen Bereichen des Ölsystems zu entnehmen****. Von besonderem Interesse sind Hinweise auf Ölmenge/Ölverlust, Öltyp, Alterungszustand (Kapitel 7.1.2.1 und Lit. 6.3.1.2-21) und Verunreinigungen. Dabei ist die Betriebszeit zu berücksichtigen.*

Bild 6.3.1.2-5 *(Lit. 6.3.1.2-1, Lit. 6.3.1.2-8 bis Lit. 6.3.1.2-10):* ***Laufspuren an Wälzflächen auf Ringen und Wälzkörpern*** *der Lager können wichtige Informationen zu* ***Höhe und Richtung der Belastungen*** *geben. Sie sind im Gegensatz zu Bereichen mit Ermüdungsausbrüchen (Bild 6.3.1.2-6)* ***kein Merkmal einer Werkstoffschädigung****.* ***Form, Verlauf und Verteilung*** *auf den Wälzflächen, die von der auslegungsgemäßen gleichmäßigen Anordnung abweichen, sind jedoch ein Indiz für eine* ***schädigende Lastverteilung****.*
Diese wird bestimmt von
- Kraftrichtung,
- Kraftänderungen (z.B. Unwuchten),
- Maßabweichungen wie Fluchtfehler und Schiefstand im Zusammenhang mit dem Sitz der Laufringe.
- Verformungen wie Verzug von Gehäusen oder Wellendurchbiegung.
Typisches makroskopisches Merkmal einer Laufspur ist eine glänzende/spiegelnde Oberfläche. Bei mikroskopischer Betrachtung ist eine ***plastische Einebnung von Bearbeitungsriefen*** *normal. Auch oberflächliche Einlaufpittings zeigen gegebenenfalls die Laufspur an und müssen noch kein Grund zur Besorgnis sein (Bild 6.3.1.1-7). Übersteigen diese jedoch ein erfahrungsgemäßes, lagerspezifisch tolerierbares Ausmaß, können sie als frühzeitiges Anzeichen für eine zu kurze Auslegungslebensdauer sein. In diesem Fall kann eine zerstörungsfreie Untersuchung (Eigenspannungen, Bild 6.3.1.2-9, Lit 6.3.1.2-9) und/oder eine zerstörende Untersuchung (Bild 6.3.1.2-8) auf* ***Ermüdungsanzeichen*** *im Hinblick auf eine*

© Axel Rossmann - Tribosult als Schulungsunterlage zum Download

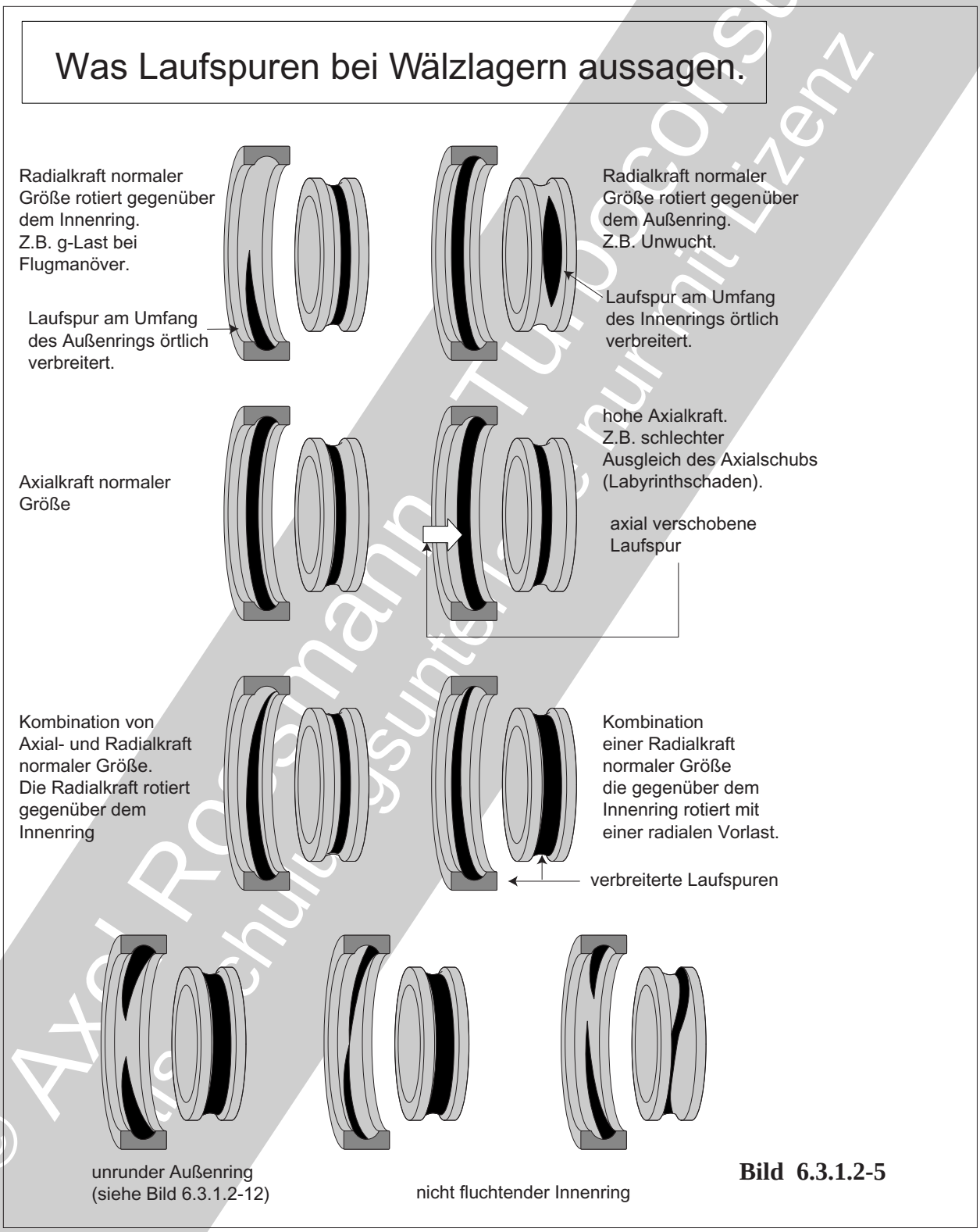


Bild 6.3.1.2-5

Risikoabschätzung *notwendig werden (Bild 6.3.1.2-8 und Bild 6.3.1.2-9).*
Bemerkenswert sind auch ***Anzeichen für Laufflächenbeschädigungen****. Dazu gehören* ***Eindrücke von Partikeln*** *(Bild 6.3.1.1-9) oder erste Anzeichen für* ***Schlupf der Wälzkörper*** *(Bild 6.3.1.1-15).*

© Axel Rossmann, Turboconsult
Lehrschulungsunterlage nur mit Lizenz

Fehler-ursache		Fehlerart	Fehlerfolgen	Fehlerauswirkung	Schadensbild
Fehlerhaftes Fügen der Laufringe	Verschmutzte Laufbahn	Schmutzteilchen auf Laufbahn oder Sitzfläche	Druckstellen auf Laufbahnen, eingedrückte Partikel	Laufbahnermüdung (Pittingbildung) von der Druckstelle ausgehend	
		ungenügender Korrosionsschutz		Rauigkeit	
		Ungeeignete Lagerung im Betrieb,Versand oder als Ersatzteil			
		Handschweiß auf Laufbahn oder Sitzflächen	Korrosion an den Berührungsstellen. Meist punktförmig in Abdruckmuster		
	Beschädigte Laufbahn	Unmittelbare Schläge auf den Bord des Rings	Rissbildung am Lagerring	Gefahr von Ermüdungsbrüchen oder Ausbrüchen am Lagerring. Bruchkanten beschädigen Wälzkörper.	
		Kräfte auf die Rollen bzw, Wälzkörper beim Fügen des Lagers oder beim Einschieben in den Sitz	Eindrücke und Gratbildung auf den Laufbahnen und/oder deren Kanten	Fortschreitende Laufbahnschädigung durch Ermüdungsausbrüche bis zum spontanen Versagen	
		Fügen von Rollenlagern bei Modulbauweise			
	verformte Laufbahn	Unrundheit des Sitzes. Zu starke erwünschte Unrundheit.	Lagerring wird oval verformt	örtliche Überlastung mit Laufbahnermüdung	
		Sitz ist kein Zylinder, z.B. konisch oder bombiert	Schlechtes Tragbild der Sitzfläche, elastisch deformierter Laufring	Laufbahn- und Sitzflächenermüdung im Bereich nicht aufliegender Zonen der Außenringsitzfläche.	
		Zu starke radiale Verspannung des Innenrings, z.B. Kegelsitz zu stramm.	(Gewalt-) Einrisse auf der Laufbahn	Ermüdungsausbrüche an den Rissen auf den Laufbahnen	

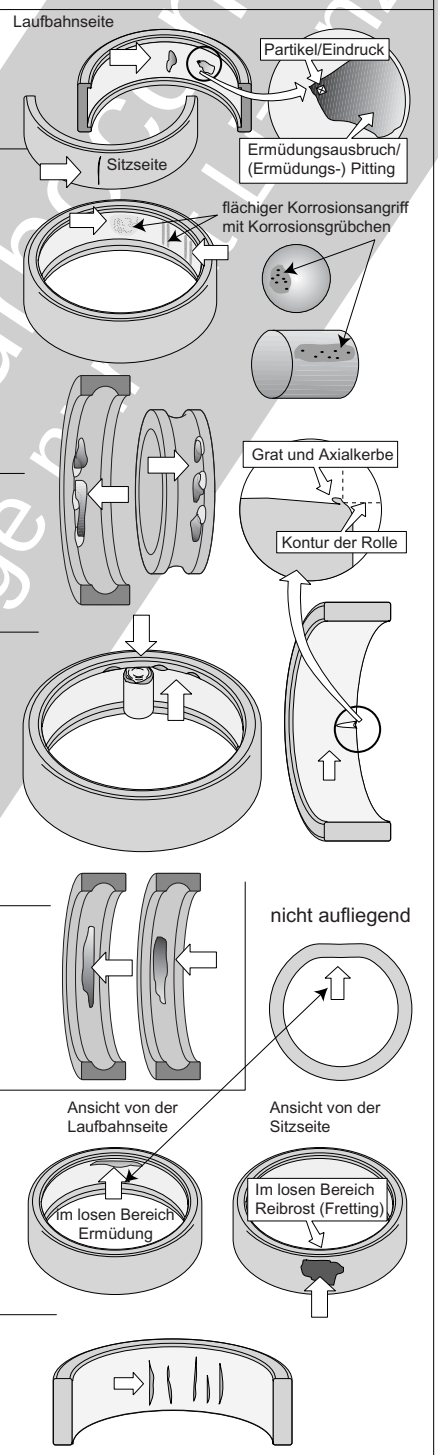


Bild 6.3.1.2-6.1

Bild 6.3.1.2-6.1/-6.2 *(Lit. 6.3.1.2-6, Lit. 6.3.1.2-11 und Lit. 6.3.1.2-12): In dieser Zusammenstellung sind typische* ***makroskopische Erscheinungsformen und Merkmale*** *von Wälzlagerschäden den Ursachen zugeordnet. Damit sollen dem Praktiker* ***Fachbegriffe*** *nä-*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur für Lernz

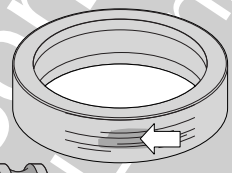
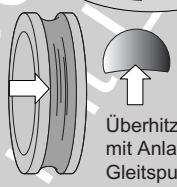
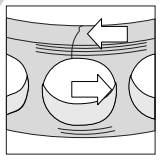
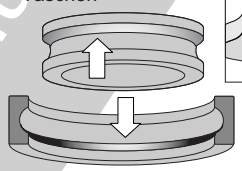
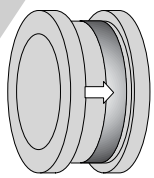
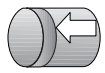
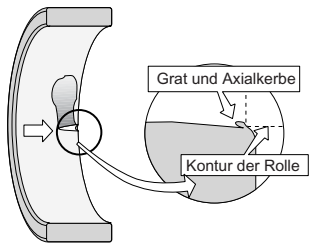
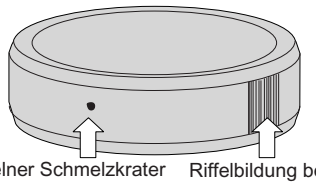
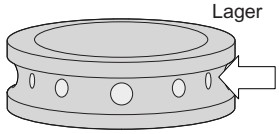
Fehlerursache		Fehlerart	Fehlerfolgen	Fehlerauswirkung	Schadensbild
Fehlerhaftes Fügen der Laufringe	Zu loser Sitz	Ring mit Umfangslast und zu lockerem Sitz	Wandern des Rings auf der Sitzfläche	Reibrost (Fretting) und Fressstellen mit Umfangriefen und Materialübertrag	
	zu strammer Sitz	Außenring sitzt zu stramm	Zu geringes radiales Lagerspiel (Lagerluft)	Zwangslauf der Kugeln führt zu Temperaturanstieg, Überhitzung, Käfigschädigung bis Bruch, Blockieren des Lagers	 abgeflachte extrem überhitzte Kugel Überhitzter Laufring mit Anlauffarben und Gleitspuren
		Bei Kugellager als Loslager	Axialkräfte zur Verschiebung des Lagers zu groß. Wärmedehnung führt zur Überlastung .	Versetzte Laufbahnschäden: Ermüdungsausbrüche	gebrochener Käfig mit verschlissenen Taschen  
Fehlerhafte Einbaulage	Lagefehler von Anlage-/Sitzflächen	nicht fluchtende Sitzflächen der Lager	Schiefstellung belastet die Kanten von Rollen und Laufbahn	verstärkte Ermüdung an kantenbelasteten Zonen von Rollen und Laufbahn	 Verkantet eingebauter Innenring eines Rollenlagers mit Ermüdungsspur  Kantenbelastete Rolle
		nicht fluchtende axiale Anlageflächen	verkantete Lage des Laufrings	Ausbrüche (Abblättern) der Laufbahn auf der kantenbelasteten Seite.	
Fehlerhaftes Montieren	Lagerbeschädigung	unvorsichtiges Einschieben des tragenden Laufrings eines Rollenlagers	Deformation des Laufrings, Eindrücke, Grate, Riefen	Ermüdung geht von den Laufbahnschädigungen aus. Lösen des Innenrings mit Gefahr einer Überhitzung der Welle	
Lagerschäden durch Fremdeinwirkung		Stromdurchgang: - Schweißen - Beschriftung Funkenschreiber elektrolytisch - Im Betrieb Blitz Kurzschluss	Je nach Betriebszustand: - einzelne Krater - mehrere Krater hintereinander - Riffelbildung	Ermüdung geht von den Laufbahnschädigungen aus und führt bis zum Lagerausfall	 einzelner Schmelzkrater bei stehendem Lager Riffelbildung bei rotierendem Lager
		Lagervibrationen im Stillstand - Transport - Ultraschallreinigung	- Eindrücke, - 'Frosting' (matte Zone) - Brinelling - false Brinelling Reibrost (Fretting) mit örtlichem Verschleiß	Bei Verschleiß in Form von Einbuchtungen auf der Lauffläche geht Ermüdung von den Laufbahnschädigungen aus	 Brinelling am Innenring eines Kugellagers

Bild 6.3.1.2-6.2

her gebracht werden, um Angaben in Spezifikationen und Handbüchern besser zu verstehen und einzuordnen.

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Genehmigung

Identifizieren der Schadensursache an Hand des Schadensbilds.

Einflüsse ▷ / Merkmal ▽	Geschädigte Bereiche des Lagers					Typische Ursachen für Wälzlagerschäden									
						Einbau						Lagereigenschaften			
	G1	G2	G3	G4	G5	U1	U2	U3	U4	U5	U6	E1	E2	E3	E4
	Sitzflächen	Wälzflächen	Bord- und Rollenstirnflächen	Käfig	Führungsflächen der Ringe zum Käfig	Falsche Montageverfahren oder Werkz.	Unsauberkeit	Zu feste Passung oder zu hohe Vorspannung	Zu lose Passung oder zu geringe Vorspng.	Schlechte Unterstützung der Ringe	Fluchtungsfehler oder Wellenbiegung	Werkstoff	Käfig	Nacharbeit	Herstellung
"A" Auffälligkeit im Betriebsverhalten															
"A1" Unruhiger Lauf						●	●		●						
"A2" Ungewöhnliches Geräusch						●	●	●	●	●	●				
"A3" Gestörtes Temperaturverhalten								●			●				
"B" Aussehen demontierter Lagerteile															
"B1" Fremdkörpereindrücke		●					●								
"B2" Ermüdungsschäden		●				●	●	●		●	●				
"B3" Stillstandsmarkierungen		●													
"B4" Schmelzkrater und Riffeln, 'Frosting'		●													
"B5" Schlupfschäden		●							●						
"B6" Wälzkörpereindrücke, Schürfmarken		●	●			●									
"B7" Fressspuren		●	●	●											
"B8" Verschleißschäden		●	●	●	●		●								
"B9" Korrosionsschäden		●	●	●	●										
"B10" Heißlaufschäden	●	●	●	●	●			●							
"B11" Brüche	●	●	●	●		●		●		●					
"B12" Reibkorrosionsschäden, (Fretting)	●								●	●					
"Einflüsse" (Verweis auf Bilder und Beispiele) ▷	Bild 6.3.1.2-6.2, 6.3.1.2-12	Bild 6.3.1.1-3, Bild 6.3.1.1-4, Bild 6.3.1.1-6, Bild 6.3.1.1-9	Bild 6.3.1.1-18, Bild 6.3.1.1-19	Bild 6.3.1.1-18, Bild 6.3.1.1-19, Bild 6.3.1.1-20	Bild 63.1.1-17, Bild 6.3.1.1-20	Bild 6.3.1.2-7.3, Bild 6.3.1.2-13, Bild 6.3.1.2-17	Bild 6.3.1.2-7.3, Bild 6.3.1.1-9, Bild 6.3.1.2-6.1, 6.3.1.1-28	Bild 6.3.1.2-12	Bild 6.3.1.2-6.2	Bild 6.3.1.2-6.2, 6.3.1.2-12	Bild 6.3.1.2-6.2, Bild 6.3.1.2-7.3	Bild 23.1.1-10.2, Bild 23.1.1-11.1, Bild 23.1.1-11.2	Bild 6.3.1.1-19, Bild 6.3.1.1-20	Bild 6.3.1.1-9, Bild 6.3.1.1-28	Bild 6.3.1.1-5.2, Bild 6.3.1.1-9, Bild 6.3.1.1-10.1, Bild 6.3.1.1-10.2

Bild 6.3.1.2-7.1

© Axel Rossmann - Mikroconsult als Schulungsunterlage mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

© Axel Rossmann - Turnoconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Typische Ursachen für Wälzlagerschäden

	Betriebsbeanspruchungen			Umgebungseinflüsse				Schmierung			
	BB1	BB2	BB3	UE1	UE2	UE3	UE4	S1	S2	S3	"Merkmale" (Verweis auf Bilder, Texte und Beispiele)
	Über-oder Unterbelastung	Schwingungen	Hohe Drehzahlen	Staub, Schmutz	Aggressive Medien, Wasser	Fremdwärme	Stromdurchgang	Ungeeignetes Öl/Fett	Öl-/Fettmangel	Zu viel Öl/Fett	
Bild 6.3.1.1-16, Bild 6.3.1.2-8, Bild 6.3.1.3-12, Bild 6.3.1.2-16, Bild 6.3.1.2-17		●		●	●		●	●			Bild 6.3.1.2-2, Bild 6.3.1.2-6.1, Bild 6.3.1.2-15, Kapitel 7.2
	●	●		●	●		●	●	●		Bild 6.3.1.2-2
Bild 6.3.1.2-15	●		●			●		●	●	●	Bild 6.3.1.2-14.2
Bild 6.3.1.1-10.1, Bild 6.3.1.1-10.3, Bild 6.3.1.1-17				●		●					Bild 6.3.1.1-6.1, Bild 6.3.1.1-6.2, Bild 6.3.1.1-9
Bild 6.3.1.1-8, Bild 6.3.1.1-9, Bild 6.3.1.1-28, Bild 6.3.1.2-6.1	●			●				●	●		Bild 6.3.1.2-6.1
Bild 6.3.1.2-28, Bild 6.3.1.2-6.1, Bild 6.3.1.2-13		●									Bild 6.3.1.2-7.3, Bild 6.3.1.2-13, Bild 6.3.1.1-28
Bild 6.3.1.2-14.2, Bild 6.5-6											Bild 6.3.1.1-21, Bild 6.3.1.1-24
Bild 6.3.1.1-22.2, Bild 6.3.1.1-25, Bild 6.3.1.1-26	●								●		Bild 6.3.1.1-14.1, Bild 6.3.1.1-14.2, Bild 6.3.1.1-15,
	●						●				Bild 6.3.1.2-6.1, Bild 6.3.1.1-12, Bild 6.3.1.2-17
Bild 6.3.1.1-28, Bild 6.3.1.2-7.3	●		●					●	●		Bild 6.3.1.1-15, Bild 6.3.1.1-17, Bild 6.3.1.2-6.2. Band 1 Kapitel5.9.2
Bild 6.3.1.2-8.1				●				●	●		Bild 6.3.1.1-18, Bild 6.3.1.1-19, Bild 6.3.1.2-6.1, Bild 6.3.1.2-7.3
					●			●			Bild 6.3.1.1-5.1, Bild 6.3.1.1-28, Bild 6.3.1.2-6.1, Bild 6.3.1.2-13
Bild 6.3.1.2-7.3			●			●		●	●	●	Bild 6.3.1.1-17, Bild 6.3.1.2-6.2, Bild 6.3.1.2-14.2, Bild 6.3.1.2-16
											Bild 6.3.1.1-16, Bild 6.3.1.1-18, Bild 6.3.1.1-20, Bild 6.3.1.2-6.2
		●									Bild 6.3.1.1-13, Band 6.3.1.2-6.2, Band 1 Bild 5.9.3-2

Bild 6.3.1.2-7.1/-7.2 *(Lit. 6.3.1.2-8):* ***Zuordnung von Lauf- und Schadensmerkmalen*** *mit Schadensmechanismen bzw. Ursachen*

Bild 6.3.1.2-7.2

Bild 6.3.1.2-7.3 *(Lit. 6.3.1.2-19 und Lit. 6.3.1.2-20):* ***Fettschmierung ist bei Wälzlagern des 'allgemeinen Maschinenbaus'****.mit ca. 90% die* ***weitaus häufigste Art der Schmierung.*** *Man findet sie besonders bei 'autarken Systemen' wie Elektromotoren (z.B. Anlasser, Antriebe von Haushaltsgeräten) und Generatoren (z.B. Lichtmaschinen) in Kraftfahrzeugen und Haushaltstechnik.*

Die häufigste ***Ausfallursache*** *wird in über der Hälfte aller Fälle dem* ***Schmiermittel*** *zugeordnet (Statistik oben). Trotzdem scheint die Fachliteratur der Maschinenelemente dem nicht gerecht zu werden. Deshalb sind hier Angaben aus der Literatur (insbesondere dem Internet) zusammengestellt.*

Zuordnung von Lauf- und Schadensmerkmalen *mit Schadensmechanismen schmierfettbedingter Ursachen. Grundsätzlich entsprechen diese Schadensmechanismen und Schadensbilder (Bild 6.3.1.2-7.1 und Bild 6.3.1.2-7.2) der Lagerelemente selbst weitgehend denen der Ölschmierung. Identifikationsgeeignet unterscheidet sich die* ***Erscheinungsform*** *insbesondere des Fetts in ausgefallenen Lagern. Sie werden im Folgenden beschrieben (siehe hierzu Bild 7.1.2-2.1).*

Diese ***Fettschmierung*** *erfährt mit der Einführung von* ***Elektromotoren als Antrieb*** *in Kraftfahrzeugen gesteigerte Beachtung (Lit. 6.3.1.2-19). Es lohnt sich also für den Konstrukteur, Besonderheiten und potenzielle Pobleme genauer zu betrachten. Dazu gehören:*

- *(Erst-)****Schmierung*** *und* ***Nachschmierung****.*
- ***Abdichtung*** *(Bild 9.1.1-1).*
- ***Schäden*** *an den* ***Wälzlagern*** *(Kapitel 6.3.1.2)*

Schmierungsbedingt *(Bild 9.1.1-1.1, Bild 9.1.1-1.2 und Bild 9.1.1-2). Hauptursache bei Wälzlagerschäden > 60%)*

Mangelschmierung,
Überschmierung,
ungeeignetes Fett.

Stromdurchgang *(Bild 6.3.1.1-25, Bild 9.1.1-1.2 und Band 1 Bild 5.12.1-5).*

Ursachen für Wälzlagerschäden *am Beispiel* ***von Elektromotoren*** *(Bild 6.3.1.1-26):*

Häufig werden ***Schäden*** *unterschiedlichster Ursachen („****A****“, „****H****“, „****D****“) pauschal auf ungünstige Schmierung zurückgeführt. Das führt natürlich zu einer Schadenvermeidung nach dem Prinzip 'Trial and Error' und ist entsprechend oft unbefriedigend. Es lohnt sich also in jedem Fall eine fachmännische Untersuchung, durchzuführen. Diese muss das gesamte Betriebsspektrum einschließen.*

*„****A****“* ***Schmierfett*** *(siehe Bild 9.1.1-1.1).*

*„****H****“* ***Überlastung*** *durch äußere Kräfte:*

Vorspannung *durch* ***Riementrieb*** *führt zu Verkippung („****G****“). Erkennbar an Laufspur (Bild 6.3.1.2-5) und Verteilung von Ermüdungsausbrüchen (Bild 6.3.1.2-6.1 und Bild 6.3.1.2-6.2). Auch ein Ausfall des Käfigs ist möglich (Bild 6.3.1.1-18).*

Verspannung *durch* ***Kupplungen*** *bzw.* ***Gelenkwellen*** *(Kapitel 6.6.1-3, Kapitel 6.6.3 und Kapitel 6.6.4,Bild 6.6.4-1).*

Unvorhergesehene*,* ***in der Auslegung nicht berücksichtigte Belastungen*** *wie Schwingungen und Stöße.*

*„****D****“* ***Stromdurchgang*** *(Bild 6.3.1.1-25, Bild 9.1.1-1.2 und Band 1 Bild 5.12.1-5).*

Es treten typische Schadensbilder auf. Ist das Lager noch nicht zu weit zerstört, lassen sich diese identifizieren.

*„****E****“* ***Verschmutzungen*** *durch eingedrungene Feuchtigkeit und Partikel (Schmutz) führen zu frühzeitiger Laufbahnermüdung (Bild 6.3.1.1-9) und Käfigverschleiß (Bild 6.3.1.1-18) sowie zu*

*„****B****“* ***Korrosion****:(Bild 6.3.1.2-6.1). Diese erfolgt im* ***Stillstand*** *(siehe auch Bild 6.3.1.1-28). Das kann sich in der Verteilung von Korrosionsgrübchen im Wälzkörperabstand auf der Anlagefläche zeigen. Häufig entsprechend dem Rotorgewicht unten. Ausnahmen sind bei Verspannung, z.B. durch einen Riementrieb denkbar.*

*„****F****“* ***Leckage*** *als Folge eines Versagens der Abdichtung. Dies kann lebensdauerbedingt sein und/oder bei Elastomeren durch schädigende Reaktionen mit dem Fett.*

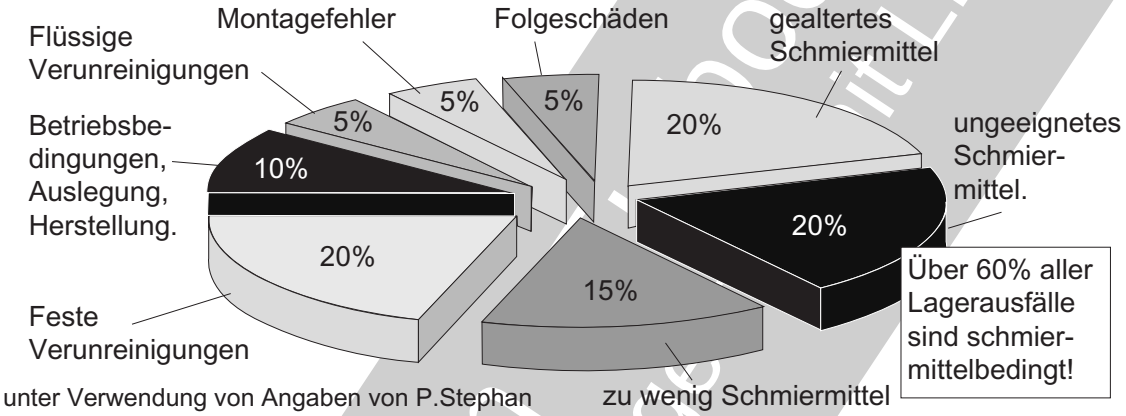
© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Hinweise in Beispielen von Schadensbildern fettgeschmierter Wälzlager auf ursächliche Schmierung.

Die Tendenzen in einer frühen Statistik der Ursachen von Schäden an fettgeschmierten Wälzlagern dürfte heute noch Gültigkeit haben.

nach AS.E.Baker 1958



unter Verwendung von Angaben von P.Stephan

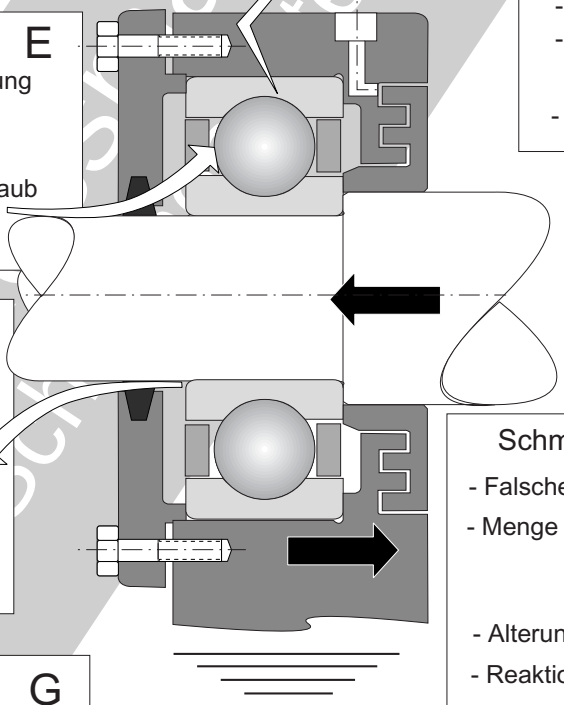
Stromdurchgang: D
- Fettalterung
- Laufbahnschädigung

Temperatur: C
- zu hoch
- zu niedrig

Drehzahl
- übersteigt 'Grenzdrehzahl'

Verschmutzung E
- bei Nachschmierung

Dichtung:
- Versagen
  Eindringender Staub
- Reaktion mit Schmierfett



Korrosion: B
- Feuchtigkeit (Umgebung)
- Stillstandsprobleme (Schwitzwasser)

Leckage: F

Dichtung
- Versagen

Schmierfett niedrige Viskosität durch
- hohe Temperatur
- ungeeignet

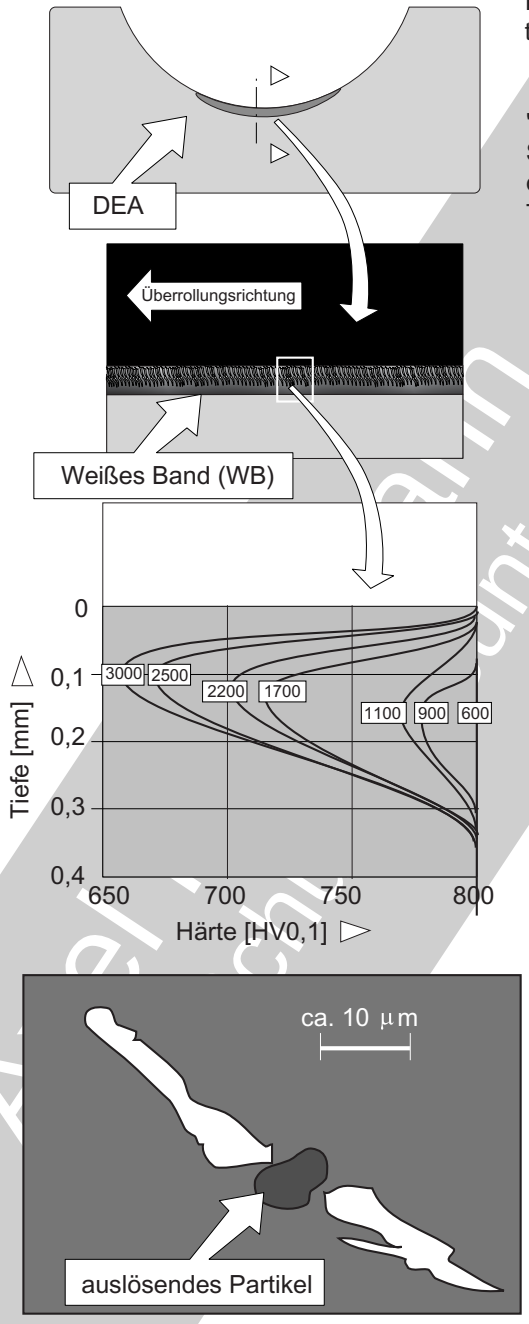
Schmierfett: A
- Falsches/ungeeignetes Fett
- Menge zu viel (Überschmierung)
  zu wenig (Mangelschmierung) bei rotierendem Außenring
- Alterung bei Stromdurchgang
- Reaktion mit Dichtungsmaterial

Montagefehler: G
- Verpannung zu hoch,
- Beschädigungen,
- Verkippen,
- Sitz zu lose: Verschleiß

Überlastung: H
- Äußere Lasten
- Verspannung
- Verkippung
- Vibrationen

Bild 6.3.1.2-7.3

Die Möglichkeit aus der Untersuchung gelaufener Wälzlager die keine sichtbaren Schäden zeigen auf das zu erwartende Betriebsverhalten zu schließen ist eine große Chance für die Schadensklärung.



Innenring eines Rillenkugellagers bei 0,25 µm theoretischer Schmierfilmdicke.

Phase 1

"Dark Etching Area (DEA)" im Axialschliff.
Sie entsteht als erste Gefügeveränderung durch die Werkstoffbeanspruchung beim Überrollen.
Tritt auch unter EHD-Bedingungen auf.

Merkmale:
- Größe (Lage, Tiefe),
- Lage in der Laufbahn (axial und am Umfang)
- Intensität der dunklen Verfärbung.

Phase 2

"**Weiße Bänder (WB)**" im Umfangsschliff

Merkmale:
- Winkel der Strukturorientierung zur Oberfläche
- Härteverlauf senkrecht zur Oberfläche
  Größe des Abfalls und Verlauf

"**Butterflies**" sind nicht zu verwechseln mit 'Weißen Bändern'!
Sie bilden sich bei der Überrollung nicht-metallischer Einschlüsse, insbesondere Oxide.

Merkmale:
- Ausgangspunkt, Lage zur Lauffläche,
  Tiefe unter der Oberfläche,
  Orientierungswinkel zur Lauffläche
- Auslösende Verunreinigung: Art, Größe

Die genannten Merkmale können folgende schadensrelevanten Hinweise geben:
- Lagerbelastung
  - Art, Einflüsse
  - Höhe
  - Richtung (axial, radial)
  - Verteilung am Umfang
- Lebensdauer
- Werkstoffeigenschaften (Verunreinigungen, Härte)
- Eigenspannungen von Herstellung und Betrieb
- Reib- und Gleitverhältnisse

Bild 6.3.1.2-8

© Axel Hahn - Turbo Consult
Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Bild 6.3.1.2-8 *(Lit. 6.3.1.2-13): Für die Schadensuntersuchung als* ***Schädigungsnachweis und Bewertung der mechanischen Betriebsbelastung*** *und damit zur* ***Risikoabschätzung*** *kann eine* ***metallografische Untersuchung*** *(Band 1 Bild 2.2.2.4-2) im Laufspurbereich (Bild 6.3.1.2-5) hilfreich sein.* ***Eigenspannungsmessungen*** *(Lit. 6.3.1.2-23) auf der Laufspur sind in der Lage, die Folgerungen zu stützen (Bild 6.3.1.2-9).*
Es sei jedoch auf die ***Schwierigkeit*** *der Interpretation für* ***eindeutige Aussagen*** *hingewiesen. Das ist auf die Überlagerung von Schub- und Normalspannungen (Anstrengung) sowie Spannungsspitzen im Bereich der Laufbahnoberfläche zurückzuführen (Bild 6.3.1.1-3). Hier wirken sich Faktoren wie* ***Mangelschmierung, ungünstiger Oberflächenzustand, Schlupf*** *der Wälzkörper und* ***Verunreinigungen im Schmieröl*** *aus.*
Abhängig von Laufzeit und Lagerkräften bzw. Laufbahnbeanspruchung zeigt ein geeignet präparierter/angeätzter Querschliff typische, bewertbare Merkmale, die als ***Ermüdungskennzeichen*** *zu werten sind:*

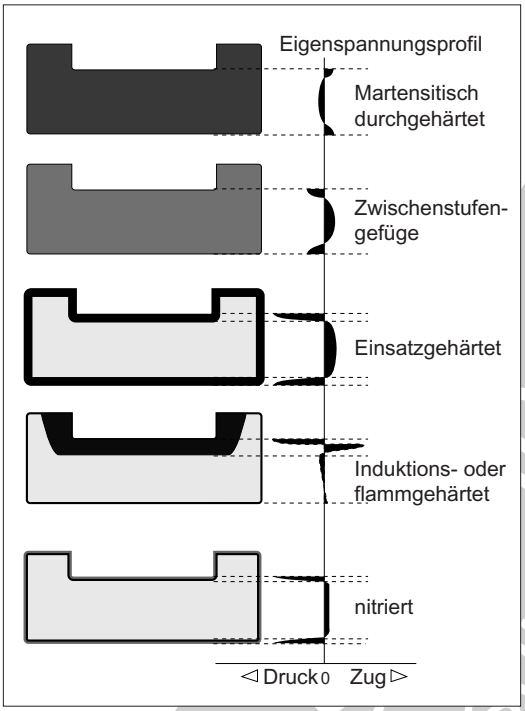
Dunkle Bereiche *(Dark Etching Areas = DEAs) erscheinen nach dem Ätzen im Bereich der Laufspur (Skizze oben Axialschnitt). Sie werden mit der Laufzeit dunkler und größer. Ebenfalls bilden sich mit der Zeit im Umfangsschliff erkennbare, bis wenige zehntel Millimeter tiefe, schräg zur Oberfläche angeordnete, sog.* ***weiße Bänder*** *(WBs, Detail oben). Danach entstehen näher zur Oberfläche zusätzlich weiße Bänder mit einer steileren Orientierung. Bei den WBs handelt es sich offenbar um* ***Ferritbildung aus dem Härtegefüge*** *(Martensitzerfall). Damit ist der* ***Abfall der Härte*** *in diesen Zonen erklärlich (Diagramm). Diese Härte kann also bei ausreichender Erfahrung mit dem jeweiligen Wälzlagereinsatz Aussagen zur Betriebsbelastung ermöglichen.*

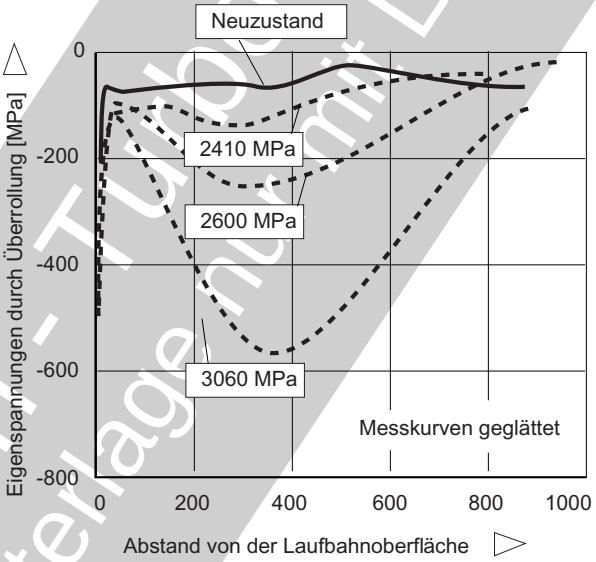
„Butterflies“ *sind grundsätzlich von WBs zu unterscheiden. Offenbar handelt es sich um* ***nicht angelassenen Martensit*** *als Folge einer verformungsbedingten, kurzzeitigen örtlichen „Wärmeexplosion“. So wird ihre* ***höhere Härte*** *als der unbeeinflusste Werkstoff verständlich. Kennzeichnend und namensgebend ist die an einen Schmetterling erinnernde Form (Skizze unten). Der Orientierungswinkel zur Oberfläche ist von* ***Schmierfilmdicke*** *und* ***Laufbahnrauigkeit*** *abhängig. Bei voller EHD (Bild 6.3.1.1-6), d.h. Schmierspaltdicke > als Rauigkeitssumme beider Wälzflächen, stellt sich ein Winkel von ca. 30° zur Laufbahn ein. Liegt Mischreibung vor, ist der Winkel kleiner. Hier machen sich offenbar ausgeprägtere* ***Reibkräfte in Umfangsrichtung*** *bemerkbar. Diese Merkmale eröffnen die Chance, auf Lagerbelastungen rückzuschließen.*
Butterflies bilden sich erst bei ***Überschreiten einer Belastungsschwelle,*** *die im Mikrobereich Gleitvorgänge (plastische Verformungen) auslöst. Diese konzentrieren sich auf kleine werkstofftypische Gefügekerben (keine Fehler!) wie Karbide. Das lässt sich oft gut im Schliff erkennen (Skizze unten). Größe und Ausbildung der Butterflies sind von Belastung und Überrollungen abhängig.*

Bild 6.3.1.2-9 *(Lit. 6.3.1.2-1 und Lit. 6.3.1.2-13): Bereits vor den betriebsbedingten Wälzvorgängen befinden sich in der Laufbahn* ***Eigenspannungen*** *(Band 1 Bild 4.3-15)* ***aus dem Herstellungsprozess****. Sie entstehen bei der Wärmebehandlung/Härten (Skizzen links) und der Oberflächenbearbeitung (Schleifen, Honen). Das* ***Honen der Endbearbeitung*** *scheint einen besonders starken Einfluss auf oberflächennahe Bereiche zu haben.*
Treten beim Überrollen Gleitungen im Mikrobereich auf (Bild 6.3.1.2-8), verändern sich die vorhandenen Eigenspannungen. Das hat zwei Gründe.
- Örtliche ***plastische Verformung*** *(Gleitungen) mit Verformungsbehinderung durch das umgebende, lediglich elastisch verformte Material.*

© Axel Rossmann - Turbocons
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Auch Eigenspannungen im Laufbahnbereich eines Wälzlagers können etwas über Betriebsbeanspruchung und Schadensmechanismus aussagen.





Von der Wälzbeanspruchung induzierte Eigenspannungen. Zahlenangaben zu den Kurven entsprechen dem Maximum der Hertzschen Pressung.

Bild 6.3.1.2-9

*- **Gefügeveränderungen** (Bild 6.3.1.2-8). Aus Restaustenit bildet sich Martensit und/oder Martensitbildung als Folge örtlicher „Temperaturblitze". Ursache sind schnelle, örtlich innere plastische Verformungen oder Gleitvorgänge bei **Schlupf mit metallischem Kontakt** (Bild 6.3.1.1-15).*

Eigenspannungen im Bereich der Laufspur in Umfangsrichtung und in axialer Richtung sind belastungsabhängig und gewöhnlich nicht gleich. Sie können sich sowohl in der Größe als auch in der Art (Zug oder Druck) unterscheiden. Sie verändern sich auch mit dem Abstand zur Oberfläche.

*Mit der **Zahl der Überrollungen**, d.h. der Betriebszeit verändert sich der Eigenspannungsverlauf charakteristisch mit dem Abstand zur Lauffläche. Druckspannungen in Rollrichtung erreichen ein Spannungsmaximum unter der Oberfläche (Diagramm rechts). Diese scheinen ein **Belastungsindiz** zu sein. Sie haben aber anscheinend auch eine gewisse **Schutzwirkung gegen Ermüdung**.*

***Bild 6.3.1.2-10** (Lit. 6.3.1.2-14 und Lit. 6.3.1.2-15): Die **Lagerlebensdauer** wird von **Partikeln im Öl besonders verkürzt** (Macpherson Kurve im Diagramm oben rechts). Das ist der Fall, wenn diese den **Schmierspalt überbrücken** (Rahmen oben links, Bilder 6.3.1.1-6 bis 6.3.1.1-8). Es kommt zu Eindrücken und Einlagerungen in die Laufflächen (Bild 6.3.1.1-9). Von diesen **Kerbstellen** geht die Laufbahnermüdung aus. Die schädigende Partikelgröße hängt ab von*

*- **Lagergröße**/Lagerdurchmesser (Diagramme unten),*

*- **Lagerart**: Kugellager (Diagramm unten links) oder Rollenlager (Diagramm unten rechts),*

© Axel Kossmann - TU Dresden - Nur als Schulungsunterlage, nicht zur Veröffentlichung mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

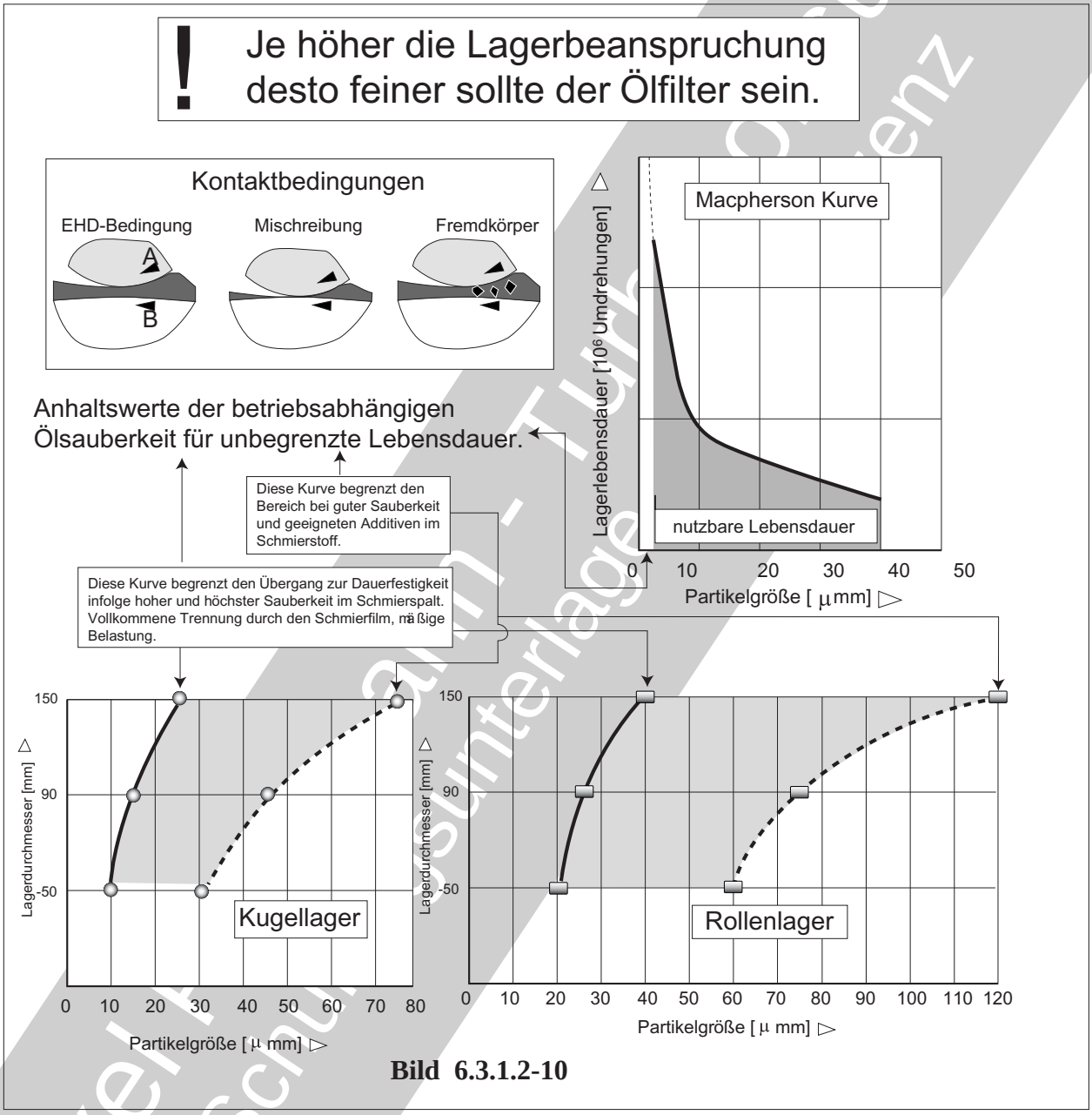


Bild 6.3.1.2-10

*- **Lagerbelastung** bzw. Schmierspaltdicke,*
*- **Tragfähigkeit** des Öls (Lit. 6.3.1.2-21 und Kapitel 7.1.1).*

*Weil die Lagerlebensdauer so stark von der möglichen maximalen Partikelgröße im Öl abhängt, ist die **Feinmaschigkeit der Frischölfilter** von entsprechender Bedeutung. Mit einem **Trend zu steigenden Temperaturen und Lagerbelastungen** sowie dünnflüssigerem Öl werden auch die maximal tolerierbaren Partikel immer kleiner. D.h.die **Filter müssen immer feiner** werden.*

***Bild 6.3.1.2-11**: Die **Festigkeit des Käfigs** hochtouriger Lager kann im Versagensfall das **Fail-Safe-Verhalten** deutlich beeinflussen. Wird bei einer plötzlichen **großen Unwucht** (z.B. Schaufelbruch) das Lager schockartig belastet (Bild 6.3.1.1-16), kommt es zu **extremer Käfigbeanspruchung**. Ein zu schwacher Käfig wird brechen (Band 1 Bild 2.2.2.1-7). Als Folge können sich die Wälzkörper auf einer Seite sammeln. Damit wird die **Welle frei**. Die Folge sind hohe Unwuchten mit Gefahr der Wellenüberlastung (plastische Verformung, Bruch; Skizzen unten). Die Erfahrung zeigt,*

©Kurvenkratzer - Tutorial - Lösungsunterlage - Übungsaufgabe - Vorlesung

Preiswerte Spindellager mit Kunststoffkäfigen können sich bei Gasturbinen im Schadensfall wegen umfangreicher Folgeschäden als teure Investition erweisen.

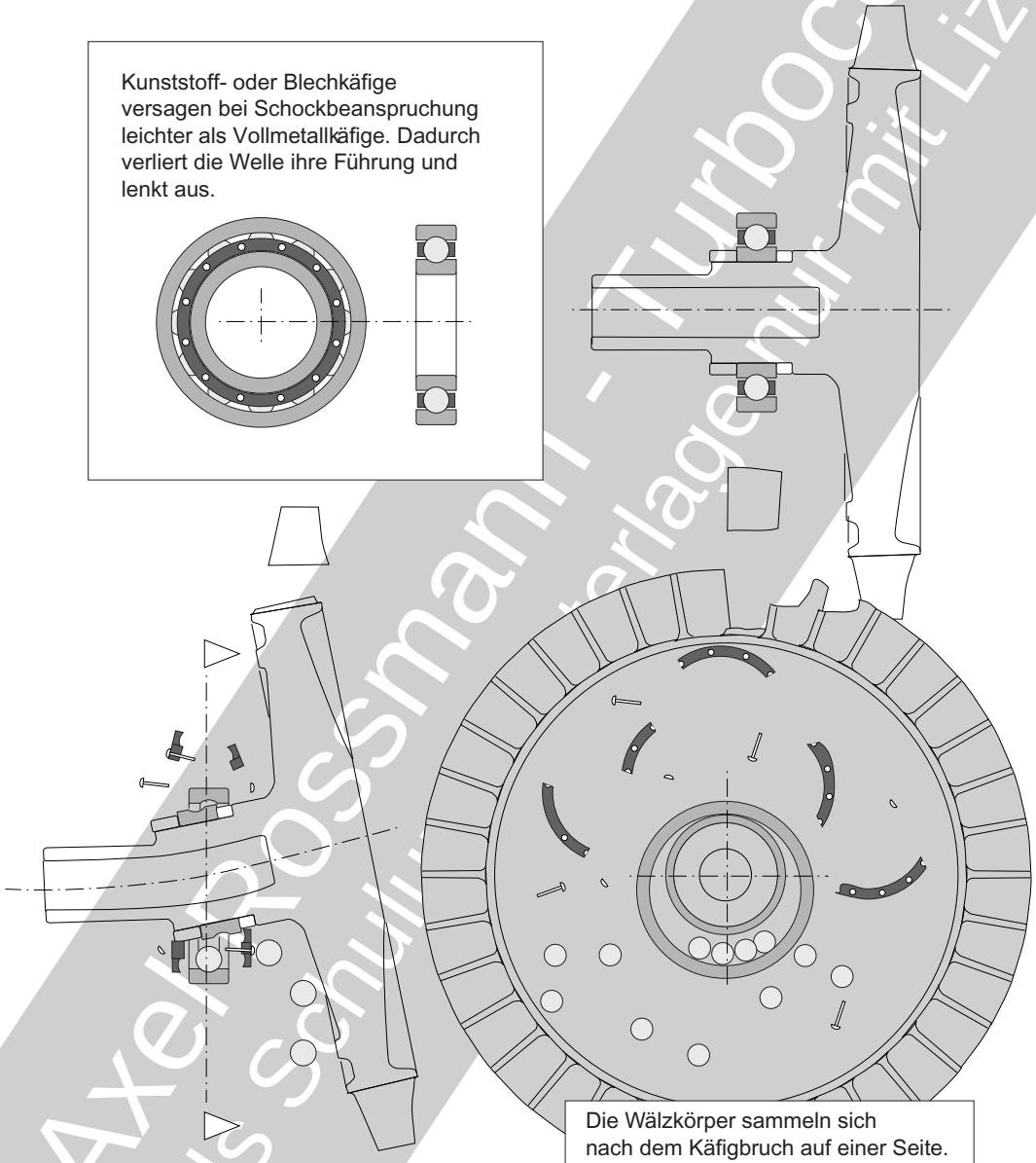


Bild 6.3.1.2-11

dass solche Folgeschäden besonders bei Lagern mit ***Kunststoffkäfigen*** *und/oder mit einer zu* ***schwachen Nietung*** *zu erwarten sind. Aus diesem Grund sind vergleichsweise preiswerte sog.* ***Spindellager****, wie sie für hochtourige Bearbeitungsmaschinen (z.B. Schleifmaschinen) verwendet werden, trotz hoher „D x n Werte“ z.B.* ***für Turbomaschinen oft nicht geeignet****. Auch für* ***Versuchsaufbauten*** *(z.B. Schleuderstände oder Verdichterprüfstände) ist wegen der potenziellen Gefahr großer Folgeschäden vom Einsatz solcher Lager abzuraten.*

© Axel Rossmann - Turbocoach
Als Schulunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Vermeidung von Skidding mit ovalen Laufbahnen ist eine Gratwanderung gegenüber örtlicher Pittingbildung.

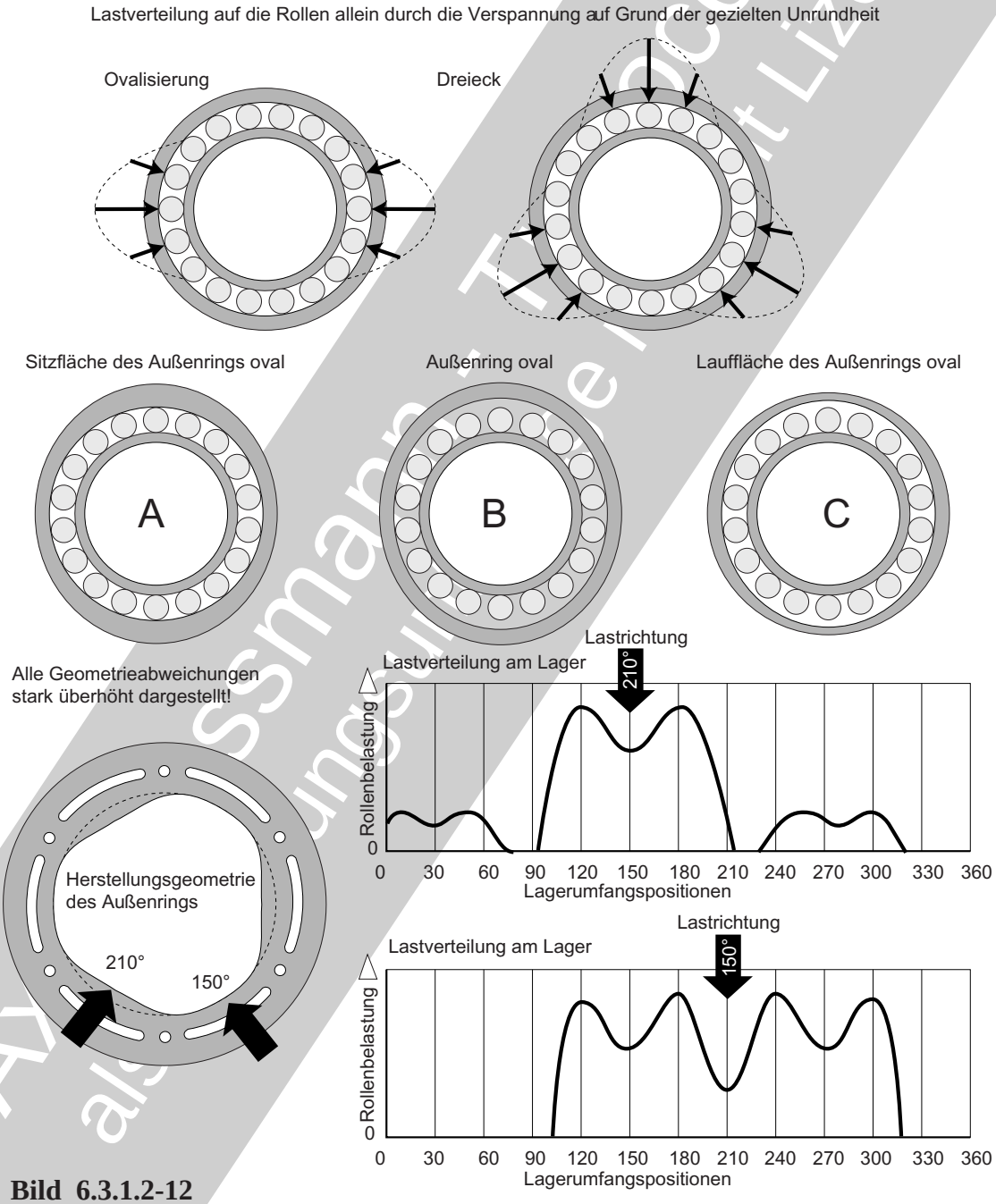


Bild 6.3.1.2-12

Bild 6.3.1.2-12 *(Lit. 6.3.1.2-16 und Lit. 6.3.1.2-17): Die* ***Neigung zu Skidding*** *(Bild 6.3.1.1-14.1) lässt sich* ***konstruktiv vermeiden****.*

- Verringerung der ***Zahl der Rollen,*** *um die Belastung der einzelnen Rolle zu erhöhen.*

- ***Kleinere Rollen*** *um die Zentrifugalkraft abzusenken, damit sie nicht vom Innnenring abheben.*

- ***Kleineres Radialspiel,*** *um bei steifem Außenring und Gehäuse mehr Rollen zu belasten.*

*- **Zentrierung** des Käfigs am rotierenden Lagerring.*
*- Am wirkungsvollsten ist eine **Erhöhung der Radiallast**. Dazu gehört die Festlegung einer **Mindestunwucht**.*

*Die **Radiallast** kann mit einer **als Vorlast wirkenden Verspannung** erreicht werden. Dies lässt sich mit besonderen **unrunden Geometrien der Laufbahn** des Außenrings erreichen. Sie ist gewöhnlich **elliptisch** oder „**dreibögig**“ (Skizzen oben).*
*Die elliptische Konfiguration mit symmetrisch gegenüberliegenden **Vorlastzonen** hat den Nachteil einer **Neigung zur Instabilität**. Dies wird mit der dreibögigen Variante vermieden. Die Unrundheit des Außenrings lässt sich auf unterschiedliche Weise herstellen (mittlere Skizzen). Je nachdem ob der Lagerring oder der Sitz im Lagergehäuse die Unrundheit aufweist. Dazu ist auch eine elastische Verformung geeignet. Das erfordert eine **Abstimmung der Steifigkeiten** von Gehäuse und Lagerring.*

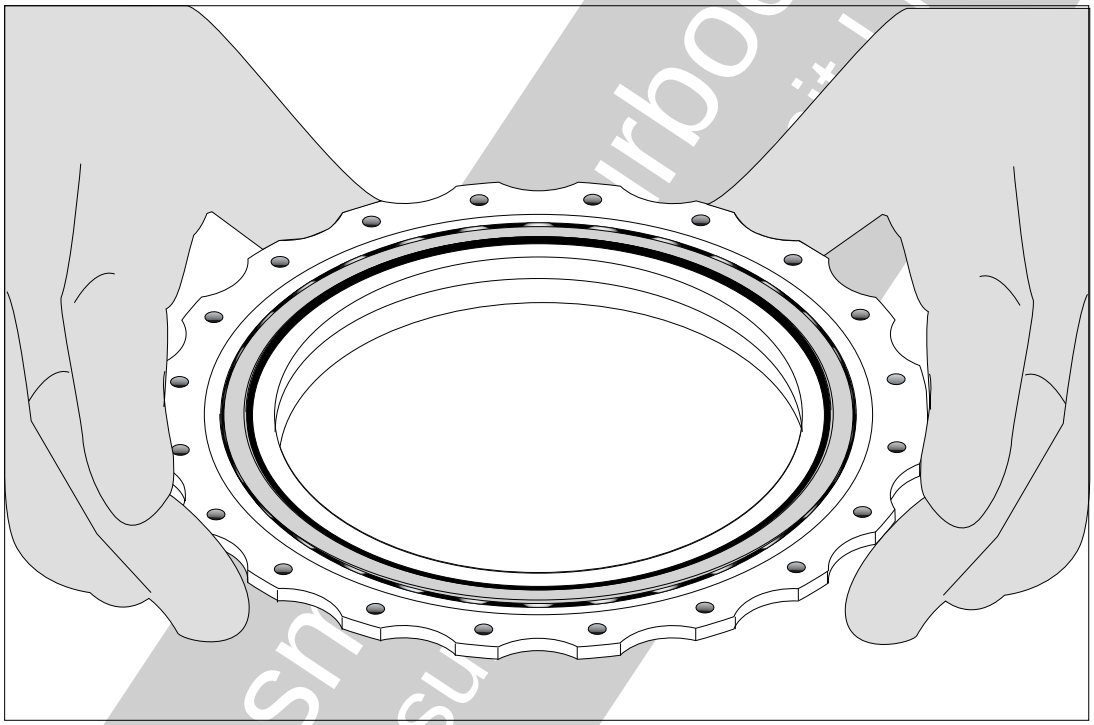
***Konfiguration** „**A**“: Zylindrische Laufbahn, ovaler Sitz. Beim Einpressen in das Gehäuse **verformt sich der Außenring elastisch**. Dabei entsteht die Vorspannung. Sie ist abhängig vom*
- Radialspiel des Lagers,
- Verlauf der Wanddicke des Außenrings,
- Passung zwischen Ring und Sitz,
- Steifigkeitsunterschiede zwischen Gehäuse und Lagerring.

***Konfiguration** „**B**“: Der gesamte Außenring mit gleichbleibendem Querschnitt weist eine **elliptische Form** auf. Die **Vorlast ist bereits vor dem Einpressen** vorhanden. Sie hängt ab von*
- Anfangsunrundheit des Außenrings,
- Radialspiel des Lagers,
- Steifigkeit beider Lagerringe,
- Passung zwischen Lagersitz und Außenring.
*Wegen der ungleichmäßigen Anlage neigt der **Lagersitz zu einer schleichenden Bewegung**. Das kann **Fretting mit Verschleiß** zur Folge haben. Dagegen hilft eine **Verdrehsicherung** (z.B. Nasen, Bild 6.3.1.1-16). Ein Vorteil dieser Variante ist ein gewisses **Spiel zwischen Außenring und Sitz**. So können sich **Wärmedehnungsunterschiede ausgleichen**. Insbesondere wenn der Lageraußenring sich durch Erwärmung unerwartet stark dehnen sollte.*

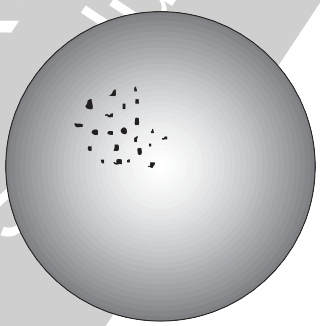
***Konfiguration** „**C**“ist eine Kombination von „A“ und „B“. Kennzeichnend sind zylindrische Ringaußenfläche und elliptische Lauffläche. Damit ist das **Lager bereits vor dem Einbau vorgespannt**. Die Vorspannung hängt zusätzlich ab von*
- Radialspiel des Lagers,
- Steifigkeiten des Außenrings und des Gehäuses.
- Passung zwischen Lageraußenring und Sitzfläche.
Das Lager kann so ausreichend stramm im Gehäuse sitzen, ohne dass die Vorspannung merklich beeinflusst wird. Auf diese Weise erspart man sich die bei „B“ notwendige Verdrehsicherung .
Die Skizze unten links stellt ein Anwendungsbeispiel einer „dreibögigen“ Lagerkonfiguration dar. Die Diagramme unten rechts zeigen die Rollenbelastung in zwei unterschiedlichen Richtungen bei einer jeweils gleich großen Betriebsradiallast. Im Diagramm oben wirkt die Radiallast im Bereich einer Verspannungszone (210° Position), im unteren Diagramm in einer Ausnehmung (150°).

© Axel Rossmann - TU Dortmund
alle Schulungsunterlagen urheberrechtlich geschützt

Gegen Handschweiß beim Handling von Wälzlagern Baumwollhandschuhe tragen.



Beispiele für handschweißverdächtige Korrosion an Wälzlagern.



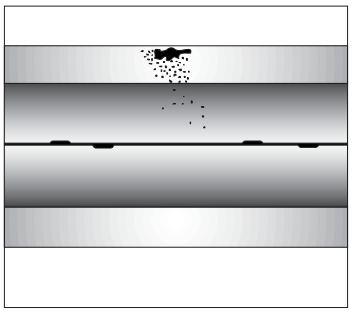


Bild 6.3.1.2-13

Bild 6.3.1.2-13 *(Lit. 6.3.1.2-18):* ***Ein- und Ausbau sowie Aufbewahrung und Handling der Wälzlager*** *stellt Ansprüche. Dazu sind Grundlagen zu beachten:*

Einbau*: Neuteile und bereits gelaufene Teile sollten mit einem* ***Korrosionsschutzöl*** *(Konservierungsöl) aufbewahrt werden. Gewöhnlich handelt es sich um ein Mineralöl. Es verträgt sich gewöhnlich mit synthetischen Ölen nicht. Deshalb sollte das Konservierungsöl gegebenenfalls entsprechend Handbuchangaben* ***so kurz wie möglich vor dem Einbau entfernt*** *werden.*

© Axel Rossm... als S...urbo... ...ungsu... ...it Liz...

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Grundsätzlich sind die in Vorschriften bzw. Handbüchern angegebenen Vorrichtungen und Werkzeuge zu verwenden. Handelt es sich um Provisorien, sind sie ***verschlissen oder beschädigt,*** *sollte eine* ***Verwendung ausgeschlossen*** *sein.*
Müssen die Lager bzw. deren Komponenten zum Einbau (Wärmedehnung) abgekühlt oder erwärmt werden, sind die ***vorgeschriebenen Temperaturlimits einzuhalten****. Die Temperierung muss* ***entsprechend der angegebenen Methode*** *erfolgen (z.B. Ofen, heiße Fläche, induktiv, Ölbad).* ***Gleiches gilt ebenfalls für die Zeitabfolgen****. Beispielsweise können zu hohe Temperaturen die* ***Lagerhärte unzulässig absenken****. Aus diesem Grund ist bei Lagern des 'normalen' Maschinenbaus die Temperatur auf 100 °C begrenzt. Auf keinen Fall Lötlampen oder Schweißbrenner verwenden. Insbesondere die vorgesehene* ***Zeit einer Erwärmung ist einzuhalten****, um eine unzulässig hohe Temperatur zu vermeiden. Bei* ***Unterkühlung*** *(z.B. mit Alkohol oder Trockeneis) des Außenrings ist mit* ***Schwitzwasser*** *während des Einbaus zu rechnen. Diese Feuchtigkeit ist wegen ihrer korrosiven Wirkung geeignet zu entfernen.*
Bei einer Reinigung sollten ***keine fasernden Tücher*** *verwendet werden.*
Beim ***Zusammenschieben*** *von Rollenlagern (z.B. Zusammenbau von Modulen) dürfen keine mechanischen Beschädigungen auftreten (Lit. 6.3.1.2-21).*

Ausbau*: Alle benötigten Werkzeuge und Vorrichtungen müssen gebrauchsbereit vorliegen. Ist eine* ***Wiederverwendung*** *und/oder nachträgliche Inspektion/Untersuchung geplant, kann das eine andere Vorgehensweise erfordern als ein Tausch mit* ***Ausmusterung*** *des Lagers.*

Vorgehen im Schadensfall:
- ***Fotodokumentation*** *einzelner Schritte.*
- ***Beschreibung*** *des Lagerzustands.*
- *Notizen zur* ***Einbausituation****.*
- *Geeignete* ***Markierung der Einbaupositionen****.*
- *Beobachtungen zu möglichen* ***Ursachen****.*
- *Zustand der* ***Umgebung*** *des Lagers (z.B. Verschmutzungen, Koksbildung) und der Dichtungen.*
- ***Ölproben*** *(an der richtigen Stelle entnehmen!).*
- ***Proben*** *gegebenenfalls von* ***Verunreinigungen*** *(nach Vorschrift und in Absprache mit der untersuchenden Stelle/Labor).*
- *Ein zu untersuchendes Lager* ***nicht reinigen****. Vor einer Reinigung erst die untersuchende Stelle/Labor informieren.*
- ***Keine Zerlegung*** *des Lagers ohne Rücksprache.*

Handhabung *(engl. handling)* ***und Aufbewahrung****: An neuen Lagern sind wegen der Korrosionsgefahr vorschriftsgemäß geeignete, saubere* ***Handschuhe*** *(Baumwolle) zu verwenden. Die Handhabung hat mit der nötigen Vorsicht zu erfolgen, um* ***Beschädigungen und Verunreinigungen auszuschließen****.*
Korrosion durch ***Handschweiß*** *ist in einigen Fällen aus der* ***Anordnung winziger Korrosionspünktchen*** *(Bilder unten, Bild 6.3.1.1-21) identifizierbar. Das Schadensbild entspricht den Schweißtröpfchen eines Fingerabdrucks.*
Nach einem Ausbau bzw. der Inspektion sind die zur Wiederverwendung vorgesehenen Lager vorschriftsgemäß zu ***reinigen****. Danach erfolgt schnellstmöglich die* ***Konservierung****. Unmittelbar anschließend ist das Lager in vorgesehene* ***Behälter/Verpackung*** *einzubringen. Sammelbehälter sind sofort nach der Bauteilentnahme wieder zu schließen. Der* ***Aufbewahrungsraum*** *muss den Vorschriften entsprechen (z.B. konstante geeignete Temperatur, niedrige Luftfeuchte).*

© Axel Rossmann - Fachschulungsunterlagen

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Schäden vorbeugen ist besser als sie nachher beseitigen. Auf dieser Erkenntnis beruht das Prinzip der Zustandsabhängigen Instandhaltung' (On Condition Maintenance). Es gilt besonders auch für Wälzlager.

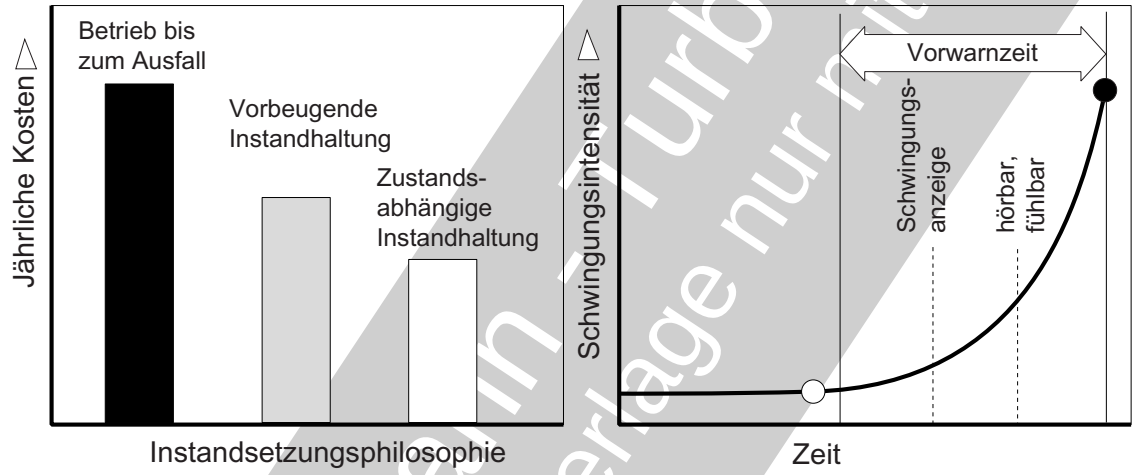


Bild 6.3.1.2-14.1

Bild 6.3.1.2-14.1 *und* ***6.3.1.2-14.2*** *(Lit. 6.3.1.2-26): Gerade bei Wälzlagern ist eine* ***Wartungsphilosophie*** *die auf einer* ***Nutzung bis zum Ausfall*** *beruht, mit hohen Kosten durch Schäden und unplanmäßige Stillstände verbunden. Auch eine* ***vorbeugende Instandhaltung*** *ist nicht kostenoptimal. Mit unnötigen Stillstandszeiten und Austauschkosten ist zu rechnen. Deshalb setzt sich die* ***'Zustandsabhängige Instandhaltung'*** *(On Condition Maintenance) immer mehr durch. Eine Voraussetzung ist, die relevanten* ***Ausfallsymptome rechtzeitig zu erkennen und richtig zu bewerten****. Dies sollte ohne Unterbrechung des Betriebs der Maschine vor Ort auf einfache Weise möglich sein. Dazu werden unterschiedlichste Geräte und Sensoren angeboten (Bild 6.3.1.2-14.2, Lit. 6.3.1.2-26).*

Drehzahlmesser *(Tachometer („****A****“) berührend oder berührungslos (optisch). Auch für schwer zugängliche Bereiche mit großen Messwinkeln. So ist auch die Handhabungssicherheit gewährleistet.*

Ein ***Thermometer*** *(„****B****“) mit* ***Messfühler*** *benötigt den Oberflächenkontakt. Dafür bieten sich Lager- und Getriebegehäuse an.*

Wärmebildkamera *(Infrarotkamera, „****C****“): Mit der sog. Thermografie lässt sich die Temperaturverteilung größerer Maschinenbereiche kontrollieren und dokumentieren. Als Positionierungshilfe kann ein integrierter Laser dienen.*

Das ***Stroboskop*** *(„****D****“) ermöglicht eine Einschätzung der Bauteilbewegungen, Schwingformen und Frequenzen (Band 1 Bild 5.4.3.3-4).*

Endoskop*/Boroskop („****E****“, Lit. 6.3.1.2-27): Genutzt werden starre oder flexible* ***Lichtleiter****. Mit Hilfe einer integrierten Beleuchtung ist die* ***visuelle Inspektion und Dokumentation von außen*** *möglich. Die Anwendung sollte vom Konstrukteur bereits mit verschließbaren Öffnungen vorgesehen sein. Auch herausschraubbare Nachschmiereinsätze bieten sich an.*

Das ***Stethoskop*** *(„****F****“) ermöglicht dem erfahrenen Fachmann Geräusche zu erkennen und zu bewerten. Dabei sind ungewöhnliche, schadensrelevante von besonderem Interesse.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Geräte für die 'manuelle' Überwachung von Maschinen nach der 'On Condition' Philosophie (Vorbeugende Instandhaltung), insbesondere von Lagerungen.

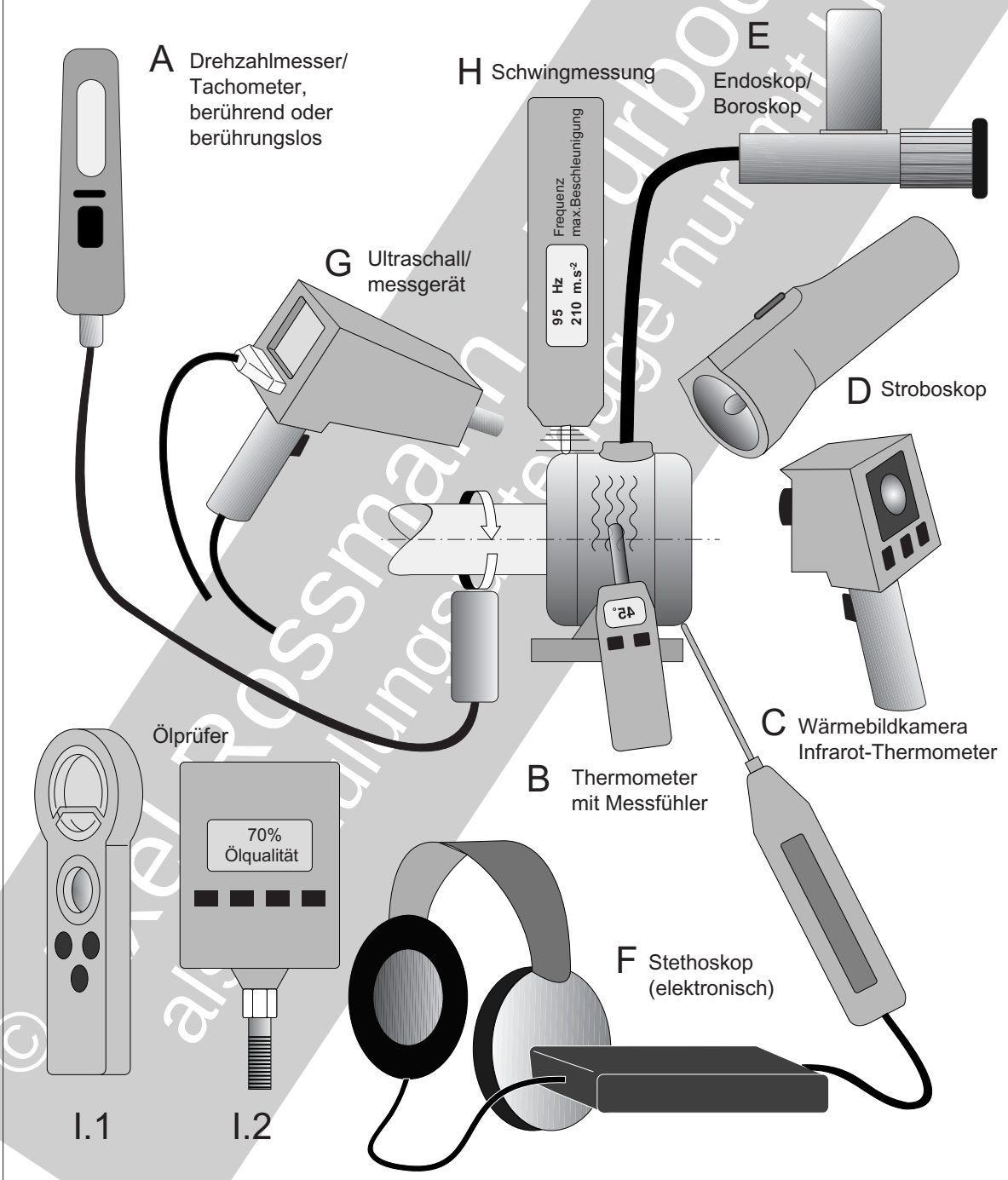


Bild 6.3.1.2-14.2

© Axel Rossmann Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Ultraschallmessgerät *(„**G**“): Erkennt und ortet Ultraschallquellen (Schallemission). Dies können neben hochfrequenten Wandschwingungen und Laufgeräuschen auch Leckstellen (z.B. Druckluft, Dampf, Motordichtungen), Funkenüberschläge (Kriechströme, Entladungen, Band 1 Kapitel 5.12.1) und Rissbildung (Reibung von Rissufern) sein. Weiter kann der erfahrene Fachmann z.B. an Pumpen Anstreifgeräusche (reibungsbedingt , Stick Slip-Effekt Band 1 Bild 5.9.1-8) und Strömungsbesonderheiten wie Kavitation (Band 1 Kapitel 5.5.1.3) erkennen.*

Schwingungsmessgerät *(„H“) arbeitet berührend mit einem Messstift. Es ist für eher* ***niedrige Frequenzen*** *bis ca. 1 kHz gedacht und damit besonders geeignet für die Analyse von Lager- und Maschinenschäden.*

In diesen Frequenzbereich fallen ***Vibrationen*** *und* ***Geräusche*** *durch* ***Fremdkörper*** *oder Wellenverbiegung im Zusammenhang mit* ***Unwuchten*** *und* ***Ausrichtfehlern****. Auch* ***Zahnradgeräusche*** *in* ***Getrieben*** *lassen sich beurteilen. Die Beurteilung der Schadensrelevanz einer Messung erfolgt nach Normen wie ISO 10816. Die Anwendung bei Kolbenmaschinen ist jedoch wegen dem prinzipbedingten unruhigen Lauf zumindest eingeschränkt.*

Ölprüfer *(„**I.1**“ und „**I.2**“): Sie arbeiten quantitativ und sollen helfen kritische Veränderungen im Öl festzustellen. Dazu zählen Effekte im Zusammenhang mit* ***Ölalterung*** *(Bild 7.1-3) und Verschmutzung. Typisch sind* ***Wasser*** *(z.B. Schwitzwasser, Kapitel 7.1.3.2.1),* ***Treibstoff*** *(Kapitel 7.1.3.2.2) und* ***metallische Partikel*** *(Bild 7.1-3 und Kapitel 7.1.3.1). Gemessen wird die* ***elektrische Leitfähigkeit des Öls*** *(dielektrische Konstante). Man erhofft sich auch Hinweise auf mechanischen Verschleiß und nachlassende Schmierfähigkeit. Voraussetzung sind* ***Vergleichsmessungen/-daten mit Frischöl des gleichen Produkts und Erfahrungswerte*** *im Rahmen von Ölwechseln.*

Es handelt sich jedoch nicht um Analysengeräte. Sie ersetzen deshalb solche gewöhnlich in Labors angewandte Methoden (Kapitel 7.1) nicht.

Bild 6.3.1.2-15 *(Lit. 6.3.1.2-28 und Lit. 6.3.1.2-33): Der häufigste Ausfallmechanismus von Wälzlagern ist die Ermüdung der Laufflächen an Ringen und Wälzkörpern (Bild 6.3.1.1-4). Bis es zum Totalausfall des Lagers kommt lässt die Schädigungsgeschwindigkeit (Bild 6.3.1.2-2) oft eine rechzzeitige Erkennung zu. Das wird mit Ölanalysen oder einer* ***Onlineüberwachung*** *von Schwingungen genutzt.*

Schwingimpulse entstehen immer dann, wenn eine Fehlstelle in Form eines kleinen Ausbruchs überrollt wird. Die ***Frequenz der Stoßimpulse*** *bzw. der Schwingung hängt von der Lagergeometrie ab. Bei stehendem Außenring wird sie von der Wellendrehzahl und der Lage der Schädigung beeinflusst. So lässt sich auf diese bzw. das* ***betroffene Lagerelement rückschließen****. Skizze und Formeln unten für reine Rollbewegung ohne Schlupf zeigen die Verhältnisse beispielhaft an einem Radialrillenkugellager.*

Es ist anzumerken, dass auswertbare Schwingungsmessungen an den Sensoren ausreichend deutliche Impulse erfordern. Das ist im allgemeinen Maschinenbau gewöhnlich der Fall. ***Ölgedämpfte Lager*** *(Bild 6.3.1.1-2) sind dagegen eher ungeeignet. Hier werden die Vibrationsimpulse derart geschwächt, dass es sehr schwer wird, eine gegen Fehlalarm sichere Triggerschwelle zu finden.*

Die Aufgabe ist nun, aussagekräftige ***Frequenzen, insbesondere Periodizitäten aus den Messwerten,*** *zu ermitteln. Dazu nutzt man die Darstellung der Amplituden des Messsignals über der Zeitachse (Frequenzspektrum, Diagramm Mitte links).*

Die Auswertung erfolgt mit Hilfe der ***Hüllkurvenanalyse****. So lassen sich im* ***allgemeinen*** *(weißen)* ***Rauschen*** *eines Wälzlagers in der Schädigungsphase bereits relativ kleine Stoßimpulse erkennen. Erkennbar sind sich* ***mit der Schadensfrequenz wiederholende Spitzen****. Sie sind Hinweise auf das* ***betroffene Lagerelement*** *Ring oder Wälzkörper (Angaben unten). Davon unterscheiden sich* ***unregelmäßige Stöße*** *wie sie z.B.bei einer* ***Kavitation*** *in*

© AST Prof. Strunz, Turbopanel, Arbeitsunterlagen Online-Lehrgang

Pumpen entstehen (Band 1, Kapitel 5.5.1.3). Selbst das ***Rauschen des Lagers*** *gibt mit Hilfe des Hüllkurvenspektrums Informationen. Dabei wird die* ***Modulation*** *der* ***Störung aus dem Lager*** *betrachtet. Das ermöglicht Rückschlüsse auf* ***geglättete Laufbahnschäden*** *und* ***Montagefehler****.*

'Zoomen' kann die Auflösung des Frequenzspektrums stark vergrößern. Gleichzeitig lässt sich der Rauschpegel absenken. Damit können wichtige Details in der Spitzenausbildung erkannt und gegebenenfalls ***mehrere beteiligte Hardwarekomponenten*** *(Lager, Wellen, Zahnräder)* ***identifiziert*** *werden.*

Auswertungen erfolgen heute mit verfügbaren Computerprogrammen. Es handelt sich um ***mathematische Analyseverfahren****. In erster Linie sind dies* ***FFT*** *(= Fast Fourier Transformation, Diagramm Mitte rechts) und* ***Kepstrum*** *(Spektrum des Frequenzspektrums). Beim FFT-Verfahren sind zumindest in der Anfangsphase schadensrelevante Impulse meist nicht deutlich erkennbar.*

Kepstrum *ermöglicht es sowohl fehlerhafte* ***Lager*** *als auch* ***Zahnrad- und Wellenprobleme*** *(z.B. Ausrichtung) zu erkennen. Dazu werden Familien von Seitenbändern und Harmonischen identifiziert und genutzt. Die Abstände der Seitenbänder lassen sich sehr genau ermitteln. Ihre Größe zeigt die Spitzenhöhe im Kepstrum. Das Verfahren ist weitgehend* ***unempfindlich von der Maschinenbelastung*** *und dem* ***Übertragungspfad*** *zum Sensor****.*** *Das macht es für* ***Trendverfolgung*** *geeignet. Mit Kepstrum wird die Erkennbarkeit und Identifizierung deutlich sicherer. Auch lässt sich die* ***Auswirkung des Übertragungswegs*** *bzw. der* ***Einfluss der Aufnehmerpositionen*** *auf das Frequenzspektrum minimieren. Es besteht sogar die Chance in deutlich unterschiedlichen FFT-Spektren gegebenenfalls mit Kepstrum übereinstimmende Periodizitäten (harmonische Aktivitäten) zu erkennen. Für die Auswertung der Messungen werden PC-geeignete* ***Computerprogramme*** *(im Internet) angeboten.*

Vorteile und Nachteile *unterschiedlicher Messungen und Messgrößen. Die Bewertungen entsprechen Lit. 6.3.1.2-11:*

Gesamtschwingpegel*: Es handelt sich um eine* ***Messung*** *am Lagergehäuse mit* ***Beschleunigungs- oder 'Schwingungssensor'****. Sie sollte in möglichst regelmäßigen Zeitabständen erfolgen. Besonders geeignet sind Messfrequenzen zwischen 10^3 und 10^4 Hz. Die Messwerte werden mit einer Referenz verglichen. Gewöhnlich einem Standard oder dem Neuzustand. So lässt sich der* ***Trend*** *der Schwingung erkennen (Diagramm oben rechts). Dies ermöglicht Rückschlüsse auf die* ***Restlebensdauer****, leider erfahrungsgemäß* ***ohne ausreichende Zeit bis zum Versagen****. Grund ist die für eine Schädigung notwendige Inkubation. In dieser Phase sind die Impulse einer Laufbahnschädigung (Bild 6.3.1.1-4) sehr klein. Damit ist die Chance der Erkennung gering. Der Schaden in der Endphase läuft dagegen exponentiell in relativ kurzer Zeit ab (Bild 6.3.1.2-2).*

Vorteile:

- *Schnell,*
- *einfach,*
- *geringe Investition,*
- *Einzelwert-Ergebnis.*

Nachteile:

- *Für die Inkubationsphase nicht ausreichend empfindlich.*
- *Dann verbleibende Betriebszeit bis zum Versagen relativ kurz.*

Lagerzustandsmessung *nutzt die verstärkende Wirkung der* ***Resonanzfrequenz des Sensors*** *(ca. 32 Hz). So erhält man eine* ***hohe Messempfindlichkeit****. Bei einer Überwachung lassen sich auch die* ***Inkubationsphase nutzen*** *bzw. erste kleine Ausbrüche der Lauffläche erkennen. Man nutzt eine sog. BCU (Bearing Condition Unit). Mit den Messwerten lässt sich mit ausreichender Sicherheit ein für eine* ***Frühwarnung geeigneter Trend*** *erstellen.*

© AXIS Prof. Dr. Krämer - Tutorconsult
Lizenzvereinbarung unter http://www.tutorconsult.de/lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

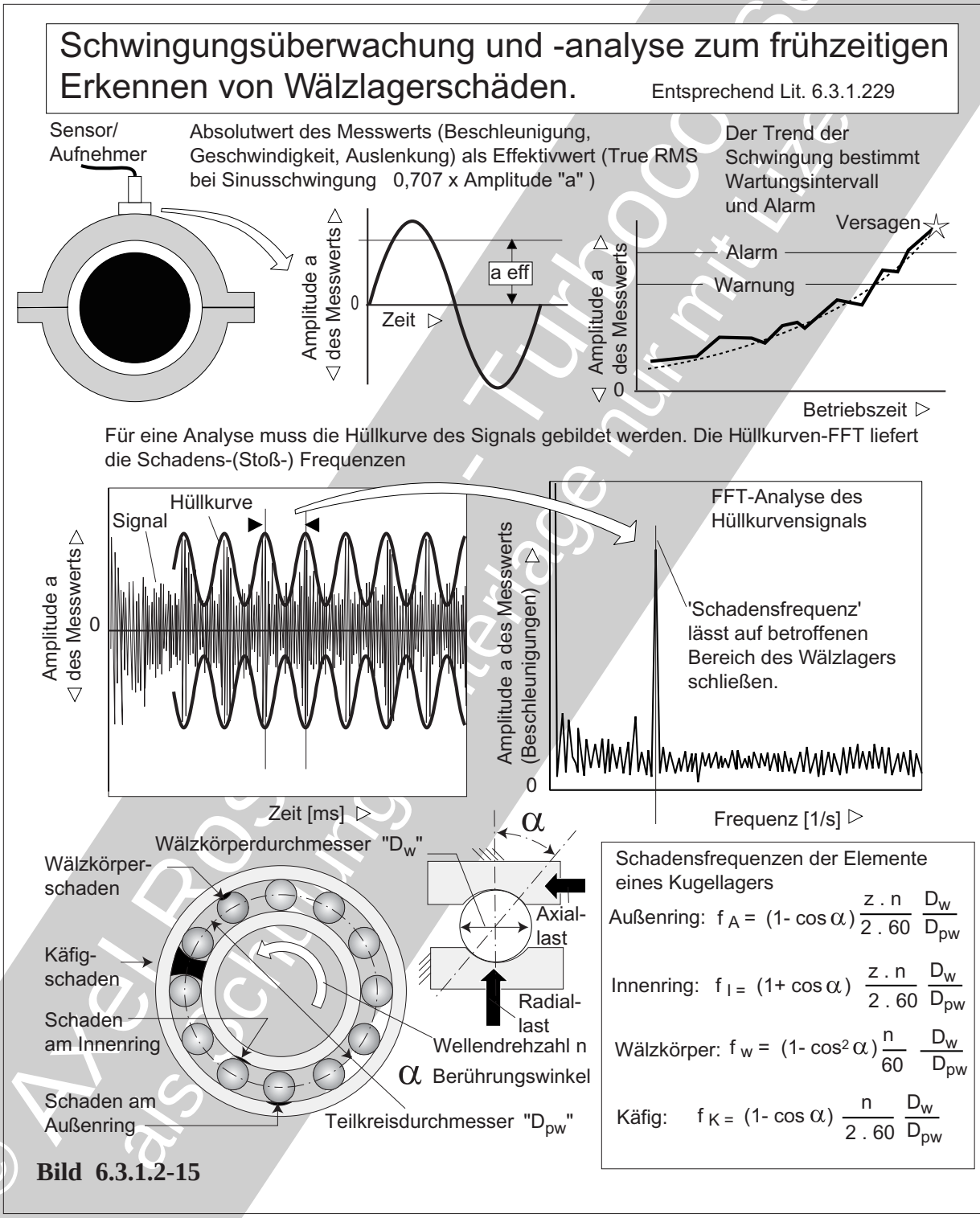


Bild 6.3.1.2-15

Dies ist auch möglich, wenn statt BCU eine Bandpass-Messung (ohne Sensorresonanz) eingesetzt wird. Sie nutzt Schwingungen des Lagers oder die benachbarter Komponenten. Damit lässt sich ein ganzer Frequenzbereich überwachen.

***Crest-Faktor** (Scheitelfaktor): Es handelt sich um den Spitze-**Effektivwert** (Angaben oben links). Dazu wird ein Spitze-Sensor (10^3 bis 10^4 Hz) im Aufbau der Gesamtschwingungsmessung genutzt. Bei einem Schaden erhöhen sich die Spitzenpegel deutlich. Auch die **Zahl der registrierten Impulse/Stöße** steigt. Grund*

© Axel Ross - Fachgutachten - Turbomaschinen
Kopie/Ausdruck nur mit Erlaubnis

Ablagerungen in der Nähe eines Lagerschadens oder im Filterbereich können über den zeitlichen Ablauf Auskunft geben.

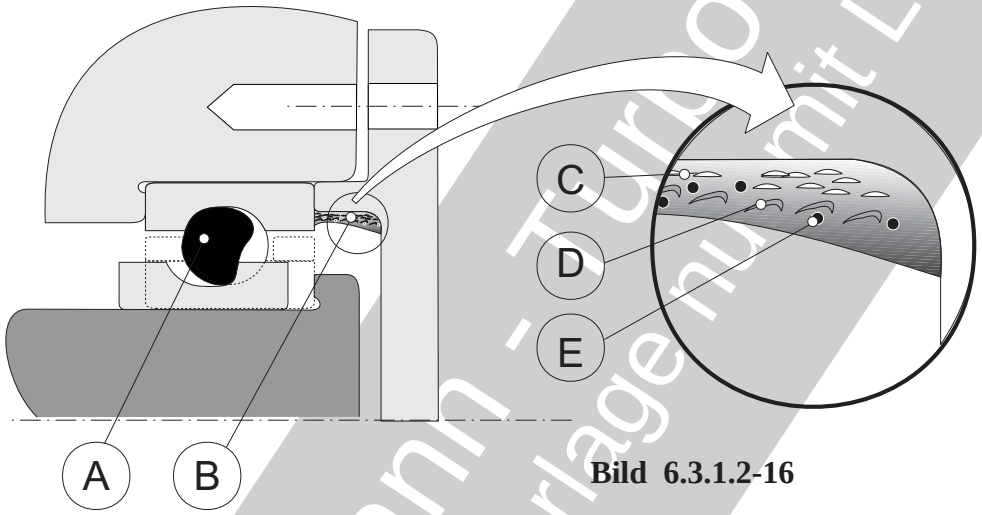


Bild 6.3.1.2-16

ist die mit ansteigender Impulsstärke bessere Detektierbarkeit. Der RMS Wert nähert sich dem des Neuteilzustands. Damit sinkt der Crest-Faktor als Bezug des Effektivwerts zum RMS-Wert (engl. Root Mean Square = Quadratwurzel aus quadratischem Mittelwert). So kann am Lebensdauerende der Crest-Faktor sogar trotz deutlich erhöhtem Spitze- und Effektivwert den Neuteilwert wieder erreichen.
Bewertung der Anwendungseignung:
Vorteile:
- Schnell einzusetzen,
- einfach.
- geringe Investition.
Nachteile:
- Störungen durch andere Schwingungen aus Schlag-/Stoßimpulsen (z.B. bei Getrieben).
- Am Lebensdauerende kein Unterschied zum 'guten' Lager.

***CPB** (= Konstante prozentuale Bandbreite auf der Frequenzachse) -**Spektrumvergleich** lässt sich auch zur Erkennung anderer Maschinenfehler wie Unwucht, Versatz und Lockerung (Spiel) nutzen. Mit dem Verfahren steht ein großer Frequenzbereich der Messung zur Verfügung. So lassen sich sowohl **nieder- als auch hochfrequente Vorgänge** am Wälzlager erfassen. Die **höchste Spitze** lässt eine Änderung deutlich erkennen, was **frühere Warnungen** als die Gesamtschwingung ermöglicht.*
Vorteile:
- Zeigt unterschiedliche Maschinenfehler.
- Für eine Fehlerdiagnose nutzbare auffällige Frequenzen.
- Prüfanlage vielseitig verwendbar.
Nachteile:
- Investitionskosten hoch.

***Bild 6.3.1.2-16** (Lit. 6.3.1.2-25)**:** Das dargestellte Beispiel zeigt den Bereich eines Triebwerkshauptlagers nach einem kapitalen Schaden. Üblicherweise ist ein Lager nach einem solchen Schaden zerstört. Es kann nur noch über die Schadensursache und über Abläufe spekuliert werden. Besser sieht es aus, wenn Erkenntnisse aus Aufzeichnungen, wie z.B. Temperaturen, Öldurchfluss oder Vibrationen, vorhanden sind.*
*Es ist jedoch in manchen Fällen möglich, aus Struktur, **Zusammensetzung und Schichtung***

©Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Maschinenelemente:Wälzlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

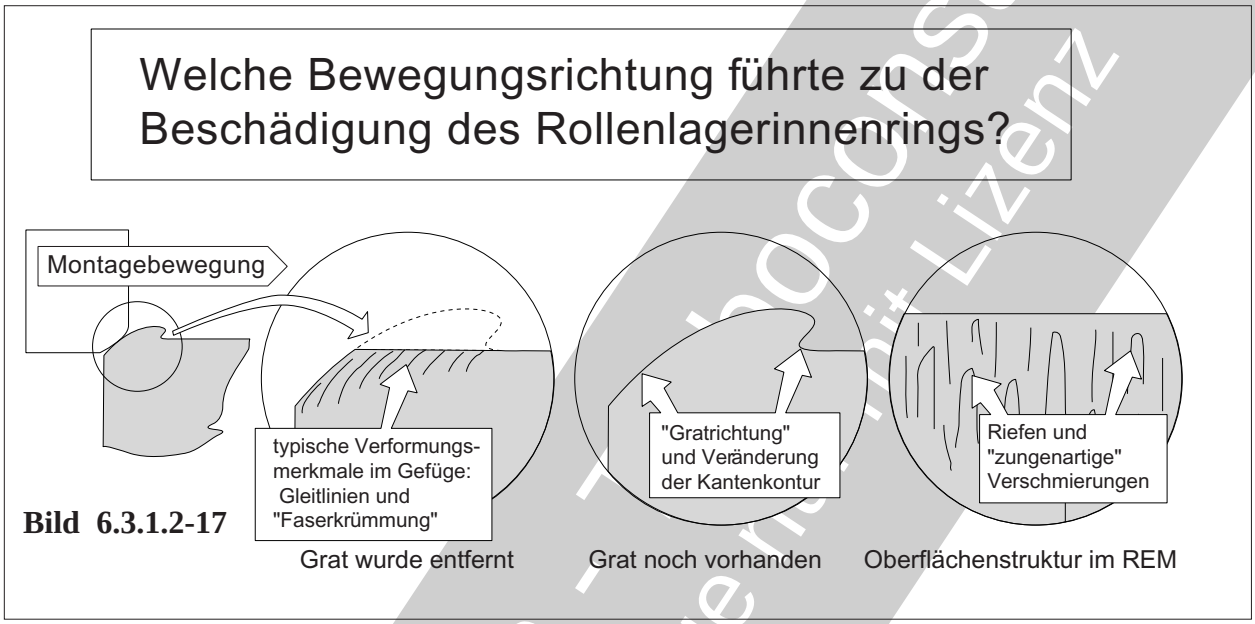


Bild 6.3.1.2-17

der beim Schadensablauf ***entstandenen Partikel*** *zusätzliche Erkenntnisse zu erhalten.*
*„**A**“ kennzeichnet die stark beschädigten Kugeln des Lagers. Diese und die Laufflächen weisen einen erheblichen Verschleiß auf, der die Konturen stark veränderte.*
*Im Bereich „**B**“ des Lagergehäuses befindet sich eine dicke Schicht* ***Ölkohle mit eingelagerten Spänen****. Diese Schicht wird von mehreren Einzelschichten gebildet, entsprechend dem zeitlichen Ablauf der Ölkohle- und Späneentstehung. Der Ölkohlegehalt steigt entsprechend dem Temperaturanstieg im Lager merklich an.*
*„**C**“ zeigt im Detail die Schicht nahe der Lagerkammerwand, d.h. zu Beginn der Ablagerungen. Sie enthält mit dem REM identifizierbare* ***Ermüdungsausbrüche*** *(„Ermüdungsdeckel“) aus den Wälzlagerlaufbahnen. Als nächstes folgen eingelagerte* ***Verschleißspäne*** *(„**D**“) und in der obersten Lage, d.h. am Ende des Schadensablaufs,* ***Schmelzperlen*** *von extrem aufgeheizten Kontaktflächen des Lagers.*
Damit lässt sich ein ***Schadensablauf erklären****, bei dem zuerst am Hauptlager* ***Laufbahnermüdung*** *entstand. Es folgte die* ***Blockierung des Käfigs****. Anschließend lief das Lager als „Gleitlager“.*

Bild 6.3.1.2-17*(Lit. 6.3.1.2-25): Ein wichtiges Detailproblem ist die Frage nach der* ***Richtung einer gefährlichen Krafteinwirkung****. Die Beantwortung dieser Frage kann z.B. klären, ob eine schadensursächliche Beschädigung bei der Neuteilmontage, der Wartung oder bei der Demontage entstanden ist.*
Die Richtung der Beschädigungsbewegung lässt sich aus einer ***Gratbildung*** *(Detail unten Mitte), aus örtlichen Veränderungen des* ***Werkstoffgefüges*** *(Detail unten links) und aus im REM auswertbaren* ***Oberflächenverschmierungen*** *(Detail unten rechts) erkennen. Ist eine Beschädigung, z.B. an einem Zahnrad oder an einem Rollenlager eindeutig auf die* ***Montagebewegung*** *zurückzuführen, lassen sich Folgeschäden zeitlich zuordnen. Das macht gezielte Abhilfen möglich.*
Bei ***Fremdkörpereinschlägen*** *kann sich z.B. die Frage nach der* ***Betriebsphase beim Fremdkörpereintritt*** *stellen. Beispielsweise ist es von entscheidender Bedeutung, ob ein Fremdkörper im Flug eintrat oder beim Aufschlag des Flugzeugs. Wenn z.B. das Triebwerk beim Aufschlag nicht mehr lief, liegt ein Fremdkörpereinschlag im Verdichter wahrscheinlich an der Schaufelsaugseite. Ist die Schaufelkante oder die Druckseite getroffen deutet das darauf hin, dass der Einschlag noch bei laufendem Triebwerk entstand.*

© Karl Rossmann - Abdruck oder Weitergabe nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.3.1.2

6.3.1.2-1 H.J.Böhmer, „Wälzverschleiß und -ermüdung von Bauteilen und Maßnahmen zu ihrer Einschränkung“, Zeitschrift „Materialwissenschaft und Werkstofftechnik“, 29 (1998), Seite 697-713.

6.3.1.2-2 Australian Transport Safety Bureau (ATSB), Air Safety Occurrence 200003399, Technical Analysis Report „Examination of PT6A-67R Number-1 Bearing and Components“, Incident vom 13. August 2000, Seite 1-5.

6.3.1.2-3 „ALPA warns Pilots on IAE V2500-A5 Bearings“, Air Safety Link, www.alpa.org, Document D=4428, August 2003, Seite 1und 2.

6.3.1.2-4 Federal Aviation Administration (FAA), Docket No. 2003-NE-21-AD, „Airworthiness Directives; International Aero Engines AG (IAE) V25xx-xx Turbofan Engines“, Federal Register Volume 71, Number 10, 17. Januar 2006, Seite 1-5.

6.3.1.2-5 M.W.Washo, „A Quick Method of Determining Root Causes and Corrective Actions of Failed Ball Bearings“, Zeitschrift „Lubrication Engineering“, March 1996, Seite 206-212.

6.3.1.2-6 P.A. Mucklow, „Engine Reliability Through Bearing Condition Monitoring“, Paper von „South African Airways Symposium on Engine Monitoring“, 19-21 April 1983, Seite 1-8

6.3.1.2-7 C.A.Waggoner, „Detection and Diagnosis of Bearing Deterioration in Aircraft Propulsion Systems by Wear Debris Analysis“, Zeitschrift „Lubrication Engineering“, March 1996, Seite 2-1bis 2-13.

6.3.1.2-8 „Wälzlagerschäden, Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Wälzlager“, FAG Publ.- Nr. WL 82 102 Seite 1-70.

6.3.1.2-9 E.Schreiber, „Werkstoffliche Schadensanalyse, ein Instrument zur Ermittlung realer Beanspruchungsverhältnisse“, FAG Publikation, 13 Seiten.

6.3.1.2-10 T.E.Tallian, „Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements“, ASME Press, Chapter 7, Seite 99 - 181.

6.3.1.2-11 D.A.Frith, „Reliable Information From Engine Performance Monitoring“, SAE Technical Paper Series 881444, Paper der „Aerospace Technology Conference and Exposition, Anaheim, California, October 3-6, 1988, Seite 1-10.

6.3.1.2-12 H.Brenneke, „Early Failure Detection in Gas Turbine Aero Engines Using Magnetic Plugs“, Zeitschrift „British Journal of NDT“, Vol 35, No2, February 1989, Seite 87-90.

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.3.1.2-13 O.Zwirlein, H.Schlicht, „Werkstoffanstrengung bei Wälzlagerbeanspruchung - Einfluss von Reibung und Eigenspannungen“, Zeitschrift „Werkstofftechnik“, 11, 1-4 (1980), Seite 1-14.

6.3.1.2-14 F.J.Ebert, W.Trojan, H.W.Zoch, „Hochaufgestickter, martensitischer Wälzlagerstahl ist ermüdungsfest und korrosionsbeständig“, Zeitschrift „Wälzlagertechnik - Industrietechnik“ Fa. FAG Kugelfischer, Ausgabe 1992-503DA, Seite 9-21.

6.3.1.2-15 „Investigation Team Identifies Causes of CF6-80 Problem“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 7, 1983, Seite 32.

6.3.1.2-16 D.P.Greby, „What turbine technology is teaching us about High-Speed Roller Bearings“, ca. 1972, 6 Seiten.

6.3.1.2-17 B.A.Tassone, „Roller Bearing Slip and Skidding Damage“, Zeitschrift „J. Aircraft“, Vol 12, No. 4, April 1975 , Seite 281-287.

6.3.1.2-18 „Wälzlager-Handbuch / Roller bearings handbook“, Fa. KRW, Edition 04/2003, Seite 78-100.

6.3.1.2-19 P.Stephan, „Tribosysteme in der Fahrzeugtechnik, Wälzlagerschäden in Fahrmotoren - Ursachen und Abstellmaßnahmen“, Proceedings des ÖTG-Symposium 2005, FH Joanneum GmbH, Graz, Seite 1-23.

6.3.1.2-20 W.-R.Zabel, „Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Lager“, Promotionsarbeit, 2005, Seite 1-150.

6.3.1.2-21 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 5“, Turboconsult, 2008, ISBN 978-3-00-025780-3, Kapitel 20.1, Kapitel 22.3, Kapitel 23.1, Kapitel 23.2, Kapitel 23.4.2, Kapitel 25.1 und Kapitel 25.2.

6.3.1.2-22 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, Turboconsult, 2001, ISBN3-00-008429-0, Kapitel 6.3.1, Kapitel 7.1.2. Kapitel 7.2 und Kapitel 9.2.

6.3.1.2-23 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 4“, Turboconsult, 2008, ISBN 3-00-017734-5, Kapitel 16.2.2.5 und Kapitel 17.1.

6.3.1.2-24 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 3“, Turboconsult, 2000, ISBN3-00-017733-7, Kapitel 11.2.1 und Kapitel 12.6.3.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage minimalisiert

6.3.1.2-25 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 1“, Turboconsult, 2000, ISBN3-00-005842-7, Kapitel 4.3 und 4.5.

6.3.1.2-26 „Zustandsüberwachung - eine Grundvoraussetzung für mehr Zuverlässigkeit“, Aus „SKF-Produkte für Wartung und Schmierung“, Stand 2011, Seite 78-90.

6.3.1.2-27 A.Rossmann, „Industrie Gasturbinen“ www.Turboconsult.de 2008, ISBN 3-00-008428-2, Kapitel 0, 2.6, 3.1.2.2, 3.2 und 4.1..

6.3.1.2-28 „Wälzlager Fehlererkennung“, Oktober 2006, Angaben der Fa. Brüer &Kjaer Vibro GmbH, www.bkvibro.de, Seite 1-4.

6.3.1.2-29 R.Proff, „Mobile schwingungsbasierte Maschinendiagnose als elementarer Bestandteil der zustandsorientierten Instandhaltung - Konzepte, Messtechnik, praktische Beispiele und Nutzenstiftung“, 29. Januar 2009, Angaben der Fa. Prüftechnik Condition Monitoring GmbH, , www.prüftechnik.com, Seite 1-34.

6.3.1.2-30 „Anwendungsbeispiel _ Die Kepstrumanalyse - ein leistungsstarkes Werkzeug zur einfachen Diagnose von Wälzlager- und Getriebeschwingungen“, BAN0026-EN-11, www.bkvibro.com, , Angaben der Fa. Brüer &Kjaer Vibro GmbH, www.bkvibro.de, Seite 1-4.

6.3.1.2-31 J.Giebhardt, M.Mevenkamp, J.Petschenka, M.Reichardt, „Fehlerfrüherkennung in Windkraftanlagen“, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben mit Förderkennzeichen 0329304A, 24.Juni 1999, ca. 150 Seiten.

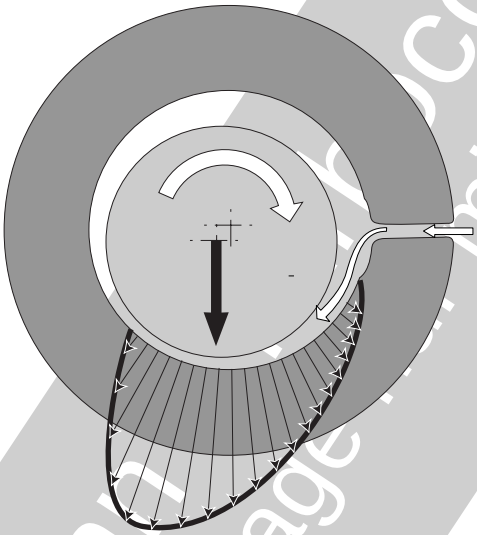
6.3.1.2-32 „Machine Monitoring Systems“, Angaben der Fa. Emerson Process Management (epro), www.epro.de, Stand April 2000, 7 Einzelseiten.

6.3.1.2-33 P.Dien Nguyen, „Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse“, Dissertation 1.November 2002, Seite 1-113.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Gleitlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

6.3.2 Hydrodynamische Gleitlager (flüssigkeitsgeschmiert).



Dieses Kapitel behandelt '**Hydrodynamische Gleitlager**'. Sie bauen im Betrieb einen ausreichenden **Gleitfilm** auf, der eine **Trennung der Gleitflächen** gewährleistet. Als Beispiel dient die Anwendung in Turbomaschinen. In Industriegasturbinen **schwerer Bauart** (Lit. 6.3.2-20) sowie **Industrieverdichtern** und **stationären Getrieben** (Kapitel 6.4.2) kommen, anders als in Derivaten von Flugtriebwerken, traditionell **Gleitlager** in Radial- und Axialausführung (Bild 6.3.2-2) als **Hauptlager** zum Einsatz. Im Folgenden werden typische **Schadensformen** und ihre Ursachen besprochen. Für Schwingungsanalysen und Überwachung (Monitoring) von Gleitlagern gibt es Normen wie die DIN 31692-3.

Gleitlager arbeiten mit einem **hydrodynamischen** (Bild 6.3.2-2) und/oder **hydrostatischen** (Öldruckaufbau von außerhalb des Lagers) **Schmierfilm**. Sie zeigen spezifische Schadensformen zu denen insbesondere **Kavitation** (Bild 6.3.2-7) zählt. Gleitlager haben sich vielfältig hervorragend bewährt. Ihr Betriebsverhalten hat gegenüber Wälzlagern sowohl Vor- als auch Nachteile.

Vorteile:
- Dämpfung von Rotorschwingungen die bei unvermeidlichen Restunwuchten entstehen.
- Kleiner Einbauraum.
- Große Durchmesser (Wellen) nutzbar.
- Hohe Tragkraft.

Nachteile:
- Anfachung **selbsterregender Schwingungen** ('Halbfrequenzwirbel', engl. Oil Whirl, Bild 6.3.2-1).
- Eingeschränkte Erkennbarkeit von Schwingungen mit äußeren Beschleunigungsaufnehmern.
- Im hydrodynamischen Fall ist bei niedrigen Geschwindigkeiten (Start, Abstellen) wegen ungenügendem Schmierfilmaufbau mit schädigender **Mischreibung** (Bild 6.3.2-3) zu rechnen.

© Axel Bossmann, Ingenieurconsult
Abschlussklärlage, mit Lizenz

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Dynamische Probleme von Gleitlagern (der 'Halbfrequenzwirbel').

Im Vordergrund steht der sog. „**Halbfrequenzwirbel**" (engl **Whirl**, bzw. Oil Whirl, Bild 6.3.2-1). Sein Merkmal ist eine Wellenschwingung mit typischer Frequenz dicht unter der halben Drehzahl (0,42 - 0,48 x Drehfrequenz). Bemerkenswert ist, dass sich die **Frequenz proportional zur Drehzahl verändert**. Das unterscheidet von einer Resonanz. Hier ist die Frequenz unabhängig von der Drehzahl konstant. Halbfrequenzwirbel beobachtet man nicht nur bei Gleitlagern sondern allen Anordnungen mit einer stehenden und einer rotierenden Komponente zwischen denen sich ein mit flüssigem oder gasförmigem Medium gefüllter Spalt befindet. Dazu gehören Turbomaschinen wie Pumpen und Verdichter und Dichtungen.

Ein Halbfrequenzwirbel wird von unterschiedlichen **Einflüssen begünstigt** und/oder ausgelöst:

- leichte **Stöße** und **Vibrationen/Unwuchten.** Entsprechend wirken auch Leckeffekte an den Spitzen der Rotorschaufeln von Turbomaschinen (Band 1 Bild 5.4-6).
- Starker **Verschleiß** mit **Vergrößerung des Lagerspiels.**
- **Veränderungen** im Zusammenhang mit dem **Schmieröl**:
  (Scher-) Viskosität,
  Öldruck,
  Öltemperatur.

Veränderungen der **Dämpfung** (Hysterese, Werkstoff, Reibung).
Kreiseleffekte, besonders bei 'fliegender' (einseitiger) Lagerung.

Ein brauchbares **Modell zum Mechanismus** des 'Halbfrequenzwirbels' muss typische Eigenschaften dieses Phänomens erklären.

- Er tritt mit ca. der halben (nicht genau 1/2) Umlauffrequenz der Welle auf, d.h. es steigt mit der Drehzahl an.
- Wird ausgelöst von äußeren (Stößen) und inneren (Unwuchten) Auslenkungen der Welle, d..h. bei Auslenkung der Wellenachse. Darauf ist der Halbfrequenzwirbel ähnlich einer Selbsterregung relativ stabil.
- Er verschwindet in der Nähe einer Resonanz mit der Welle. Meist ist das die Frequenz der Grundbiegeschwingung.

In diesen Zusammenhang fallen Übereinstimmungen mit weiteren Beobachtungen:

- Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung im Schmierstoffkeil liegt gewöhnlich dicht unter 1/2 der Umfangsgeschwindigkeit der Welle (Lit. 6.3.2-15).
- Die Wellenachse läuft beim Halbfrequenzwirbel auf einer Umlaufbahn (Orbiting, Band 1 Bild 5.4-14) um eine Gleichgewichtslage.

Damit lässt sich der '**Mechanismus**' **des Halbfrequenzwirbels** wie in Bild 6.3.2-1 erklären.

Ein weiteres Phänomen (Lit. 6.3.2-16) wird im Englischen als „**Whip**" ('Peitschen') bezeichnet. Es handelt sich um eine nach vorne gerichtete subharmonische Querschwingung des Rotors. Ein System mit Whirl gerät in diesen Zustand, wenn sich die Whirl-Frequenz einer Eigenfrequenz (Grundbiegung und Biege-Oberschwingungen, Band 1 Bild 5.4.-6 und Bild 5.4-8) nähert. Meist erfolgt dies im Bereich der kritischen Drehzahl (Grundbiegeschwingung). In diesem Fall bleibt die **Frequenz konstant** ('gefangen')

und verändert sich nicht wie beim Whirl proportional zur Drehzahl. Whip wird von Masse und Steifigkeit ‘gesteuert’. Die Auslenkung der Welle kann den **Schmierspalt mit katastrophalen Folgen überbrücken**.

Es kann zum sog. „**Dry Whip**“ kommen. Er lässt sich mit der Schwingungsanregung eines Glases durch Reiben mit einem nassen Finger vergleichen - Typisch für einen **Stick-Slip-Effekt** (Band 1 Kapitel 5.9.1). Dessen Frequenz hängt von Einflüssen wie Wellengestalt/-auslegung, Werkstoffen und Gleiteigenschaften ab. Sie ist gewöhnlich sehr hoch (**Quietschton**) und **entspricht nicht einem Vielfachen der Drehzahl**. So kündigt sich ein unmittelbar bevorstehender katastrophaler Schaden an.

Überwachung von Gleitlagern zur Schadensverhütung

Um rechtzeitig bedenkliche schadensrelevante Lagerveränderungen zu erkennen, bieten sich die heute angebotenen Überwachungsmethoden (Bild 6.3.1.2-14.2) an. Sie orientieren sich an den typischen Schadensursachen von Gleitlagern.

- Äußere Einwirkung: Überlastung (kontinuierlich oder Stoß).
- Überhitzung des Lagers.
- Montageprobleme: Fluchtungsfehler, Beschädigungen.
- Schmieröl (Kapitel 7.2)
  - Verunreinigungen,
  - Übertemperaturen,
  - Menge,
  - Druck.

Überlastung und Stöße sowie Beschleunigungen/Schwingungen des Lagers werden von Beschleunigungssensoren registriert. Das gilt sowohl für die Einwirkung von außen (z.B. Stöße) als auch aus dem Lager (z.B. Vibrationen durch Whirl, Bild 6.3.2-1).

Eine **äußere Messung der Lagertemperatur** lässt eher die Erkennung eines Langzeittrends erwarten. Dieser wird aber von der thermischen Trägheit und Umgebungsbedingungen beeinflusst/verfälscht. Bei einem schnellen, deutlichen Anstieg dürfte bereits ein Schaden entstanden sein, der in kurzer Zeit katastrophale Ausmaße annimmt und deshalb nicht mehr abgefangen werden kann.

Erfolgversprechender (nicht alternativ) dürfte die **Überwachung der Lagerschmierung** bzw. des **Schmieröls** sein (Kapitel 7.2). Eine moderne Drucküberwachung ist das sog. ‘Oil Pressure Mapping’ (Lit. 6.3.2-18). Es vergleicht den Druckverlauf mit einer Referenzkurve. Die Chance einen Schaden an einem Temperaturanstieg im Lager rechtzeitig zu erkennen, dürfte mit Hilfe der Öltemperaturen erfolgversprechender sein als eine Messung der Lagertemperatur.

© Axel Rossmann - Turbocons
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Modell zum Mechanismus des Halbfrequenzwirbels.

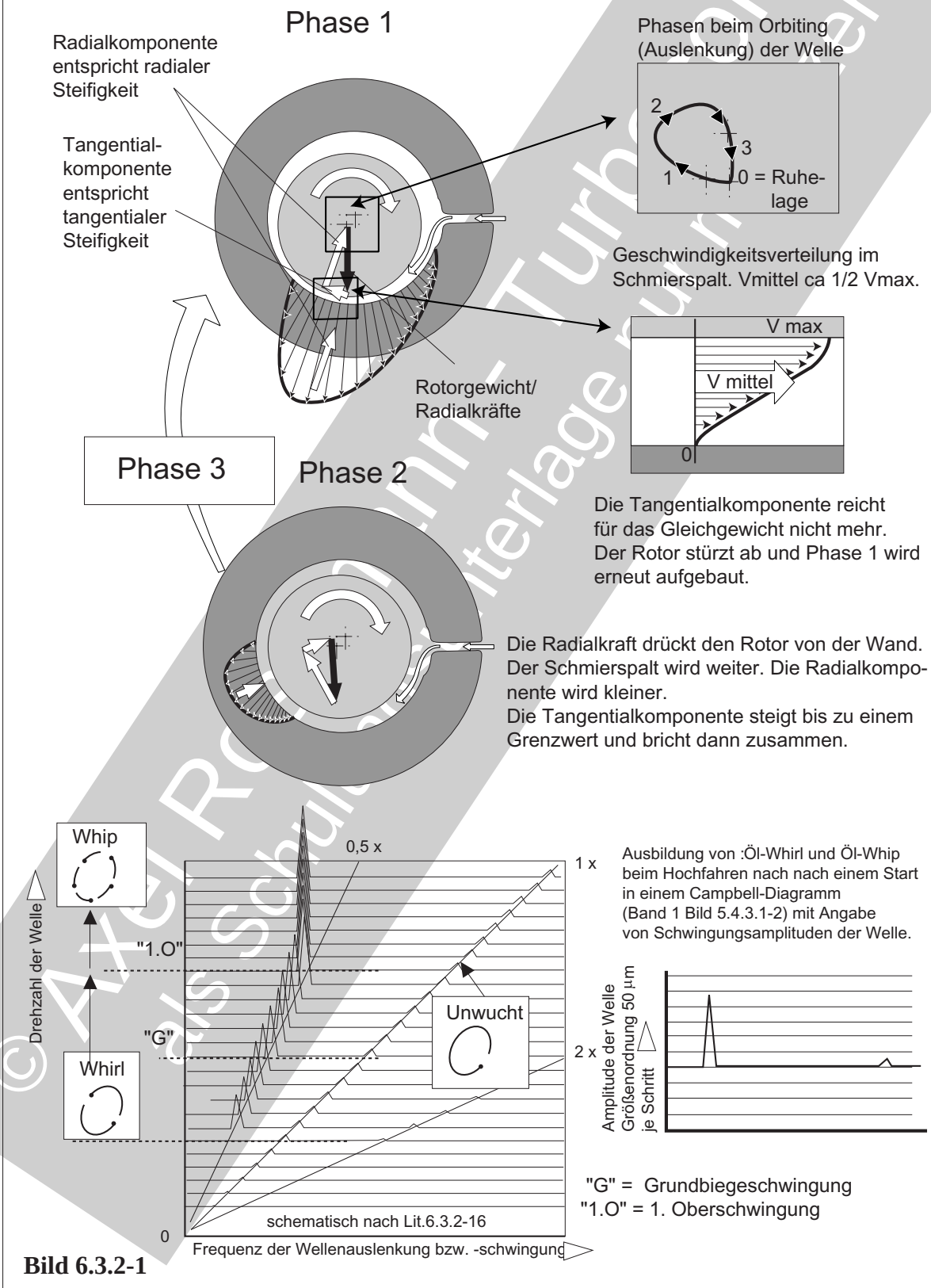


Bild 6.3.2-1

© Axel Rotmann - Turbo Consult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Gleitlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Bild 6.3.2-1 *(Lit. 6.3.2-15 und Lit. 6.3.2-19): Dieses Modell versucht den komplexen Vorgang des '**Halbfrequenzwirbels**' zu erklären. Dabei spielt die **Steifigkeit des Schmierkeils** eine entscheidende Rolle. Er unterliegt vielen Einflüssen.*

- ***Schmierspaltdicke**.*
- ***Mittlere Geschwindigkeit des Schmiermittels**. Sie ist **etwa halb so groß** (unteres Detail rechts) wie die Wellenumlaufgeschwindigkeit. Das beeinflusst die Frequenz der Wellenauslenkung im Instabilitätsfall. Es ist naheliegend, dass sie **für die typische „Halbfrequenz" verantwortlich** ist.*
  *So lässt sich auch zwanglos erklären, warum die 'Halbfrequenz' sich **proportional mit der Wellendrehzahl verändert**.*
- ***Umfangsgeschwindigkeit** der Welle (Vmax) und mittlere **Geschwindigkeit des Öls im Schmierspalt** (Vmittel).*
- ***Vorgänge und Eigenschaften** sind in hohem Maß von der Schmierspaltdicke abhängig. Dazu gehören:*
- *(Feder-) **Steifigkeiten des Schmierkeils** in radialer und tangentialer Richtung.*
  Sie werden von Druck, viskoser Dämpfung und Reibung bestimmt.
- ***Steifigkeiten** des Systems durch Massenträgheit.*
- ***Betriebsbelastungen**, insbesondere **Radialkräfte**.*

*Im Normalfall stehen die Kräfte dieser Einflüsse im Gleichgewicht. Dabei kehrt der Wellenmittelpunkt nach einer Auslenkung immer wieder in seine stabile Ausgangslage zurück. Befindet sich das System in einem 'empfindlichen', drehzahlabhängigen Betriebszustand kann eine **äußere Störung** (z.B. Stoß) eine Instabilität - den Whirl - auslösen.*

***Phase 1**: Gleichgewichtszustand des Systems ohne Whirl. Die Radialkraft der Welle wird von den Tangential- und Radialkomponenten aufgenommen.*

***Phase 2**: Die Welle wird **plötzlich von außen oder innen her verlagert**. Damit **verändern sich Umfangslage und Dicke des Schmierkeils**. Das stört das Kräftegleichgewicht. Eine Gleichgewichtslage der Welle wird nicht mehr erreicht (Detail oben rechts). Sie erhält eine Umlaufbahn (Orbit). Die abzustützende Radialkomponente aus der Wellenkraft verringert sich, die Tangentialkomponente wird größer. Der Spalt öffnet sich. Damit beschleunigt sich die Abnahme der Tragfähigkeit bis die Welle 'abstürzt'.*

***Phase 3**: Die Welle erreicht wieder den Ausgangszustand „0" und gerät sofort in Phase 2. Der Vorgang wiederholt sich. Die **Umlauffrequenz der Welle auf der Orbitbahn** wird von den Bedingungen im Schmierspalt, insbesondere der mittleren Strömungsgeschwindigkeit bestimmt. Diese ist nur etwa halb so groß wie die Umlauffrequenz was der beobachteten 'Halbfrequenz' entspricht.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.3.2-2 *(Lit. 6.3.2-12 und Lit. 6.3.2-13): Je nach Richtung der aufzunehmenden Belastung unterscheidet man* ***Axiallager*** *und* ***Radiallager*** *(engl. sleeve bearing, Skizze unten). Dabei kommen verschiedene Konstruktionsprinzipien zum Einsatz. In Axiallagern sind die tragenden Elemente gewöhnlich* ***einstellbare Segmente*** *(Kippsegmentlager, Skizze oben links und Mitte rechts). In Radiallagern handelt es sich um eine geschlossene* ***Büchse*** *(Skizze unten) oder axial* ***geteilte Lagerschalen*** *bzw. Segmente (Skizze oben rechts).*

Im Betrieb trennt die Gleitflächen ein ***dynamisch aufgebauter Ölfilm*** *(Bild 6.3.2-1). Dieser entsteht durch Reibungskräfte zwischen Öl und Gleitflächen und im Öl selbst. Dabei wird das Öl vom rotierenden Teil (Welle) in den Schmierspalt gerissen. So baut sich ein Druck auf und* ***die Welle wird in der Größe des Schmierspalts angehoben****. Sie schwimmt also auf dem Ölfilm. Jeder Betrieb der diesen Zustand so beeinträchtigt, dass es zum metallischen Kontakt der Gleitflächen an den Rauigkeitsspitzen kommt (Mischreibung), ist potenziell schädigend und unbedingt zu vermeiden. Das lässt sich z.B. beim Start und Abstellen durch einen ausreichend hohen* ***statischen Druck*** *von in geeigneter Position zugeführtem Frischöl vermeiden.*

Um in jedem Fall zumindest kurzfristig ausreichende ***Notlaufeigenschaften*** *zu gewährleisten, ist eine Seite (üblicherweise die statische Seite bzw. Gehäuseseite) mit einer* ***weichen metallischen Gleitschicht*** *versehen. Sie kann aus mehreren Schichten bestehen (Bild 6.3.2-7). Die gegenüberliegende, meist rotierende Gleitfläche (Welle) besteht gewöhnlich aus gehärtetem Stahl.*

Typische Schäden der Gleitlager *sind:*

- ***Schwingermüdung*** *(Pflastersteinausbrüche, Bild 6.3.2-5).*
- ***Korrosion*** *(Bild 6.3.2-4).*
- ***Verschleiß durch Fremdkörpe****r im Öl (Bild 6.3.2-3).*
- ***Erosion infolge Stromdurchgang*** *(Elektroerosion, Bild 6.3.2-6).*
- ***Kavitation*** *(Bild 6.3.2-7).*

© Axel Rossmann - TU Chemnitz
als Schulungsunterlage für Studenten

Maschinenelemente: Gleitlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Gleitlagertypen in stationären Gasturbinen und Getrieben.

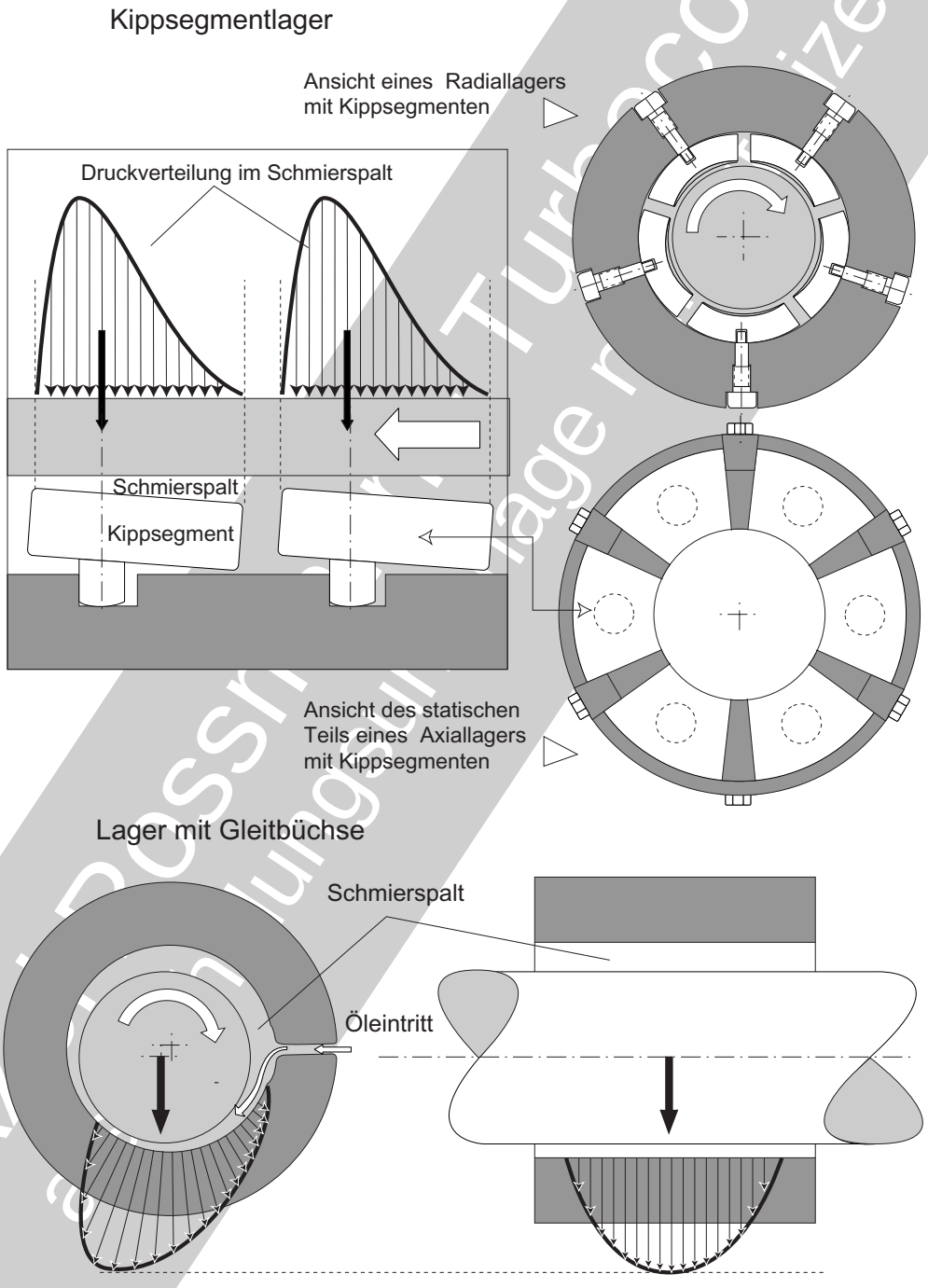


Bild 6.3.2-2

© AxiaTurbo

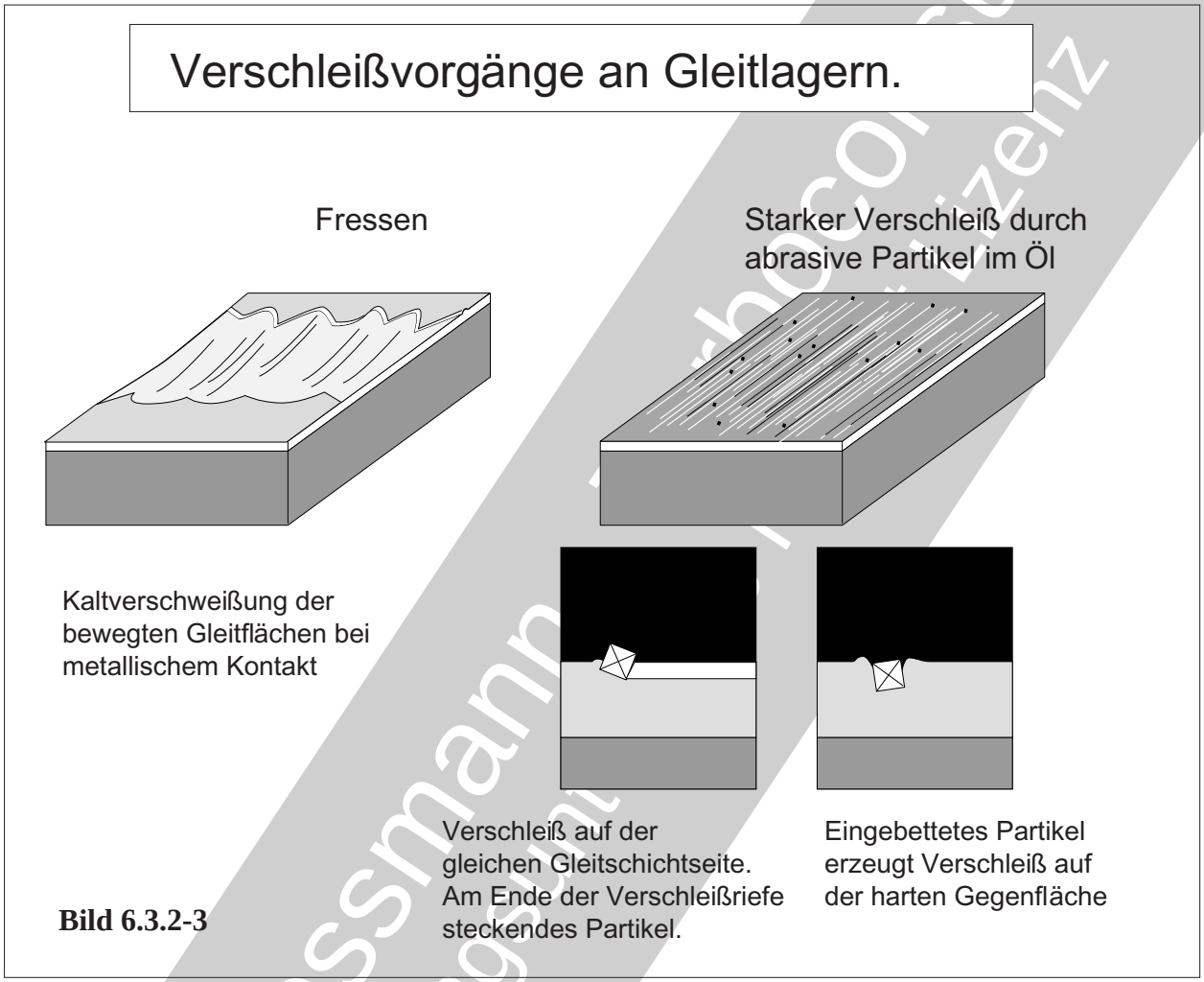


Bild 6.3.2-3

Bild 6.3.2-3 *(Lit. 6.3.2-8, Lit. 6.3.2-10 und Lit. 3.5-14):* ***Mechanischer Verschleiß*** *hat in erster Linie zwei Hauptursachen:*

Fressen *(Kaltverschweißen, engl. seizure oder galling, Skizze links, Band 1 Kapitel 5.9.2) durch* ***Trockenlauf*** *oder* ***Mischreibung*** *(Kontakt der Rauigkeitsspitzen). Erste Spuren sind riefenartige Schädigungen mit mikroskopischen Spuren des* ***Herausreißens und Zusammenschiebens von Material****. Der Schaden ist* ***selbstverstärkend****. Er kann in sehr kurzer Zeit (Sekunden) in das Endstadium mit extremer Hitzeentwicklung kommen. Das führt zu* ***plastischer Verformung der Gleitschicht*** *bis zum großflächigen Verschmieren, Schmelzen und Ablösen.*
Es gibt mehrere Ursachen für einen gefährlichen Kontakt der Gleitflächen. Hierzu gehören:

- ***Niedrige Drehzahlen*** *(Start, Abstellen, Verdichterreinigen) können keinen ausreichenden Druck im Schmierspalt aufbauen.*
- ***Örtliche Überlastung*** *im Schmierspalt als Folge einseitiger Belastungen, Geometriefehler, Unwuchten/Vibrationen, Fluchtungsfehler und Deformationen.*
- ***Ungenügende Tragfähigkeit des Ölfilms*** *wegen schlechter Öleigenschaften. Ursachen sind zu hohe Betriebstemperatur, Ölalterung, Ölverschmutzung (Wasser) und ungeeignetes Öl (Kapitel 7.1.1).*
- Ölmangel durch ***verstopfte Frischölleitung*** *oder den* ***Ausfall einer Komponente im Ölsystem*** *(Pumpe, Filter usw., Bild 6.4.2-2).*
Eine weitere Ursache sind ***ungenügende Notlaufeigenschaften*** *der Gleitschicht.*

© Axel Rossmann Marbocon Cult als Schulungsunterlagen Lizenz

Maschinenelemente: Gleitlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Verschleiß durch abrasive Partikel *im Öl (Skizze rechts). Solche Partikel sind Umgebungsstaub, Abrieb aus Labyrinthen, Strahlgut, Kernrückstände von Gussteilen, Bearbeitungsspäne und Ölkoks.* ***Partikel, die mit dem Öl durch den Spalt treten, erzeugen in der weichen Gleitschicht schleifriefenähnliche Spuren*** *(Skizze oben rechts) die mikroskopisch für einen Schnittvorgang typische Merkmale aufweisen (Detail links unten).*
Bleiben die ***abrasiven Partikel in der weichen Gleitschicht stecken*** *(Detail rechts unten) kommt es zum* ***Verschleiß der drehenden, harten Stahlwelle*** *durch* ***Zerspanung****. Dabei entstehen weitere abrasive Späne, die den Vorgang beschleunigen.*

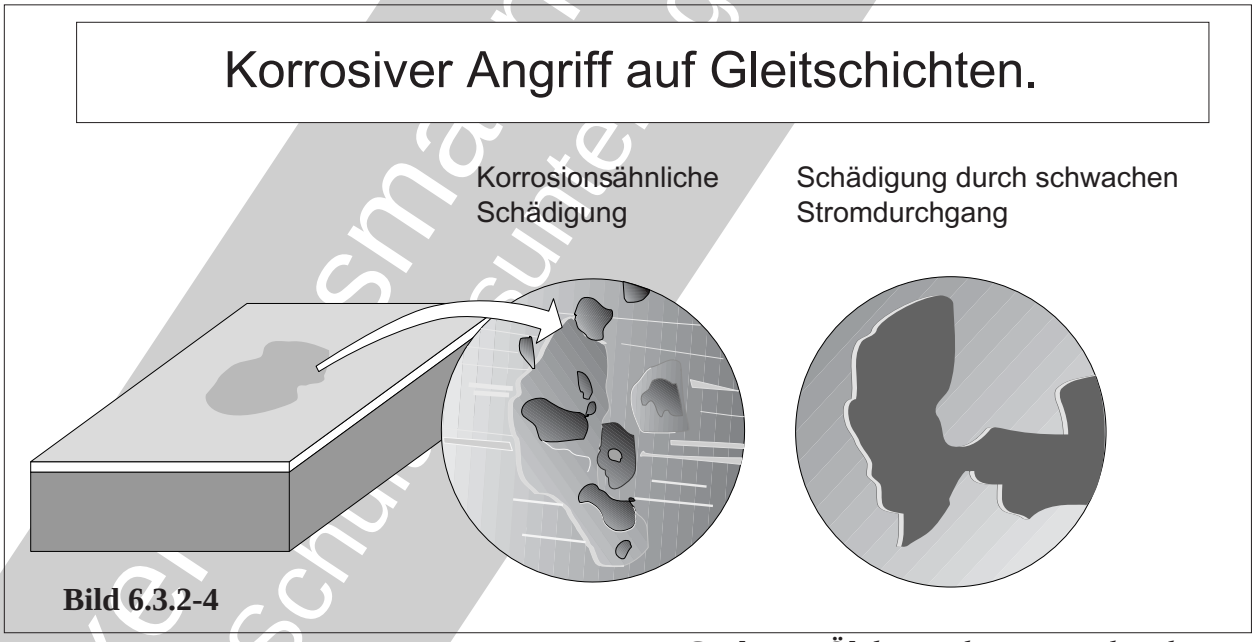


Bild 6.3.2-4

Bild 6.3.2-4 *(Lit. 6.3.2-8 und Lit. 6.3.2-10): Auch an Gleitschichten kann* ***Korrosion*** *auftreten. Das makroskopische Schadensbild geht von dunkler* ***Verfärbung*** *(Skizze links) bis zu einer* ***porösen***, ***rauen*** *(angefressenen)* ***Oberfläche*** *(Detail in der Mitte). In besonderen Fällen kann die Gleitschicht (z.B. Bleibronze) total* ***abgetragen*** *werden (Detail rechts). Selektive Korrosion entsteht im Stillstand und wird von* ***elektrolytischer Einwirkung eines schwachen Stromdurchgangs*** *unterstützt.*
Korrosion tritt in erster Linie in Zusammenhang mit dem Öl auf:

*- **Gealtertes Öl**, beispielsweise nach zu langen Ölwechselintervallen.*
*- **Verunreinigtes Öl** (Wasser, Säuren, Alkalien). **Wasser** kann aus einem defekten Ölkühler (Lit. 6.3.2-6) stammen und/oder von **Schwitzwasser** bei häufigem Stillstand.*
*- Öl mit **aggressiven Zusätzen**.*

© Axel Smarsly - Turboconsult
Ausschnitte nur mit Lizenz

Schwingermüdung einer Weißmetall-Gleitschicht ("Pflastersteinausbrüche")

Bild 6.3.2-5

Bild 6.3.2-5 *(Lit. 6.3.2-10 und Lit. 6.3.2-11): Die weiche Gleitschicht unterliegt* ***intensiver dynamischer Beanspruchung****. Es handelt sich um* ***Druckschwingungen*** *die vom Ölfilm übertragen werden. Sie lösen hochfrequente Schubspannungen in der Gleitschicht aus. Diese erzeugen kleine Schwingrisse, die mit der Zeit in ein* ***Netzwerk*** *übergehen (Schädigungsphasen rechts). Im fortgeschritteneren Stadium* ***brechen kantige Partikel aus*** *(„Pflastersteine“, Skizze links, Detail) und beschleunigen als Fremdkörper Folgeschäden.*

Bild 6.3.2-6 *(Lit. 3.5-11 und Lit. 3.5-14):* ***Stromdurchgang*** *(Band 1 Kapitel 5.12) kann im Schmierspaltbereich zu* ***Mikrolichtbögen*** *und* ***örtlichen Anschmelzungen der Gleitschicht*** *führen (Detail Mitte). In der Anfangsphase sind einzelne* ***Krater mit abgerundeten Schmelzstrukturen*** *und aufgeworfenen Rändern zu erkennen. Ausgeprägte Schäden haben eine* ***zerklüftete Oberfläche*** *mit deutlichen Anschmelzungen (REM-Befund, Detail rechts). Sie überdecken größere Bereiche der Gleitfläche, die im dargestellten Fall eines Kippsegmentlagers dunkler erscheinen (Skizze links).*

© Axel Rosemann
als Schulungsunterlage nur

Maschinenelemente: Gleitlager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Gleitlagerschäden durch Stromdurchgang, Elektroerosion

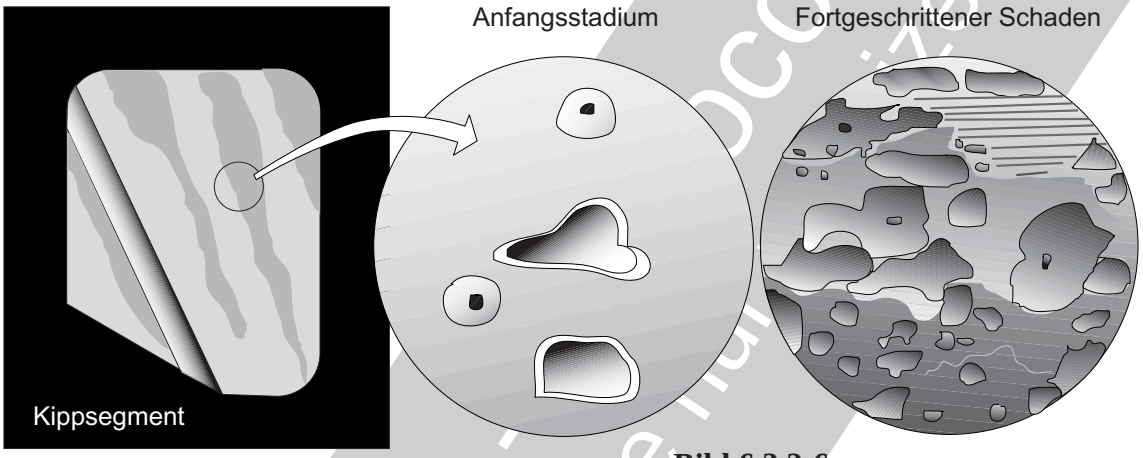


Bild 6.3.2-6

Bild 6.3.2-7 *(Lit. 6.3.2-8, Lit. 6.3.2-11 und Lit. 6.3.2-14):* ***Kavitation*** *(Band 1 Kapitel 5.5.1.3) entsteht durch die Implosion von* ***Dampfblasen*** *(Skizze Mitte links) im Schmierspalt. Dabei trifft ein „Ölstachel" die Oberfläche. Die vielen Blasen erzeugen eine* ***hochfrequente Belastung der Oberfläche mit plastischen Verformungen****. Ihre Folge ist* ***Schwingermüdung*** *mit* ***Ausbrüchen*** *(Detail Mitte rechts). Zunächst bilden sich in der Gleitschicht Mikrokrater mit Durchmessern im Bereich von 0,01 mm. Sie vergrößern sich zu Löchern (Kavitäten).*

Mehrphasige Gleitschichten *(z.B. 'Dreistofflager') zeigen nach H. Klingele (Lit. 6.3.2-11) einen besonderen Schadensmechanismus (Skizzen unten). Zunächst entstehen von der Oberfläche senkrecht in die Gleitschicht verlaufende Schwingrisse.*

Sie orientieren sich parallel zur Nickelschicht. Ein solcher ***Riss wird aufgeweitet****. Es entsteht eine* ***Mulde****.*

Die weiche Gleitschicht wird am Boden der Mulde unter den Druckstößen plastifiziert und nach oben gedrückt. Es entsteht am Muldenrand ein ***Wulst****.*

Wird die Nickelschicht unter der Kavitationsbelastung durchbrochen, kommt es zur Schädigung der darunter liegenden Tragschicht (Bleibronze). Bruchstücke der Nickelschicht können in die Bronze so gedrückt werden, dass diese dazwischen hervorquillt (Skizze unten rechts).

Kavitationsschäden zeichnen sich als flächige, verfärbte, oft mikroraue Zonen in ***bestimmten Gleitflächenbereichen*** *aus. Deren Lage ist von Unterdruckzonen der Strömung bestimmt. Sie finden sich an Ölnuten (Skizze oben links) oder einem Rand der Gleitfläche (Skizzen oben rechts). Diese typischen Lagen lassen den Schaden als* ***Kavitation identifizieren****.*

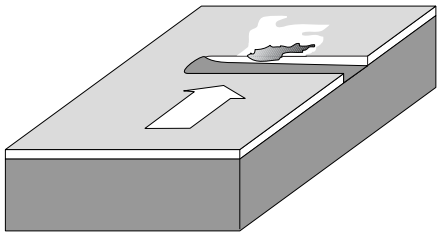
Kavitationsbedingungen *entstehen bei*

- *zu* ***niedriger Ölviskosität*** *als Folge hoher Öltemperaturen oder ungeeigneten Öls,*
- ***Wellenschwingungen****,*
- ***Wasser*** *im Öl,*
- ***Gleitschicht*** *mit zu geringer Ermüdungsfestigkeit.*

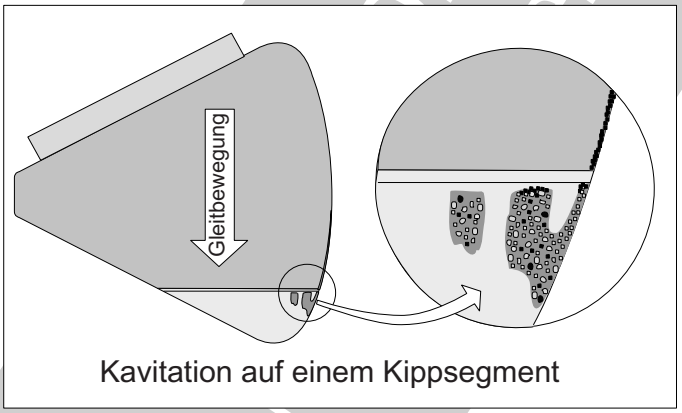
© Axel Rosemann - Procon-Consulting
als Schulungsunterlage nur zu Lehrzeiten

Kavitation an Gleitlagern.

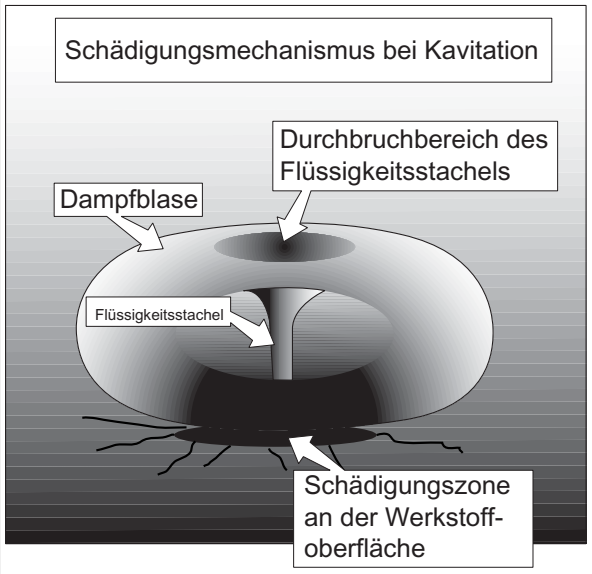
Kavitation im Bereich einer Ölnut.



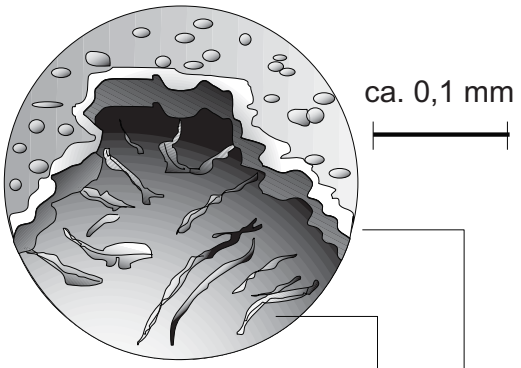
Ein Merkmal der Kavitation ist die Lage der Schädigung zum Ölfluss

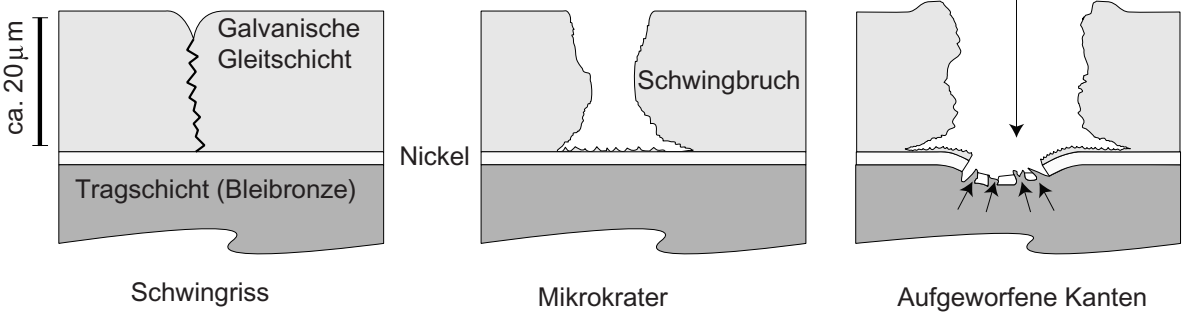


Kavitation auf einem Kippsegment



Charakteristische Merkmale einer REM-Aufnahme in der Skizze nachempfunden.





Schwingriss | Mikrokrater | Aufgeworfene Kanten

Schematische Darstellung der Kavitation in Dreistofflagern (nach H. Klingele)

Bild 6.3.2-7

Literatur zu Kapitel 6.3.2

6.3.2-1 W.R.Loomis,NASA Lewis Research Center,"Aircraft Engine Sump-Fire Studies", Seite 443-456.

6.3.2-2 FAG, Kugellagerzeitschrift 242,Seite 22-25.

6.3.2-3 M.J.Kroes,T.W.Wild,"Aircraft Powerplants",Seventh Edition,Glencoe Aviation Technology Series, Mc Graw Hill Seite 352-356.

6.3.2-4 S.Jung,"Technische Diagnoseverfahren kurz vorgestellt",TIZL 20 (1984) Heft 4, Seite 114-116.

6.3.2-5 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken", Band 2, ISBN 3-00-008429-0, 2001, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.

6.3.2-6 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken", Band 5, 2008, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.

6.3.2-7 S.Verstege, F.Böckel ,"Lagerung- Grundlagen und konstruktive Gestaltung", in „Stationäre Gasturbinen", Herausgeber C.Lechner, J.Seume, ISBN 3-549-42831-3, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2003, Seite 699-723..

6.3.2-8 „Handbuch der Schadensverhütung", Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Kapitel „Stationäre Getriebe", Seite 361-375.

6.3.2-9 P.Lynwander ,"Gear Drives for Turbomachinery", in „Sawyer's Turbomachinery Maintenance Handbook, Volume III", Turbomachinery International Publications ISBN 0-937506-02-8, 1980, Seite 11-19.

6.3.2-10 E.Greuter ,"Motorschäden: Schäden an Verbrennungsmotoren und deren Ursachen", Vogel Buchverlag, ISBN 3-8023-1515-4, 1994, Seite 143-200.

6.3.2-11 L.Engel, H.Klingele, "Rasterelektronenmikroskopische Untersuchungen von Metallschäden", 1974 Gerling Institut für Schadensforschung und Schadensverhütung GmbH Köln, ISBN 3-9800043-0-9, Seite 76, 85-89, 109.

6.3.2-12 G.Niemann, "Maschinenelemente, Erster Band", Springer-Verlag, Berlin/ Göttingen/ Heidelberg, 5.Neudruck, 1961, Seite 239-258.

6.3.2-13 W.L.Sapp ,"Centrifugal Compressors", in „Sawyer's Turbomachinery Maintenance Handbook, Volume I", Turbomachinery International Publications ISBN 0-937506-03-6, 1980, Seite 11-1bis 11-11.

© Axel Rossmann - Turboconsult
Schulungsunterlagen nur mit Lizenz

6.3.2-14 K.C.Ludema ,“Failures of Sliding Bearings“, in „Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), November 1986, ISBN 0-87170-007-7, Seite 483-489.

6.3.2-15 D.E.Bently, “Dynamic Stiffness and Its Role in Fluid Induced Instabilities, i.e. Whirl and Whip.“, www.bhp-co.com/articles/04dynstiff.php, Seite 1-10.

6.3.2-16 J.E.Berry, “Oil Whirl and Whip Instabilities - Within Journal Bearings.“, Zeitschrift „Machinery Lubrication (5/2005), www.machinerylubrication.com/Articles/ Seite 1-3.

6.3.2-17 E.Matzan, “Detecting Premature Bearing Failures.“, Zeitschrift „Machinery Lubrication (5/2007), www.machinerylubrication.com/Articles/ Seite 1-3.

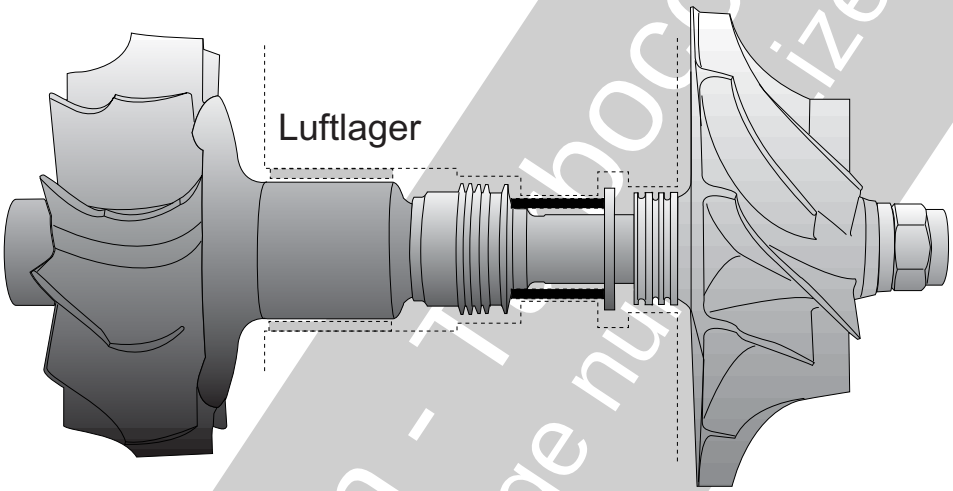
6.3.2-18 G.Blevins, “Mapping Oil Pressure to Measure Bearing Wear.“, Zeitschrift „Practicing Oil Analysis“ (11/2008), www.machinerylubrication.com/Articles/ Seite 1-3.

6.3.2-19 Liu, Z.Li, S.Generiwals “Interesting Rotor Dynamics Observations of Oil Whirl and Whip.“, Veröffentlichung der ‘SpectraQuest.Inc.’, 2006, www.spectraquest.com/tech/Rotor_Dyna_Oil_Whirl_Whip.shtml, Seite 1 und 2.

6.3.2-20.A.Rossmann “Industrie Gasturbinen - Problemorientierter Ratgeber für Betreiber.“, ISBN 3-00-008428-2, 2009, Kapitel 2.1, Kapitel 3.5 und Kapitel 3.7.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage zum mit Lizenz

6.3.3 Gaslager/Luftlager



Gas-/Luftlager haben eine Reihe sehr **attraktiver Eigenschaften**. Dazu gehören **ölfreier Betrieb**, sehr **niedrige Lagerreibung**, bei günstiger Auslegung **verschleißfrei** über sehr **lange Lebensdauern**, relativ einfache Montage, **kleines Einbauvolumen** geeignet für extrem **hohe Drehzahlen/Gleitgeschwindigkeiten**, hohe **Laufpräzision**, **geräusch- und vibrationsarm**. Auch lassen sich Gaslager mit unterschiedlichen **Gasen wie Edelgase, Kühlmedien, Sauerstoff und Stickstoff** betreiben. Dabei sind sowohl **hohe Temperaturen** oberhalb der Einsatzmöglichkeit einer Ölschmierung als auch **kryogene Temperaturen** kein Hindernis.

Es gibt jedoch auch **Nachteile** und **Probleme** gegenüber Wälzlagern und ölgeschmierten Gleitlagern. Diese hängen zum großen Teil mit den engen **Toleranzen** und den hohen **Oberflächenanforderungen** der Gleitflächen zusammen (Bild 6.3.3-3).

Gas-/Luftlager kommen in verschiedensten Maschinen zur Anwendung (Lit. 6.3.3-3). Dazu gehören Turbomaschinen wie Klimaanlagen von Flugzeugen (Lit. 6.3.3-6), Anlagen für Prozessgase (Lit. 6.3.3-5 und Lit. 6.3.3-7), Transportvorrichtungen (Bild 6.3.3-2.2), Spindeln von Schleifmaschinen und EDV-Speicherplatten. Man unterscheidet zwei Grundtypen. **Aerostatische Lager** bei denen das zum Aufschwimmen erforderliche Gaspolster durch Druckgas aus einer externen Quelle aufgebaut wird. **Aerodynamische Lager** erzeugen dagegen wie auch ölgeschmierte Gleitlager (Kapitel 6.3.2) durch die Zähigkeit des Schmiermediums (hier Gas) selbst ein Gaspolster. Dazu sind jedoch sehr hohe Umfangsgeschwindigkeiten notwendig. Am Markt werden viele unterschiedliche Bauweisen (Lit. 6.3.3-1, Bild 6.3.3-2.1) einbaufähig, vergleichbar einem Wälzlager, angeboten. Es handelt sich um **herstellerspezifische Konstruktionen,** die sich durch Vor- und Nachteile unterscheiden. Folgende Tendenzen sind erkennbar:

Bei aerostatischen Lagern wird die Luft über spezielle flache **Kanäle an geeigneter Stelle** verteilt. Weitere Varianten haben eine Lauffläche mit einer Vielzahl von **Mikrobohrungen** oder einer durchgehend porösen Schicht (Bild 6.3.3-2.2).

Aerodynamische Lager lassen sich mit glatten Laufflächen realisieren. Der Trend geht aber zu sog. **Folienlagern**. Hier nehmen elastische Segmente aus Folien die Lagerkraft mit sich im Betrieb bildenden Gaspolstern auf (Bild 6.3.3-1 und Bild 6.3.3-2).

© Axel Rossmann - Tuboconsult als Schulungsunterlage nur Lizenz

Für eine Auslegung ist **Erfahrung mit dem Bautyp** notwendig. Diese hat zu EDV-gestützten (Finite Elemente) **firmeneigenen Berechnungsprogrammen** geführt. Sind diese nicht zugänglich, wird der Konstrukteur die Auslegung dem Hersteller überlassen müssen. Das ist ein eindrucksvolles Beispiel für einen **Trend bei dem Auslegung und Konstruktion eines Maschinenelements nicht mehr vom Konstrukteur übernommen** wird. Dagegen wächst **die Aufgabe des Konstrukteurs mit der betriebsspezifischen Auswahl des geeigneten Lagertyps, der Erprobung und deren Bewertung**.

Deshalb wird in diesem Kapitel der Schwerpunkt auf **potenzielle Probleme** (Bild 6.3.3-3) und **Besonderheiten** von Gaslagern gelegt. Das beginnt bereits mit dem **Maschinenkonzept** (Bild 6.3.3-4). So sind beispielsweise symmetrische, möglichst niedrige Lagerkräfte anzustreben (Bild 6.3.3-1). Gaslager werden wie ölgeschmierte Gleitlager (Kapitel 6.3.2) vom sog. '**Halbfrequenzwirbel**' (Bild 6.3.2-1) bedroht. Ihn zu vermeiden, ist ebenfalls die Aufgabe der Auslegung/Konstruktion.

Bild 6.3.3-1 *(Lit. 6.3.3-5 und Lit.6.3.3-6): Dieses Beispiel soll einen Eindruck vermitteln welchen Herausforderungen der Konstrukteur beim Einsatz von Luftlagern begegnet. Man sieht leicht ein, dass das gesamte* ***Maschinenkonzept*** *betroffen ist. Nur so sind die Vorteile einer Luftlagerung maximal nutzbar und die technischen Risiken zu minimieren. Dazu ist neben der Zusammenarbeit mit dem Lagerlieferanten eine* ***umfangreiche Erprobung*** *unerlässlich. Gerade für hochtourige* ***kleinere Turbomaschinen*** *wie Klimaanlagen von Flugzeugen (militärisch und zivil, Lit. 6.3.3-6) kommen seit Jahren Luftlager zum Einsatz. Ein weiteres Gebiet sind kleine Turboverdichter für Anwendungen wie Abwasserbehandlung, Rauchgasentschwefelung und Prozessanlagen (Lit. 6.3.3-5). Das Bild zeigt den Rotor eines Versuchsturboladers (ca. 140 mm Raddurchmesser) mit dem Einsatz von* ***Keramik*** *(SiC) auf der Turbinenseite. Das Turbinenrad ist mit einer Schrumpfverbindung an der Stahlwelle befestigt.*

Keramik bietet sich wegen seiner hohen spezifischen Temperaturfestigkeit für die Strömungsseite des Turbinenrads an. Darüber hinaus lässt sich die Verschleißfestigkeit auch bei anwendungstypischen hohen Temperaturen und die niedrige Wärmedehnung für den Einsatz eines Luftlagers nutzen. Vorteilhaft ist auch die hohe Fresssicherheit gegenüber Metallen. Gewählt wurde ein sog. ***Folienlager*** *in Multisegmentausführung (Skizze unten). Ne-*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur für Lizenz

Maschinenelemente: Gaslager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Versuchsturbolader mit Luftlager und ölgeschmiertem Gleitlager.

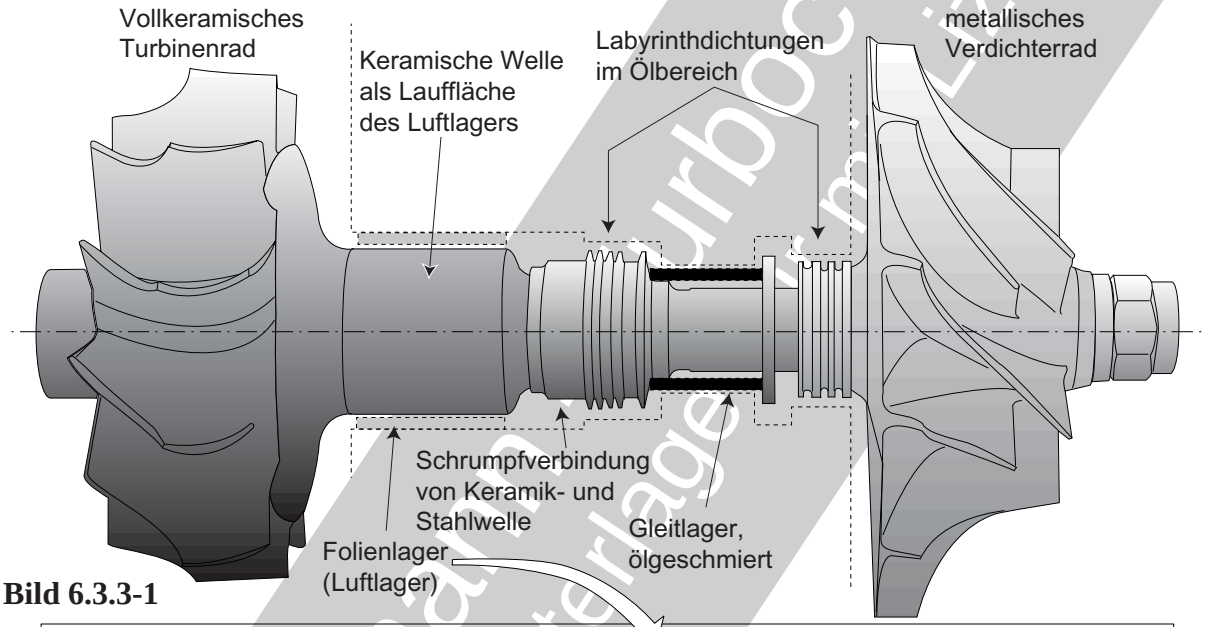
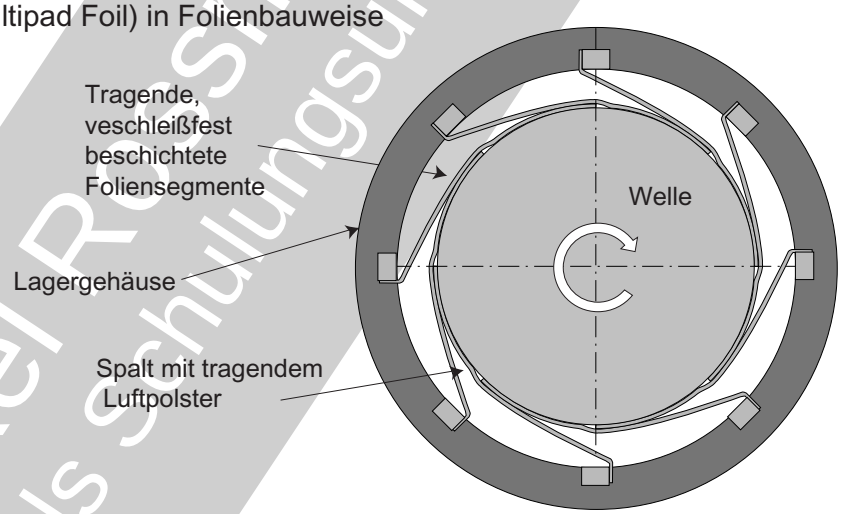


Bild 6.3.3-1

Beispiel für ein gas-/ luftgeschmiertes Gleitlager, Typ "Multisegmentlager" (Multipad Foil) in Folienbauweise



ben Vorteilen die in Bild 6.3.3-2.2 dargestellt sind, dämpft die elastische Bauweise auch Stöße auf die Verbindung Keramik/Metall. Auf der kälteren Verdichterseite blieb man bei einem konventionellen ölgeschmierten Gleitlager. Eine solche Kombination erfordert die Berücksichtigung besonderer Probleme wie die Gefahr der ***Ölverschmutzung*** *des Luftlagers.*

Durch Aufheizung der Welle ***im Stillstand*** *(engl. Heat Soaking) kann es zur* ***Verkokung*** *der Gleitfläche kommen. Damit werden die funktionsnotwendigen Laufbedingungen infolge Spaltüberbrückung, erhöhter Reibung und ungünstigerer Strömung im Tragspalt gefährdet.*

© Axel Rossmann Turbocoursus als Schulungsunterlage für mit Lizenz

Die Vielfalt der Gas-/Luftlagertypen ermöglicht dem Konstrukteur eine Anpassung an die Erfordernisse. Die Qual der Wahl wird durch Erfahrung erträglich.

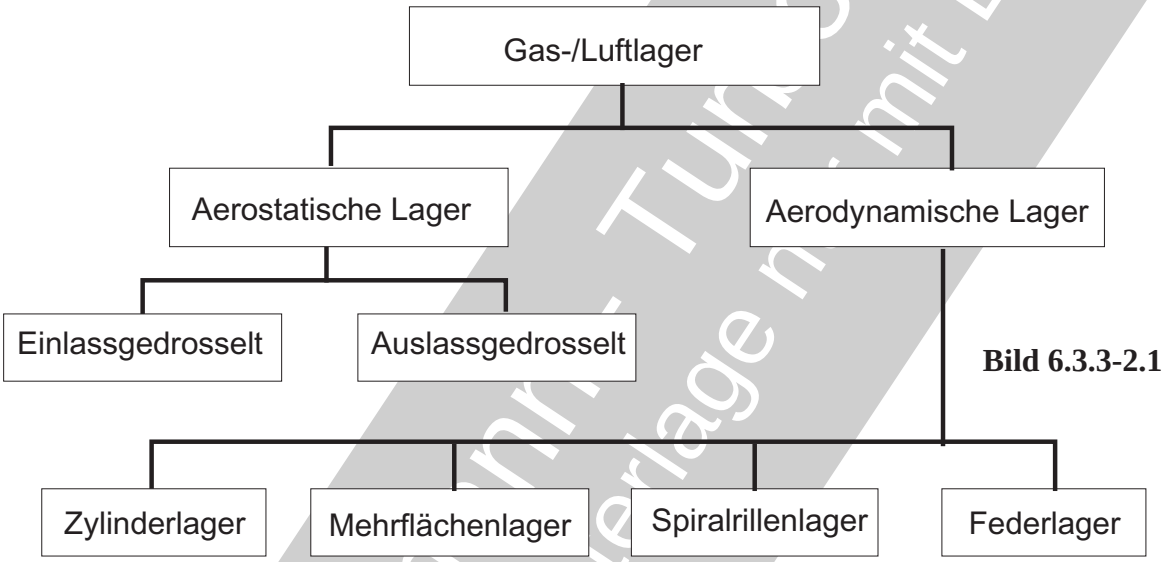


Bild 6.3.3-2.1

Bild 6.3.3-2.1 *(Lit. 6.3.3-1): Luftlager werden in* ***unterschiedlichen Bauformen und Funktionsprinzipien*** *angeboten. Eine Eigenentwicklung ohne umfangreichen* ***erfahrungsgestützten, fachlichen Hintergrund*** *empfiehlt sich gewöhnlich nicht. Das hat für den Konstrukteur den Vorteil, die* ***anwendungsspezifisch optimale Lösung auszuwählen****. Der Nachteil ist das Risiko einer ungünstigen Wahl, die sich erst im Laufe umfangreicher,* ***zeit- und kostenaufwändiger Erprobung*** *zeigt.*
Die Minimierung des Risikos einer Fehlentscheidung sollte auf ***anwendungsrelevanten Erfahrungen des potenziellen Lieferanten*** *beruhen. Letztendlich ist er auf die Informationen und die enge Zusammenarbeit mit dem Lagerlieferanten angewiesen.*

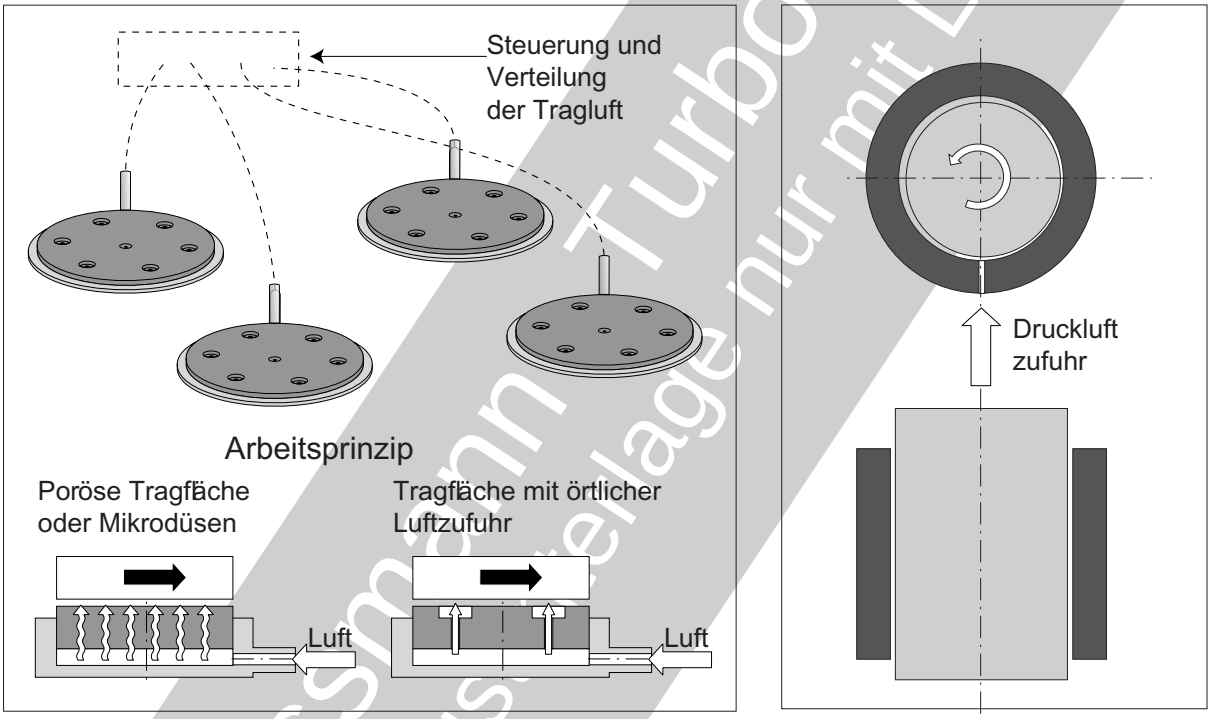
Bild 6.3.3-2.2 *(Lit. 6.3.3-7): Diese Beispiele lassen das große Gestaltungsspektrum von Luftlagern erkennen. Die Skizzen oben zeigen* ***aerostatische Systeme****. Links ein System aus prinzipnotwendigen vier Stützlagern. Es handelt sich um tellerartige Lager. Die Druckluft wird von durchgehender* ***Sinterporosität*** *(Detailskizze rechts, Lit. 6.3.3-3) oder einer Vielzahl diskreter* ***Mikrokanäle*** *(Detailskizze links, Lit. 6.3.3-4) in die Gleitebene verteilt. Andere Varianten nutzen flache Verteilerstrukturen in der Gleitfläche, die über einzelne Bohrungen gespeist werden.*
Als Beispiel für ein ***aerodynamisches Lager*** *dient das* ***Folienlager*** *unten. Auch hier gibt es Varianten (z.B. „Multisegmentlager", Lit. 6.3.3-1 und 6.3.3-6, Bild 6.3.3-1). Diese Lager sind* ***elastisch und reibungsgedämpft****. Im Stillstand liegt die Welle auf einer, von einer Wellfeder gestützten Metallfolie. Die Rotation der Welle baut bereits bei niedriger Drehzahl ein tragendes Luftpolster auf. Damit ist die Phase der Mischreibung beim Start kurz. Eine geeignete* ***Beschichtung*** *minimiert unzulässigen Verschleiß. Die Elastizität der Struktur verhindert gewöhnlich ein katastrophales Versagen. So kommt es lediglich zu sog. „Soft Failures". Dabei beschränkt sich der begrenzte Schaden auf die Welle (Lit. 6.3.3-6).*

© Vogelpohl - Turbo Consult
Abschlussunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Gaslager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Ausführungsbeispiele für aerostatische und aerodynamische Gas-/Luftlager.

Aerostatische Lager



Aerodynamische Lager

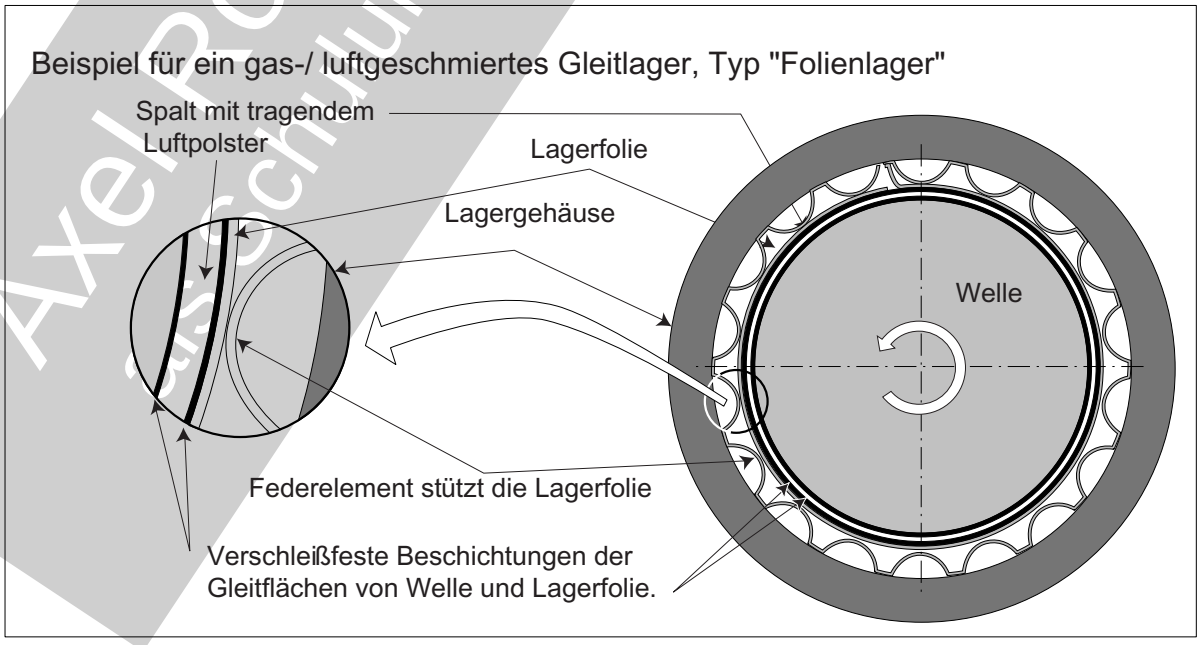


Bild 6.3.3-2.2

© Axel Rossmann Turbocon
Schulungsunterlage nur mit Lize

Gasgeschmierte Lager sind eine Herausforderung für Konstruktion und Fertigung.

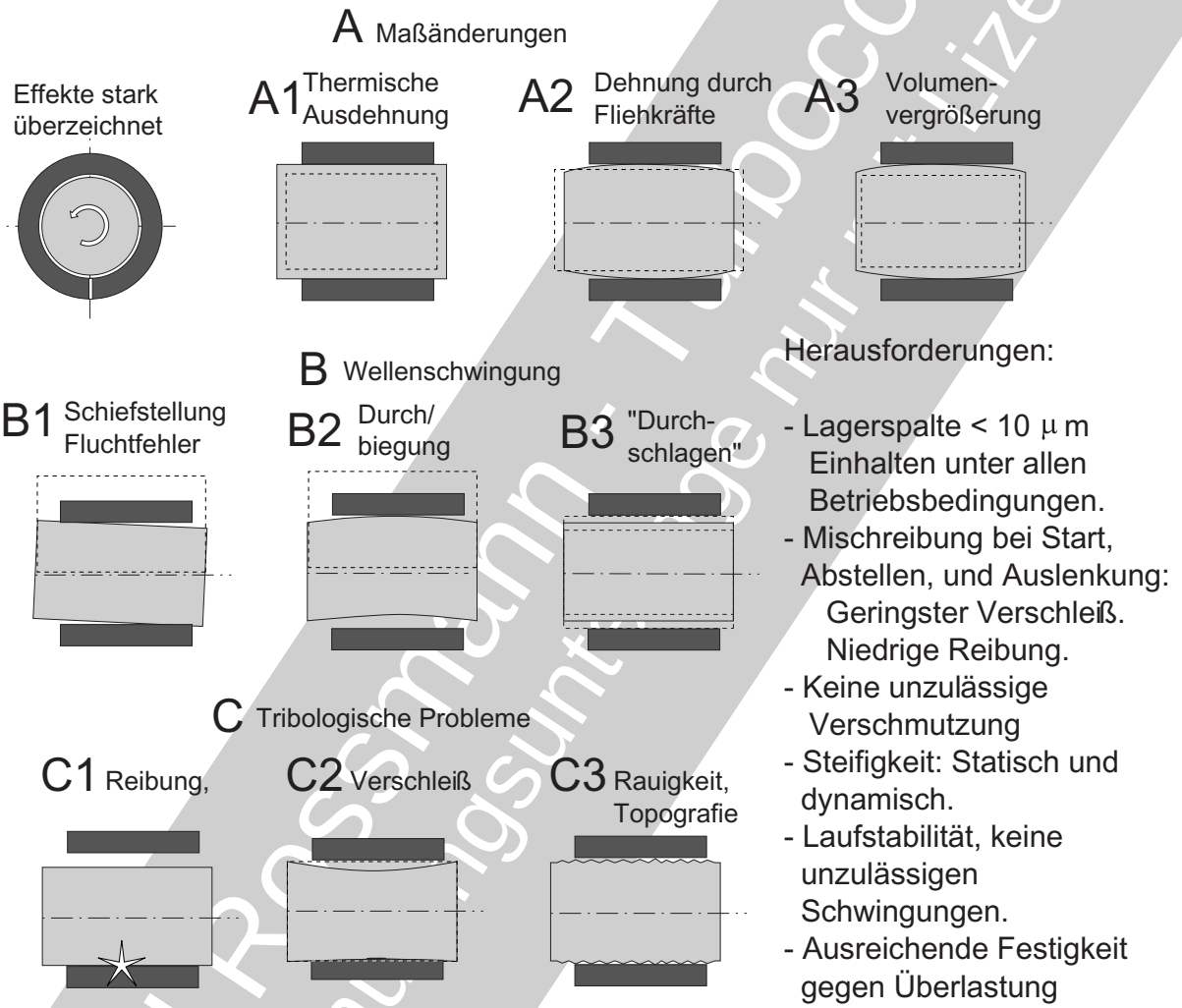


Bild 6.3.3-3

Bild 6.3.3-3 *(Lit. 6.3.3-1 und Lit. 6.3.3-6): Gas-/Luftlager sind nicht unproblematisch. Der* ***extem enge Spalt*** *von wenigen µm reagiert bereits kritisch auf* ***scheinbar 'vernachlässigbar' kleine Maßänderungen*** *unter Betriebs-einflüssen. Zusätzlich sind die hohe Gleitgeschwindigkeit sowie Mischreibungsphasen eine Herausforderung. Nachfolgend werden schadensrelevante Effekte zusammengestellt.*

Besonders kritische Phasen sind ***der Start und das Abstellen****. Hier kommt es bei niedrigen Drehzahlen zur Überbrückung des Lagerspalts und zu* ***Mischreibung****. Folgen sind eine erhöhte Reibung mit größeren Umfangskräften und Verschleißbeanspruchung („****C1****"). Dies erfordert ein geeignetes* ***Tribosystem*** *(Band 1 Kapitel 5.9).*

Die sichere Betriebsdrehzahl ***glattwandiger aerodynamischer Radiallager*** *(Lagerbüchse) ist nach oben deutlich begrenzt („****B****"). Zusätzlich sind solche Lager wegen ihrer relativ geringen Dämpfung sehr* ***empfindlich für niederfrequente Stöße*** *(„****B3****"). Dieses Verhalten lässt sich mit geeigneten* ***Strukturen in der Gleit-***

©Axel Rossmann, Tobocco
Abschnitt nur visualize

Maschinenelemente: Gaslager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

fläche *verbessern und so die Betriebsdrehzahl nach oben erweitern.*

Schwingverhalten*: Typisch ist der sog. „**Halbfrequenzwirbel**“ (Bild 6.3.2-1) mit ca. der doppelten Drehfrequenz. Diese entspricht der niedrigsten* ***Eigenfrequenz des Lagers*** *welche die Maximaldrehzahl bestimmt.* ***Stoßartige Lasten*** *können Lager mit geringer Dämpfung zu Schwingungen anregen. Dabei geht die* ***Dämpfung gegen Null****. Bei aerostatischen Lagern mit großem Luftvolumen beobachtet man den folgenden Effekt:*

Zunächst führt der Halbfrequenzwirbel zur ***Überbrückung des Lagerspalts****. Als Folge schlägt das Lager periodisch gegen die Gleitflächen. Dieser „**Air-Hammereffekt**“ beruht auf* ***ungleichmäßiger Ein- und Ausströmung der Luft*** *im Zusammenspiel mit der* ***Massenträgheit der Lagerwelle bei der Auslenkung****.*

Fliehkräfte der Welle*: Die lagertypischen hohen Drehzahlen führen an der Welle zur* ***elastischen Duchmesservergrößerung*** *und zu* ***axialer Verkürzung*** *(**Tonnenbildung**, „**A2**“). Damit wird ein Anlaufen auf doppelte Weise wahrscheinlicher. Mit der* ***Formänderung der Welle*** *geht eine* ***Abnahme der Lagersteifigkeit*** *und der* ***dynamischen Stabilität*** *einher. Die Welle lenkt mehr radial aus („**B2**“).*
Ein weiteres Problem sind die hohen Fliehkraftspannungen. Sie begrenzen den Einsatz von Werkstoffen mit niedriger spezifischer Festigkeit wie Kunststoffe oder poröse Keramiken. Das gilt auch für dickere, niedrigfeste Gleit- und Schutzschichten (z. B. Spritzschichten) auf der Welle. Hier ist besonders auf die ***Haftfestigkeit über lange Betriebszeiten*** *zu achten. Die Welle selbst, besonders Ansätze zu Scheiben (Axiallager, Bild 6.3.3-4) sind ähnlich wie Turbomaschinen für eine sichere* ***Kriechfestigkeit*** *(Band 1 Kapitel 5.3.2) und* ***LCF-Lebensdauer*** *auszulegen (Band 1 Kapitel 5.4.1.2 und Kapitel 5.4.2.1). Gegebenenfalls sind* ***Wärmespannungen*** *(Band 1 Kapitel 5.4.2) zu berücksichtigen.*

Biegung und Schiefstand *(„**B1**“, „**B2**“) führen zu ungleichmäßiger Kraftverteilung und* ***Kantenüberlastung****. Ursache können Montageungenaugkeiten (z.B. Achsversatz, Fluchtungsfehler), Fertigungsabweichungen und eine Biegebeanspruchung der Welle im Betrieb sein. Dafür kommen Unwuchten und unsymmetrische Massenverteilung (Bild 6.3.3-4) in Frage.*

Aufheizung des Lagers*: Folgende Effekte sind möglich:*
*- Anstreifen der Welle („**C1**“).*
- Gasreibung.
- Mechanische Reibung in der Lagerstruktur (Folienlager).
- Wirbelstromverluste bei elektrisch angetriebenen Maschinen.
- Wärmefluss aus benachbarten Bauteilen wie Turbinenrädern. Hier ist auch auf das sog. „Heat Soaking“ zu achten. Dabei fließt im Stillstand Wärme in das ungekühlte Lager (Bild 7.1.2-6.2).

*Um Temperaturänderungen und Maßänderungen („**A1**“) zu minimieren ist eine geeignete Werkstoffwahl notwendig. Dafür sind* ***thermische Ausdehnung*** *(Band 1 Bild 5.3-1.1) und* ***Wärmeleitfähigkeit*** *abzustimmen. Natürlich ist zu gewährleisten, dass die Annahmen der Auslegung sich nicht temperaturbedingt während des Betriebs verändern. Dazu gehören* ***Gefügeveränderungen*** *(z.B. Volumenzunahme) und* ***Reaktionsschichten*** *(Oxidation).*

Bleibende Maßänderungen *(„**A3**“)* ***im Betrieb****: Weil bereits Änderungen des Wellendurchmessers im µm-Bereich eine Rolle spielen, steigt die Bedeutung auch scheinbar kleiner Effekte. Dazu gehört bei martensitischen Stählen die* ***Umwandlung von Restaustenit****. Zu erwarten sind Maßänderungen bis zu 1,6 Promille in Abhängigkeit von der Anlasstemperatur des Werkstoffs 100 Cr 6 (Lit. 6.3.3-9). In der Praxis wird von einem Durch-*

© Axel Nissen, TU Dresden, Lizenz: Lizenz zur Verfügung gestellt unter CC BY-NC-SA 4.0

messerwachstum beim Wälzlagern von 2-3 µm berichtet. Je niedriger die Austenitisierungstemperatur, umso geringer ist die zu erwartende Massänderung. Durch eine geeignete Wärmebehandlung (z.B. Abkühlung auf -25 °C) lässt sich der Effekt vermeiden.

***Bleibende Volumenveränderungen** kennt man auch von **aushärtbaren Nickellegierungen** (Superlegierungen). Sie werden für temperaturbeanspruchte, hochbelastete Bauteile wie Turbinenräder von Turboladern verwendet. Diese Maßänderung steht im Zusammenhang mit der **γ' -Aushärtungsphase**. Geht sie in **Lösung**, kommt es zur Aufweitung des Gitters und damit zu einer Volumen- bzw. **Massvergrößerung**. Umgekehrt führt die **Aushärtung** zur **Volumenverkleinerung**. Das Verhalten ist also gegensätzlich zu martensitischen Stählen (siehe oben). Eine besondere Rolle dürfte der Volumenanteil der Aushärtungsphase spielen. Sie nimmt mit der Warmfestigkeit der Werkstoffe bzw. dem γ'-Anteil zu (Diagramm links). Bei vollständiger Umwandlung ist je nach Legierung mit Maßänderungen zwischen 0.5 und 1 Promille zu rechnen, was damit gaslagerrelevant ist.*

***Gleitflächenqualität**: („**C3**"): Für eine optimale Laufgeometrie, niedrige Reibung und minimalen Verschleiß werden an die Gleitflächen höchste Ansprüche gestellt.*

*- **Rundlauf/Zentrierung** < 2 µm. Toleranzbereich IT 6 ist für die Passungen von Welle, Antrieb und Wuchtung erforderlich. So lassen sich bedenkliche Unwuchten ausschließen.*

*- **Maßhaltigkeit des Durchmessers**. Die notwendige **Formtoleranz** für die Radiendifferenz von Welle und Buchse liegt über die gesamte Axiallänge bei 1/4 des Lagerspalts. Das sind ca. 1µm.*

*- **Rauigkeit/Topografie**. Für einen optimalen Gaspolsteraufbau sind Rauigkeiten beider Gleitflächen von Ra < 10 nm notwendig.*

*- **Sauberkeit der Gleitflächen**: Bearbeitungspartikel wie Schleifstaub dürfen nicht vorhanden sein. Deshalb ist darauf zu achten, dass sich keine Partikel die im Betrieb frei werden können in die Gleitfläche eingedrückt haben. Natürlich sind **Grate** und **scharfe Kanten** an den Lagerenden und gegebenenfalls an Bohrungen und Verteilungskanälen für die Luftzufuhr aerostatischer Lager unzulässig.*

Von Gleitflächen können besondere Eigenschaften wie durchgehende Porosität bei aerostatischen Lagern (Bild 6.3.3-2.2) gefordert sein. Eine aerodynamische Selbstschmierung mag eine besondere definierte Mikrostrukturierung (z.B. durch Ätzverfahren) erforderlich machen (Lit. 6.3.3-1). Der Bearbeitungsprozess muss das gewährleisten. Ein Verschmieren oder Verstopfen der Strukturen ist unzulässig und muss durch eine geeignete Qualitätssicherung überprüfbar sein.

*Kleinste **Deformationen** und **Kratzer** können die Lagerlebensdauer merklich verkürzen und sind deshalb nicht zulässig. Ein besonderes Augenmerk gilt deshalb **Beschädigungen** bei Transport, Lagerung, Handling und Montage. Um einen minimalen Verschleiß zu gewährleisten, werden sehr **harte Werkstoffe** mit **geringer „Fressneigung"** (Band 1 Kapitel 5.9.2) verwendet. Dafür bieten sich besonders nichtmetallische Werkstoffe wie **Keramiken** (Band 1 Bild 3-21 und Bild 3-22, Lit. 6.3.3-1) in 'monolithischer' Form an. Sie haben weitere Vorteile wie hoher E-Modul und niedrige Wärmedehnung. Solche Werkstoffe sind auch als thermische Spritzschichten anwendbar. Die für Gaslager notwendige **Bearbeitung** erfordert spezfisches Know How und kann sich aufwändig gestalten.*

© Kyffhäuser - Triboconsult
Alle Rechte vorbehalten

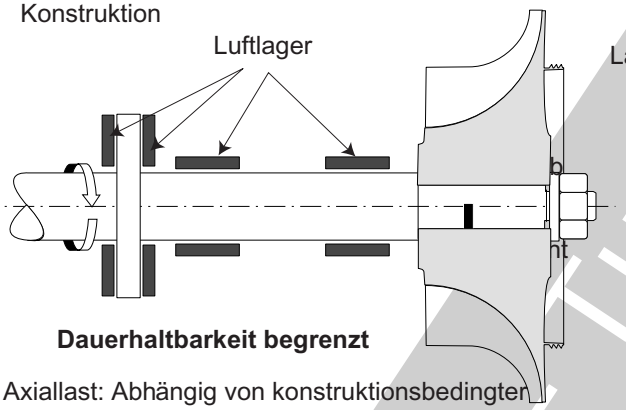
Maschinenelemente: Gaslager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Für einen erfolgreichen Einsatz von Luft-/Gaslagern muss die gesamte Konstruktion optimiert sein.

Für Luftlager problematische Konstruktion

Radialverdichter

Luftlager



Dauerhaltbarkeit begrenzt

Axiallast: Abhängig von konstruktionsbedingter Druckverteilung am Verdichterrad: Kompressionsdruck auf die Strömungskontur und Radrückseite (Dichtung). Kann sich im Betrieb ändern.

Folgen: Verschleiß, Reibung und Rissbildung am Drucklager.
Konstruktion muss die Aufnahme der Axialkräfte berücksichtigen.

Instabiles Verhalten

Lagerstabilität: Unterschiedliche Lagerbelastung führt zu entsprechenden unterschiedlichen Abhebegeschwindigkeiten-/drehzahlen.
Rotordynamik: Auftreten "Konischer Schwingformen".

Folgen: Verschleß, Reibung und Rissbildung an den Radiallagern.
Niedrige Tragkraft.
Instabiles Verhalten.
Dauerhaltbarkeit begrenzt.

Schwer

Rotorgewicht (Rotormasse) : Relativ hoch wegen hoher Steifigkeit der Welle und Lager um Drehzahlen zu ermöglichen.
Maximale Rotordrehzahl niedriger.

Bild 6.3.3-4

Bild 6.3.3-4 *(Lit. 6.3.3-1 und Lit. 6.3.3-8): Luftlager kommen besonders bei kleinen, sehr hochtourigen* ***Turbomaschinen*** *wie Verdichter/ Turbokompressoren oder Klimaanlagen der Luftfahrt (Lit. 6.3.3-7) zum Einsatz. Bereits bei der* ***Konzeption einer solchen Maschine*** *ist auf minimale Lagerkräfte zu achten. Das gilt insbesondere für den* ***Achsschub*** *und die* ***Biegekräfte*** *auf die Welle. Zu vermeiden ist die dargestellte Anordnung bei der die Welle einseitig bzw.* ***unsymmetrisch vom Radgewicht belastet*** *und der* ***Axialschub nicht ausgeglichen/minimiert*** *ist. Anzustreben sind Anordnungen mit Laufrädern auf beiden Seiten der Welle. Dazu lassen sich die Axialschübe von Turbinen- oder Verdichterrädern nutzen. Zu berücksichtigen ist, dass sich die Schübe abhängig vom Betriebszustand verändern. Auch die kleine elastische Verbiegung der Welle unter dem Radgewicht kann* ***Kantenträger*** *erzeugen und die* ***angestrebte Lebensdauer durch Reibung und Verschleiß verhindern****.*

Bei Start und Abstellen macht sich eine ***unterschiedliche Belastung der Radiallager*** *bemerkbar. Das hat verschiedene '****Abhebedrehzahlen****' und* ***Lagerreibungen*** *zur Folge was die* ***Rotordynamik ungünstig*** *beeinflusst. Dieser Effekt verstärkt sich in Wechselwirkung mit Verschleiß auf Kosten von Lagerlebensdauer und -tragfähigkeit.*

Höhere Lagerbelastungen bei einseitiger Biegung erfordern größere Wellendurchmesser um Steifigkeit und Festigkeit anzuheben. Mit der Gewichtszunahme sinken aus Schwingungs- und Festigkeitsgründen die erreichbaren ***Maximaldrehzahlen****.*

© AxiFlossmann Turbocon
diese Unterlage nur mit

Literatur zu Kapitel 6.3.3

6.3.3-1 S.Risse, „Ein Beitrag zur Entwicklung eines doppelsphärischen Luftlagers aus Glaskeramik“, Dissertation an der TU Ilmenau, 2001, Seite 1-12.

6.3.3-2 „Luftlager“, http://der.wikipedia.org, Stand November 2010, Seite 1.

6.3.3-3 „NEWWAY air bearings ®“, Firmenunterlagen, http://www.newwayairbearings, Stand Febrar 2011, Seite 1 und 2.

6.3.3-4 Firmenunterlagen, http:// www.newwayairbearings, Stand Febrar 2011,
„Die innovative Luftlager-Technologie von AEROLas ®“, Seite 1 und 2.
„Berechnungsmöglichkeiten von AEROLas ®“, Seite 1 - 3

6.3.3-5 „Ölfrei und wartungsfrei in die Zukunft“, RKR ® Gebläse und Verdichter GmbH, www.rkr.de, Firmenuntelagen, Stand Febrar 2011, Seite 1 und 8.

6.3.3-6 G.L.Agrawal, „Foil Air/Gas Bearing Technology - an Overview“, Paper (ASME Publication 97-GT-347) des „International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition,“, Orlando, Florida - June 2-June 5, 1997 Seite 1-11.

6.3.3-7 A.J.Devitt, „Air Bearings with a Damping Function for Metal-Cutting Machine Tools“, Technische Unterlage der Fa.“New Way Air Bearings ®“, 1994.

6.3.3-8 „Kery Technology“, Technische Unterlage der Fa.“Turboair ®“, Stand Februar 2011, www.turboair.net, Seite 1-6.

6.3.3-9 J. Grosch, „Schadenskunde im Maschinenbau“, Expert Verlag, Band 308, Kontakt&Studium, Maschinenbau, 2. Auflage, ISBN 3-8169-1202-8, 1995, Seite 37 und 38.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.3.4 Gelenklager

Gelenklager sind **im modernen Maschinenbau weit verbreitet**. Es handelt sich trotz der einfachen Funktionsweise um **High-Tech-Produkte,** bei denen besonders **tribologische Herausforderungen** im Vordergrund stehen. Man findet jedoch in den Standardwerken der Maschinenelemente erstaunlich wenig zu Problemen und Schäden, obwohl diese durchaus auftreten. Das gilt insbesondere für Problemanalysen und Abhilfen. Deshalb soll das **Problembewusstsein** zu diesem wichtigen Maschinenelement unterstützt werden

Unter dem Begriff **Gelenklager** wird hier ein Lager verstanden, das lediglich **Schwenkbewegungen** ausführt. Es kann sich sowohl um Lager handeln die nur in der Drehebene bewegt werden (Schwenklager als reine Radiallager) als auch um solche mit räumlichen Bewegungen. Diese, nicht selten sehr kleinen Bewegungen bei niedriger Relativgeschwindigkeit, führen zu speziellen Betriebsanforderungen und bestimmten, besonders ausgeprägten **Schadensmechanismen**. Im Vordergrund stehen **Reibrostbildung/Fretting** (Schwingverschleiß, Band 1 Kapitel 5.9.3) und **Brinelling** (Bild 6.3.1.1-12). Bei der häufig eingesetzten **Fettschmierung** (Kapitel 6.3.l.2-7.3 und Kapitel 8.2) ist **Dichtigkeit** ein Problem. Das gilt für Schmierstoffverlust, Eindringen von Feuchtigkeit/Wasser oder anderer korrosiver/schädigender Medien wie Reinigungsflüssigkeit. Die Folgen sind **Spielvergrößerung** oder **Schwergängigkeit** bis zum **Festsitzen** (Klemmen).

Es handelt sich, im Gegensatz zu Lagern von Wellen und Achsen mit einsinniger Drehbewegung, meist um **kurzzeitige, ungleichförmige, oft periodisch gegenläufige Bewegungen** (pendeln, schwenken) kleiner 360°.

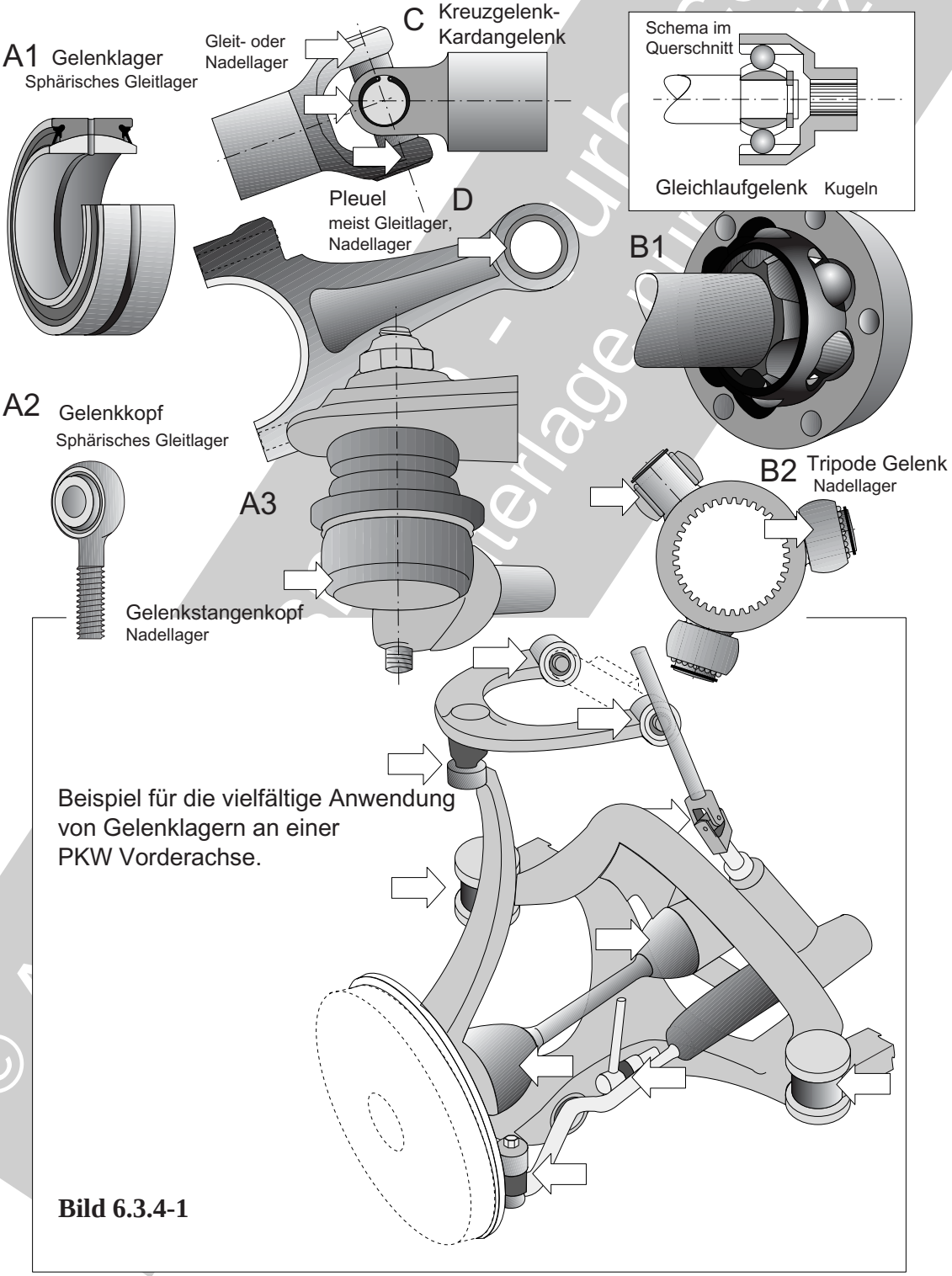
Gelenklager wurden anfangs in Form von **Gelenkköpfen** besonders im Flugzeugbau verwendet. Heute haben sich im Maschinenbau mit dem Trend zum Leichtbau die unterschiedlichsten Lagertypen durchgesetzt. Ihre Gestaltung ist meist anwendungsspezifisch. Typisch sind anschraubbare Gelenkköpfe oder ähnlich einem Wälzlager einbaubare. Anwendungsbeispiele findet man besonders im Automobilbau (Bild 6.3.3-1):

- Pleuelauge/Kolbenbolzen,
- Betätigungshebel wie Bremse, Kupplung und Steuerstangen.
- Lenkung, Radaufhängung, Radantrieb (z.B. Kardanwellen).

Solche Gelenklager werden als Gleitlager oder Wälzlager, gewöhnlich als **Nadellager**, ausgebildet. Häufig sind sie fettgeschmiert oder weisen eine **Permanentschmierung** auf. Mit einer geeigneten Gleitfläche (z.B. Kunststoff wie PTFE, Kapitel 6.3.4.1) sind sie '**trocken**'. Ein poröser, von Schmiermittel **infiltrierter Trägerwerkstoff** hat ein Fail-Safe-Verhalten, indem bei Betriebstemperatur Schmiermittel ausschwitzt.

© Kalrassmann - Turbocansult - Lizenz nur zu Lehrzwecken

Gelenksysteme sind vom Konstrukteur der jeweiligen Anwendung angepasst auszuwählen.



Beispiel für die vielfältige Anwendung von Gelenklagern an einer PKW Vorderachse.

Bild 6.3.4-1

Maschinenelemente: Gelenklager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Bild 6.3.4-1 *(Lit. 6.3.4-4 und Lit. 6.3.4-9): Gelenklager führen keine umlaufenden Bewegungen, sondern lediglich Schwenkbewegungen aus. Die folgenden* ***Definitionen*** *ausgewählter* ***Lagertypen*** *wurden der angegebenen Fachliteratur entnommen. Das Bild zeigt lediglich eine Auswahl.*

Gelenklager *(„**A1**“, Lit. 6.3.4-3) sind* ***einbaufertige*** *Maschinenelemente, die einen Teil einer Kugel als Gleitfläche nutzen. Sie ermöglichen räumliche Bewegungen und Kraftübertragungen über die Anschlüsse. Damit lassen sich Fluchtungsfehler und Schiefstellungen ausgleichen. Sie können konstruktiv vorgesehen oder unvermeidlich betriebsbedingt (Verzug) sein.*

Gelenkköpfe *(„**A2,** „**A3**“) enthalten ein integrales Gelenklager, in dessen Außenring ein Gewindeanschluss für eine Gelenkstange integriert ist.*

Ausführungen mit metallischen Gleitpartnern (Stahl/Stahl, Stahl/Bronze) sind gewöhnlich ***wartungspflichtig*** *indem sie geschmiert werden. Zu Gelenkköpfen gehören ‘Loslager’ die sich auf dem Bolzen verschieben. Ein Gleitpartner aus Kunststoff (meist PTFE, Kapitel 6.3.4.1) oder infiltriertem Sintermaterial macht die* ***Nachschmierung unnötig****.*

Ein besonderes Problem der Gelenkköpfe hat nicht direkt mit der eigentlichen Übertragungsfunktion zu tun. Um minimalen Verschleiß zu gewährleisten, muss der Kopf ausreichend hart sein. Verwendet werden niedrig legierte, martensitische Stähle mit Härten über 30 HRC und Cr-Stähle ab 40 HRC. Der Nachteil dieser Werkstoffe ist die gefährliche Empfindlichkeit gegenüber ***Wasserstoffversprödung*** *(Band 1 Bild 5.7.2-1) und* ***Spannungsrisskorrosion*** *(Band 1 Bild 5.6.3.1.2-1). Wird hier nicht in der Fertigung Vorkehrung getroffen, kann es zu plötzlichem* ***Versagen durch Sprödbruch*** *insbesondere im Gewindebereich kommen.*

Homokinetische Gelenke *(Gleichlaufgelenke („**B1**“, Lit. 6.3.4-4) ermöglichen im Gegensatz zu Kardangelenken die Übertragung einer* ***Drehbewegung*** *und eines* ***Drehmoments*** *mit* ***konstanter Winkelgeschwindigkeit****. Man findet solche Gelenke insbesondere bei angetriebenen Vorderrädern von Kraftfahrzeugen (Skizze unten). Gewöhnlich handelt es sich um zwei Ausführungen. Gleichlauf-****Festgelenk*** *und Gleichlauf-****Verschiebegelenk****. Zentrales Übertragungselement sind* ***Kugeln****. Die* ***Schmierung*** *erfolgt wegen hoher Betriebstemperaturen nicht mit Fett sondern mit* ***Öl****. Damit kommt einer sicheren, robusten, flexiblen Dichtung, in Form eines Elastomerbalgs (Manschette) große Bedeutung zu. Ein Sonderfall ist das sog.* ***Tripode Gelenk*** *(Kreisverschiebegelenk, „**B2**“). Hier übernehmen* ***Nadellager*** *die Übertragungsfunktion . Die Schmierung erfolgt mit* ***Fett*** *und benötigt ebenfalls dichtende, flexible* ***Manschetten****.*

Kreuzgelenk *(Kardangelenk,“**C**“). Die Kraftübertragung übernehmen meist* ***Nadellager.*** ***Kreuzgelenke*** *können bei winkliger Anordnung die* ***Drehbewegung und ein Drehmoment nicht gleichförmig übertragen*** *(‘Kardanfehler’). Das löst* ***gefährliche Torsionsschwingungen*** *in angeschlossenen Komponenten wie Getrieben, Pumpen und Reglern aus (Lit. 6.3.4-13). Dieser Nachteil lässt sich mit einem Doppelkreuzgelenk und einer Zwischenwelle (Schiebestück) beheben.*

Schwenklager *(„D“, Lit. 6.3.4-12) ermöglichen lediglich in einer Ebene Bewegungen (Bild 6.3.4-3). Dazu werden* ***Gleitlager*** *(Lagerbuchsen) oder* ***Nadellager*** *genutzt. Auch hier gibt es* ***wartungsfreie*** *Lager mit einer geeigneten Werkstoffpaarung wie Kunststoff (z.B. PTFE) oder schmierstoffinfiltrierte Sinterbuchsen. Häufig erfordert ein intensiver Schwenkbetrieb jedoch eine wiederholte* ***Fettschmierung****.*

© Axel Rossmann - Tutorium für Studierende - Lehrmaterialien zur Maschinenelemente

Maschinenelemente: Gelenklager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Gelenklager unterliegen einer Vielzahl, meist sich gegenseitig beeinflussender, funktionsspezifischer schädigender Einflüsse. Dies ist eine Herausforderung für den Konstrukteur.

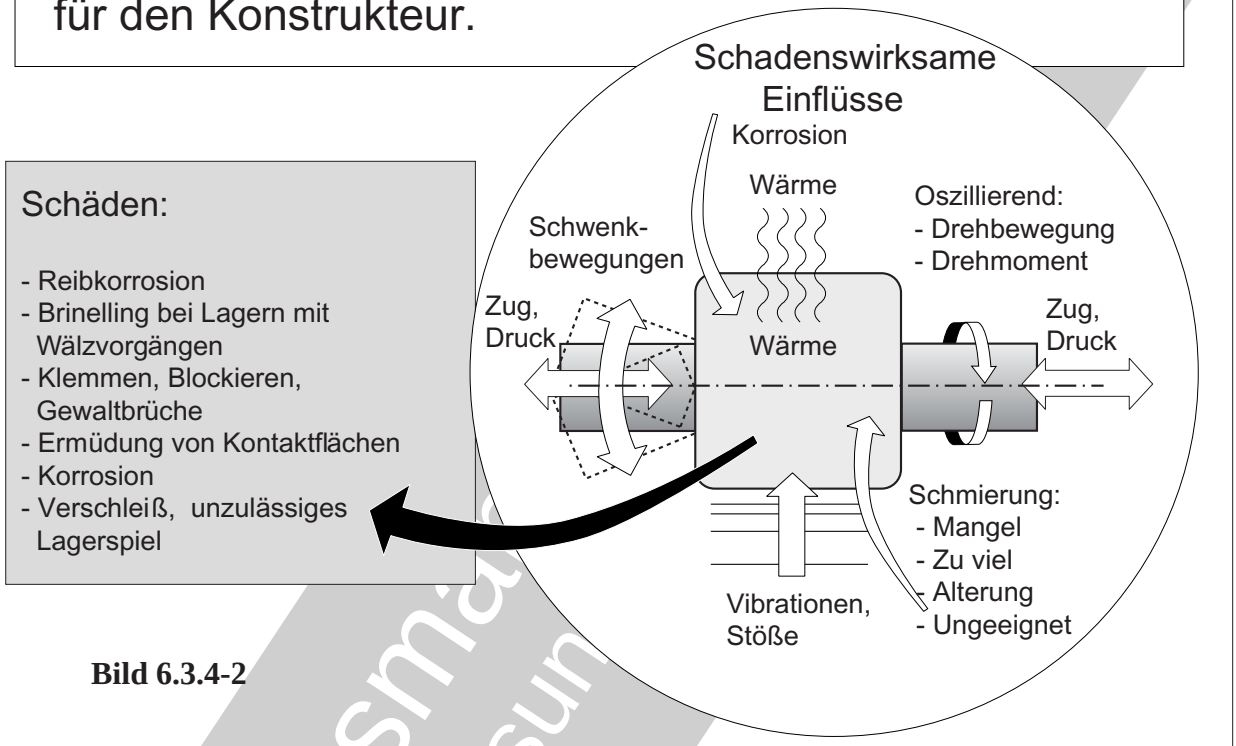


Bild 6.3.4-2

Bild 6.3.4-2 *(Lit. 6.3.4-4): Hier werden typische* ***Schäden, Mechanismen*** *und* ***Ursachen*** *an Gelenk- und Schwenklagern behandelt.*

Verschleiß*: Die* ***oszillierende, begrenzte Bewegung*** *der Gelenk- und Schwenklager ist eine besondere Herausforderung für die Betriebssicherheit. Sie ist der Grund, dass* ***verschleißende Grenz/-Trockenreibung und Mischreibung****, gewöhnlich aber keine hydrodynamische Reibung auftritt. Deshalb ist die verschleißabhängige Lagerlebensdauer entscheidend vom anwendungsgeeigneten* ***Schmierstoff****, meist Fett, abhängig. Dieser darf sich nicht innerhalb der Betriebszeit bzw. dem vorgeschriebenen Schmierintervall unzulässig verändern (Kapitel 7.1.2.2). Dabei sind Einflüsse wie Wasser und Staub, Temperatur und Dichtigkeit gegen Austritt zu berücksichtigen. Was oft übersehen wird ist, dass die geschmierten Oberflächen eine* ***optimale Mikro-Oberflächentopografie*** *benötigen. Rauigkeitsangaben genügen dann allein nicht. Eine solche Mikrostruktur muss die Haftung des Schmierstoffs und damit den Schmierfilm gewährleisten. Wird sie durch Verschleiß zerstört, fördert das den Schaden. Ist der bereits aufgetreten, dürfte der Oberflächenzustand nicht mehr aussagefähig sein. Deshalb kann es zumindest im Rahmen einer* ***Erprobung*** *sinnvoll sein, tragende Oberflächen mit wiederholten* ***REM-Untersuchungen*** *(Band 1 Bild 2.2.2.4-3) zu kontrollieren.*

Schwingverschleiß *('Fretting', Tribokorrosion, Passungsrost, Reibrost, Band 1 Kapitel 5.9.3). Den Schwenkbewegungen sind häufig* ***Vibrationen*** *und wechselnde, teils* ***stoßartige Lagerkräfte*** *überlagert. Unterstützt wird die Schädigung von einer ungleichmäßigen Auflage, z.B. bei* ***Kantenpressung****. Es treten Mikrobewegungen (0,1 mm Bereich) auf, bei denen winzige Metallpartikel entstehen, die oxidieren*

© AO Rossmann Consult
Abschlussunterlagen

Maschinenelemente: Gelenklager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

(Band 1 Bild 5.9.3-3). Abhängig von der Art dieser Oxide kann der ***Reibbeiwert ansteigen****, verschleißbedingt sich das* ***Lagerspiel vergrößern*** *(Ausschwemmen des Abriebs) und/oder als Folge einer Volumenvergrößerung das Lager* ***klemmen*** *(Band 1 Bild 5.9.3-2).*
*'****Brinelling****' (Bild 6.3.1.1 -12 und Bild 6.3.1.1-13) ist ein Zusammenwirken plastischer Verformungen (echtes Brinelling) an Wälzkörperauflagen (Kugeln, Lagernadeln) und Verschleiß infolge Fretting (false Brinelling). Die Wälzkörper können sich dabei tief in die Laufbahn eingraben. Besonders betroffen sind im Bauteil integrierte Laufbahnen mit zu niedriger Härte. Es kommt zum Blockieren und/oder zur Zerstörung der Lagernadeln. Im Endstadium treten die Nadelbruchstücke aus. Das Gelenk versagt katastrophal. Solche Schäden sind z.B. von ungeschützten Kardangelenken an Antriebswellen älterer Fahrzeugmodelle bekannt.*

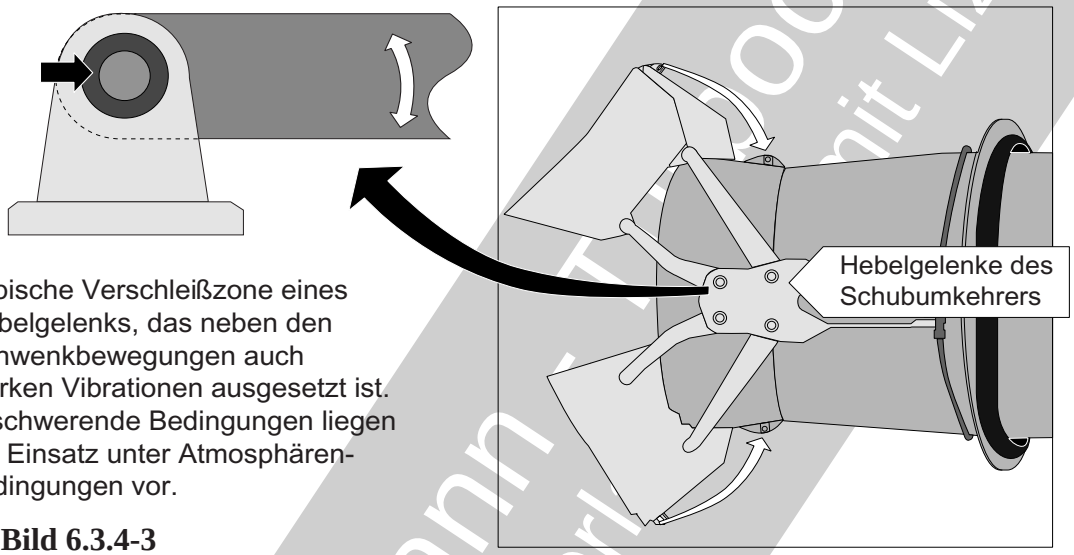
Klemmen/Blockieren *ist gewöhnlich die Folge von* ***Reibrost*** *(Band 1 Bild 5.9.3-2). Er besteht aus Oxiden, die ein größeres Volumen als die ursprünglichen Metallpartikel aufweisen. Wird der Abrieb nicht aus dem Gelenkspalt transportiert, kommt es zur Schwergängigkeit bis zum Bruch. Dabei kann Alterung die* ***Verhärtung*** *des* ***Schmiermittels*** *begünstigen. Bedenklich ist erfahrungsgemäß die Verwendung* ***MoS_2****-haltiger Schmiermitttel. Insbesondere für Gleitbeschichtungen bei* ***Zutritt von Wasser****. Dann ist mit einem Anstieg des Reibwerts bis über eins zu rechnen. Offenbar verstärkt* ***Salz*** *den Effekt noch (Bild 6.3.4-3).*
Bei Ausfall der Schmierung (z.B. ölgeschmierte Kolbenbolzen, Ventil-/Kipphebel) ist an ***Gleitlagern*** *auch mit* ***Kaltverschweißen*** *('Fressen', Band 1 Kapitel 5.9.2) zu rechnen (Lit. 6.3.4-16).*

Ermüdung *(Bild 6.3.1.1-4) der Wälzflächen von Nadellagern ist besonders bei Zutritt harter Partikel aus Staub und/oder Abrieb zu erwarten. Dabei spielen ungünstige Kontaktbedingungen wie Schrägstand oder elastische Verformung eine Rolle.*

Korrosion *ist bei ungenügender Abdichtung (versagende Dichtung, Fettmangel) frei liegender Gelenke zu erwarten.* ***Korrosionsgrübchen*** *auf Gleit- oder Abwälzflächen können auf Grund ihrer Kerbwirkung zu Rissbildung und Bruch führen. Das gilt nicht nur für die filigranen Wälzkörper eines* ***Nadellagers,*** *sondern auch für massive Komponenten wie den Innenring eines Gelenklagers (Lit. 6.3.4-15). Eine Rissbildung wird von* ***Schwingungsrisskorrosion*** *begünstigt und beschleunigt (Band 1 Kapitel 5.6.3.2). In Kombination mit Mikrobewegungen und kleinen Oszillationen nimmt der Einfluss von* ***Reibrost*** *zu.*

© Axel Kassman Tutorconsult
Nur zur Unterlagennutzung

Auch die Funktion scheinbar 'primitiver' Hebelgelenke kann eine Herausforderung für den Konstrukteur sein.



Typische Verschleißzone eines Hebelgelenks, das neben den Schwenkbewegungen auch starken Vibrationen ausgesetzt ist. Erschwerende Bedingungen liegen bei Einsatz unter Atmosphärenbedingungen vor.

Bild 6.3.4-3

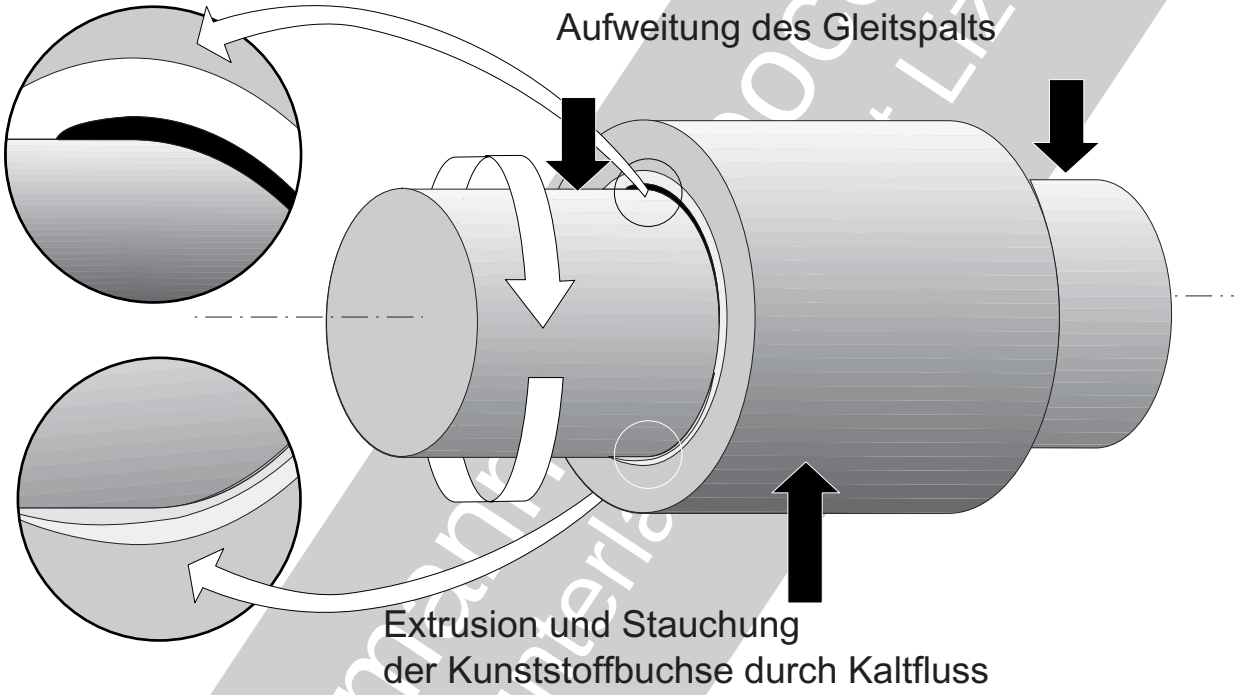
Bild 6.3.4-3 *(Lit. 6.3.4-11)**:** Die Skizze zeigt das Schema des mechanischen Verriegelungssystems eines militärischen Schubumkehrers.* ***Schwenklager*** *an* ***Schubumkehrern*** *unterliegen neben den Schwenkbewegungen großen Kräften und hoher Schwingbeanpruchung bei gleichzeitigen korrosiven Einflüssen. Besonders schadensfördernd scheint sich dabei* ***Kochsalz*** *(Meeresatmosphäre, Streusalz) auszuwirken. Insbesondere bei* ***Anwendung falscher bzw. ungeeigneter Schmier- und Reinigungsmittel im Zuge der Wartung, kann es zur Schwergängigkeit bis zum Blockieren der Gelenke kommen****.*

Als besonders problematisch haben sich ***MoS_2-haltige Gleitlacke bei Einwirkung von Meeresatmosphäre*** *erwiesen. Diesen Effekt beobachtete man auch an den sog. 'Bundbolzen' von Gelenken der* ***Vorderradaufhängung*** *alter 'Käfermodelle'. Wurden diese bei einer Nacharbeit oder Wartung mit* ***MoS_2-haltigem Fett*** *geschmiert, konnten sie im Winter unter Streusalzeinwirkung in wenigen Tagen gefährlich schwergängig werden.*

Das ***Entfetten*** *dauergeschmierter Gelenke und Lager bei der* ***Wartung*** *(z.B. mit ungeeigneten Sprays/Sprühmitteln) oder bei der* ***Überholung*** *(z.B. heiße Entfettungsbäder) kann ebenfalls Korrosion gravierend beschleunigen.*

© Kötz Rossmann - Technocontrol
als Schulungsunterlage mit Lizenz

6.3.4.1 Kunstoffe für Gelenklager, Besonderheiten und Probleme



Besonders in Gelenklagern und niedertourigen Gleitlagern kommen **Kunststoffe als Gleitschichten** oder **Lagerbuchsen** zur Anwendung. Weil die **Auslegung solcher Lager sehr produktspezifisch** ist und ein entsprechendes Know How erfordert, ist auch hier zu raten, bei der Auslegung den Hersteller zu Rate zu ziehen. Vom Konstrukteur erwartet man dann in steigendem Maß das „Know Why“. Dazu gehören insbesondere die **Betriebsbedingungen** und **-parameter** der Maschine. Das gilt gerade auch für zu erwartende extreme Situationen.

In Bild 6.3.4.1-1 werden die spezifischen Probleme von **PTFE** (Polytetrafluoräthylen, Lit. 6.3.4-17), eines der am häufigsten verwendeten Kunststoffe für Lager/-Gleitflächen, dargestellt. Es handelt sich um einen unbrennbaren Thermoplast mit höchster Temperatur- und Chemikalienbeständigkeit bei sehr niedrigem Reibwert. Dieser Werkstoff kommt in unterschiedlichen **Mischungen** mit festen Partikeln bzw. Faserstrukturen zum Einsatz. Partikel werden frei oder als poröse Sinterstruktur genutzt. Sie sind metallisch oder nichtmetallisch. Es kann sich um Gewebe oder ungerichtete Fasern handeln. Die Mischungen mit Feststoffen dienen zur Minimierung der Kriechdehnung unter der Lagerkraft. Sie stützen den dünnen PTFE-Auftrag. **Anders als bei Metallen** (Fressneigung) **minimiert sich die Reibung bei Kombination des gleichen Materials auf beiden Gleitflächen.**

Zum Vergleich werden die Probleme an dem ebenfalls häufigen Gleitschicht-/Lagerbuchsenwerkstoff **Polyamid** (PA, Lit. 6.3.4-18) in gespritzter/extrudierter oder gegossener Form dargestellt (Bild 6.3.4.1-2). Dieser Werkstoff ist ebenfalls ein Thermoplast, er hat jedoch eine deutlich niedrigere Temperaturbeständigkeit. Seine auslegungsrelevanten Eigenschaften (z.B. **Quellen**) werden merklich von einer reversiblen **Feuchtigkeitsaufnahme** beeinflusst.

© Axel Rossmann Proconsult als Schulungsunterlage Lizenz

Maschinenelemente: Gelenklager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Tendenzen des Betriebsverhaltens von PTFE zeigen dem Konstrukteur, welchen Eigenschaften seine Aufmerksamkeit besonders gelten sollte.

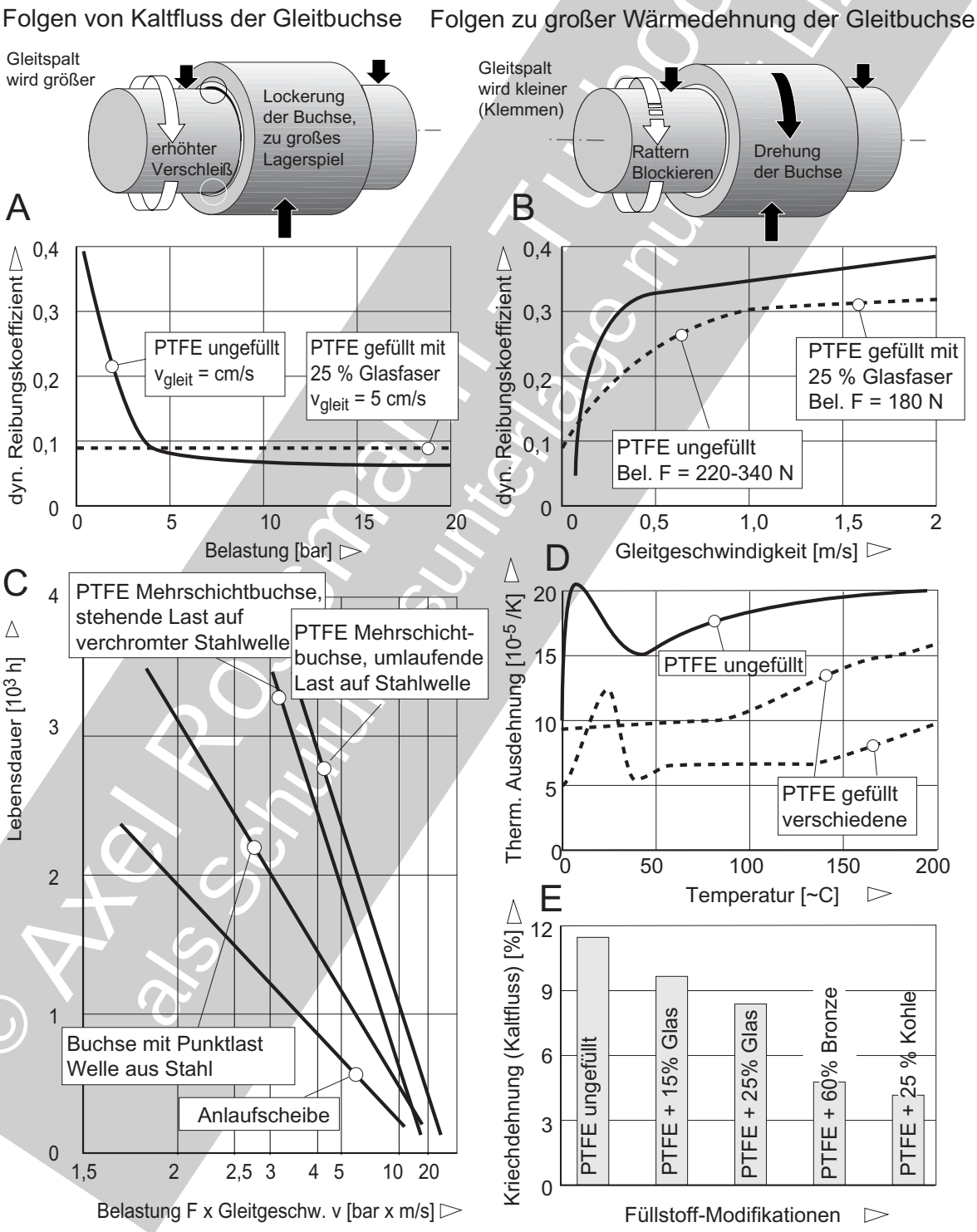


Bild 6.3.4.1 -1

© Axel Rossmann, Tuchoconsult als Schulungsunterlage nur für Lizenz

Maschinenelemente: Gelenklager: Untersuchung, Bewertung, Abhilfen bei Schäden

Bild 6.3.4.1-1 *(Lit. 6.3.4-17, Lit. 6.3.4-20 und Lit. 6.3.4-21)****: PTFE*** *ist ein Thermoplast mit einer Vielzahl von Besonderheiten. Technisch vorteilhaft nutzbare Eigenschaften von Konstruktionswerkstoffen auf PTFE-Basis lassen sich durch verschiedenste Mischungen mit Feststoffen und durch besondere Verarbeitung optimieren.*

- ***(„D“) Temperatur-Anwendungsbereich -200 °C - bis + 260 °C****. Der Werkstoff ist* ***unbrennbar****.*

- ***Niedrigster Reibwert*** *(Reibungskoeffizient,* ***„A“, „B“) aller Festgleitstoffe*** *über den gesamten Anwendungs-Temperaturbereich. Weil statischer und dynamischer Reibwert gleich sind gibt es* ***keinen Stick-Slip-Effekt*** *(Band 1 Bild 5.9.1-8 und Bild 5.9.1-9). Das ermöglicht* ***wartungsfreie*** *(keine Schmierung)* ***Lager****.*

- Hohe ***Chemikalienbeständigkeit****.* ***Keine Wasseraufnahme*** *und keine Änderung der mechanischen Eigenschaften durch Witterung.*

Problematisch *sind:*

- ***Geringe Kriechfestigkeit*** *(„****E****“) auch bei niedrigen Temperaturen (hoher „****Kaltfluss****“). Das limitiert den Einsatz bei tragenden Bauteilen merklich. Deshalb muss z.B. eine PTFE-Gleitbuchse seitlich von einem* ***abstützenden Steg*** *eingefasst sein.*

- Der niedrige ***E-Modul*** *ist auch wie bei anderen Thermoplasten, anders als bei Metallen,* ***kein sicherer Auslegungsparameter****. Hier spielt die* ***Belastungszeit*** *eine Rolle.*

- ***Niedrige Wärmeleitfähigkeit*** *begünstigt das* ***Aufheizen*** *und die* ***Abnahme des Lagerspiels****. Dies ist umso bedenklicher weil die*

- ***Wärmedehnung relativ hoch*** *(„****D****“) ist und bei 19°C ein gefügebedingtes Maximum mit einer Volumenvergrößerung von ca. 1% erreicht. Dies muss auch bei der Fertigung berücksichtigt werden.*

- Die ***Abriebfestigkeit*** *beeinflusst die* ***Lebensdauer****(„****C****“) und lässt besonders bei ungefüllten Varianten zu wünschen übrig. Die Gegengleitfläche muss mit Rt<1,5 µ m feinstbearbeitet sein.*

- Hohe, von der Verarbeitung beeinflusste ***Gasdurchlässigkeit****.*

- Schwierig zu verschweißen und zu verkleben.

Was der Konstrukteur berücksichtigen sollte:

Die Konstruktion/Gestaltung eines ***wartungsfreien Lagers*** *kann* ***nicht einfach von einer metallischen übernommen werden****. Eine Abschätzung der Lagerlebensdauer muss Parameter wie Belastung (F), Gleitgeschwindigkeit (v), Wärmeentstehung und -abfuhr und Betrieb berücksichtigen. Das gilt selbst bei gleichem* ***F x v Kennwert,*** *weil z.B. die* ***Gleitgeschwindigkeit den Wärmehaushalt bestimmt*** *(„****C****“). Auch der* ***Reibwert ist kein Werkstoffkennwert****. Er wird von Rauigkeiten, Flächenpressung, Lagerspiel, Lagertemperatur und Reaktionsschichten auf den Gleitflächen bestimmt. Das heißt:*

Eine ***Konstruktion von Gleitlagern*** *mit Kunststoffen erfordert zwingend* ***Erfahrung und versuchstechnische Nachweise****!*

Die Reibungswärme im Gleitlager lässt sich mit dem schlecht leitenden PTFE nur schwer über die Buchse abführen. In einem solchen Fall müssen ca. ***90% der Wärme von der Welle*** *abgeleitet werden. Dies wird in angebotenen Produkten berücksichtigt.*

Gleitbuchsen mit gefülltem PTFE sollten eine Wandstärke unter 3 mm und ein Lagerspiel < 10 ‰ aufweisen. Lagerbuchsen dürfen wegen ***Kaltfluss und Wärmedehnungen nicht durch Einpressen gegen Wandern gesichert werden****.*

Einbau- und Auslegungsbedingungen für ***Verbundlager mit abstützender Stahlbuchse*** *und sehr dünner Gleitschicht (je nach Lagertyp 0,02 - 0,5 mm) sind vom jeweiligen Anbieter bereitzustellen.*

Bild 6.3.4.1-2 *(Lit. 6.3.4-18 und Lit. 6.3.4-19)****:*** ***Polyamide*** *(PA) zeigen ein* ***ausgeprägtes thermoplastisches Verhalten****. Ihr Gefüge wird als teilkristallin bezeichnet. Es hat kristalline und amorphe Bestandteile. Die Thermoplastizität* ***schränkt die Betriebstemperatur deutlich ein****.*

© Kaj Rossmann - Tribocontact - Diskussionsunterlagen unentgeltlich

Ein besonderes Problem ist die ***reversible Wasseraufnahme*** *(„**A**“, „**B**“). Die in technischen Anwendungen häufige Modifikation (PA6)* ***nimmt aus der Luftfeuchte zwischen 2,5 und 3% Wasser auf****. Damit vergrößert sich das* ***Volumen*** *der Buchse und es kann zum* ***Klemmen*** *des Lagers kommen. Zusätzlich steigt die Gefahr des Klemmens mit einer* ***plötzlichen Zunahme der Wärmedehnung*** *(„**E**“)* ***im Bereich oberhalb 50°C****. Günstig ist die Anhebung der* ***Schlagzähigkeit*** *(Kennwert F x v) mit einer Wasseraufnahme. Umgekehrt verhält sich der* ***‘trockene’ Zustand deutlich spröder****.*
Mit produktspezifischen Zumischungen von ***verstärkenden Fest- und Gleitstoffen*** *lassen sich die Lagereigenschaften in einem weiten Bereich optimieren.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.3.4

6.3.4-1 „Gelenklager und Gelenkköpfe“, Angaben der Fa.Hunger Maschinen GmbH, www.hunger-maschinen.de, Seite 1-44.

6.3.4-2 I.Rühlicke, „...die Dichtung ist schuld“, Vortrag an der 14th ISC- Internationale Dichtungstagung Stuttgart 2006, veröffentlicht in Zeitschrift O+P 5/2007, Seite 264-268.

6.3.4-3 „..SKF Gelenklager und Gelenkköpfe“, www.skf.com, Stand Feb. 2011, Seite 1 - 60.

6.3.4-4 „Technikbroschüre Gleichlaufgelenke“, Fa. Ruville GmbH, www.ruville.de, Stand Feb. 2011, Seite 1 - 60.

6.3.4-5 „Pasten und Fettpasten“, Fa. Fuchs Lubritech GmbH, www.fuchs-lubritech.com, Stand Feb. 2011, Seite 1 - 15.

6.3.3-6 „SKF Produkte für Wartung und Schmierung“, www.skf.com, Stand Feb. 2011, Seite 1 - 76.

6.3.4-7 Angaben der Fa. NSK Deutschland GmbH zur Schmierung von Lagern, www.nskeurope.de, Stand Feb.2011, verschiedene Seiten.

6.3.4-8 „Zustandsüberwachung - eine Grundvoraussetzung für mehr Zuverlässigkeit“, Kapitel in SKF Produkte zur Wartung und Schmierung (Lit. 6.3.3-6), www.skf.com, Stand Feb. 2011, Seite 78 - 91.

6.3.4-9 B.Schlecht, „Kupplungen und Bremsen - Vorlesung Maschinenelemente“ Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, Technische Universität Dresden, www.downloads.tobiaszschecjh.de/2010_ws/20, Seite 25-31.

6.3.4-10 H.-Ch Graf v. Seherr-Thoss, F.Schmelz, E.Aucktor, „Gelenke und Gelenkwellen - Berechnung, Gestaltung, Anwendungen“, 2. Auflage 2002, ISBN 3-540-41759-1, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.

6.3.4-11 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, www.turboconsult.de, ISBN 3-00-008429-0-1, 2001, Bild 6.1-3 und Bild 6.2-15.

6.3.4-12 „Gleitlagerbuchsen - Sliding Bearings“, www.ttv-gmbh.de, Stand 2011, Seite 1-27.

6.3.4-13 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 5“, www.turboconsult.de, ISBN 978-3-00-025780-3, 2008, Seite 23.2.1-21 und 24-9.

© Axel Rossmann - Turboconsult
Ausschnittsunterlage nur mit Lizenz

6.3.4-14 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 1“, www.turboconsult.de, ISBN 3-00-005842-7, 2000, Kapitel 5.4.2.2 und Kapitel 5.4.4.2.

6.3.4-14 A.A. Bartel, „Reibkorrosion“, VDI-Berichte Nr. 243, 1975, Seite 157-170.

6.3.4-15 K.C.Ludema, „Failures of Sliding Bearings“, „Metals Handbook Ninth Edition, Volume 11 - Failure analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), ISBN 0-87170-007-7, Seite 488.

6.3.4-16 E.Greuter, „Motorschäden - Schäden an Verbrennungsmotoren und deren Ursachen“, Vogel Buchverlag, 1. Auflage 1994, ISBN 3-8023-1515-4, Seite 79-89.

6.3.4-17 M.Tschacher, F.Gübitz, „PTFE im Maschinenbau“, Zeitschrift „Werkstatt und Betrieb“, 101.Jahrgang 1968 Heft 12, Seite 717-725.

6.3.4-18 Technische Angaben verschiedener Firmen im Internet, Stand Februar 2011: Fa. „Quadrant Engineering Plastic Products“, www.quadrantplastics.com; Fa. „Wolf Kunststoff-Gleitlager GmbH“, www.zedex.de.

6.3.4-19 „Gusspolyamide“, Angaben der Fa. Licharz, Stand Februar 2011, www.licharz.de, Seite 1-9.

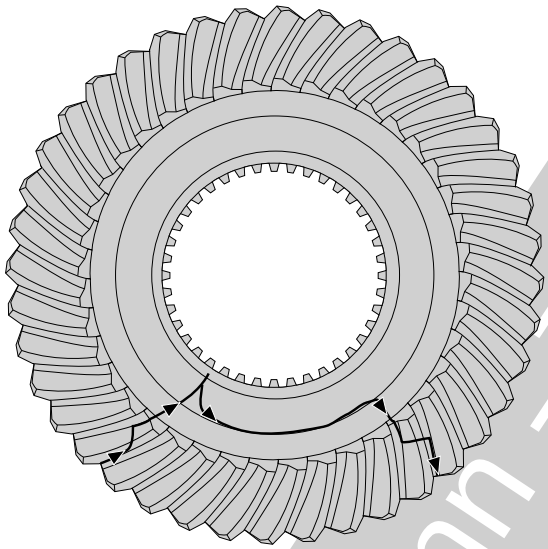
6.3.4-20 „PTFE-Fluorkunststoff - Eigenschaften und Kenndaten“, Angaben der Fa. TEKU GmbH, (fluorseals ®), Stand Februar 2011, Seite 1-9.

6.3.4-21 K.’Widmann, M.Schlipf, „Nur einen Schritt statt drei, modifizierrte PTFE“, Zeitschrift Kunststoffe 12/2009, Carl Hanser Verlag München, www.kunststoffe.de, Dokumenten-Nummer KU110144, Seite 66-68.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:
Zahnräder:
Probleme, Schäden

6.4 Zahnräder und Getriebe
6.4.1 Zahnräder, Probleme und Schäden



Schwingbruch eines Kegelrads als Folge einer Scheibenschwingung.

Probleme oder Schäden an Zahnrädern bzw. **Getrieben** lösen häufig neben **Folgen des Ausfalls** der **Kraftübertragung** auch **gefährliche Belastungen anderer Bauteile** aus. Entstehen **Bruchstücke** (z.B. von Zähnen) ist die Wahrscheinlichkeit gegeben, dass diese zwischen die Zahnräder im Schadensbereich oder benachbarte Zahnräder gelangen und umfangreiche Folgeschäden auslösen. Kommt es also zum Versagen eines Zahnrads, ist zumindest mit dem **Funktionsausfall** nachfolgender Komponenten/Geräte (z.B. Regler, Generatoren, Pumpen) zu rechnen. Dann besteht die Wahrscheinlichkeit des Ausfalls ganzer Anlagen.

Selbst wenn es nicht zum katastrophalen Versagen kommt, können sich **scheinbar kleine Beschädigungen** an Zahnrädern im Betrieb (z.B. Fremdkörper) oder andere Einflüsse (z.B. Montage, Herstellung) gefährlich auswirken. Eine solche Folge sind **Schwingungsanregungen**. Sie sind in der Lage über größere Distanzen zu wirken (Bild 6.4.1-13). Hier macht sich besonders **Hochtourigkeit** bemerkbar. Probleme solcher Getriebe konzentrieren sich eher auf **Ermüdungsvorgänge**. Überlastungen durch Stöße (Gewaltrisse, Gewaltbrüche) und hohe Übertragungsmomente mit einem Durchbrechen des Schmierfilms auf den tragenden Flanken (Fressen, Bild 6.4.1-4 und Band 1, Kapitel 5.9.2) sind eher bei niedertourigen Getrieben zu erwarten. Fressen ist jedoch allgemein ein Problem für die Startphase.

Zahnradschäden und/oder Schäden in ursächlichem Zusammenhang mit Zahnrädern erfordern gezielte und effektive **Abhilfen**. Voraussetzung ist die möglichst sichere **Identifikation des Schadensmechanismus** (Bild 6.4-9.1 bis -9.3) und seiner **Ursachen** (Bild 6.4.1-7). Die Erfahrung zeigt, dass dafür bei Zahnrädern **bessere Chancen** bestehen als bei Wälzlagern. Im Gegensatz zu diesen ist bei Zahnrädern die Wahrscheinlichkeit geringer, dass der Schadensausgang durch einen Wälzvorgang oder Überhitzungen mit plastischen Verformungen unauswertbar zerstört ist. Das liegt nicht zuletzt an Primärbruchflächen, die sich in einem noch erfolgreich auswertbaren Zustand befinden. Verständlicherweise gilt das besonders für Anrisse deutlich unterhalb der Wälzfläche (Bild 6.4.1-6) wenn das Bruchstück abgeschleudert wird, oder wenn noch nicht aufgebrochene Primärrisse vorliegen.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

Anwendungsspezifische Getriebe finden sich überall.
Problemschwerpunkte sind sehr unterschiedlich.

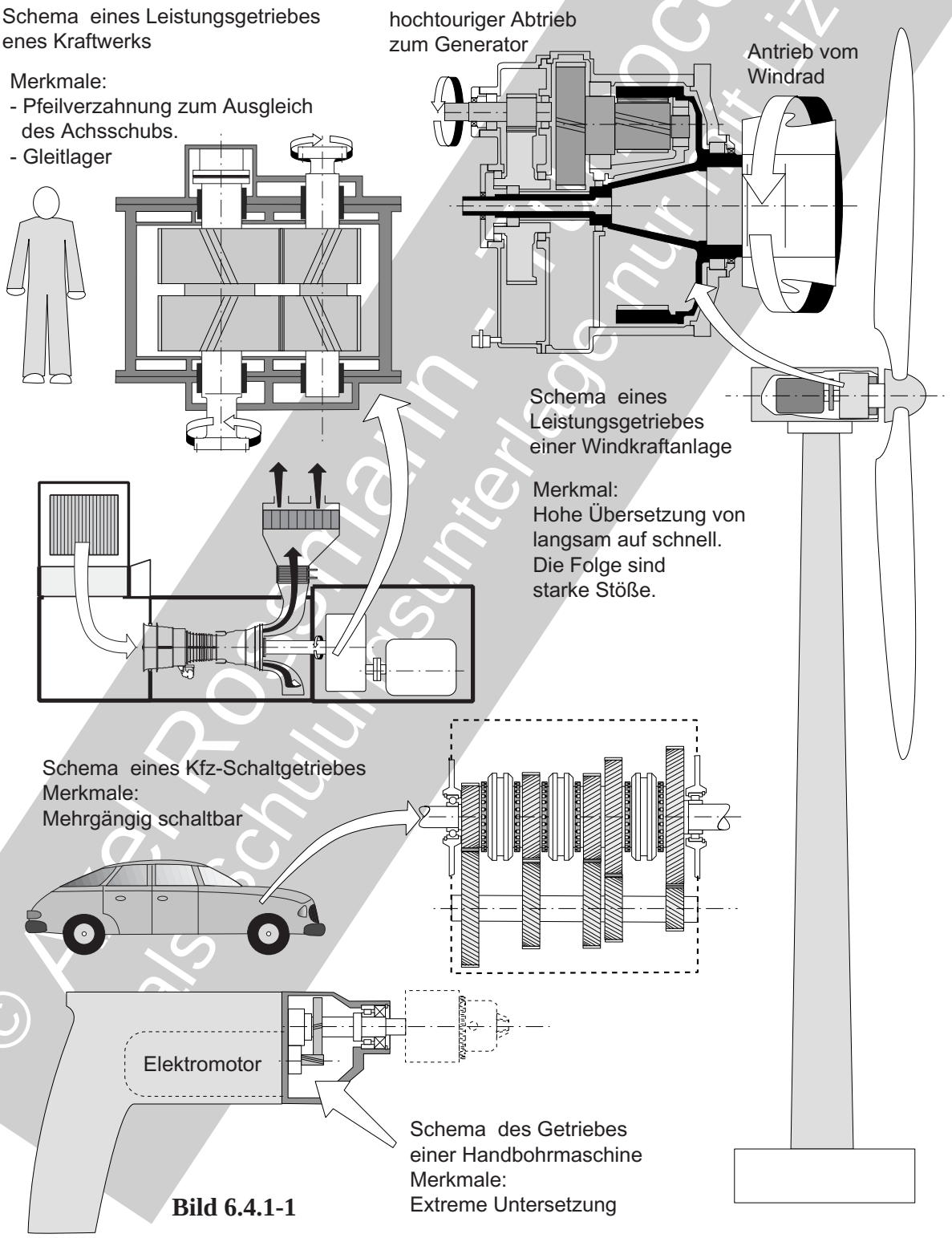


Bild 6.4.1-1

© Axel Rosemann - Procontult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

***Bild 6.4.1-1**: Die Vielfalt der **Anwendungen** und Betriebsbedingungen moderner Getriebe bedingt auch entsprechend Probleme und Schäden. Nicht nur sicherheitsrelevante und kostenintensive Anwendungen sondern auch Großserien erfordern in der **Auslegung anwendungsspezifische Erfahrung**. Diese entsteht aus vergleichbaren Produkten und geeigneter Erprobung.*

*Im Folgenden sollen an einigen Beispielen unterschiedliche **Anforderungen** aufgezeigt werden.*

***Leistungsgetriebe** dienen dazu, unterschiedliche, optimale Drehzahlen der antreibenden und der angetriebenen Maschine auszugleichen. Bei Kraftwerken (Bild 6.4.1-2) übernimmt den Antrieb für einen Generator gewöhnlich eine Turbomaschine. Ein solches Getriebe wird als '**Turbogetriebe**' (engl. 'high speed gear') bezeichnet. Die **Umfangsgeschwindigkeiten** der Zahnräder erreichen 200 m/s. Dabei werden Leistungen bis in den 100 MW-Bereich übertragen. Die Getriebebauart besteht gewöhnlich aus zwei achsparallelen Wellen, der Antriebs- und der Abtriebswelle. Jede hat zwei Lager. Die Wellen können neben- oder übereinander positioniert sein. Man findet gewöhnlich einfache und doppelte (Pfeilverzahnung) **Schrägverzahnungen**. Eine **Pfeilverzahnung** verhindert merkliche axiale Schübe. Mit einer einfachen Schrägverzahnung lassen sich dagegen **Axialkräfte,** wie der eines Turbinenrotors **kompensieren**. Das gilt sinngemäß auch für den Achsschub bei Antrieb eines Turboverdichters. Ein weiterer Vorteil ist der Ausgleich axialer Wärmedehnungen.*

***Getriebe von Windkraftanlagen** sind eine große Herausforderung für den Konstrukteur (Bild 6.4.3-4 und Bild 6.4.3-5). Sie sollen leicht und robust sein. Die Masse am Turmende ist klein zu halten, um die elastischen Auslenkungen bzw. Schwingungen zu beherrschen (Kreiselkräfte, Band 1 Bild 5.4.3.1-8.1). Das sind typische Forderungen an einen Leichtbau. Erschwerend für die Verzahnung ist, besonders bei Stößen, die Übersetzung von **niedriger zu hoher Drehzahl**.*

***In Kraftfahrzeugen** mit Verbrennungsmotoren sind mehrgängig schaltbare Zahnradgetriebe unerlässlich und Standard. Sie unterliegen vielen Lastwechseln. Die Gleitflächen der Synchronisation sind besonders verschleißbeansprucht.*

***In Haushaltsgeräten** (Band 1 Bild 3-23) findet man kleine Getriebe. Typische Beispiele (Band 1 Bild 3-1) sind Heimwerkermaschinen wie Bohrmaschinen, Küchengeräte (Rührer, Kneter) oder Waschmaschinen.*

*Oft sind große Untersetzungen von kleinen hochtourigen Elektromotoren erforderlich. Hier kommt dem Getriebe, im Gegensatz zu den Windkraftanlagen entgegen, dass **vom Schnellen aufs Langsame** übersetzt wird. So wirken sich Stoßbeanspruchungen auf die Arbeitswelle weniger aus.*

© Axel Rosenhahn, Turbocons
Lizenz zur Unterlage nur mit

Bild 6.4.1-2 *(Lit.6.4.1-21): Hier sollen* ***Konstruktionsmerkmale*** *und deren spezifische Probleme von Zahnrädern für die Übertragung großer Leistungen (****Leistungsgetriebe****) gezeigt werden. Solche Getriebe dienen beispielsweise zum Antrieb/Abtrieb von Maschinen in Kraftwerken wie Generatoren und für Kompressorstationen, großen Brechern und Mühlen.*

Die Kraftübertragung der üblichen Evolventenverzahnung erfolgt mit einer ***Gleit- und Wälzbewegung*** *zwischen Zahnflanken des treibenden und des angetriebenen Rads. Man strebt einen* ***elastohydrodynamischen Zustand*** *(EHD, Band 1 Bild 6.3.1.1-6) an. Dabei wird ein dünner Schmierölfilm zwischen den kraftübertragenden Zahnflanken aufgebaut. Trotzdem kommt es bei Start, Abstellen und niedrigen Drehgeschwindigkeiten sowie bei hohen Zahnkräften zur* ***Mischreibung*** *mit erhöhtem* ***Verschleiß*** *(Bild 6.4.1-4).*

Momentenstöße *können im Getriebe kurzfristig den tragenden Schmierfilm durchbrechen (Fressgefahr) und/oder den Zahn dynamisch überlasten. Diese Bedingungen bestehen besonders in Getrieben deren* ***Antriebswelle eine niedrige Drehzahl und hohes Drehmoment*** *aufweist („****A****“) und ein deutlich* ***kleineres hochtouriges Abtriebsritzel*** *antreibt. Bei* ***Windkraftanlagen*** *ist das der Fall, wohl mit ein Grund für deren hohes Schadensrisiko.*

Ein sicherer, schadensfreier Langzeitbetrieb erfordert eine möglichst optimale ***Zahneingriffsgeometrie****. So lassen sich örtliche Überlastungen (‘Kantenträger’, Bild 6.4.3-2) der Zahnflanke und des Zahns vermeiden. Die Folge geometrischer Abweichungen wäre ein erhöhtes Risiko für* ***Graufleckigkeit*** *(Bild 6.4.1-4, Lit. 6.4.1-16, und Lit. 6.4.1-26) bis zur Grübchenbildung, Schwingbruch und Fressen.*

Abweichungen im Zahneingriff bestimmen:

- ***elastische Verformungen durch Flieh- und Zahnkräfte*** *(„****B****“) sowie*

- ca. 80% als Folge ***thermischer Verformungen/Verzug*** *(„****C****“). Die Wärmeentwicklung in der Verzahnung ist auf* ***Reibung****,* ***Quetschöl*** *und* ***Quirlverluste*** *(Luft und Schmieröl) zurückzuführen. Veränderte Eingriffsverhältnisse können sich im Tragbild gelaufener Zahnräder zeigen (Bild 6.4.3-1 und Bild 6.4.3-2). Sie sind somit für den erfahrenen Fachmann ein* ***Auswertungsmerkmal****.*

Obwohl diese ***Geometrieabweichungen*** *im Bereich eines hundertstel Millimeters liegen, müssen sie mit* ***Korrekturen der Zahngeometrie in der Fertigung*** *berücksichtigt werden.*

Um den thermischen Verzug im Betrieb und die ***Verlustleistung durch Quirlverluste*** *in der Luft zu minimieren, kann man die Gehäuse evakuieren oder mit Helium füllen („****D****“). Das dürfte jedoch besondere konstruktive Maßnahmen an den Dichtungen erfordern. Auch wird wohl im ‘Vakuum’ eine Öldampfbildung und die Beeinflussung von Additiven zu berücksichtigen sein. Andererseits sind oxidationsbedingte Alterungsprozesse des Öls (Kapitel 7.1.2) weitgehend auszuschließen.*

Große relativ hochdrehende Zahnräder moderner Hochleistungsgetriebe (Bild 6.4.2-3) unterliegen ***Turbinenscheiben*** *(Band 1 Kapitel 5.4.1.1)* ***vergleichbaren LCF Beanspruchungen*** *aus den Fliehkräften. Diesen Schluss lassen bekannt gewordene* ***Zahnradbrüche mit Bruchstückaustritt am Getriebegehäuse*** *zu.*

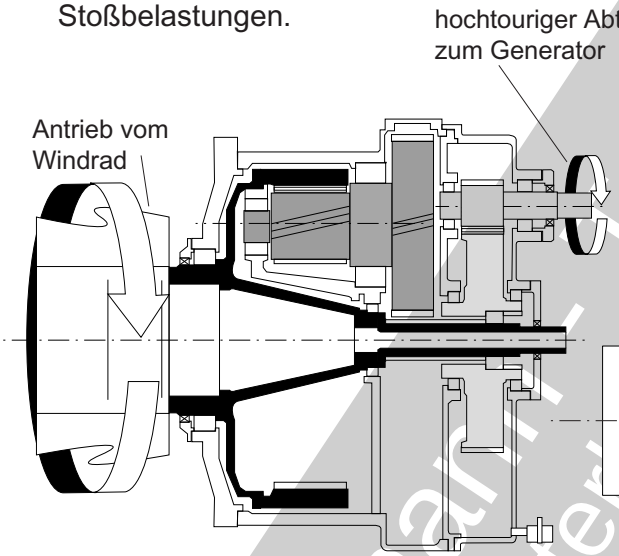
Bei Rissentstehung und Rissfortschritt überlagern sich Drehzahländerungen, insbesondere ***Start und Abstellen,*** *Fliehkräfte und Wärmespannungen* ***zyklisch*** *. Zusätzlich steigt mit dem* ***beanspruchten Volumen/Querschnitt*** *das Risiko* ***innerer Betriebsrisse*** *(Band 1 Bild 4.3-19). Dabei wirken besonders im Querschnitt des* ***Nabenbereichs*** *Zugeigenspannungen, kleine Risse und Gefügekerben (z.B. Einschlüsse) aus* ***Halbzeugherstellung*** *und* ***Wärmebehandlung****.*

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

Bei Zahnrädern großer Leistungsgetriebe muss der Konstrukteur einige Besonderheiten berücksichtigen.

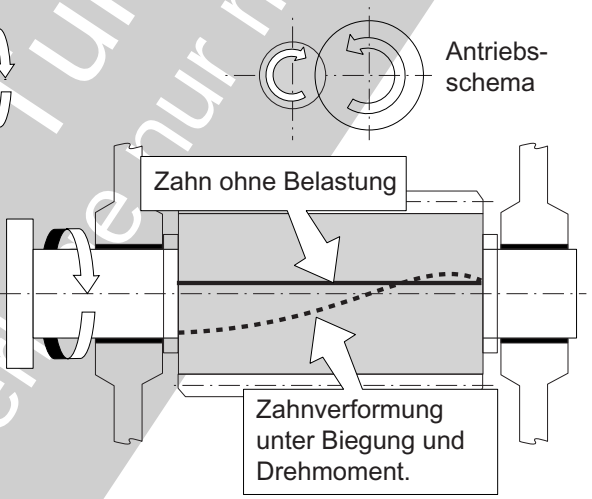
A Hohe Übersetzung von langsam auf schnell führt zu großen Stoßbelastungen.



B Elastische Verformung der Zähne

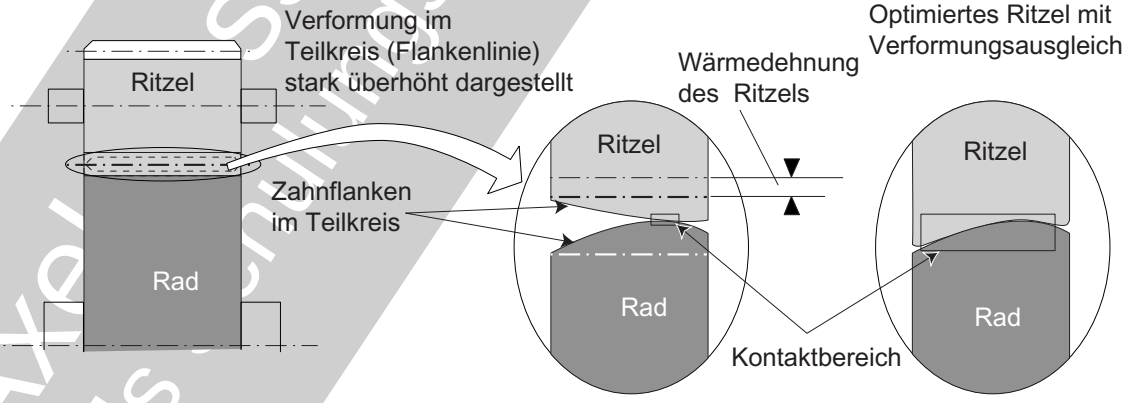
nach T.Deeg, Lit. 6.4.1/21

Auch scheinbar minimale Deformationen im Abwälzbereich bei modernen Leistungsgetrieben sind von Auslegung und Fertigung zu berücksichtigen

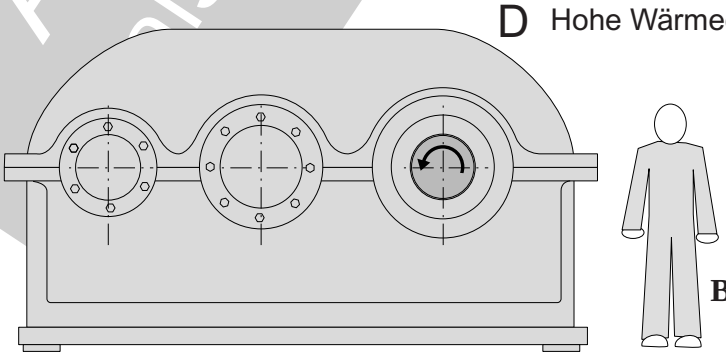


C Verformung der Zähne durch die Wärmedehnung

nach T.Deeg, Lit. 6.4.1/21



D Hohe Wärmeentwicklung durch 'Quirlverluste'



Zur Minimierung der Wärme-entwicklung durch Quirlverluste kann das Gehäuse **evakuiert** oder **mit Helium gefüllt** werden.

Bild 6.4.1-2

© Axelsson-Marine Turbocoupling
als Schulungsunterlagen nur mit Lizenz

Typische Besonderheiten und Probleme hochbelasteter Leichtbauzahnräder.

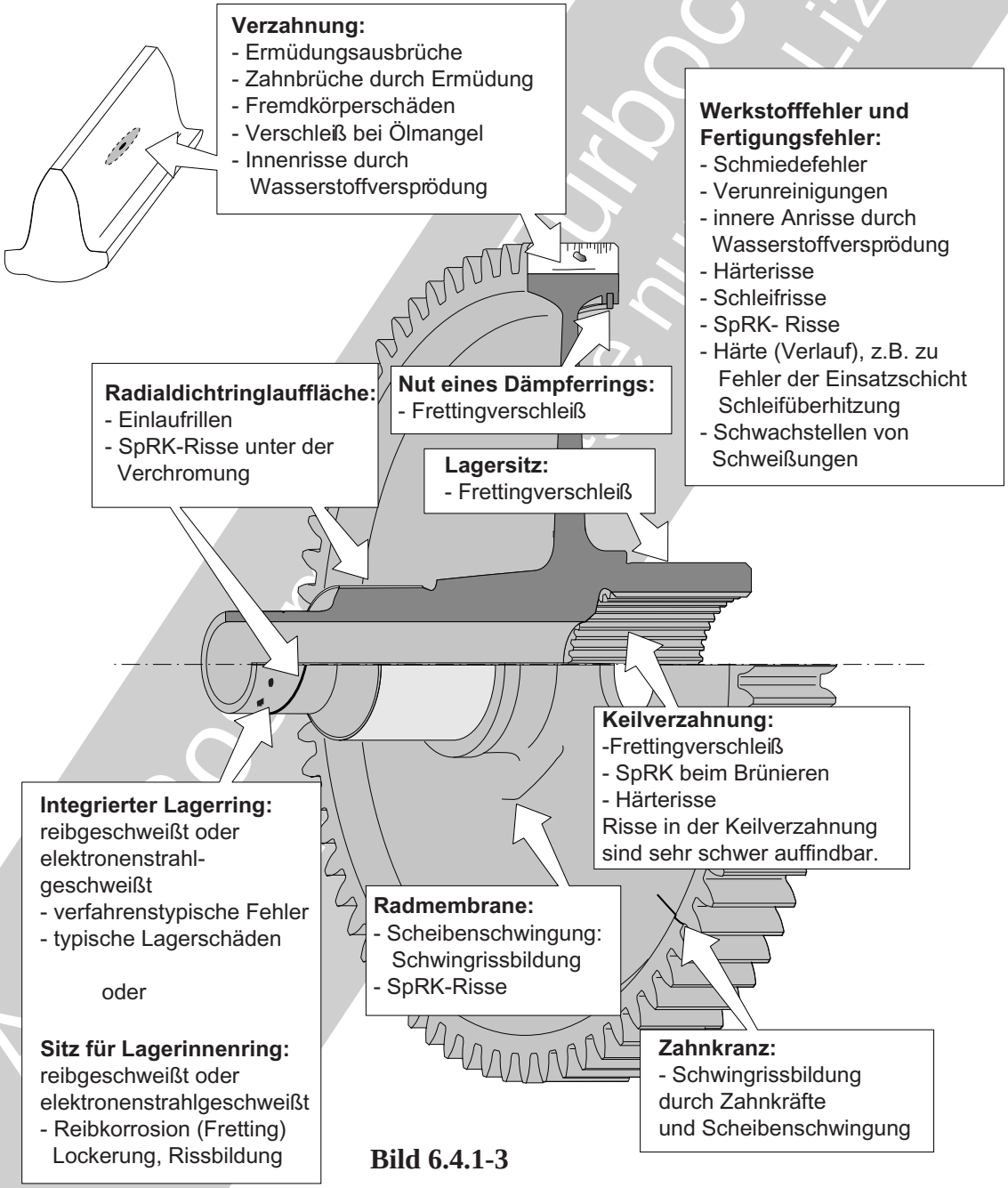


Bild 6.4.1-3

Bild 6.4.1-3 *(Lit.6.4.1-25): Als Beispiel für* ***Leichtbau-Zahnräder*** *können die des Triebwerksbaus dienen. Sie werden auch als* ***Zahnradwellen mit integrierten Wellenansätzen*** *gestaltet. Diese übernehmen die Funktion von Lagerinnenringen, Gleitflächen für Öldichtungen und Kupplungsverzahnungen. Bei verschraubten Versionen werden Flanschverbindungen verwendet. Diese Besonderheiten des Leichtbaus bilden, neben den üblichen Problemen von Zahnrädern des allgemeinen Maschinenbaus,* ***potenzielle Schwachstellen****.*

*Die **Verzahnung** kann neben den in Bild 6.4.1-4 beschriebenen belastungsbedingten Schäden weitere aufweisen.*

***Fremdkörpereinwirkung**, meist als **Folgeschaden** wenn ein **Bruchstück** (z.B. einer Öldüse oder einer Dichtung) in den Zahneingriff gerät. Das erzeugt **plastische Verformungen**. Oft entstehen dabei Metallpartikel. Im Extremfall kommt es zum Gewaltbruch der Zähne. Die Folge ist ein katastrophales Versagen des gesamten Rades. **Symptome und Merkmale** eines solchen Schadens sind*

*- auffällige **Vibrationen**,*

*- **Ölverlust** an beschädigten Dichtungen,*

*- **Metallpartikel/Späne** im Öl. Bevor das Rad katastrophal versagt, lassen Magnetstopfen- und Filterablagerungen einen begrenzten Schaden erkennen (Kapitel 7.2).*

***Partikel im Schmieröl** (Kapitel 7.1.3.1). Es handelt sich um Verunreinigungen, die auch in Wälzlagern Schäden auslösen. Sie erzeugen Verschleiß auf den Zahnflanken und Ermüdungsausbrüche.*

*Bei **Ölmangel** besteht wegen der hohen Umfangsgeschwindigkeiten unmittelbare Gefahr von **Fressschäden** (Bild 6.4.1-4), die in kurzer Zeit bei viel Späneanfall den Ausfall der Verzahnung bedeuten.*

***Werkstoffprobleme** in der Verzahnung sind eher selten. Es handelt sich um:*

*- **Schleifschädigungen** wie weiche/überhitzte Stellen, Risse (Bild 6.4.1-9.3).*

*- **Fehlerhafte Oberflächenhärtung** wie zu dünn/ungünstiger Härteverlauf, Gefügeabweichungen.*

*- Für **innere Rissbildung durch Wasserstoffversprödung** sind kleine einsatzgehärtete Zähne mit geringem Querschnitt empfindlich (Bild 6.4.1-6 und Band 1 Bild 5.7.2-2).*

*- **Verunreinigungen/Inhomogenitäten des Werkstoffs**. Diese Gefahr steigt mit der Radgröße (z.B. Propellergetriebe) und der Belastung.*

***Kranzbereich**: **Leichtbau**, beispielsweise an Triebwerkszahnrädern hat **dünne Querschnitte** zur Folge. An der **Membrane und dem Kranz** bedeutet das eine sehr geringe Steifigkeit. Ein solches scheibenförmiges Gebilde ist für **Scheibenschwingungen** äußerst empfindlich (Bild 6.4.1-11 und Band 1 Bild 5.4.3.1-6). In einem solchen Fall kann der Kranz eine axiale Biegeschwingung ausführen. Dabei werden die Außenkanten im Zahngrund dynamisch so hoch beansprucht, dass Schwingrisse entstehen. Laufen diese weit genug in den Kranz, kommt es zum **Ausbruch ganzer Segmente** bis zur **Ablösung des gesamten Kranzes**.*

*Im Bereich des Zahnkranzes kann fertigungsbedingt **Spannungsrisskorrosion** auftreten. Es handelt sich um sog. „**Brünierrisse**“ (Band 1 Bild 5.6.3.1.2-2). Diese Gefahr besteht besonders dann, wenn gefährdete Zonen nicht oder nicht ausreichend kugelgestrahlt wurden.*

*Weitere Probleme sind **Schleiffehler** und **Härtefehler** (zu weich, zu hart, Rissbildung, hohe Zugeigenspannungen).*

***Schwingverschleiß** (Fretting) in **Nuten von Dämpfungsringen**: Um die Schwingungen zu dämpfen, wird im geeigneten Bereich einer Kranzinnenfläche eine Nut eingebracht. In sie wird ein geschlitzter federnder Ring (**Dämpfungsring**, Bild 6.4.1-11) eingelegt, den die Fliehkraft anpresst (Bild 6.4.1-11 und Band 1 Bild 5.4.3.3-7). Der Querschnitt dieser Ringe kann rechteckig (Kolbenring) oder rund sein (Drahtring). **Funktionsnotwendig sind Reibbewegungen** gegenüber dem Rad bzw. der Nut (Kapitel 6.10.2.5 und Band 1 Bild 5.4.3.3-7). Dabei ist merklicher Verschleiß an Ring und/oder Nut möglich.*

***Radmembrane**: Meistens handelt es sich um **Schwingrisse**. Sie können bei dynamischer Überlastung durch ungewöhnlich starke Membranschwingungen entstehen. Typische Ursachen sind*

*- ungünstige **Eingriffverhältnisse**,*

*- **Beschädigungen** der Verzahnung oder*

*- Versagen der **Dämpfung**.*

*- **Fertigungsbedingte Fehlstellen** von denen*

© A. Kossmann - Turbodrehsu
als Schulungsunterlage nur zur

Schwingrisse ausgehen. Es handelt sich um
*- **Brünierrisse** (Bild 6.4.1-16 und Band 1 Bild 5.6.3.1.2-3),*
*- Risse durch **Wasserstoffversprödung** (Bild 6.4.1-6 und Band 1 Kapitel 5.7),*
*- **Schweißfehler** (Bild 6.4.1-17).*
*- **Härtefehler** (z.B. weiche Stellen, Rissbildung, Zugeigenspannungen, Bild 6.4.1-6).*

***Lagertragende Wellenansätze** können als angeschweißte **integrierte Lagerringe** oder als **Lagersitze** ausgebildet sein. Die Laufflächen integrierter Lagersitze unterliegen den Schadensmechanismen üblicher aufgeschobener Wälzlagerinnenringe (Kapitel 6.3.1). Bei geeigneter Auslegung und Anordnung ist erfahrungsgemäß die Schweißnaht (Elektronenstrahlschweißen, Reibschweißen) ausreichend ausfallsicher. An aufgeschobenen Innenringen ist bei ungenügend festem Sitz und/oder zu großer elastischer Verformung der Welle auf der Sitzfläche **Reibkorrosion** und ein **Lockern** möglich (Bild 6.3.1.1-28 und Bild 6.3.1.2-6.2). **Gleitflächen von Wellendichtringen** laufen bei langen Betriebszeiten durch Verschleiß ein. Das beeinflusst zwar die Funktion nicht unzulässig, erfordert bei der Überholung jedoch eine Reparatur. Gewöhnlich wird die Gleitfläche abgeschliffen (Bild 6.10.2.1-1.4), beschichtet (hartverchromt) und maßgeschliffen. Wird die Fläche vor dem **Verchromen** nicht ausreichend intensiv **kugelgestrahlt,** besteht die **Gefahr von Brünierrissen** (Spannungsrisskorrosion) unter der Chromschicht im Grundmaterial.*

***Keilverzahnungen** (Kapitel 6.6.1) sind an Zahnrädern gewöhnlich **in oder auf der Hohlwelle angeordnet**. Bei ungenügender Schmierung und/oder zu großen **Schwingbewegungen** können sie derart stark **verschleißen**, dass Versagen/Durchdrehen eintritt (Bild 6.6.1-2). Werden Zahnräder **brüniert,** besteht die Gefahr, dass sich **Risse in den Nuten der Keilverzahnung** bilden (Bild 6.4.1-16). Ein ausreichend sicherer, zerstörungsfreier Nachweis ist dann nicht mehr möglich. Das gilt für die übliche, bei Zahnrädern angewandte Eindringprüfung oder Magnetpulverprüfung.*

***Bild 6.4.1-4** (Lit. 6.4.1-3 und Lit. 6.4.1-12): An den Zähnen von Zahnrädern können unterschiedliche **Schäden bzw. Schadensmechanismen** auftreten. Sie lassen sich als bauteilspezifische Belastungsgrenzen angeben. Dazu dient ein Diagramm in dem Grenzdrehmoment gegenüber Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen ist.*
*Die **Grübchengrenze** steigt mit der **Zahnflankenfestigkeit**. Grübchen sind **Ermüdungsausbrüche im Kontaktbereich**, d.h. am Wälzkreis (Detail rechts, Bild 6.4.1-5). Sie sind mit Laufflächenermüdung an Wälzlagern vergleichbar (Bild 6.3.1.1-4). Die Grübchengrenze liegt der **Zahnradlebensdauer** zu Grunde. Sie **steigt mit der Umfangsgeschwindigkeit** bzw. der **Relativgeschwindigkeit der Zahnflanken** im Bereich der Lastübertragung. Der Grund ist ein tragender, trennender Schmierfilm. Er bildet sich bei ausreichend hohen Gleitgeschwindigkeiten und ermöglicht eine EHD (Elastohydrodynamische Schmierung, Bild 6.3.1.1-8).*

*Die **Verschleißgrenze** liegt im Bereich **niedriger Umfangsgeschwindigkeiten**. Es kommt zu **Mischreibung mit metallischem Kontakt** und Abrieb. Das Grenzdrehmoment, ab dem ein Schaden eintritt, steigt nach einem Minimum mit der Umfangsgeschwindigkeit steil an. Das ist wohl in der Ausbildung eines günstigeren Gleitfilms zu sehen. Die Verschleißgrenze dürfte bei den typisch mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten laufenden Zahnrädern von Turbomaschinen nur beim **Anfahren** (z.B Start) von Bedeutung sein. Eine **Schädigung** erfolgt **oberhalb des Wälzkreises** (Detail links).*

***Fressen** (Kaltverschweißen, Band 1 Kapitel 5.9.2) der Zahnflanken wird von der Fachliteratur in zwei Begriffe unterteilt:*
***Warmfressen**, häufig nur als Fressen bezeichnet, tritt zunächst in **Nähe von Zahnkopf und -fuß** auf. Die **Fressgrenze** ist bei hohen Dreh-*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Zahnräder weisen für die verschiedenen Schadensmechanismen spezifische Grenzbereiche auf.

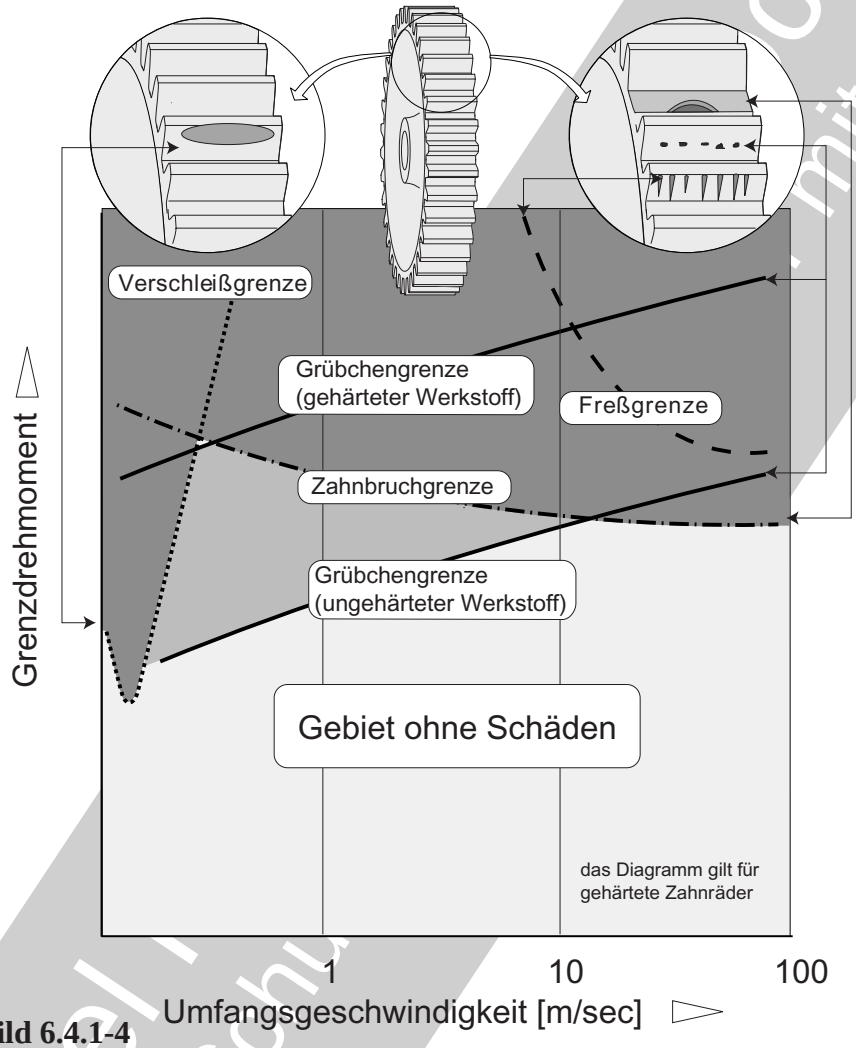


Bild 6.4.1-4

momenten und hohen Umfangsgeschwindigkeiten (!) angesiedelt. In diesem Bereich erzeugt das Drehmoment derart hohe Zahnkräfte, dass die ***Tragfähigkeit des Schmierfilms nicht mehr ausreicht****. Er wird durchbrochen und es kommt zu metallischem* ***Kontakt bei hohen Relativgeschwindigkeiten****. Wird eine örtliche* ***Grenztemperatur*** *überschritten, sind die Folge örtliche* ***Verschweißungen,*** *die mit Gewalt getrennt werden. Es entstehen radiale Riefen, die sich* ***zur Zahnspitze*** *verstärken (Detail rechts). Der Schadensmechanismus erklärt, warum das* ***Grenzdrehmoment stark mit der Umfangsgeschwindigkeit abfällt****. Warum die Gefahr des Warmfressens mit der Umfangsgeschwindigkeit zunimmt, widerspricht auf den ersten Blick dem günstigeren Aufbau einer hydrodynamischen Schmierung. Denkbar ist, dass folgende Effekte diesen Vorteil überkompensieren.*

- ***Abschleudern*** *des Schmierfilms,*

- Entstehung von viel ***Reibungswärme*** *und damit* ***Temperaturanstieg****. Das bedeutet einen* ***Abfall der Ölviskosität*** *mit Zusammenbruch des Schmierfilms.*

© Axel Hoffmann Consulting
Das Schulmaterial mit Lizenz

*Unter **Kaltfressen** wird eine **Riefenbildung** mit Verschleiß verstanden. Dies tritt lediglich an vergüteten (nicht oberflächengehärteten) Zahnrädern 'anspruchsloser' Qualität bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten auf.*
*Eigentlich bieten sich anscheinend **Titanlegierungen** auf den ersten Blick wegen der hohen Festigkeit bei geringem Gewicht für Leichtbauzahnräder an. Dem steht jedoch die große **Fressneigung der Titanlegierungen** entgegen (Band 1 Bild 5.9.2-6). Der Versuch diesen Nachteil mit Diffusionsbeschichtungen wie einer **Nitrierschicht** zu beheben, hatte jedoch offenbar keinen Erfolg. Dies dürfte daran liegen, dass solche dünne, extrem harte Schichten **örtlich durchbrechen**. Denkbar wären Anwendungen mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten und hydrodynamischer Schmierung bei geringen Zahnkräften. Hier ist darauf zu achten, dass die trotzdem notwendige harte Schicht **bei Stoßbelastung** (plastische Verformung des Grundmaterials) nicht einreißt und so die Schwingfestgkeit im Zahnbereich gefährlich abfällt.*

*Die **Zahnbruchgrenze** wird erreicht, wenn die **Dauerfestigkeit** des Zahns überschritten wird. Kritische Belastung ist die pulsierende Zahnbiegung. Die Rissebene liegt, abhängig von Zahngeometrie und Festigkeit, in der **Nähe des Fußes** (Detail rechts). Sie sinkt nur leicht mit der Umfangsgeschwindigkeit und **bestimmt für relevante Betriebsdrehzahlen das Grenzdrehmoment** von Zahnrädern mit gehärteter Verzahnung.*
*Ein Versagen durch **Gewaltbruch** tritt bei Folgeschäden auf Grund ungewöhnlich hoher Belastungen auf. Dabei kann es sich um Fremdkörpereinwirkung (FOD, OOD), stoßartige Belastungen oder extreme Drehmomente (z.B. nach Lagerschäden) handeln.*

***Graufleckigkeit** (Bild 6.4.1-4.1, Lit. 6.4.1-21 und Lit. 6.4.1-26) ist das Frühstadium eines Ermüdungsschadens im Oberflächenbereich (Bild 6.4.1-5.1). Er wurde erst um 1975 zu-Zahnflanken beobachtet. Sie tritt auf, wenn die Tragfähigkeit des Schmierfilgms nicht ausreicht und es zur **Mischreibung** kommt. Wird dabei an den in metallischem Kontakt stehenden Rauigkeitsspitzen die Ermüdungsfestigkeit (Schwellfestigkeit) überschritten, kommt es zur Bildung von **Mikrogrübchen** (Graufleckigkeit, engl. micropittings) und damit der Graufleckigkeit. Besonders gefährdet sind **Flankenbereiche unterhalb des Wälzkreises mit negativem Schlupf**. Typisch ist eine graue Zone mit Verschleiß (Auskolkung) der im Fußbereich beginnt und sich zum Wälzkreis hin ausbreitet. Mikroskopisch (REM) ist die Oberfläche zerklüftet mit axial orientierten Mikroschädigungen (plastische Verformungen und Risse). Graufleckigkeit wird von mehreren, zusammenwirkenden Einflüssen bestimmt.*
- Ölbeschaffenheit,
- Flankenrauigkeit,
- Verzahnungsgeometrie

Einflüsse auf die Graufleckigkeit hochtouriger Turbogetriebe. nach Lit. 23.2.1-21

Bild 6.4.1-4.1

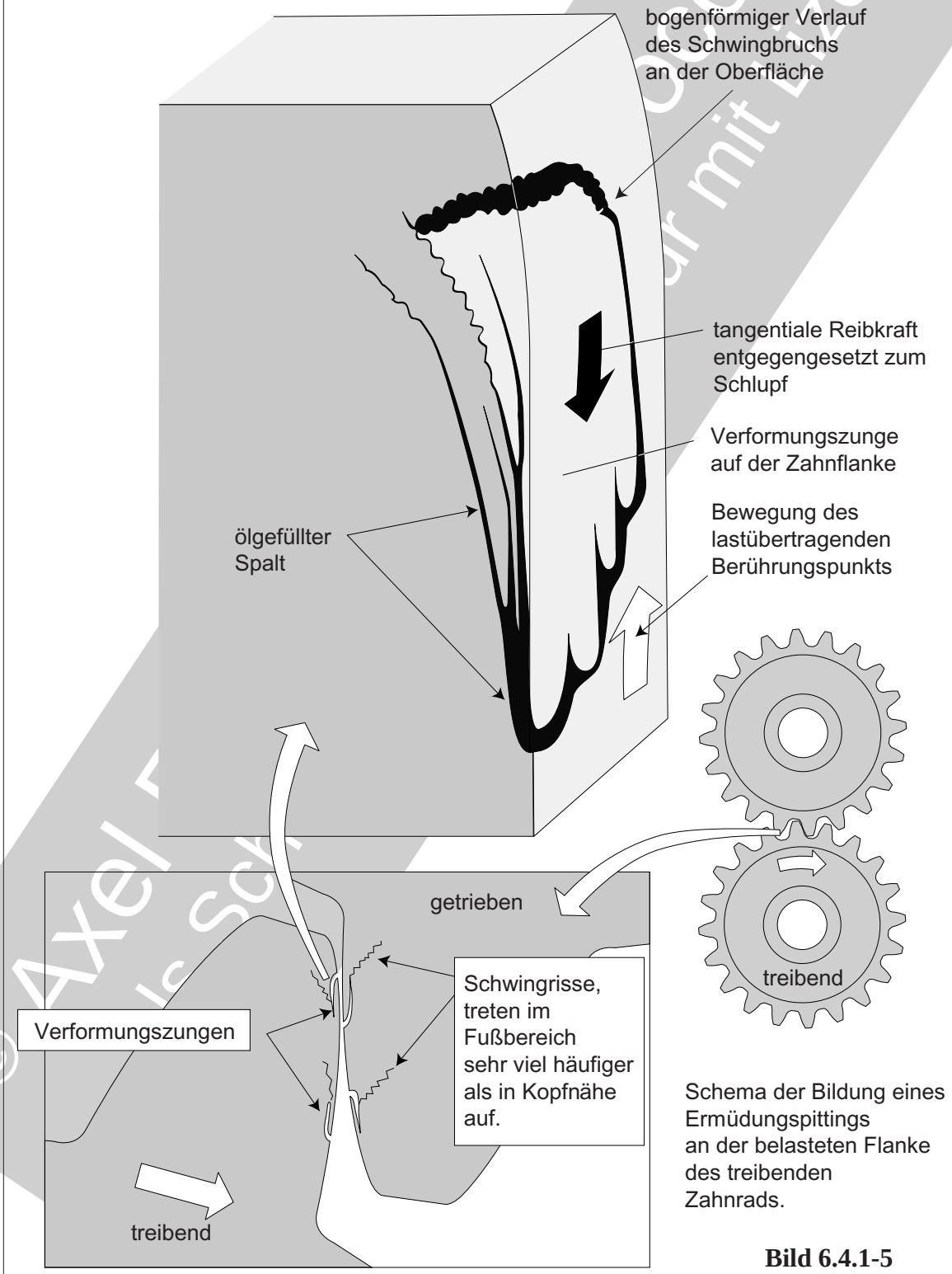
***Bild 6.4.1-5** (Lit. 6.4.1-6 und Lit. 6.4.1-7): Die sog. „**Grübchenbildung**" ist bei hochtourigen Zahnrädern des Triebwerksbaus der **lebensdauerbestimmende Faktor** in der Auslegung. Es handelt sich um **Schwingermüdung der Zahnflanken**. Sie ist mit Ermüdungsrissen und -ausbrüchen auf den Laufbahnen von Wälzla-*

Fortsetzung auf Seite 6.4.1-12

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:
Zahnräder:
Probleme, Schäden

Mechanismus der Entstehung von Ermüdungsausbrüchen (Pittings) an Zahnflanken (nach H. Klingele).



Schema der Bildung eines Ermüdungspittings an der belasteten Flanke des treibenden Zahnrads.

Bild 6.4.1-5

© Axel Fuchs Schmidt

Fortsetzung von Seite 6.4.1-10

gern vergleichbar (Bild 6.3.1.1-4). Unabhängig ob belastungsbedingt ein Riss von der Oberfläche oder unterhalb dieser ausging, ***beschleunigt sich das Risswachstum****, wenn* ***Umgebungsluft und Schmierstoff Zutritt*** *haben. Unterstützend wirkt die* ***Pumpwirkung des Risses*** *bei den Lastspielen. Dabei wirken mehrere Effekte, die in diesem Bildtext später beschrieben werden.*

Schadensbilder*:*
In den meisten Fällen beginnt die Grübchenbildung ***zuerst am treibenden kleineren Rad*** *(Ritzel). Die bevorzugte Lage der Ermüdungsrisse liegt üblicherweise* ***im Bereich negativen Schlupfs****. Hier ist die Umfangsgeschwindigkeit um den Schlupf niedriger als beim Gegenrad. Diese Bedingung besteht* ***näher zum Zahnfuß*** *(Skizze unten). Dort beginnen die Risse flach zur Oberfläche und vertiefen sich zum Wälzkreis hin beschleunigt. Mehrere parallel verlaufende Risse sind üblich (Skizze oben).*
Bei ***Einsatzhärtung****, wie sie im Triebwerksbau an Verzahnungen üblich ist, bilden sich eher* ***großflächige****,* ***zusammenhängende Grübchen****. Dies erklärt sich mit dem Versagen des weniger festen Grundmaterials im Bereich der freistehenden Härteschicht nach einem Grübchenausbruch. Der Grübchenboden ist bei Einsatzhärtung stark zerklüftet. Mikroskopisch können hier* ***fest haftende glattflächige Kugeln*** *mit der chemischen Zusammensetzung des Grundwerkstoffs beobachtet werden (Bild 7.1.3.1-5). Es steht zur Diskussion, ob diese Kügelchen durch Kneten im Riss entstehen oder ob es sich um Schmelzperlen örtlicher „Temperaturblitze“ handelt. Werden solche* ***Kügelchen im Öl*** *gefunden, sind sie ein Hinweis auf den fortgeschrittenen Emüdungsvorgang einer Wälzfläche.*
Die Schwingbelastung wird mit der periodischen Zahnbelastung bei jeder Radumdrehung schadenswirksam. Zwei Belastungen entstehen aus den Reibkräften zwischen den Zähnen. Eine ***Schubbelastung*** *der Zahnflanke (Skizze oben) und die* ***Hertz‘sche Pressung****. Sie bestimmt mit, ob die Risse direkt von der Kontaktoberfläche oder unterhalb dieser ausgehen. Für die Kräfte spielen die* ***Schmierbedingungen*** *und die* ***Relativbewegungen zwischen den Zahnflanken*** *die entscheidende Rolle.*
Die ***Neigung des Risses zur Zahnflanke*** *wird ähnlich wie bei Laufflächen der Wälzlager (Bild 6.3.1.1-3) vom* ***Verhältnis der Reib-/Schub- und Druckkräfte*** *bestimmt.*
Bei hoher Relativgeschwindigkeit zwischen den lastübertragenden Zahnflanken ist der trennende Schmierfilm in der Lage, überlastende Zugspannungen zu induzieren. Diese können die ***Ermüdungsfestigkeit der Zahnflanke im Mikrobereich überschreiten****. Die Druckverteilung im Schmierspalt ist ähnlich einem Gleitlager sehr unterschiedlich. Dabei kann der hydraulische Druck besonders bei hochtourigen Zahnrädern örtlich so weit abfallen, dass es zu* ***Kavitation*** *kommt (Bild 6.4.1-9.3 und Band 1 Bild 5.5.1.3-8). Diese verstärkt den Schädigungsvorgang der Ermüdung.*
Mit den mechanischen Belastungen wirken weitere Effekte:
Beim Ermüdungsvorgang wird das ***Metall aktiviert****, was die* ***Oxidation*** *unterstützt. So können sich offenbar* ***Oxidnester unter der Oberfläche*** *bilden (****innere Oxidation****).*
Im Zusammenhang mit Alterungsvorgängen im Schmierstoff (Bild 7.1.2-3.1) und/oder aus Verunreinigungen wie Wasser (Bild 7.1.3.2.1-1) kann sich ***Wasserstoff*** *bilden und in den Zahnwerkstoff eindiffundieren (Band 1 Bild 5.7.1-3). Ein entstehender Versprödungseffekt steht im Verdacht ebenfalls die Rissbildung zu begünstigen.*

Einflüsse auf die Grübchenbildung*:*
- Ausschlaggebend ist die Schwingfestigkeit im Zahnflankenbereich. Diese hängt entscheidend von der ***Homogenität*** *(feines Gefüge) und* ***Reinheit des Werkstoffs*** *ab. Entscheidenden Einfluss hat die* ***Wärmebehandlung****, insbesondere eine Oberflächenhärtung.*

© Axel Possmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

*- **Eigenspannungen** wirken in Größe und Verteilung mit den betriebsbedingten Spannungen zusammen. Die resultierende Spannung kann sowohl in der Höhe als auch in der Verteilung variieren. **Anzustreben sind Druckeigenspannungen**. Diese erhält man bei einer **Oberflächenhärtung** wie dem **Einsatzhärten** (Bild 6.4.1-6) und/oder durch Kugelstrahlen (Band 1 Bild 3.2-3).*
Im Schmierspalt entsteht Reibungswärme. Sie erwärmt örtlich die Zahnflanke. Das induziert in Oberflächennähe Spannungen.

***Verzahnungseigenschaften und Betriebsbedingungen** sind für das Verhalten wichtig.*
*- Die **auslegungsgemäße Zahnform** beeinflusst über die Schmierspaltbedingungen die Krafteinleitung.*
*- Die **Maßhaltigkeit** der **Zahngeometrie** entscheidet über die tragende Fläche (Bild 6.4.3-1 und Bild 6.4.3-2). Entspricht diese eher einer **Punktberührung, steigt die Maximalspannung und nähert sich der Oberfläche** (Bild 6.3.1.1-3).*
*- Die **Oberflächenqualität der Zahnflanken** beeinflusst Vorgänge im Schmierspalt entscheidend. Eine größere **Rauigkeit begünstigt Mischreibung** und damit schädigende Spannungsspitzen im Mikrobereich (Bild 6.3.1.1-6, Bild 6.3.1.1-8 und Bild 6.4.1-4). Das gilt besonders bei **Anfahrvorgängen** und ungünstigem Ölzustand. Er steht im Zusammenhang mit Einflüssen wie hohe Temperatur, nachlassender Tragfähigkeit, Verunreinigung durch Wasser. Je kleiner die Rauigkeit, umso geringer die Grübchenbildung.*
*- **Betriebsbedingungen** wirken sich indirekt über den **Schmierzustand auf die Werkstoffbelastung** aus. Eine höhere Last wirkt doppelt ungünstig. Die Zahnkräfte steigen und der Schmierspalt wird enger.*
*Ein **Anstieg der Drehzahl** bzw. der Umfangsgeschwindigkeit löst gegenläufige Effekte aus: Positiv ist, dass der Schmierfilm dicker wird. Andererseits entsteht mehr Wärme. Damit nimmt die Temperatur im Schmierfilm zu. Das senkt die Viskosität und so dessen Tragfähigkeit, der Schmierfilm wird dünner.*
*- Das **Schmieröl** beeinflusst die **Grübchenbildung** über die Vorgänge im Schmierspalt. Die relevante, maximale Schubspannung in der Zahnflanke nimmt anfangs mit wachsender Filmdicke (bis ca. 5 µ) ab, steigt dann aber deutlich an. Diese optimale, auslegungsgemäße Viskosität bzw. Schmierfilmdicke ist für einen elastohydrodynamischen Zustand (EHD) anzustreben.*
***Additive im Öl** (Bild 7.2-4.1.1) können einen deutlichen Einfluss auf die Grübchenbildung haben. Für Zahnräder besonders wichtig sind chemisch wirkende.*
- Extreme-Pressure (EP-) -Wirkstoffe,
- verschleißmindernde Zusätze (Anti-Wear = AW).
Diese können sich durchaus unterschiedlich auf Verschleiß auswirken. Sie reagieren mit dem Werkstoff der Zahnflanken und ermöglichen einen gesteuerten Abtrag, d.h. sie verbessern die Oberflächengüte.

***Bild 6.4.1-6** (Lit. 6.4.1-23 und Lit. 6.4.1-24): An **oberflächengehärteten Zahnrädern** (Einsatzhärtung, Nitrieren) beobachtet man häufig bei Schwingermüdung den Rissausgang deutlich unterhalb der Härtezone. **Unterhalb der Flankenoberfläche** spielen dabei nichtmetallische Einschlüsse als Schwachstellen (Ungänzen, liegen innerhalb der Vorschriften) oder Fehlstellen eine entscheidende Rolle. Sie werden vom spezifizierten und einzuhaltenden **Reinheitsgrad** begrenzt. Dieser richtet sich sinnvollerweise nach der **ausreichend sicheren Grenze des zerstörungsfreien Prüfverfahrens**. Weniger sicher ist eine Fehlerbegrenzung durch Überwachung der Rohteilherstellung.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

Treten an mehreren, insbesondere ***benachbarten Zähnen*** *Ermüdungsrisse auf, weist dies auf eine* ***hohe Betriebsbelastung als Hauptursache*** *hin (Band 1 Bild 4.3-21). In einem solchen Fall sind im Anriss eher Schwachstellen als Fehler zu erwarten.*

Es gibt ***weiche Einschlüsse*** *(z.B. Mangansulfide) mit geringer Kerbwirkung und* ***harte/spröde Einschlüsse*** *(z.B. Aluminiumoxid)* ***mit hoher Kerbwirkung****. Auch Eigenspannungen, die sich bei der Wärmebehandlung bildeten, sind bei der Ermüdungsrissbildung nicht zu vernachlässigen. Sie entstehen um diese Einschlüsse auf Grund der unterschiedlichen Wärmedehnung gegenüber dem umschließenden Material.*

Einen wichtigen Einfluss auf ***innenliegende Anrisse*** *hat offenbar* ***Wasserstoff****. Es ist anzunehmen, dass er sich beim Diffusionsprozess* ***während des Einsatzhärtens oder Nitrierens bildet*** *und in den Werkstoff gelangt. Die* ***Druckspannungen der Härteschicht*** *verhindern ein Ausdiffundieren bzw. erschweren eine Entsprödung. Harte Partikel (z.B. Karbide oder Aluminiumoxid bei Nitrierstählen) mit* ***hoher Kerbwirkung*** *weiten bei Zugspannungen im Zahninneren örtlich das Gitter. Hierher diffundiert und rekombiniert der Wasserstoff. Über längere Betriebszeiten kommt es so zu* ***inneren Sprödrissen****. Anfangs liegt diese Zone mit typischen Mikromerkmalen der Wasserstoffversprödung (Band 1 Bild 5.7.1-2) konzentrisch um den Ausgangspunkt. Zahnräder in Triebwerken mit typisch* ***kleinen/schlanken Zähnen*** *sind für solche Schäden besonders prädestiniert. Sie wurden jedoch offenbar auch in Getrieben von* ***Windkraftanlagen*** *beobachtet (Lit. 6.4.1-14). Die Anrisse lassen sich mit einer für das Spannungsgleichgewicht notwendigen* ***hohen Zugspannung im Inneren*** *erklären. Dafür ist die verhältnismäßig dicke Druckzone der Härteschicht verantwortlich. Typischerweise liegen die Anrisse im Inneren des Zahnquerschnitts in der Nähe der neutralen Faser. Das schließt eine zu hohe Betriebsbelastung (Biegebeanspruchung) als Ursache aus.*

Bei hochbelasteten Zahnrädern erfolgt das Risswachstum häufig nicht von der Oberfläche sondern von innen.

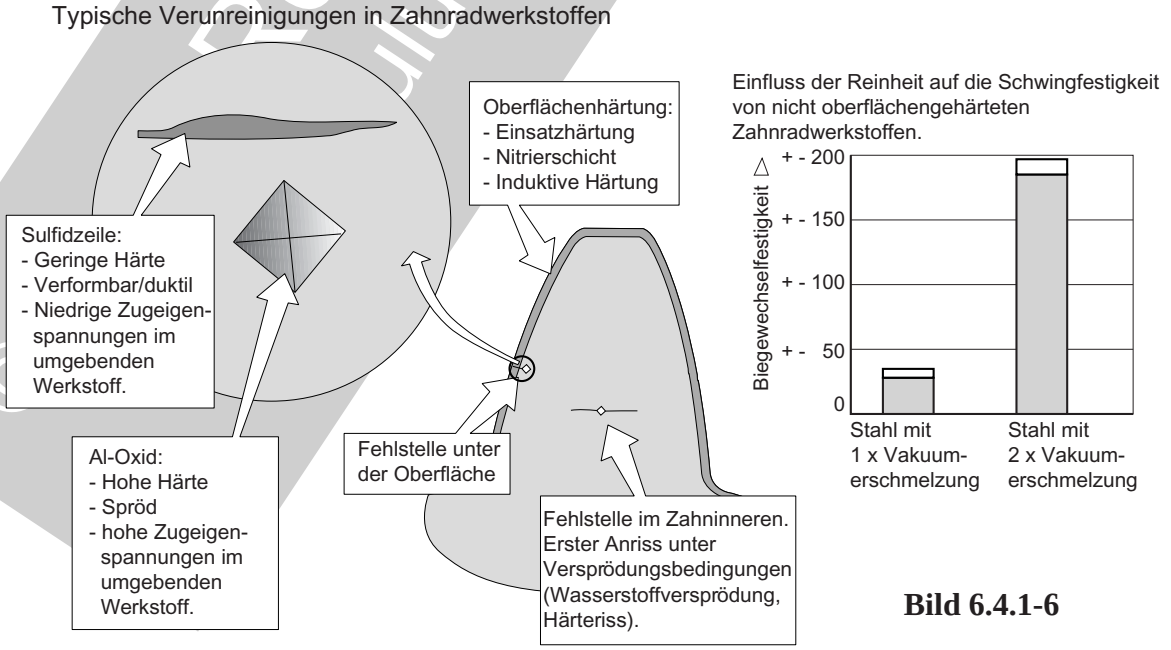


Bild 6.4.1-6

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

Bild 6.4.1-7 *(Lit. 6.4.1-5): In diesem Schema und im folgenden Text werden* ***typische Schadensarten*** *an Zahnrädern behandelt. Das* ***Schadensaussehen*** *ist in den Bildern 6.4.1-9.1, -9.2, - 9.3 dargestellt.*

Zahnbruchschäden*: Brüche des gesamten Zahns* ***im Fußbereich*** *führen in den meisten Fällen zu umfangreichen Folgeschäden. Dann ist mit dem Versagen des Getriebes zu rechnen.* ***Zahneckenausbrüche oder Absplitterungen*** *am Zahnkopf lösen dagegen eher kein spontanes Versagen aus.*
Gewaltbrüche *sind gewöhnlich Folgeschäden einer Beschädigung und/oder Überlastung. Sie entstehen durch Fremdkörper zwischen im Eingriff stehenden Zähnen. Typisch sind Merkmale einer Biegeüberlastung. Die Bruchfläche hochfester Werkstoffe erscheint meist spröd. Sie ist jedoch, falls nicht versprödet, mikrozäh (mikroskopisch im REM nachweisbar). Im Bereich der Bauteiloberfläche finden sich Scherflächen. Oberflächenhärtungen (Einsatzhärtung, Nitrierung) können sich auf der Bruchfläche abzeichnen.*

Schwingbrüche *(Dauerbrüche) zeigen gewöhnlich makroskopisch eine ausgeprägte Struktur mit bogenförmigen, konzentrisch zum Bruchausgang liegenden* ***Rastlinien*** *(Band 1 Bild 4.4-2). Der* ***Restbruch*** *erfolgt dann als Gewaltbruch, meist mit ausgeprägten Scherflächen zur Oberfläche. Das Verhältnis der Restbruchfläche zum Schwingriss lässt eine Einschätzung der Belastung des Rades beim Bruch zu. Dunkel verfärbte Schwingbruchzonen rühren von* ***Reibrostbildung*** *und/oder* ***Ölrückständen*** *her. Der Anriss liegt gewöhnlich an der Oberfläche der Zugseite des biegebelasteten Zahns. Es gibt jedoch auch Fälle, in denen der Schwingbruch von einer Fehlstelle bzw. Anrisszone (Wasserstoffversprödung, Bild 6.4.1-15) weit innen im Zahnquerschnitt ausgeht. In diesem Fall dürfte sich der Riss beschleunigt in Richtung der Zugzone, d.h. der kraftbelasteten Zahnflanke ausbilden.*

Grübchen *(Ermüdungspittings, engl. Pittings) sind lochartige Ausbröckelungen auf der tragenden Zahnflanke (Bild 6.4.1-4). Meist sind sie* ***unterhalb des Teilkreises*** *axial angeordnet.* ***Einlaufgrübchen*** *(siehe Graufleckigkeit) bilden sich nach der* ***Erstinbetriebnahme*** *in Berührungszonen der* ***Mischreibung*** *(„harte Tragstellen"). Der übliche Einlaufverschleiß führt zu gleichmäßigem Tragen der Flanken. Nach diesem Vorgang verstärken sich Einlaufpittings nicht mehr.*
In diesem Zusammenhang ist die, häufig in der Fachliteratur genannte ***Graufleckigkeit*** *(Graustreifigkeit, engl. „Micropittings" oder „Grey Staining",Bild 6.3.1.1-7, Lit. 6.4.1-16 und Lit. 6.4.1-14) zu nennen. Es handelt sich um grau aussehende Zonen. Meist verlaufen sie über die Breite des Eingriffsfelds und sind zum Zahnfuß hin versetzt. Mikroskopisch sind ermüdungsbedingte kleinste Ausbrüche und „Poren" zu erkennen. Sie treten bevorzugt an* ***einsatzgehärteten Zahnflanken*** *bei Belastungen unterhalb der Bildung makroskopischer Ermüdungsausbrüche auf. Damit* ***entspricht dieser Mechanismus dem Einlaufgrübchen*** *auf Wälzlagerlaufbahnen (Bild 6.3.1.1-7). Graufleckigkeit wird begünstigt von*
- hoher Belastung,
- hoher Schlupfgeschwindigkeit/Umfangsgeschwindigkeit,
- ungenügender Tragfähigkeit des Ölfilms.
Diese Bedingungen sind eher in hoch beanspruchten ***Getrieben*** *für Kurzzeitanwendungen z.B. Planetengetriebe für das Anlassen von Triebwerken zu erwarten.*
Fortschreitende Grübchenbildung *verringert die tragende Flankenfläche und* ***erhöht so die Flankenbelastung****. Zusätzlich bedeutet sie eine* ***gefährliche Kerbwirkung****. Beide Einflüsse begünstigen Schwingbrüche.*

Flankenschälen, Abblätterungen *treten bei oberflächengehärteten Zähnen auf.*
Gasnitrierte Zahnräder *zeigen statt ausgeprägter Pittingbildung ein* ***Abschälen der Zahnflanke****. Man findet auch eher scharfkantige Absplitterungen. Gasnitrierschichten ver-*

© Axel Rossmann - Übersetzungsunterlagen

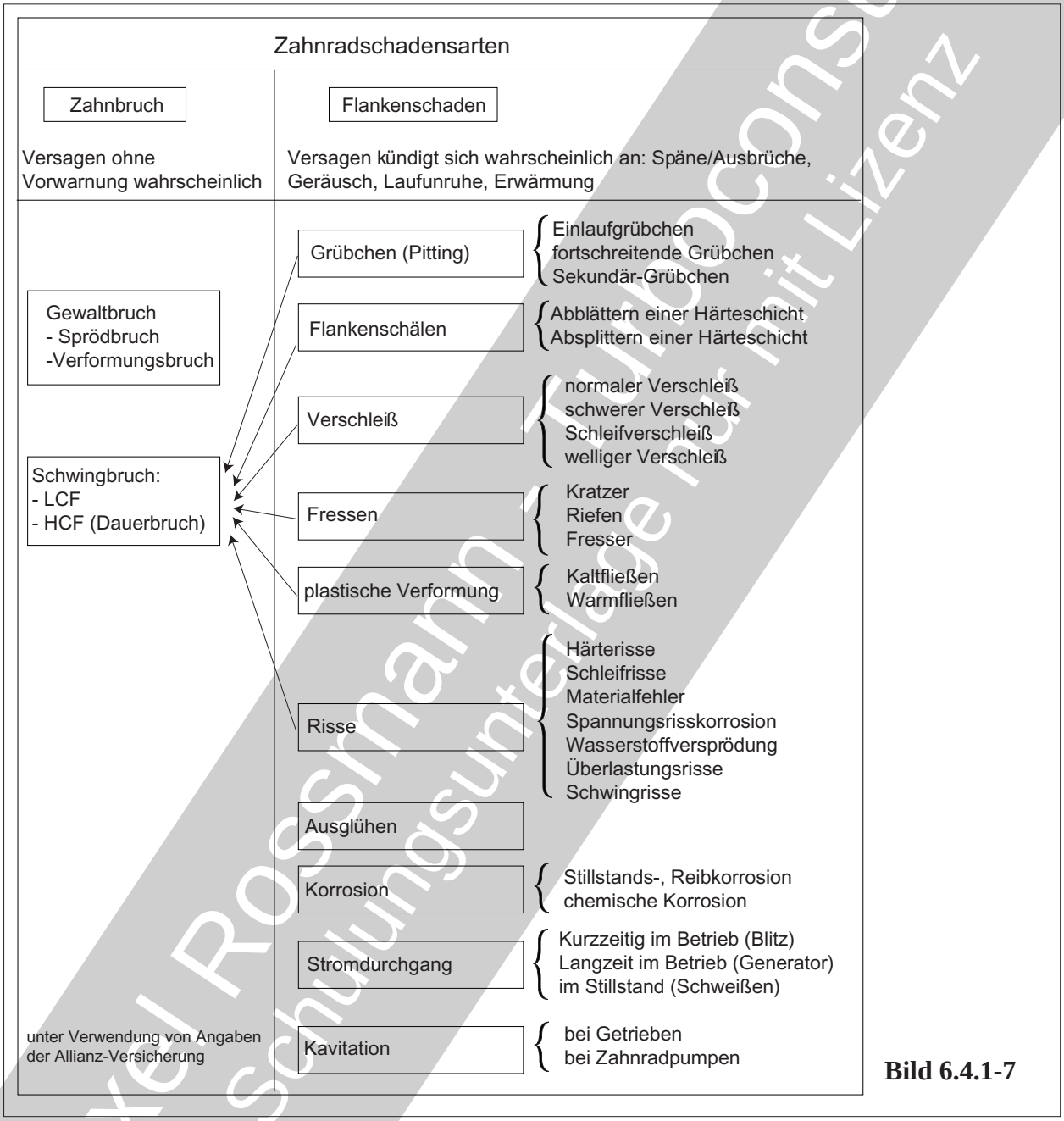


Bild 6.4.1-7

schleißen mit Abstufungen bis ca. 10 µ durch Überbeanspruchung oder Schwingungen. Diese führen auch zu ***welligem Flankenverschleiß*** *quer zur Gleitrichtung/Schlupfrichtung , d.h in radialer Richtung.*
Einsatzhärtungen *und* ***Induktionshärtungen*** *erhalten ein* ***schuppenartiges Aussehen****.*
Verschleiß *wird als* ***normal*** *bezeichnet, wenn lediglich eine* ***Glättung der Zahnflanken*** *erfolgt. Ursache ist der* ***Abtrag von Rauigkeitsspitzen*** *bei Mischreibung. Von* ***schwerem Verschleiß*** *spricht man wenn bereits die* ***Zahnflankengeometrie*** *merklich verändert wird. Er entsteht bei Schmierstoffmangel oder ungeeignetem Schmierstoff.*
Schleifverschleiß *bildet sich unter der Einwirkung harter/abrasiver Partikel im Öl.*

Fressen *(Band 1 Kapitel 5.9.2): Das Anfangsstadium zeigt* ***Kratzer in Richtung der Gleitbewegung****. Kommt es zum Stillstand, spricht man von Einlauffressen. Dann entstehen Riefen im Bereich von 10 µ Tiefe. Im Endstadium entstehen streifige Aufrauungen.* ***Zuerst sind***

© Axel Rossmann - Ruhrconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Zahnfuß oder Zahnkopf betroffen, *weil sich im Teilkreisbereich der Schmierfilm am besten ausbildet.*
Plastische Verformungen *können bei hoher Überlastung, z.B. einer* ***Stoßbelastung*** *oder* ***extremen Getriebeschwingungen*** *(Flattern) beobachtet werden. Das Schadensbild sind* ***wellige Verformungen der Zahnflanken.*** *Dabei entstehen oft* ***Grate an Kopf und Stirnflächen****.*

Oberflächenrisse*, soweit sie nicht herstellungsbedingt sind (Härterisse, Schleifrisse), entstehen bei Überlastung mit* ***plastischer Verformung einer Oberflächenhärtung****.*

Ausglühen *ist auf extreme Wärmeentstehung zurückzuführen (Ölmangel, Überlastung). Die Verzahnung zeigt* ***Anlauffarben*** *(meist blau). Die Härte ist abgefallen. Häufig ist Fressen und plastische Verformung zu beobachten.*
Diese Anlauffarben sind nicht mit herstellungsbedingten üblichen Verfärbungen von Gasnitrierschichten zu verwechseln.

Korrosion *tritt bei* ***Lagerung mit ungenügendem Korrosionsschutz*** *auf. Es kommt zum Verrosten (Bild 6.4.1-9.2) . Vibrationen im Stillstand erzeugen Reibkorrosion (Reibrost, Fretting) unter Bildung braunroter Flecken (Bild 6.3.1.1-28). Oxidierend wirkt hier der Sauerstoff der Atmosphäre und/oder Schwitzwasser. Das wird von der Luftausdehnung bei Temperaturänderungen unterstützt. Sie erzeugt eine Pumpwirkung im Getriebe.*

Stromdurchgang *(Blitz, Band 1 Kapitel 5.12.1) während des Laufs erzeugt über sehr kurze Zeit ähnlich bei Wälzlagern kleine Schmelzkrater (Bild 6.3.1.1-22.2). Über längere Zeit, z.B. bei Kurzschluss im Generator (Band 1 Bild 5.12.1-6) lässt Stromdurchgang auf der belasteten Flanke eine breite* ***„sandstrahlähnliche“ Zone*** *entstehen („****Frosting****“, Bild 6.3.1.1-25, Band 1 Bild 5.12.1-5). Diese besteht aus vielen mikroskopisch kleinen Kratern. Überhitzungsmerkmale wie Recast Layer und Härteabfall in der Schädigungszone sichern den Nachweis ab.*

Kavitation *bildet ebenfalls Zonen die wie sandgestrahlt anmuten und leicht* ***mit Stromdurchgang zu verwechseln*** *sind.* ***Auch die unbelastete Flanke*** *kann betroffen sein. (Band 1 Bild 5.5.1.3-8) Mikroskopisch (REM) ist bei ausreichend Erfahrung eine Unterscheidung möglich, weil der Boden von Kavitationsgrübchen glatter ist. Auch zeigt die Schädigungszone keine Überhitzungsmerkmale. Im Endstadium wird die Verzahnung vom Abtrag zerstört.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Tendenzen von Schäden an Zahnrädern in stationären Getrieben unterschiedlichster Anwendungen.

nach Allianz Versicherungs-AG *Lit. 6.4.2-3

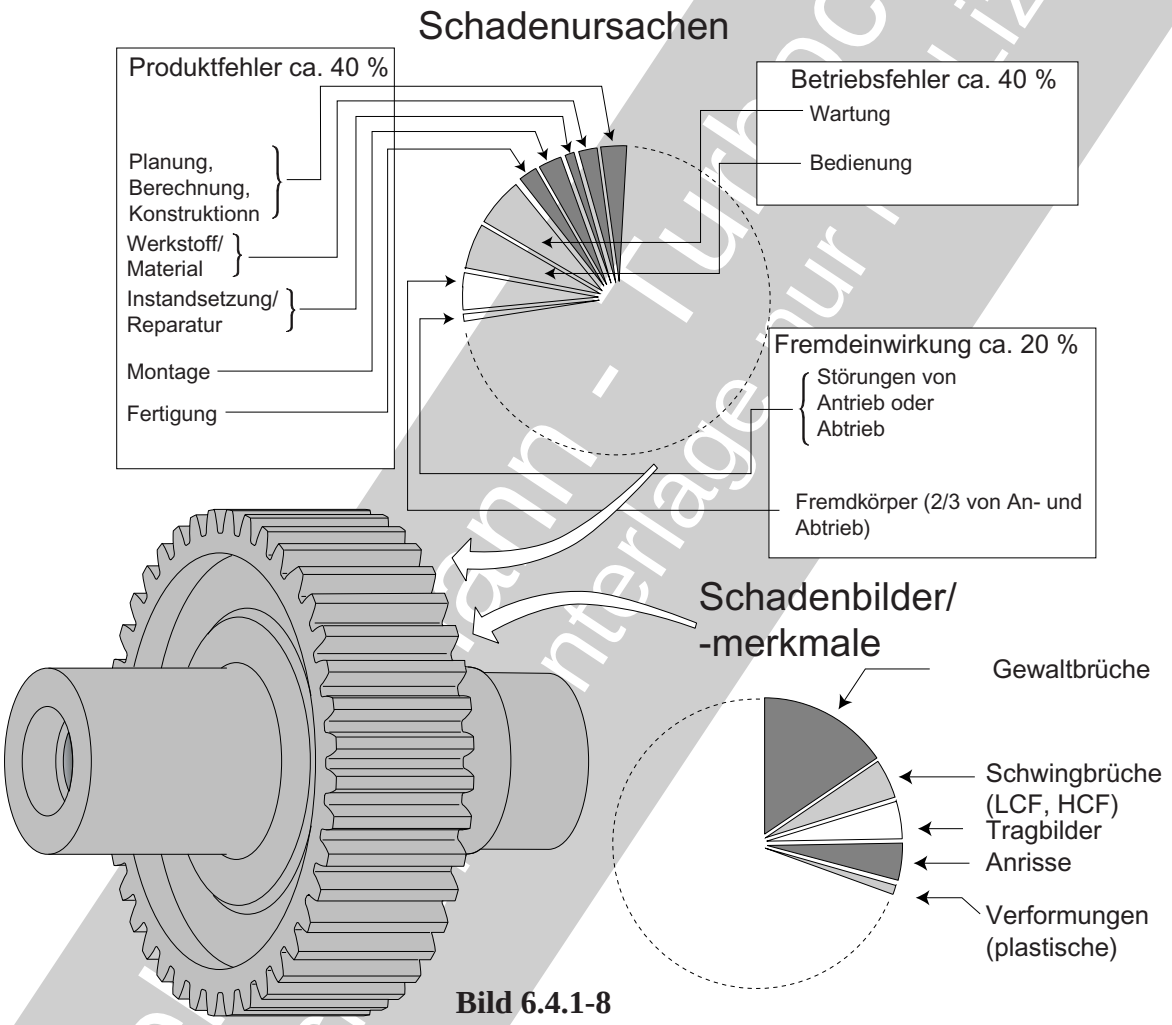


Bild 6.4.1-8

Bild 6.4.1-8 *(Lit. 6.4.2-5)**:** Diese etwas betagte Statistik für* ***stationäre Getriebe*** *dürfte in den Tendenzen auch heute noch Gültigkeit haben (siehe auch Bild 6.4.2-.3). Den größten Anteil (zusammen über 80%) haben zu gleichen Teilen sog. '**Produktfehler**' (verantwortet vom OEM, Rahmen oben links) und '**Betriebsfehler**' (verantwortet vom Betreiber, Rahmen oben rechts). Dagegen ist die Zahl von Schäden infolge* ***Fremdeinwirkung*** *(Mitte rechts) mit ca. 20% gering. Bei den* ***Schadenmerkmalen*** *(unten rechts, siehe auch Bilder 5.4.1-9.1 bis -9.3) überwiegen Gewaltbrüche deutlich. Es ist zu vermuten, dass es sich in erster Linie um Folgeschäden mit anderen charakteristischen Schadensmerkmalen handelt.*

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

© Axel Rossmann - Turboconsu
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.4.1-9.1, -9.2, -9.3 *(Lit. 6.4.1-5 und Lit. 6.4.1-8 bis -11): In diesen Bildern wird versucht,* ***dem Praktiker eine erste Einschätzung von Verzahnungsschäden*** *zu ermöglichen. Eine genauere Beschreibung von Schäden enthalten Bild 6.4.1-4 und Bild 6.4.1-5. So soll das* ***Verständnis von Angaben in Überholhandbüchern und Spezifikationen*** *erleichtert werden. Grundsätzlich ist in Zweifelsfällen ein Fachmann bzw. der OEM zu Rate zu ziehen und entsprechend den Vorschriften vorzugehen.*

Begriffe und Erscheinungsformen typischer Betriebsspuren und Schädigungen an Zahnradzähnen.

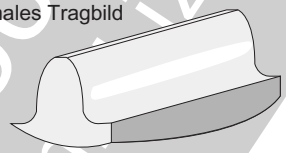
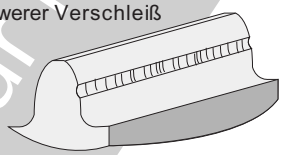
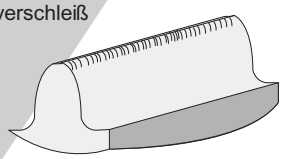
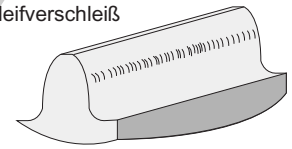
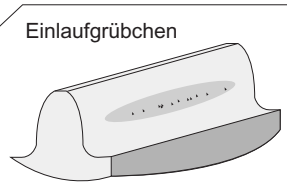
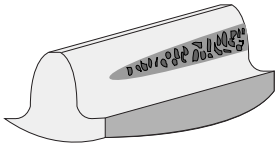
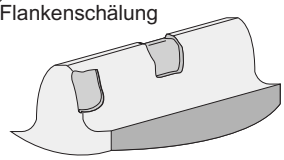
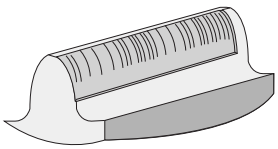
Bezeichung	Beschreibung	Erscheinungsbild
Tragbild (Servicepattern)	Normale Erscheinung durch Glättung der Wälzflächen. Weist auf die Tragverhältnisse hin. Ungünstige Tragbilder wie Kanten- Kopf- oder Fußträge sind ein Hinweis auf potenzielle Probleme	Normales Tragbild 
Verschleiß (Wear, Scoring) Kopfverschleiß Schleifverschleiß Fressverschleiß	Materialabtrag an den Kontaktflächen der Zähne. - Im Bereich des Zahnkopfes als Kopfverschleiß bezeichnet. Mechanismus: Ungenügender Schmierfilm wird durchbrochen, es entsteht metallischer Kontakt. Ursachen: Überlastung durch ungünstige Kontaktbedingungen (Montage), ungenügende Tragfähigkeit des Ölfilms, Schmierstoffmangel. Riefenbildung in Gleitrichtung bis zu erheblichem Materialabtrag Mechanismus: Harte Fremdkörper oder Ermüdungsausbrüche im Öl Beginnt mit wenigen Kratzern in Gleitrichtung, dann Riefen und in der Endphase zu flächenartigen streifigen Aufrauungen (Fresser). Oft als ausgeprägter Kopfverschleiß Mechanismus: Kaltverschweißung durch metallischen Kontakt bei Zusammenbruch des Ölfilms. Meist bei Inbetriebnahme.	Schwerer Verschleiß  Kopfverschleiß  Schleifverschleiß 
Einlaufgrübchen Grübchenbildung (Frosting, Pitting, Spalling)	Vertiefungen, lochartige Ausbröckelungen. - In der Einlaufphase als Einlaufgrübchen (Frosting) die sich nicht vermehren.Erscheinen als matter Bereich um den Wälzkreis. Im Zusammenhang mit einer Werkstoff- und/oder Oberflächenstruktur. - Fortschreitende Ermüdungsausbrüche (Spalling) bis zum Bruch des Zahns. Mechanismus: Werkstoffermüdung bei zu hoher Flächenpressung. Ursachen: Auslegung, Überlast, Schwingungen, ungünstiges Tragbild oder ungenügende Öleigenschaften	Einlaufgrübchen  Ausgeprägte Grübchenbildung 
Flankenschälen	Schuppenartiges Abblättern (Einsatzhärtung) oder Absplittern (Gasnitriert) der Flankenoberfläche. Ursachen: Ermüdung an Fehlern in Material, Wärmebehandlung oder Zerspanung	Flankenschälung 
Überhitzung	Meist im Zusammenhang mit Anlauffarben und einem Härteabfall. Verformung parallel zur Zahnkontur d.h. die Zahnform bleibt erhalten. Auftreten von Fressen und/oder plastischer Verformung. Mechanismus: Ausglühen/Weichglühen, Anlassen des Werkstoffs als Folge von zu viel Reibungswärme bei Überlastung und/oder Schmierstoffmangel.	Überhitzung 

Bild 6.4.1-9.1

© Axel Rossmann - Turbocontult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

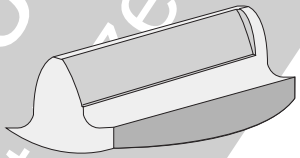
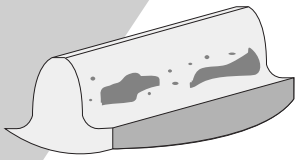
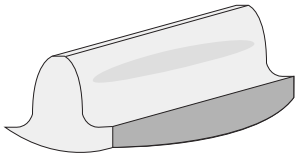
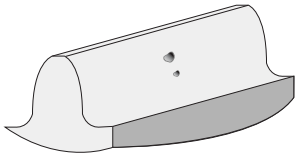
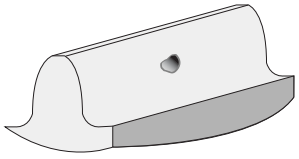
Bezeichung	Beschreibung	Erscheinungsbild
Plastische Verformung	Abplattung oder wellige Verformungen. 'Fließen' der Zahnform Mechanismus: Dauerüberlastung bei zu weichem Werkstoff. Ursachen: Härtefehler, Auslegung, Stoßüberlastung Flattern zu niedrig belasteter Nebengetriebe, Schmierstoffmangel (siehe Ausglühen)	plastische Verformung 
Korrosion	Braunrote Flecken (flächig). Narbige Oberfläche als Folge grübchenartiger Vertiefungen Mechanismus: - Stillstandsvibration (Fretting, Reibrost) - Elektrolyt/Korrosionsmedium Ursachen: Schwitzwasserbildung bei Lagerung ohne Rostschutz und/oder in ungeeigneter Verpackung bzw. Behälter. Ansaugen korrosiver Atmosphäre beim Wechsel von Luftdruck (Wetter, Höhe) und/oder Temperatur.	Korrosion 
Stromdurchgang	**Langzeitiger Stromdurchgang:** Eine Vielzahl winziger Krater beeinflusst eine breite Zone auf der tragenden Flanke. Aussehen ähnelt Sandstrahlen ('Frosting'). Bei höheren Stromstärken entstehen von Anlassfarben umrandete Brandstellen. Mechanismus: Stromdurchgang erzeugt Schmelzkrater Ursachen: Generator/Anlasserschaden **Kurzzeitiger Stromdurchgang:** - Bei höheren Stromstärken entstehen einzelne oder mehrere, von Anlassfarben umrandete Brandstellen. Blitzschlag (Getriebe läuft) erzeugt einzelne große Krater an benachbarten Zähnen. - Stromdurchgang im Stillstand bildet Schmelzkrater an einzelnen Zähnen Mechanismus: Stromdurchgang erzeugt Schmelzkrater im Bereich des Übergangs. Im Ölfilm bilden sich schädigende Lichtbögen. Ursachen: Generatorschaden erzeugt Langzeitschäden. Bei Schmelzkratern eines Blitzes ist mit Ermüdungsschäden zu rechnen. Unvorschriftsmäßige Schweißarbeiten am Triebwerk im Stillstand.	Stromdurchgang über längere Zeit  kurzzeitiger Stromdurchgang im Betrieb  kurzzeitiger Stromdurchgang im Stillstand 

Bild 6.4.1-9.2

Bildbeschreibung zu 6.4.1-9.2 und Bild 6.4.1-9.3 zwei Seiten vorher

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

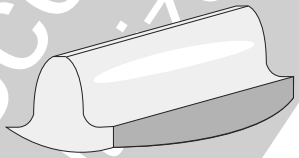
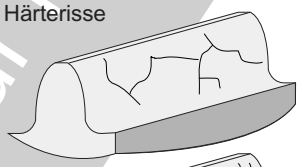
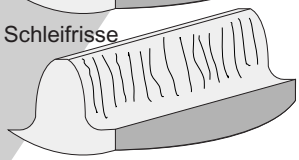
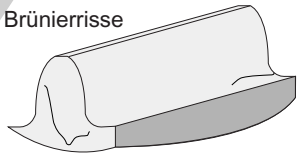
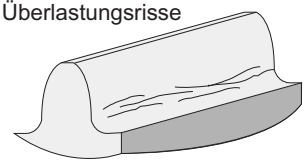
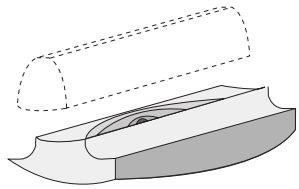
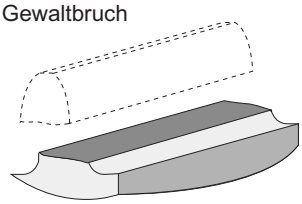
Bezeichung	Beschreibung	Erscheinungsbild
Kavitation Schwingungs-kavitation	Oft beide Zahnseiten wie sandgestrahlt. Leicht verwechselbar mit Langzeit-Stromdurchgang. Im REM zeigen die Grübchen eine typische glatte Oberfläche. Über längere Zeit Zerstörung der Flanke, Mechanismus: Implodierende Dampfblasen im Ölfilm. Ursachen: Schwingungen der Zahnräder, Schmierölproblem (Schäumen, gelöste Luft, Wasser), ungewöhnlich hohe Öltemperatur	Kavitation (oft auf beiden Flanken) 
Rissbildung Oberflächenrisse Rissbeginn unter der Oberfläche	Oberflächenrisse Mechanismus und Ursachen: - Herstellungsbedingt: Härterisse, Schleifrisse, - Werkstoffverunreinigungen. - in Schichten (Einsatzschichten, Nitrierschichten) bei Überlastung im plastischen Bereich. - Spannungsrisskorrosion: Brünieren. Risse auch außerhalb der Verzahnung und in nichttragenden Bereichen möglich. - Frühes Stadium von Schwingrissen. Werden erst beim Durchbruch zur Oberfläche erkannt. Mit angepasster Ultraschallprüfung auch Innenrisse erkennbar. An Bruchflächenstruktur identifizierbar (REM, Metallografie, makroskopischer optischer Befund) Mechanismus/Ursachen: Druckspannungen und/oder hohe Oberflächenfestigkeit (Einsatzschichten, Nitrierschichten) lassen den Riss am Übergang zum Grundmaterial entstehen. Häufig an einer werkstoffbedingten Schwachstelle (Einschluss). Innerer Anriss durch Wasserstoffversprödung.	Härterisse  Schleifrisse  Brünierrisse  Überlastungsrisse 
Zahnbruch Gewaltbruch Schwingbruch	Bei auswertbarer Bruchfläche Rissbeginn auf der tragenden Zahnseite. Makroskopisch gegebenenfalls Schwingbruchausgang erkennbar. Bruchart (Gewalt, Schwingermüdung, Wasserstoffversprödung) mit REM identifizierbar. Mechanismus und Ursachen: Gewaltbruch: Meist im hochbelasteten Zahngrund. Plötzliche Überlastung (Stoß), z.B. bei Fremdkörper als Folgeschaden. Schwingbruch (Dauerbruch): Meist eine Rissfläche die bei Änderung der Fortschrittsrichtung sehr zerklüftet sein kann. Rastlinien. Belastungsabhängig mehre Anrisse möglich. Ungünstiges Tragbild (Montage, Fertigung), vorhergehende Rissbildung (siehe oben).	Schwingbruch  Gewaltbruch 

Bild 6.4.1-9.3

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

Typische Tragbilder an grad- und schrägverzahnten Zahnrädern.

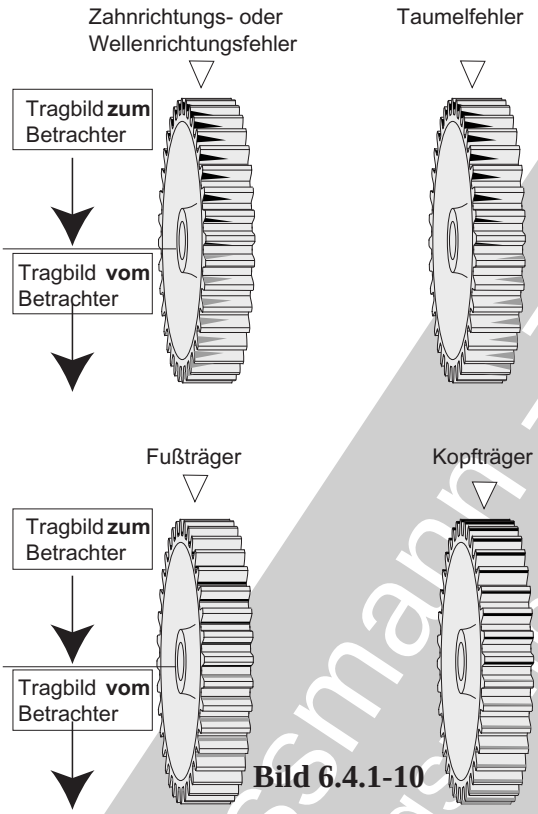


Bild 6.4.1-10

Bild 6.4.1-10 *(, Lit. 6.4.1-5, Lit. 6.4.1-6, Lit..6.4.1-12 und Lit. 6.4.1-26): Die Skizzen zeigen* ***typische Tragbilder*** *an gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern. Auf der oberen Hälfte der Skizzen ist die aktive Flanke (Vorflanke, tragende Flanke) dargestellt. Die untere Hälfte zeigt jeweils die Rückseite. Das* ***Gegenrad ist als fehlerfrei*** *angenommen.*
Tragbilder sind selbst kein Schaden. Sie entstehen auf den Zahnflanken im Bereich des Eingriffs, d.h. normalerweise um den Wälzkreis. Die ***Tragspur*** *wirkt gewöhnlich auf Grund von Mikroverformungen der Rauigkeitsspitzen* ***glänzend****. Liegt eine erste Schädigung ähnlich Einlaufpittings (Graufleckigkeit, Bild 6.4.1-7) vor, kann sie* ***matt*** *erscheinen. Tragbilder können* ***im Rahmen von Problemanalysen wichtige Aussagen*** *ermöglichen.*

Typische ***Ursachen für Tragbilder die vom Optimum abweichen****:*
- ***Wärmedehnungsunterschiede*** *zwischen* ***Gehäuse*** *(Leichtmetall) und Zahnrädern (Stahl). Dabei kann sich eine Veränderung des* ***Achsabstands*** *oder der* ***Flucht*** *der Zahnradwellen abzeichnen.*
- ***Elastische Verformungen*** *des* ***Leichtmetallgehäuses*** *wegen der niedrigen Steifigkeit (E-Modul).*
- ***Elastische Biegung von Zahnradwellen*** *durch* ***Unwuchten*** *oder unter hohen* ***Übertragungsmomenten.*** *Dabei macht sich der einseitige Kraftangriff am Zahnkranz bemerkbar.*
- ***Unsymmetrische Krafteinleitung*** *durch eine verschlissene Keilverzahnung der Wellenkupplung (Bild 6.6.1-1).*
- ***Montagebedingte Probleme*** *wie die örtliche* ***Beschädigung der Zahnflanken****.* ***Verbiegung der Welle*** *beim axialen Zusammenschieben der Verzahnung (Bild 6.4.1-18).*
- ***Lockerung von Verschraubungen*** *(Fretting) eines Rads mit angeflanschter Welle.*
- ***Herstellungsfehler*** *als Maß- und Geometrieabweichungen. Solche Ursachen sind erfahrungsgemäß im Triebwerksbau eher unwahrscheinlich.*
- ***Schwingungen*** *die relativ zum Zahnrad stehen (mitlaufen) und zur merklichen Auslenkung des Kranzes führen. Sie sind entweder die Folge ungewöhnlich starker Anregung und/oder des Versagens der Dämpfung, z.B. dem Bruch des Dämpfungsrings (Bild 6.4.1-11).*

Fehlerhafte Tragbilder *durch scheinbar untergeordnete Abweichungen können in den hochtourigen Anbaugetrieben* ***gefährliche Schwingungen*** *(Torsionsschwingungen, Scheibenschwingungen) auslösen. Die Zahnfrequenz ist sehr hoch und reicht in den* ***Ultraschallbereich****. Entsprechend hoch sind die anregbaren* ***Resonanzfrequenzen****. Es handelt sich dabei um Schwingungen höherer Ordnungen (Bild 6.4.1-1 und Band 1 Bild 5.4.3.1-6). Das hat zur Folge, dass bereits winzige*

© Prof. Rossmann - Technocon Consulting & Engineering GmbH Linz

Auslenkungen gefährlich hohen Schwingspannungen entsprechen (Band 1 Bild 5.4.3.1-5).

***Zahnradschwingungen können sich über mehrere Zahnräder übertragen**. So werden in scheinbar unabhängigen Komponenten, besonders im Bereich von Anbaugetrieben, Schäden ausgelöst (Bild 6.4.1-12 und Bild 6.4.1-13). Hierzu einige Beispiele:*

Anbaugeräte:

*- **Schwingbrüche** an Schaufeln von **Turbopumpen** und **Lüfter-/Verdichterrädern** (Bild 6.4.1-13).*

*- **Ungleichmäßige elektrische Spannung** von Generatoren. Auswirkung auf **elektronische Geräte** wie Regler.*

*- **Fehlfunktionen mechanischer Regler**.*

*- Verstärkter **Schwingverschleiß** (Fretting, Bild 6.6.1-1) an Keilverzahnungen von **Kupplungen** der Antriebswellen der Anbaugeräte bis zur Trennung (Lit. 6.4.1-25).*

*- **Schwingbrüche** an **Komponenten der Hauptwellen/ Rotoren**. Auslösen gefährlicher **hochfrequenter Scheibenschwingungen**. Bekannt sind auch Fälle, die mit dem Bruch zentrischer Spannbolzen (Bild 6.4.1-12) in ursächlichen Zusammenhang gebracht werden können (Band 1 Bild 5.4-5.2).*

*- Wellen und Zahnradbrüche durch Schwingungen die über eine **Leistungsentnahme** eingeleitet werden. Typisch sind **Torsionsschwingungen**, die vom funktionsbedingt ungleichmäßigen Umlauf einer **Kardanwelle** ausgelöst werden.*

***Bild 6.4.1-11** (Lit. 6.4.1-23): Hochtourige **Zahnräder sind äußerst schwingungsempfindlich**. Um dies zu beherrschen, werden Zahnräder mit einer **Reibungsdämpfung** ausgestattet. Die Lage ist **an geeigneter Stelle** entsprechend der zu dämpfenden Schwingform zu wählen (Band 1 Bild 5.4.3.3-7). Dies sind Bauteilzonen in denen eine möglichst große Relativbewegung zwischen Rad und dämpfender Fläche zu erwarten ist (Skizze unten). Üblicherweise handelt es sich um **federnde geschlitzte Ringe** in einer Nut (Detail unten).*

*Zunächst ist also immer die **schadensauslösende Schwingform zu identifizieren**. Das ist versuchstechnisch bei nicht zu hohen Frequenzen auf einem elektrodynamischen Schwinger (Shaker) möglich. Sehr hohe Frequenzen können besondere Testaufbauten wie Luftsirenen erfordern. Auch der Einsatz von Computern kann hilfreich sein. **Kriterium sind die primären Anrisszonen der Schwingermüdung**. Erfolgversprechend sind dabei Spannnungsmessungen mit Dehnungsmessstreifen (DMS). Die Abschätzung der Anregungsrisiken erfolgt mit Hilfe des sog. **Campbell Diagramms** (Band 1 Bild 5.4.3.1-2).*

*Zahnradschwingungen sind gewöhnlich, entsprechend den Zahnfrequenzen, sehr hochfrequent. Das führt zu Formen von **Scheibenschwingungen höherer Ordnung** (mehrere Knotendurchmesser, Skizze rechts).*

*Besonders an **Kegelrad-Hohlwellen** wurden Schäden als Folge von Schwingermüdung bekannt (Skizze oben links).*

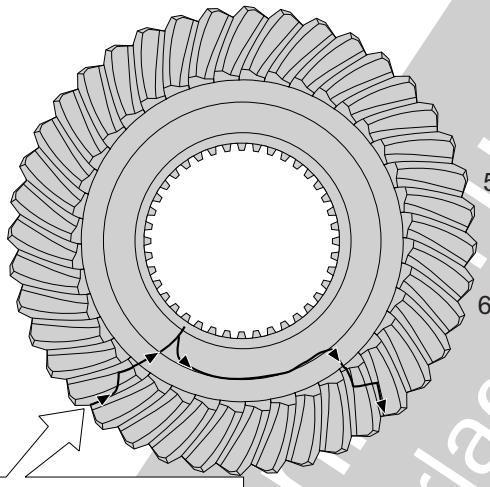
Gefährliche Zahnradschwingungen können bei ungenügender Dämpfung bereits von sehr kleinen Ungleichmäßigkeiten im Eingriff ausgelöst werden. Dazu gehören Montagebeschädigungen wie winzige Aufwerfungen der Flankenkanten (Bild 6.4.1-13).

***Abgewinkelte Wellen** werden zur **Verbindung des Nebentriebes** von Triebwerken im Rumpf eines Kampfflugzeugs oder auf **Prüfständen** zur Simulation einer Leistungsentnahme verwendet. Dazu benötigen die Wellen zwischengeschaltete **flexible Kupplungen**. Es kann sich z.B. um **Kardangelenke** oder **Kupplungen mit einem flexiblen Zwischenelement** (Gummi, Blechlamellen) handeln. Bereits bei leichter **Abwinkelung** können **Winkelbeschleunigungen** beim Umlauf **gefährliche Schwingungen in das Zahnradsystem bis zu den Anbaugeräten induzieren** (siehe auch Bild 6.4.1-10).*

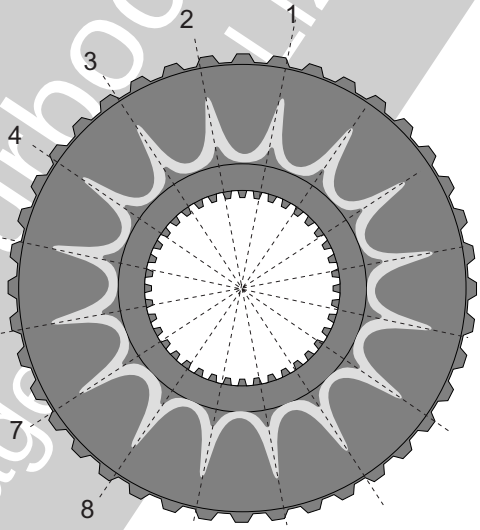
© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

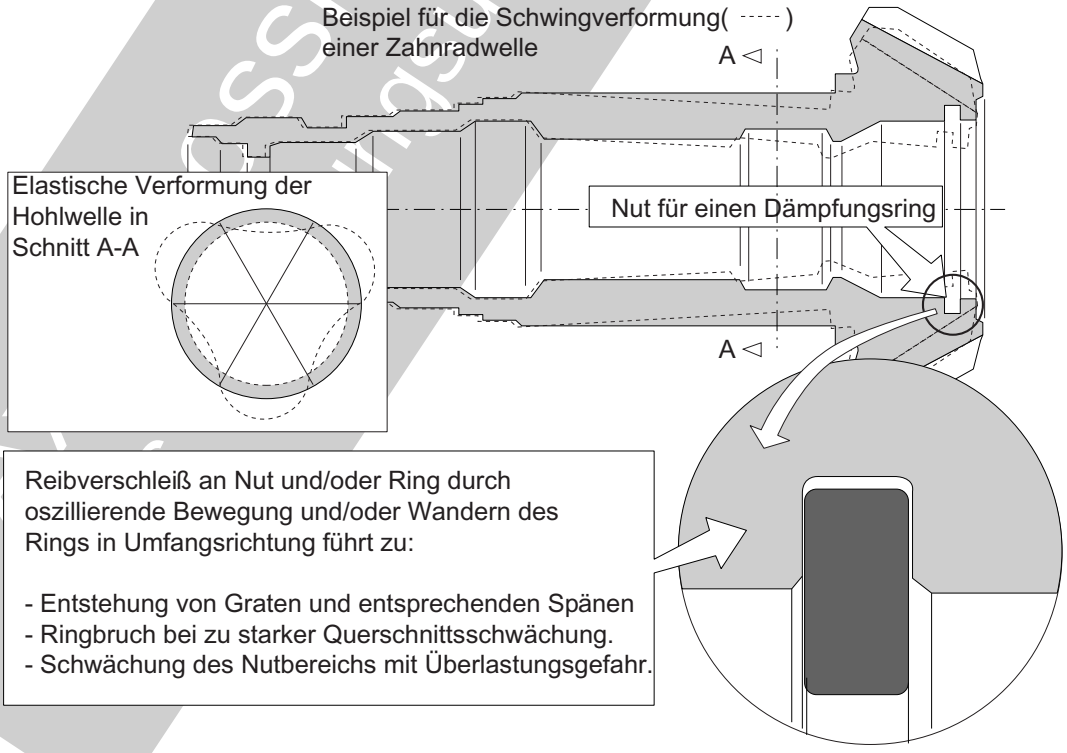
Zahnräder sind schwingempfindliche Gebilde. Sie unterliegen starken Anregungen und können damit schwingbruchgefährdet sein.



Typischer Ausgangspunkt eines Schwingrisses an einem Zahnrad. Pfeile zeigen den Rissfortschritt.



Sichtbarmachung der Klangfigur (8 Knotenlinien) in horizontaler Lage mit Hilfe aufgestreuter Partikel.



Reibverschleiß an Nut und/oder Ring durch oszillierende Bewegung und/oder Wandern des Rings in Umfangsrichtung führt zu:

- Entstehung von Graten und entsprechenden Spänen
- Ringbruch bei zu starker Querschnittsschwächung.
- Schwächung des Nutbereichs mit Überlastungsgefahr.

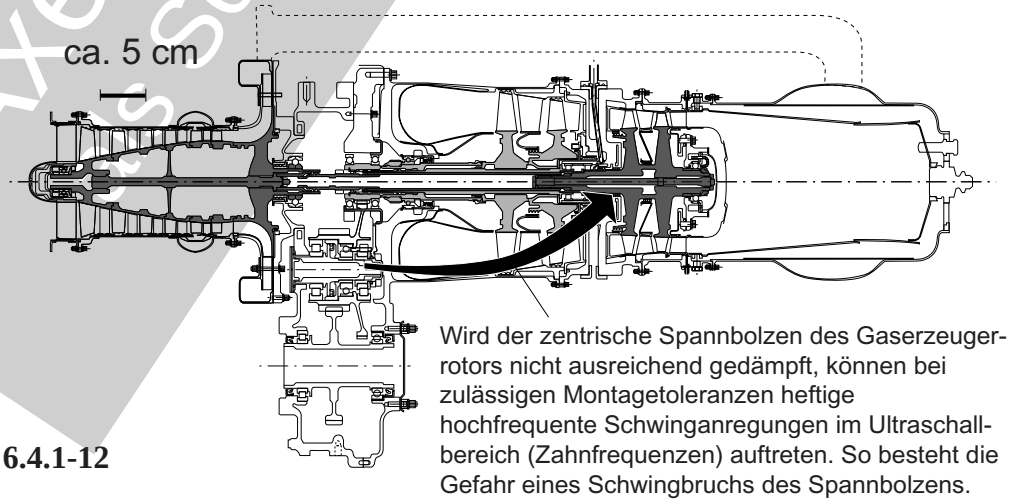
Bild 6.4.1-11

***Bild 6.4.1-12**: Die **Montagetechnik des zentrischen Spannbolzens** der Turbine des Gaserzeugers eines Hubschraubertriebwerks wurde scheinbar risikolos **geändert**. Damit sollte verhindert werden, dass der Spannbolzen die Bohrungswand in der Nabe des Turbinenrads der 1.Gaserzeugerstufe berührt. So sollte in dieser höchstbelasteten Zone des Rades festigkeitsabsenkendes Fretting verhindert werden. Über Jahre war jedoch kein von Fretting ausgelöster Schaden bekannt geworden. Deshalb handelte es sich um eine Vorsichtsmaßnahme. Um die **Berührung zu vermeiden,** wurde der Spannbolzen genauer als üblich beim Zusammenbau des Rotors zentriert. Nach ca. einem Jahr Betriebszeit traten an mehreren Triebwerken mit dieser Änderung **Schwingbrüche in den Spannbolzen** auf. Eine Untersuchung ergab als Schadensursache eine **extrem hochfrequente Resonanzschwingung** des Spannbolzens (Band 1 Bild 5.4-5.2). Diese wurde möglich, weil die **Dämpfung des Bolzens durch die neue Montagetechnik ausfiel**. Die Schwingung wurde offenbar vom Abtriebsgetriebe über das Wellensystem weitergeleitet.*

*In einem Fall war eine **nicht optimale Laufspur** auf den Flanken eines Zahnrades erkennbar. Sie war montagebedingt, aber durchaus zulässig. Bei der früheren Montagetechnik dämpfte die Berührung des Spannbolzens mit dem Turbinenrad offenbar solche unvermeidlichen Anregungen. Nachdem diese wieder eingeführt wurde traten keine derartigen Schäden mehr auf.*

Dieses Beispiel lässt erkennen, dass typische, extrem hochfrequente Schwingungen aus Zahnrädern über 'Zahnradketten' und Wellen in entfernte Bereiche weitergeleitet werden. Auch wenn zwischen diesen auf den ersten Blick keine Verbindung besteht.

Toleranzabweichungen und kleine Fehlstellen in der Verzahnung und der Welle von Zahnrädern können sich, selbst an weit entfernten Bauteilen, katastrophal auswirken.



Wird der zentrische Spannbolzen des Gaserzeugerrotors nicht ausreichend gedämpft, können bei zulässigen Montagetoleranzen heftige hochfrequente Schwinganregungen im Ultraschallbereich (Zahnfrequenzen) auftreten. So besteht die Gefahr eines Schwingbruchs des Spannbolzens.

Bild 6.4.1-12

© Axel Schmidt - Turbosonsult
Das Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

Bereits erstaunlich kleine mechanische Beschädigungen der Zahnflanken können als intensive Schwingungsanregung wirken.

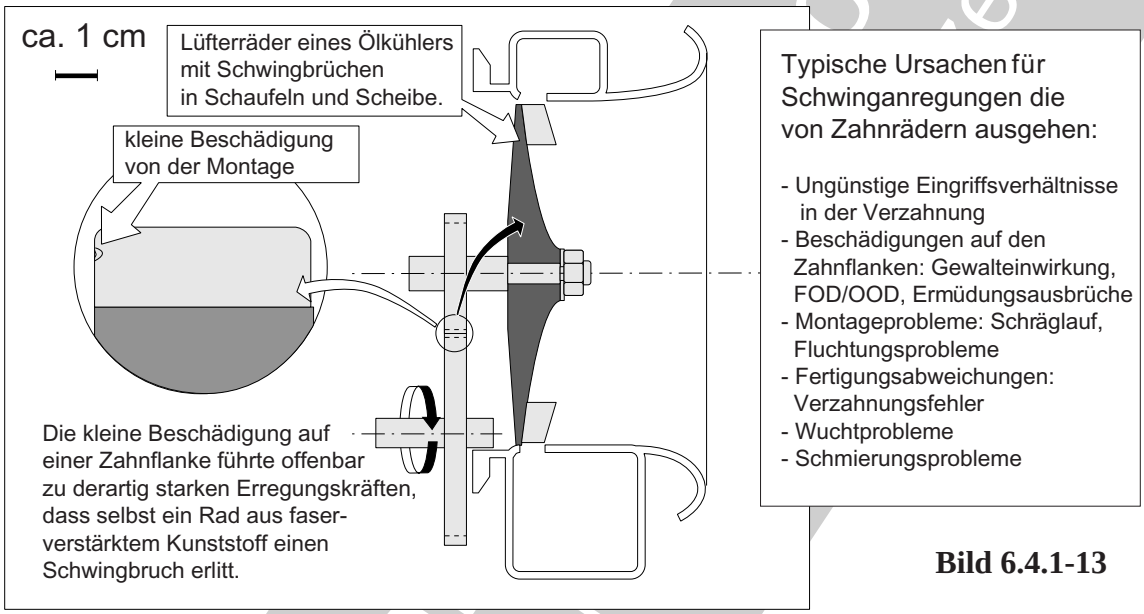


Bild 6.4.1-13

***Bild 6.4.1-13**: Dem Ölkühler einer kleinen Gasturbine wird die Luft mit einem **Gebläse** zugeführt. Das dazu verwendete **Lüfterrad** hat ca. 12 cm Durchmesser und eine Drehzahl von ca. 20 000 U/min. Es besteht aus einer gepressten, aushärtbaren **faserverstärkten Kunstharzmasse** (FVK). Dieser Werkstoff wurde wegen seiner **hohen inneren Dämpfung und guten Schwingfestigkeit** gewählt. Vorher wurden die Räder aus einer Aluminiumlegierung gefräst. Ihre Schaufeln erlitten häufig Schwingbrüche, deren Ursache jedoch nicht geklärt wurde. Der Antrieb erfolgt über **Zahnräder**. Längere Zeit nach der Einführung der Kunststoffräder trat auch an diesen ein Bruch auf. Es kam zum Abfliegen eines Segments des Schaufelkranzes. Die Untersuchungen ließen auf einen Schwingbruch schließen. Schwingversuche auf einem elektrodynamischen Erreger (Shaker) wiesen auf eine extrem starke Schwingungsanregung mit einer sehr hohen Frequenz hin. Als wahrscheinliche **Schwinganregung** wurde **ein kleiner mechanisch erzeugter Aufwurf an der Flankenkante eines Zahnrads** (Detail) identifiziert. Er dürfte bei einer wenige Betriebsstunden vorher durchgeführten Montage entstanden sein.*

*Dieses Beispiel gibt einen Eindruck von der extrem intensiven **Schwingungsanregung** als Folge einer kleinen **Ungleichmäßigkeit bzw. Beschädigung eines Zahnrads**.*

***Bild 6.4.1-14**: Es zeigt das Aussehen einer **Beschädigung durch Blitzschlag** an (Band1 Bild 5.12.1-4). Bemerkenswert ist die übereinstimmende Lage der vom Lichtbogen beim Stromübergang erzeugten **Schmelzkrater** an benachbarten Zähnen.*

***Bild 6.4.1-15**: In mehreren Fällen kam es nach **langen Laufzeiten** (ca. 1000 Stunden) an Kegelrädern des radialen Antriebs vom Anbaugetriebe zu **Zahnbrüchen** (Skizze rechts). Gelangten die Bruchstücke in die Verzahnung, kam es zu gefährlichen Schäden mit Triebwerksausfall. Eine Untersuchung ergab, dass*

© Axel Possmann als Schulungsunterlagen

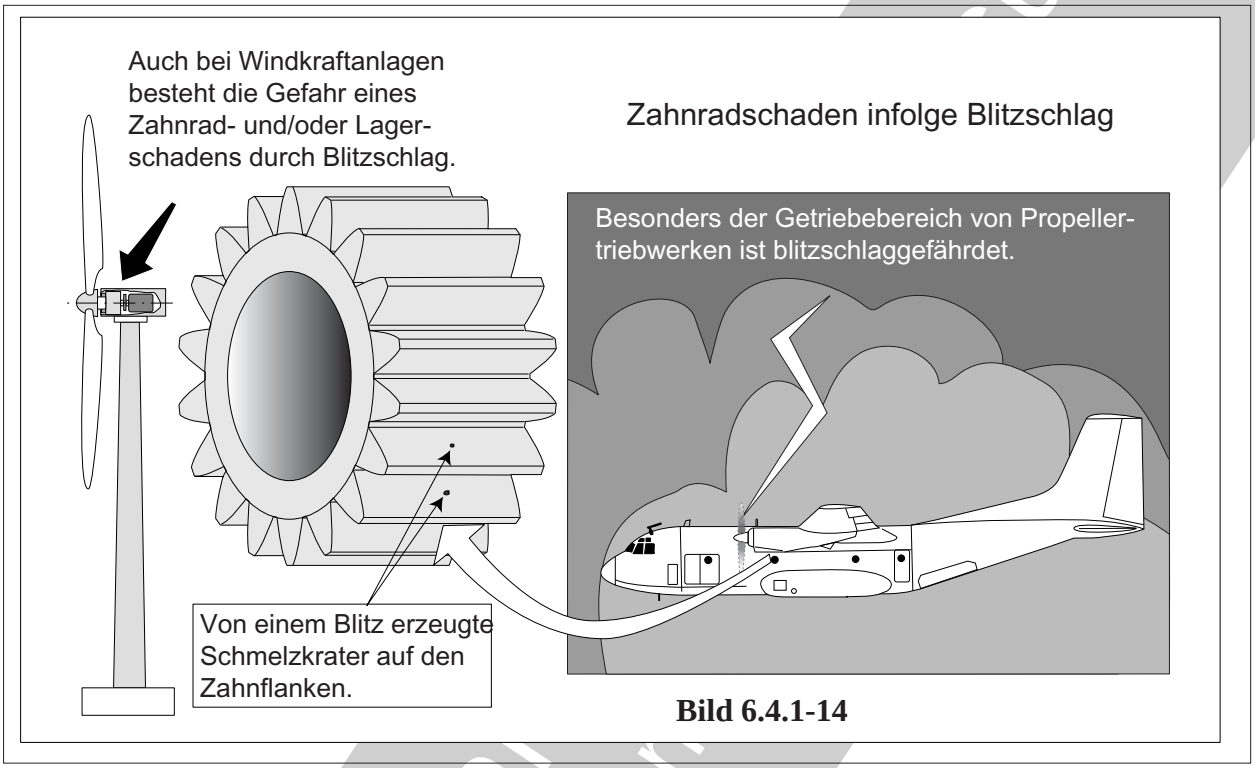


Bild 6.4.1-14

*es sich um **Schwingbrüche** handelte, die von einer **versprödeten Zone im Zahninneren** ausgingen. Das Bruchgefüge im Anrissbereich wies die typischen Merkmale für **Wasserstoffversprödung** auf (Band 1 Bild 5.7.1-2). Der Wasserstoff war bei der **Einsatzhärtung** eingedrungen und führte über lange Zeit zu verzögerter Rissbildung. Bei ausreichender Rissgröße entstand der **Schwingriss**. Zur Abhilfe werden alle Zahnräder bei jeder Überholung einer besonderen **Ultraschallprüfung** unterworfen. Dabei konnten einige Risse rechtzeitig erkannt und die Räder aussortiert werden.*

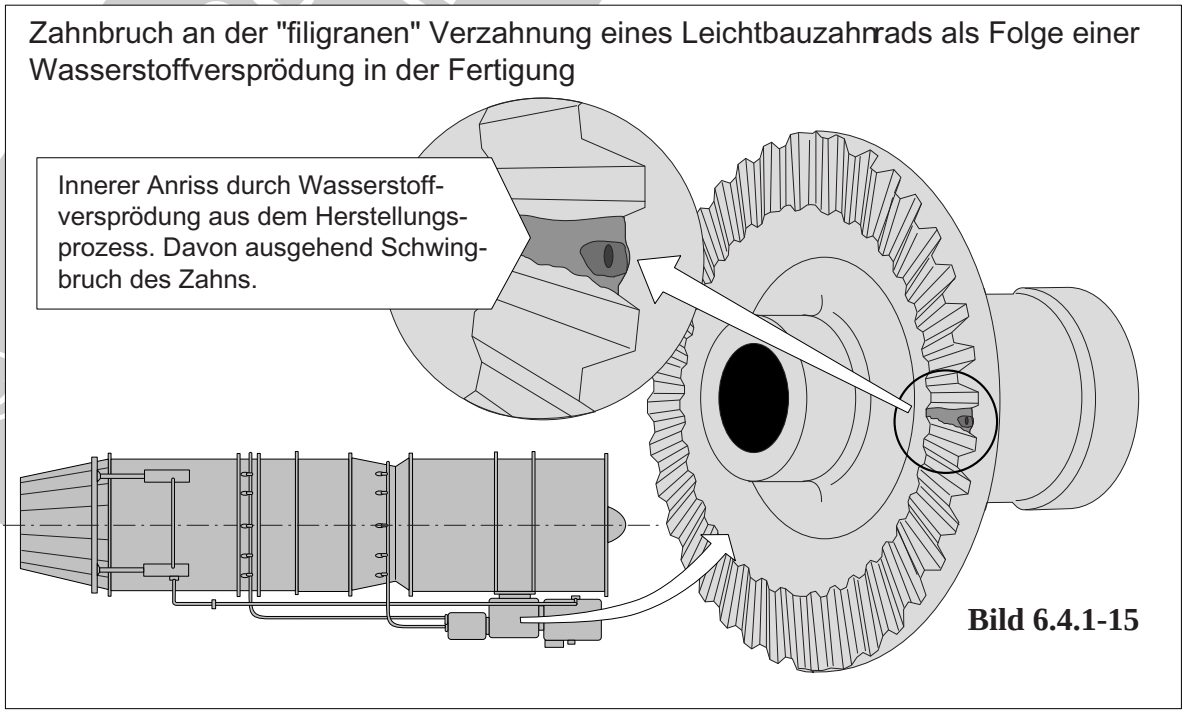
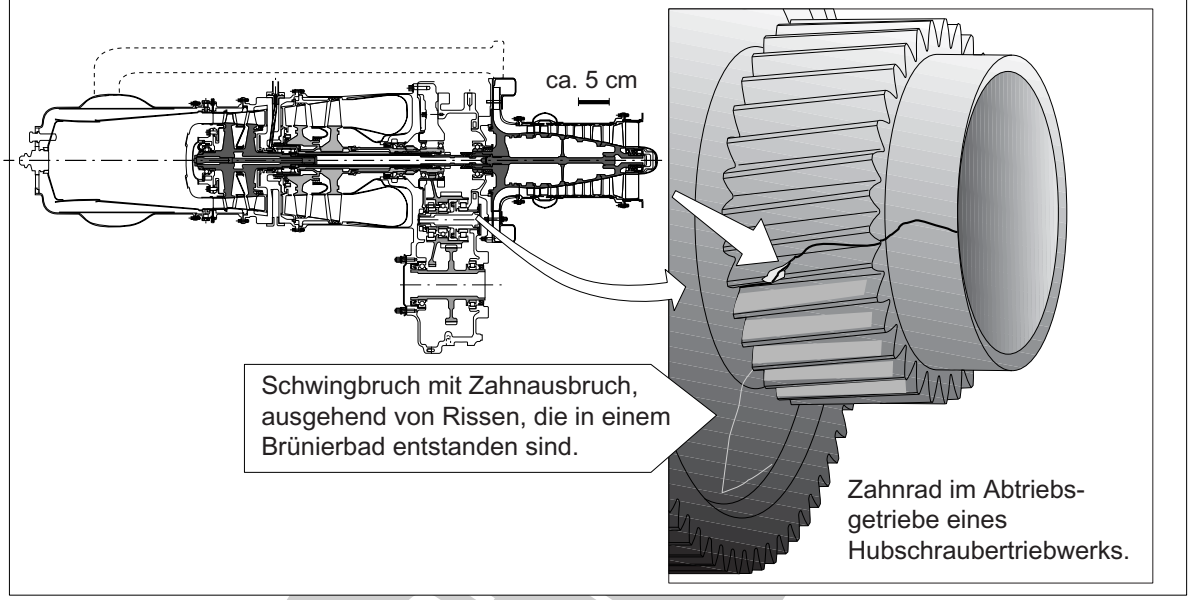


Bild 6.4.1-15

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

Beispiele für Zahnradschäden durch Brünierrisse.



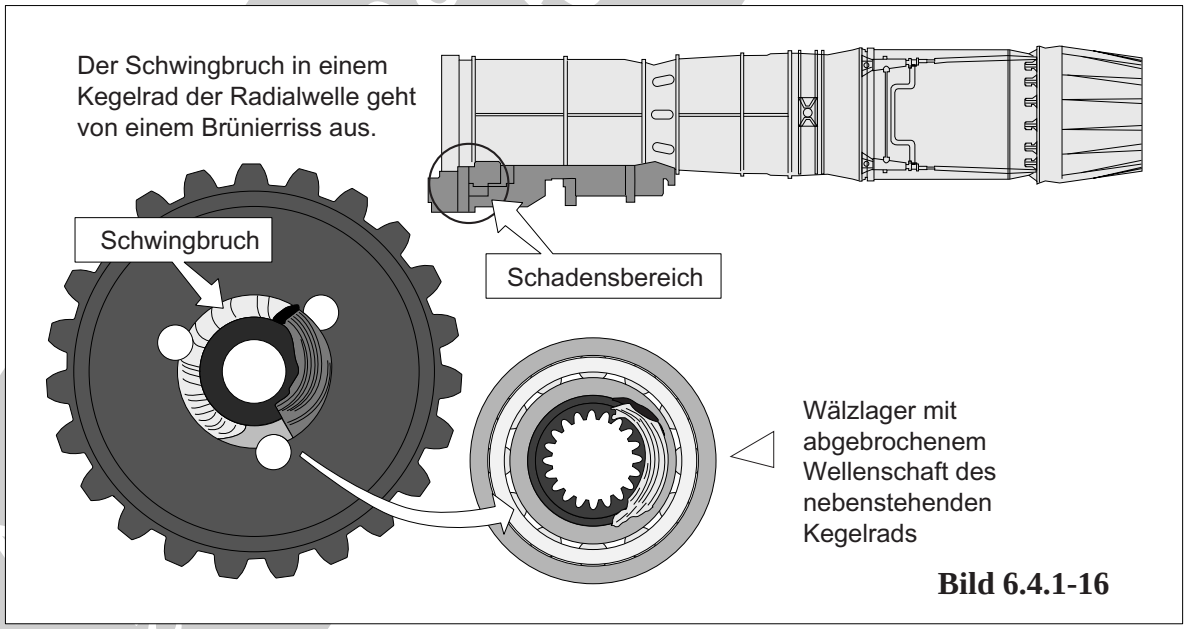


Bild 6.4.1-16

***Bild 6.4.1-16**: **Brünierrisse** in Zahnrädern sind seit langem bekannt und gefürchtet. Es handelt sich um eine Form der **Spannungsrisskorrosion** (Laugensprödigkeit, Band 1 Bild 5.6.3.1.2-3). Deshalb verbieten nun manche OEMs, zumindest bei der Überholung, die Anwendung dieses Verfahrens.*

*Im **Beispiel oben** kam es bei der Neuteilfertigung zur Rissbildung im **Bereich der innenliegenden Keilverzahnung** (Band 1 Bild 5.6.3.1.2-3). Davon ging im Betrieb ein Schwingriss aus. Dieser wurde im dargestellten Fall auf Grund von Vibrationen vor dem vollständigen Versagen des Rades bemerkt. In anderen Fällen brach das Rad und trennte den*

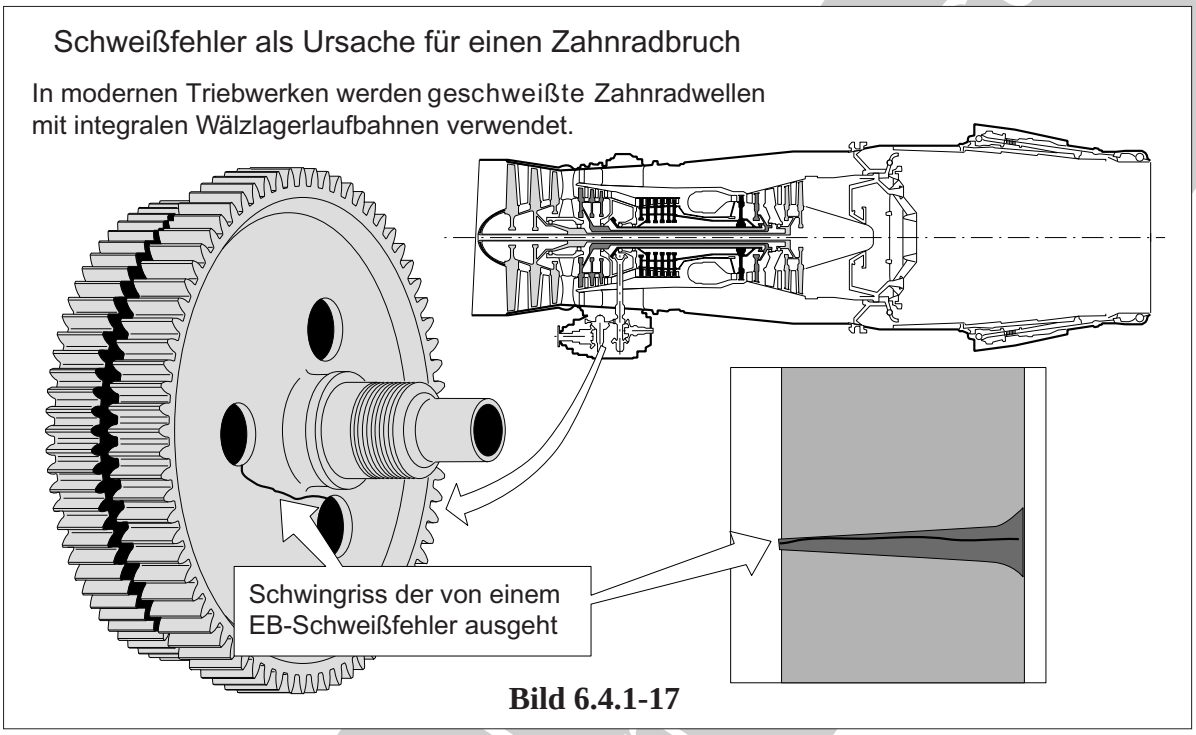


Bild 6.4.1-17

Abtrieb. Die Folge war ein ***Durchgehen des Gaserzeugers mit Bruch eines Turbinenrads****. Das* ***Beispiel unten*** *zeigt den Schaden eines Kegelrads zur Radialwelle. Hier ging im Betrieb von einem* ***Brünierriss*** *im Wellenansatz ein Schwingbruch aus. Derartige Brünierrisse entstanden besonders häufig im Rahmen der Überholung. Von den Rissen waren abgeschliffene und aufgechromte Verschleißflächen betroffen (Band 1 Bild 4.2-1). Die Brünierrisse bildeten sich unter der Chromschicht. Es handelte sich um Gleitflächen der Dichtlippe eines* ***Radialdichtrings*** *(Bild 6.10.2.1-2). Einen vorbeugenden Schutz gegen diese Risse bietet* ***Kugelstrahlen der Schleiffläche vor dem Verchromen****. Die Druckspannungen schützten die Reparaturzone vor der Wirkung des Brünierbads, das durch Chromrisse eindringen konnte.*

Bild 6.4.1-17*:* ***Schweißverbindungen an Leichtbau-Zahnradwellen*** *(Skizze links aus dem Anbaugetriebe eines Flugtriebwerks) sind potenzielle Schwachstellen. Weil es sich um mit konventionellen Schweißverfahren schlecht oder nicht schweißbare Werkstoffe wie Kohlenstoffstähle handelt, sind Sonderschweißverfahren notwendig. In erster Linie handelt es sich um* ***Elektronenstrahlschweißen*** *(engl. EB-welding) oder Reibschweißen (engl. Friction Welding). Nähte werden nach Möglichkeit in weniger hoch belasteten Zonen angeordnet. Die eingehende Verfahrensüberwachung und die zerstörungsfreie Prüfung gewährleistet erfahrungsgemäß die Qualität. So können mit ausreichender Sicherheit gefährliche Fehlstellen nicht zum Einbau kommen. Im dargestellten Fall kam es in der Entwicklungsphase zu einem Schwingbruch an einer Fehlstelle (Bindefehler, Detail) der* ***Elektronenstrahl-Schweißnaht*** *in der Scheibenmembrane.*

© Axel Rossmann Verlag
als Schulungsunterlagen

Maschinenelemente: Zahnräder: Probleme, Schäden

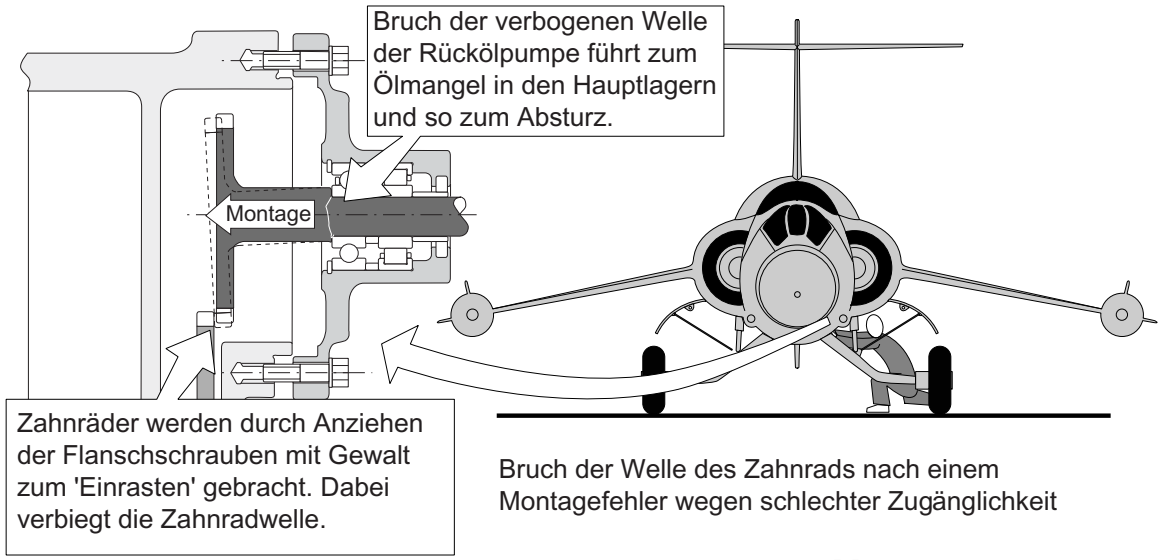


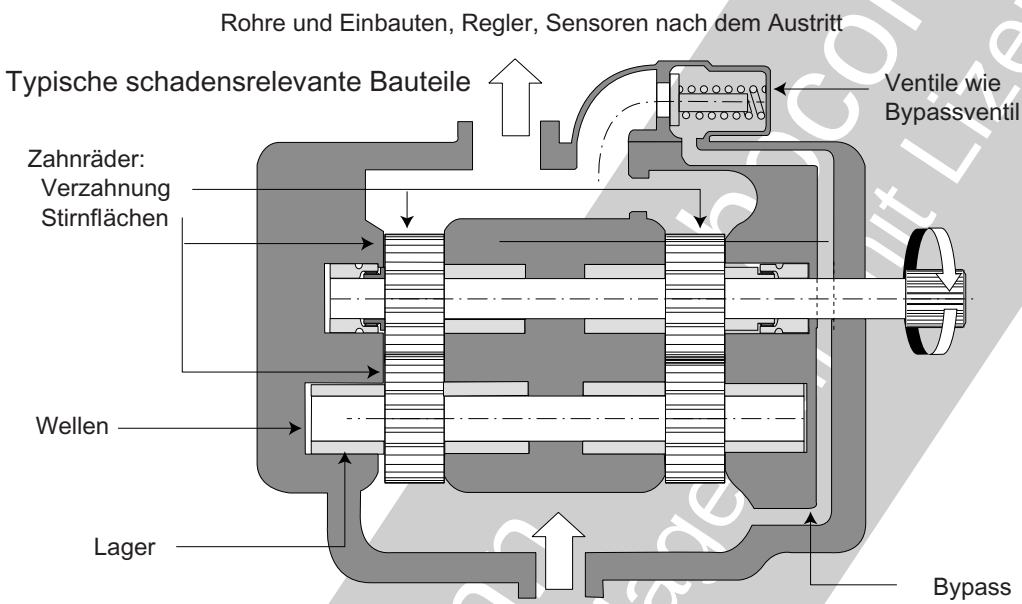
Bild 6.4.1-18

***Bild 6.4.1-18**: Die Erfahrung lehrt, dass bei der **Montage eines Getriebes** offenbar ein **erhöhtes Risiko** einer gefährlichen Beschädigung eines Zahnrads besteht (Badewannenkurve). Eine **kritische Phase** liegt vor, wenn Zahnräder zum Kämmen **axial zusammengeschoben** werden. **Liegen dabei die Stirnseiten von Zähnen aufeinander,** können sie beschädigt werden (Skizze links). Darüber hinaus kann ein hohes Biegemoment die Welle **plastisch verbiegen**. Im dargestellten Fall wurden am Anbaugetriebe des eingebauten Triebwerks Montagearbeiten durchgeführt. Sie erfolgten an der Antriebswelle der vorne unter dem Triebwerk angebrachten Rückölpumpe. **Sicht und Zugänglichkeit** waren bei dieser Arbeit erschwert. Beim Fügen des Deckels mit der Zahnradwelle kam es zum Aufliegen der Stirnflächen. Dies fiel nicht auf, weil das Zahnrad sehr schmal ist. So wurde auch der Spalt zwischen Deckel und Gehäuse als nicht außergewöhnlich erkannt. Mit dem **Anziehen der Flanschschrauben wurde der Spalt geschlossen**. Dabei verbog sich die filigrane Welle unbemerkt, bevor die Zahnräder „einschnappten". Bei einem Flug brach die Welle entsprechend der Verformung mit einem einseitigen Biegeschwingbruch. Das Flugzeug wurde bei der Notlandung zerstört. Eine Schadensuntersuchung konnte die beschriebene Ursache klären. Bei einer Überprüfung der Flugzeuge mit gleichen Montagearbeiten fanden sich mehrere weitere Fälle. Die verbogenen Wellen konnten so vor dem Ausfall getauscht werden.*

***Bild 6.4.1-19** (Lit. 6.4.1-15): **Zahnradpumpen** nehmen unter den Getrieben eine Sonderstellung ein. Anders als diese dienen sie der Förderung einer Flüssigkeit (Öl oder Kraftstoff). Erfahrungsgemäß handelt es sich um äußerst ausfallsichere Bauteile. Trotzdem sind sie außer von funktionsbedingten Problemen besonders **von Folgeschäden bedroht**. Diese gehen auf Primärschäden anderer Bauteile zurück. Dabei unterscheidet sich das Ölsystem (Bild 7.1-1) vom Kraftstoffsystem durch seinen geschlossenen Kreislauf mit zirkulierendem Medium. So können sich Langzeiteffekte wie Alterung, Koksbildung (Kapitel 7.1.2) oder Verschleißabrieb mit der Zeit verstärken und „**schleichende Schäden**" in der Pumpe auslösen. Selbst wenn Filter und Siebe vor der Pumpe gefährliche Fremdkörper zurückhalten, besteht doch bei einer Beeinträchtigung des Ölzuflusses die Gefahr von Schäden. Wird*

© Arbeitsmaterialien

Typische Schäden in Zahnradpumpen



- Gewaltschäden durch eingeschwemmte metallische Fremdkörper.
- Gewaltschäden an Wellen und/oder Zahnrädern durch Klemmen bei Spielüberbrückung (z.B. Wärmedehnung).
- Wellenbruch infolge Drucküberlastung nach Verstopfung von Filtern, Fehlfunktion von Ventilen usw.
- Bruch oder Schädigung (thermisch, Fressen) bei Heißlauf wegen geringem Eintrittsvolumen.
- Blockieren und Bruch der Verzahnung und/oder Welle infolge Ölverunreinigungen mit unzureichender Schmierung.
- Verschleiß durch
  - Verschmutztes Fördermedium
  - Verkokungsrückstände als Folge einer Überhitzung des Öls
- Schäden durch Einbaufehler wie ungeeignete Spieleinstellung an den Dichtflächen.
- Anfressungen und Schwingüberlastung durch Kavitation

Empfehlungen zur Schadensvermeidung (gelten nur im Rahmen der jeweilig gültigen Vorschriften und Anweisungen):

- ☐ Nach Zusammenbau **Einlauf** mehrere Minuten unter geringer Belastung.
- ☐ **Sauberkeit** ist entscheidend. Kontrollen auf **Dichtigkeit** und Verschmutzung.
- ☐ Nur für **zugelassene Flüssigkeiten** (Kraftstoff, Öl, Hydraulikflüssigkeit) verwenden.
- ☐ **Druck- und Drehzahlbegrenzungen** einhalten. Überprüfung der bestimmenden Sensoren und Einbauten (Filter, Ventile, Bypassquerschnitte, Dosierungsöffnungen usw.).

Bei Schäden:

- ☐ Neben Schadensbeseitigung ist die **Klärung der Ursache** entscheidend.
- ☐ **Überprüfung und Reinigung** des potenziell betroffenen Strömungskanals mit Einbauten vor und hinter der Pumpe
- ☐ Einlauf von Pumpen mit neuen **Ersatzteilen**. Dabei besondere Vorsicht bei Eintritt heißer Flüssigkeit.

Bild 6.4.1-19

beispielsweise der Druck abgesenkt, kann es zu ***Kavitationsschäden*** *(Band 1 Bild 5.5.1.3-8) kommen.*

Steigt der Druck hinter der Pumpe, erhöht sich entsprechend deren mechanische Belastung. Dies kann zu Überlastungsschäden führen. Ty-

© Rossmann Abdoconsult
Prüfungsunterlagen mit Lizenz

pische ***Kurzzeiteffekte sind Fressen der Zahnflanken*** *oder* ***Zahnfuß-Schwingbrüche*** *im LCF-Bereich.* ***Langzeiteffekte*** *sind* ***Verschleißabtrag***, ***Bildung von Ermüdungsgrübchen auf den Zahnflanken oder Schwingbrüche*** *im HCF-Bereich.*
Die Verzahnung ist von Fremdkörpern gefährdet. An Dichtspalten und den Lagerungen tritt bei unzulässiger ***Erwärmung*** *schnell ein selbstverstärkender Ausfall durch* ***Klemmen*** *auf.*

Bild 6.4.1-20 *(Lit. 6.4.1-17): Sensormesswerte werden bei der Auswertung mit* ***Vibrationsmessungen*** *(Beschleunigungs- und Frequenzmessung) in einer* ***computergestützten Analyse*** *(z.B. DPTOCC) kombiniert (-band I Bild 3.3-2.2).* ***Konstruktive Komponentenmerkmale*** *des Getriebes werden so einbezogen. Damit lassen sich Aussagen über den Zustand machen. Das lässt auf Verschleiß, Ermüdung und Bruch schließen.* ***Vom OEM angegebene Grenzwerte entscheiden über einen Austausch****.*
Neben vibrationsbasierten Analysen sind ***weitere Symptome****, besonders vor Ort, vom erfahrenen Praktiker bewertbar:*
- Öllecks,
- Überhitzungsspuren,
- Verschleiß/Beschädigungen (z.B. Dichtungen, Vielkeilverzahnungen, Bild 6.6.1-1; Rohrschellen Bild 6.11.1.2-6).
- Späne an Magnetstopfen und in Sieben/Filtern.

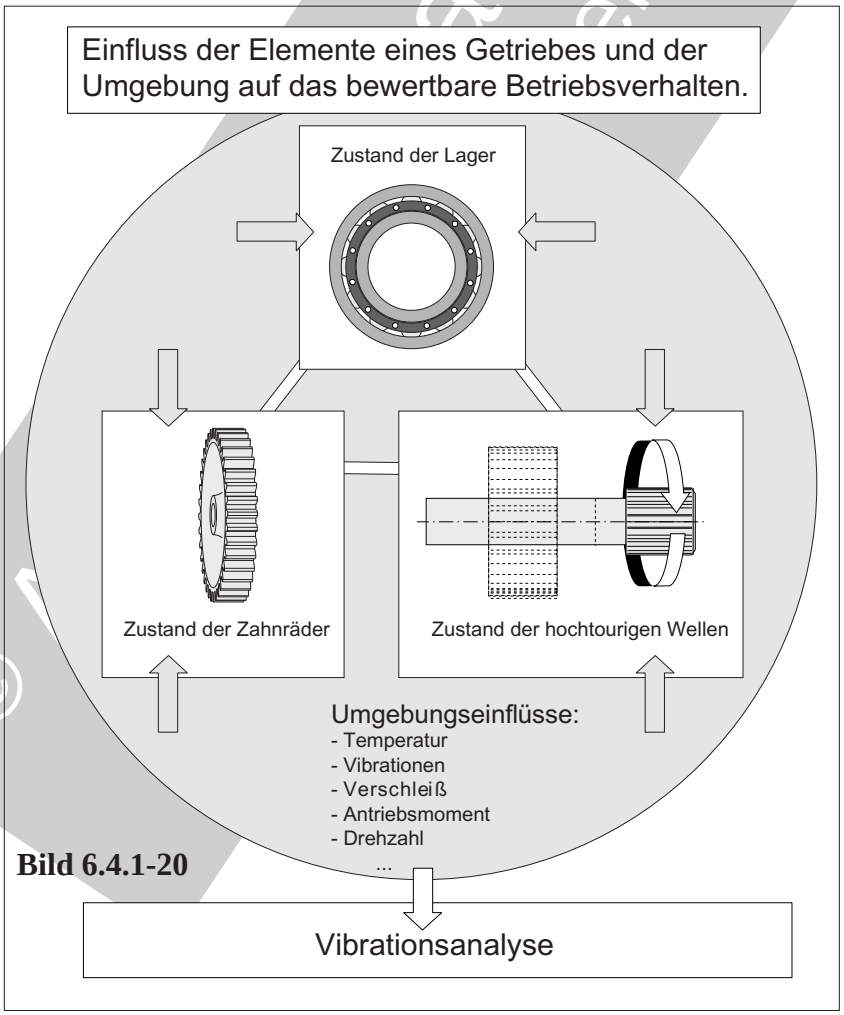


Bild 6.4.1-20

© Autorenarchiv TU Clausthal
Nutzung nur mit Erlaubnis

Trivial, aber sehr wichtig: Welche Bewegungs-richtung führte zu der Beschädigung?

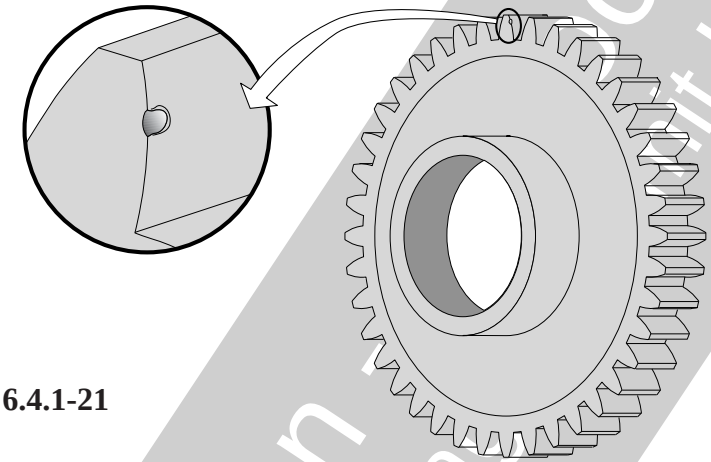


Bild 6.4.1-21

Bild 6.4.1-21 *(Lit. 6.4.1-22)**:** Ein wichtiges Detailproblem ist die Frage nach der **Richtung einer Krafteinwirkung**. Die Beantwortung dieser Frage kann z.B. klären, ob eine schadensursächliche Beschädigung bei der Neuteilmontage, der Wartung oder der Demontage entstanden ist.*

*Auf die Richtung der **Beschädigungbewegung** lässt sich aus einer **Gratbildung** (Detail unten Mitte), aus örtlichen Veränderungen des Werkstoffgefüges (Detail unten links) und aus im Rasterelektronenmikroskop erkennbaren Oberflächenverschiebungen (Detail unten rechts) schließen. Ist eine Beschädigung, z.B. an einem Zahnrad oder an einem Rollenlager eindeutig auf die Montagebewegung zurückzuführen, sind daraus entstandene Folgeschäden zeitlich zuzuordnen und gezielte Abhilfen möglich.*

*Bei **Fremdkörpereinschlägen** kann sich die Frage stellen, ob es sich um einen **Primär- oder Sekundärschaden** handelt. Der Fremdkörper kann beispielsweise im Flug als Primärschaden eingetreten sein oder beim Aufschlag des Flugzeugs als Folge. Wenn das Triebwerk beim Aufschlag nicht mehr lief, deutet jeder Fremdkörpereinschlag mit Gratbildung auf der Saugseite der Schaufeleintrittskante darauf hin, dass dieser Einschlag noch bei laufendem Triebwerk entstand.*

© Axel Rossmann - rc-consult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.4.1

6.4.1-1 G.Niemenn, H.Winter „Maschinenelemente - Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe“, 2. Auflage, 2003, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-11149-2.

6.4.1-2 E.J.Pohl, R.Barak, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1964, Seiten 51, 64, 73, 184, 192, 234, 299, 347.

6.4.1-3 J.Broichhausen, „Schadenskunde, Analyse und Vemeidung von Schäden in Konstruktion, Fertigung und Betrieb“, Carl Hanser Verlag München, 1985, Kapitel 10.

6.4.1-4 T.E.Tallian, „Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements“, ASME Press, ISBN 0-7918-0008-3, 1992.

6.4.1-5 Allianz Versicherungs-AG, „Allianz-Handbuch der Schadenverhütung“, 3. Auflage, 1972, Seite 388-410.

6.4.1-6 V.Krüger, W.J.Bartz, „Untersuchungen des Einflusses moderner Schmierstoffe auf die Pittingbildung bei Wälz-und Gleitbeanspruchung“, Abschlussbericht, Forschungsheft 39 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 1976.

6.4.1-7 L.Engel, H.Klingele, „Rasterelektronenmikroskopische Untersuchungen von Metallschäden“, 2. Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien 1982, ISBN 3-446-13416-6, 160,161,Seite 149-150, 158, 159.

6.4.1-8 H.Huppmann, „Aus Schäden Erfahrungen sammeln - Fehlerquellen und Fehlerstatistik, Übersicht über Schadensarten an Zahnrädern“, Zeitschrift „asr. Digest für angewandte Antriebstechnik“, Heft 1, April 1973, 1. Jahrgang, Seite 53-56.

6.4.1-9 P.Lynwander, „Gear Drives for Turbomachinery“ in J.W.Sawyer, „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook“, First Edition, 3. Band, Seite 11-1 bis 11-22.

6.4.1-10 Metals Handbook Ninth Edition, „Volume 11 Failure Analysis and Prevention“, Verlag ASM, ISBN 0-871170-007-7, Kapitel von L.E.Alban„Failures of Gears“, Seite 586-601.

6.4.1-11 „Gear Design, Manufacturing and Inspection Manual, Design Guidelines for High-Capacity Bevel Gear Systems“, AE-15, SAE, Seite 112-121.

6.4.1-12 J.Holland, „Zur Schmierfilmausbildung bei Evolventenverzahnungen“, Zeitschrift „Schmiertechnik + Tribologie“ 29. Jahrgang, 5/1982, Seite 195.

© Axel Bossmann - Turboconsult
Bis schulunterlagen nur mit Lizenz

6.4.1-13 „Gear Design, Manufacturing and Inspection Manual, Design Guidelines for High-Capacity Bevel Gear Systems“, AE-15, SAE, Seite 112-121.

6.4.1-14 E.Bauer, „Beispiele für Verzahnungsschäden, ausgehend von innenliegenden Fehlstellen“, Zeitschrift „ Allianz Report“ 68 (1995), Heft 6 , Seite 230 - 238.

6.4,1-15 P.M.Farwell, „Vermeiden Sie Pumpenreparaturen“, Zeitschrift „ Fluid“, 6 Juli 1978, Seite 18-20.

6.4.1-16 Wikipedia, „Graufleckigkeit“, de.Wikipedia.org., Stand 27.05.2007, Seite 1.

6.4.1-17 W.Bartelmus, „Gearbox Diagnostics Fault Detection“, Zeitschrift „Maintenance World“, www.maintenanceworld.com, May 17, 2004, Seite 1-10.

6.4.1-18 P.Boiger, „Die AEROGEAR - Baureihe soll für mehr Sicherheit und Ruhe bei Getrieben sorgen“, Sonderdruck „Getriebe für Wind Energie Anlagen“ der Fa. Renk, aus der Zeitschrift „Wind Kraft Journal“, 5 Seiten.

6.4.1-19 „BWE:Technik“, Veröffentlichung des ‘Bundesverband Windenergie e.V.’ (BWE), www.wind-energie.de/de/technik/, Kapitel 5 „Getriebe“, Stand März 20112, Seite 1-4.

6.4.1-20 R.Godau, „Windenergie, eine Herausforderung für die Fa. Schäffler“, Veröffentlichung „Erneuerbare Energien“, März 2007, Seite 1-16.

6.4.1-21 T.Deeg, „Getriebe“, Kapitel 4.2 in C.Lechner, J.Seume, „Stationäre Gasturbinen“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3, 2003, Seite 113-134.

6.4.1-22 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 1“, Turboconsult, 2000, ISBN3-00-005842-7, Kapitel 4-3.

6.4.1-23 C.Albrecht, J.Mack, „Drive System Technology Advancements“, Zeitschrift „Journal of the American Helicopter Society“, April 1981, Seite 18-24.

6.4.1-24 J.Holland, „Zur Schmierfilmausbildung bei Evolventenverzahnungen“, Zeitschrift „Schmiertechnik + Tribologie“ 29. Jahrgang, 5/1982, Seite 195.

6.4.1-25 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 5“, Turboconsult, 2008, ISBN978-3-00-025780-3, Kapitel 23.2.1 und Kapitel 23.2.2.

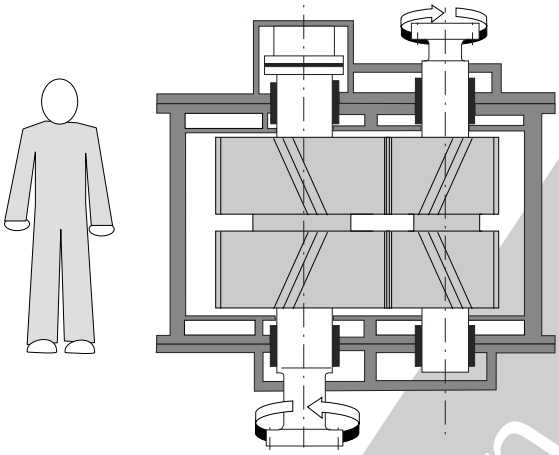
6.4.1-26 J.Theißen, „Graufleckenbildung in Zahnrädern - Ursachen, Prüfverfahren, Berechnung, Praxiserfahrungen“, www.ib24.de/images/ib-gregorius_PDFs/.../Vortragsmanuskript.pdf, Seite 1-21.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

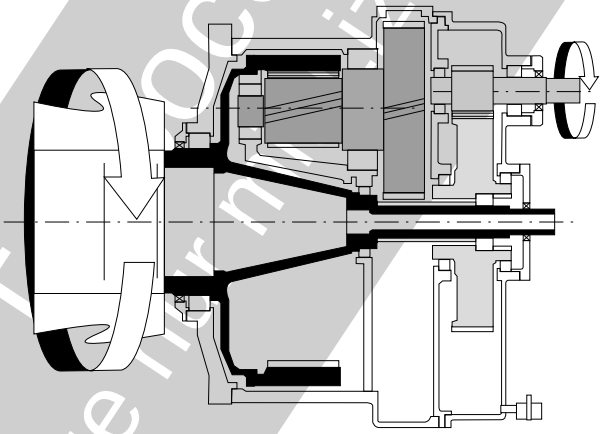
Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

6.4.2 Getriebeprobleme und -schäden

'Turbogetriebe' in einem Kraftwerk



Getriebe einer Windenergieanlage



Im Gegensatz zu Zahnradsc+häden in Kapitel 6.4.1 soll hier das **Getriebe als Ganzes** mit allen seinen Komponenten betrachtet werden.

Passt die **Drehzahl** nicht zum anzutreibenden Gerät, schaltet man ein stationäres **Getriebe** dazwischen (Bild 6.4.2-1). Dieses erfordert selbst besondere Komponenten wie eine **eigene Ölversorgung** (Bild 6.4.2-2). Zusätzlich kann es Maschinen wie eine Gasturbine beim Start mit dem Anlasser und weitere Aggregate, z.B. Kraftstoffpumpen, Hydraulik und Regeleinrichtungen antreiben. Im Gegensatz zu Anbaugetrieben von Triebwerken und deren Derivaten (Bild 6.4.2-4) verwendet man in stationären Getrieben für Zahnräder und Wellen hauptsächlich **Gleitlager** (Kapitel 6.3.2). Sie benötigen ca. 80 % des Drucköls der Versorgung.

Gewöhnlich handelt es sich um sog. **Parallelwellengetriebe** mit zwei kämmenden Zahnrädern. Sie sind heute einfach- oder doppelt schrägverzahnt (Bild 6.4.2-7 und bild 6.4.3-3). Die einfache Schrägverzahnung erzeugt im Gegensatz zur doppelt-schrägverzahnten einen **Axialschub**. Dieser kann von einem Drucklager aufgenommen und/oder zum Ausgleich des Axialschubs des Turbinenrotors genutzt werden. Dafür bieten sich Gleitlager an (Kapitel 6.3.2).

Das **eigene Ölsystem** (Bild 6.4.2-2) eines stationären Getriebes vermeidet katastrophale Folgeschäden der Maschine bei **Ölmangel** oder **Fremdkörpern** im Öl. Es versorgt jedes Lager und Zahnrad individuell. Die Anforderungen an das Öl (z.B. Viskosität, Hochdruckzusätze, siehe Kapitel 7.1.1) unterscheiden sich im Getriebe von denen in einer Gasturbine (schwere Bauart). Werden in erster Linie Wälzlager geschmiert, schreibt der OEM (Konstrukteur) ein **geeignetes Öl** vor. Für die **Schmierung** selbst wird nur ein kleiner Teil der Ölmenge benötigt. Der weitaus größte Teil dient der **Lagerkühlung**. So benötigt das Getriebe einer 80 MW Maschine etwa 1 m^3 Schmieröl pro Minute, um die entstehende **Verlustleistung** von ca. 1 MW als Wärme abzuführen. Bei einer anzustrebenden Öltemperatur am Eintritt unter ca. 60°C, erfährt dieses im Getriebe einen Temperaturanstieg um 25 °C. Dafür ist ein ausreichend dimensionierter **Ölkühler** erforderlich, der die Wärme an Luft oder Wasser abgibt. Natürlich ist die Verlustleistung auch ein nicht zu vernachlässigender Kostenfaktor. Unter diesen Aspekten strebt man einen möglichst hohen **Getriebewirkungsgrad** an. Realisiert werden bei konventioneller Ausführung bis zu 99 %.

© Kurt Pasemann - Tocconsult
Alle Rechte vorbehalten
Nutzung nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

In der Verzahnung entsteht der größte Teil der Verluste. Erstaunlich ist, nicht die Reibung der Zahnflanken ist dafür verantwortlich. Es ist die Bildung **aufgeschäumten Quetschöls** zwischen den im Eingriff befindlichen Zähnen. Auch **Verwirbelungsverluste** (Quirlverluste) der Luft im Getriebe sind nicht zu vernachlässigen. Diese Verluste lassen sich um bis zu 80% mit einem abgedichteten und **evakuierten** Getriebe abbauen (High Efficiency Turbogear = HET). Hier stellt sich die Frage nach Ölverdampfung und Kavitation. Die Flutung mit einem leichten **Schutzgas** (Helium) bietet sich ebenfalls an. Damit dürfte sich auch die **Oxidation als Ursache für eine Ölalterung** und für **Abdichtungsprobleme** ebenfalls verringern.

Auch die Radnabe ist von Spannungen aus Momenten und Fliehkräften hoch beanspruchter großvolumiger Räder von **Ermüdungsrissen** gefährdet. In diesem Fall ist ein Radbruch mit katastrophalen Folgen zu erwarten. Um herstellungsbedingte, wachstumsfähige Fehler (**Werkstoffinhomogenitäten**, Band 1 Kapitel 4.3) und gefährliche **Zugeigenspannungen** (Härten, Schmieden) zu vermeiden, werden **Schleuderversuche** durchgeführt. Im Betrieb lassen sich mit **Beschleunigungsaufnehmern** Schwingungen, die auf einen beginnenden Schaden hinweisen, erfassen und erkennen (Band 1 Kapitel 3.3). Für dieses Monitoring bzw. eine **Schwingungsanalyse** und Rückschlüsse auf Schadensmechanismen (Bild 6.3.1.2-15, Bild 6.4.3-3 und Bild 6.4.3-4) gibt es Vorschriften/Normen wie DIN 4979 oder ISO 8579-2. Sie ermöglichen dem Betreiber u.a. zu überprüfen, ob die Schwingungsüberwachung seiner Maschine dem Stand der Technik entspricht und sie ermöglichen ein besseres Verständnis der Schwingungsursachen.

Komponenten um das stationäre Getriebe einer Gasturbine (schematisch).

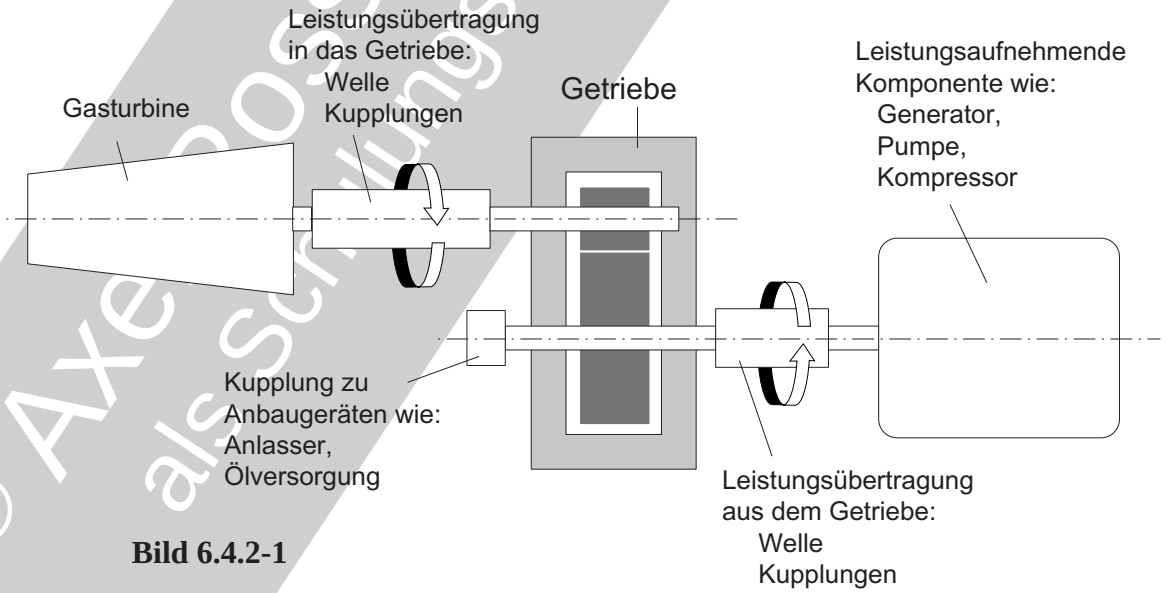


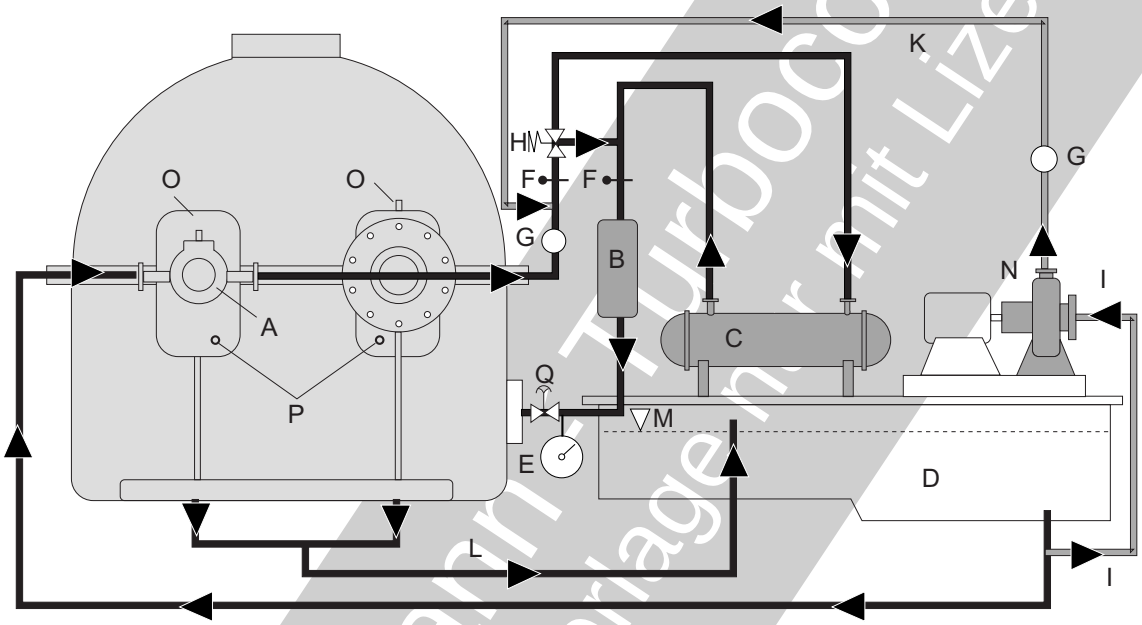
Bild 6.4.2-1

Bild 6.4.2-1 *(Lit. 6.4.2-3 und Lit. 6.4.2-9): Stationäre Getriebe haben vielfältige Anwendungen. Dazu gehört der Antrieb von Verdichtern, Pumpen, Generatoren und Maschinen in Industrieanlagen. Getriebe zur Übertragung der Leistung von Turbomaschinen werden als '**Turbogetriebe**' bezeichnet. Sie übertragen Leistungen bis über 100 MW mit Zahnkranzgeschwindigkeiten im Bereich von 200 m/s. Eine häufige Bauform hat zwei achsparallele*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

Beispiel für die Ölversorgung eines stationären Getriebes.



A Ölpumpe
B Ölfilter
C Ölkühler
D Öltank
E Druckanzeige
F Thermometer
G Kontrollventil
H Bypass
I Ansaugrohr
K Druckleitung
L Rückölleitung
M Ölstandssensor
N Vor- und Reserveölpumpe
O Temperaturmessung
P Anschlüsse für Außenthermoelemente
Q Druckregler

Bild 6.4.2-2

Wellen mit Stirnrädern gerader und schräger Verzahnung (Bild 6.4.1-2).
Für Übertragungsleistungen bis ca. 10 MW kommen auch ***Planetengetriebe*** *(Umlaufgetriebe) zum Einsatz. Sie bieten sich besonders bei kleinen, schnell laufenden Gasturbinen an. Solche Getriebe beanspruchen wenig Platz. Günstig ist auch, dass An- und Abtriebswelle in einer Achse verlaufen.*

Bild 6.4.2-2 *(Lit. 6.4.2-12): Für stationäre Getriebe in Gasturbinenanlagen verwendet man ein* ***eigenes Ölsystem****. Der Ölfluss wird in erster Linie zum* ***Abtransport der Verlustwärme*** *benötigt. Die übliche Öleintrittstemperatur in den Ölkühler („C“) liegt bei ca. 55 °C. Dort erfolgt eine Abkühlung auf ca. 40°C. Dazu werden Luft/Öl oder Wasser/Öl* ***Wärmetauscher*** *verwendet.*

Typische ***Ölfilter*** *(„**B**“) stationärer Getriebe haben eine Maschenweite von 0,04 mm. Um den Ölfilm zwischen den tragenden Zahnflanken nicht zu durchbrechen und so Verschleiß und Ermüdung auszulösen (Bild 6.4.1-4.1), müssten die Partikel jedoch kleiner als 0,01 mm sein (siehe auch Bild 6.3.1.1-6. und Bild 6.3.1.2-10).*
Zur Vermeidung von ***Ölmangel*** *durch einen verstopften Filter ist ein* ***Bypass*** *(„H“) vorgesehen.*
Grundsätzlich gilt: Das ***vom OEM vorgeschriebene Getriebeöl*** *ist unbedingt zu verwenden.*
Planetengetriebe für hohe Leistungen am Beispiel von Windkraftanlagen*: Ein besonderes Problem ist die Abfuhr der entstehenden (Reibungs-)* ***Wärme*** *in Zahnrädern und Lagern. Selbst beste Getriebewirkungsgrade lassen bei*

© AxiPossmann - Turbocon
ausschließlich für Schulungsunterlagen mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

Übertragungsleistungen im Bereich vieler MW eine Wärmeleistung entstehen, die für den Konstrukteur eine Herausforderung darstellt (Lit. 6.4.1-13). Die hohe thermische und mechanische Beanspruchung des Öls verlangt ***besondere Öleigenschaften*** *(Kapitel 7.1.1). Beeinträchtigungen des Ölstroms können in kurzer Zeit katastrophale Schäden auslösen (Lit. 6.4.1-2 und Lit. 6.4.1-5). Bei Planetengetrieben ist die* ***gleichmäßige Lastverteilung*** *auf die* ***Planetenräder*** *eine anspruchsvolle Aufgabe. Sie ist für die Lebensdauer der Zahnflanken und die Biegebelastung der Zahnfüße entscheidend. Diese Forderung erreicht man mit Anordnungen, die eine* ***Selbsteinstellung der Zahnräder*** *zulassen. Dafür können je nach Konstruktionsprinzip die Planetenräder mit dem Träger oder ein mit diesen im Eingriff feststehender Zahnkranz (Hohlrad) 'schwimmend' bzw. über hydraulische Elemente gelagert sein. Auch „kleine" Schäden wie* **Eckenausbrüche** *führen zu umfangreichen Folgeschäden, wenn die Bruchstücke zwischen Zahnräder gelangen.*
Werkstoffbeeinflusste Zahnbrüche *an den Zahnflanken im Bereich des Teilkreises treten bei den typisch hohen Belastungen als Folge von Ermüdungsrissen auf. Anzumerken ist, dass es sich bei den Zahnrädern stationärer Getriebe und von Propellergetrieben um relativ große Bauteile handelt. Mit der Größe wird die erforderliche* ***Werkstoffhomogenität und -reinheit*** *ein Problem. Die Zahnflanken sind gewöhnlich* ***oberflächengehärtet****. So erzielt man hohe Festigkeit und induziert Druckeigenspannungen. Das erhöht die Ermüdungsfestigkeit. Kommt es trotzdem zu Ermüdungsrissen, beginnen diese unter der Zahnflanke (Bild 6.4.1-5 und Bild 6.4.2-7). In diesem Fall werden die Risse erst sichtbar, wenn sie zur Oberfläche austreten. Sie haben dann bereits eine Größe, die kurzfristiges Versagen durch schnellen Rissfortschritt bis zur kritischen Rissgröße (Gewaltbruch) auslöst.*
Überlastungsschäden *an Planetenrädern können auch die Folge von Schäden an Lagern der Planetenräder sein. Die Schäden sind dann eher auf den veränderten Eingriff als auf Gewaltbrüche zurückzuführen.*
Schwachstellen mit Ermüdungsgefahr sind auch ***Bohrungen der Ölversorgung****.*
Blitzschlag *ist eine typische Schädigungsgefahr für Planetenräder von Turboproptriebwerken (Band 1 Bild 6.12.1-4). Hier sind die Blattspitzen der Propeller bevorzugter Einschlagbereich (Band 1 Bild 5.1.3-3).*
Beim ***Stromdurchgang*** *kann es zu kleinen Lichtbögen kommen. Die Zahnflanken sind betroffen, weil sie von einem isolierenden Schmierfilm, vergleichbar Wälzlagern, (Bild 6.3.1.1-22.1 und Bild 6.3.1.1-22.2) getrennt sind. Es entstehen* ***Schmelzkrater*** *mit Kerbwirkung, Gefügeänderung (Versprödung, Festigkeitsabfall) und Aufwerfungen (örtliche Krafteinleitung). Sie bilden eine Schwachstelle, die einen Schwingbruch auslöst.*
Aus diesem Grund müssen ***bei Verdacht eines Blitzschlags*** *die Anweisungen in den Handbüchern streng befolgt werden. Meist gehen diese bis zum* ***Zerlegen des Getriebes*** *und der visuellen* ***Prüfung potenziell betroffener Bauteile*** *(Band 1 Bild 5.12.1-4). Zu diesen gehören in erster Linie die Zahnräder. Suspekt sind nicht nur deren Zahnflanken. Bei den Planetenrädern sind auch die Laufflächen der Lager (Wälzlager, Gleitlager) genauestens auf Blitzschädigungen zu kontrollieren.*

Bild 6.4.2-3 *(Lit. 6.4.2-3)****:*** *Diese* ***Statistik*** *beruht auf Versicherungsfällen bis ca. 1970 von stationären Getrieben. Es ist anzunehmen, dass zumindest die Tendenzen bis heute eine Gültigkeit haben. Deshalb lohnt es sich, diese im einzelnen zu betrachten.*
*Bemerkenswert ist ein Schwerpunkt bei sog. '****Produktfehlern****'. Sie sind in erster Linie dem Hersteller (OEM) zuzuschreiben. Dazu wird später Stellung genommen.*
*Ein zweiter Schwerpunkt, etwa in gleicher Größenordnung, liegt bei sog. '****Betriebsfehlern****'. Hier wirken sich in erster Linie Wartung und Bedienung aus. Sie sind also dem Betreiber zuordenbar.*

© Axel Rüeckert - Tupodo.de
Nur zur Unterlage zum Lehrgang

Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

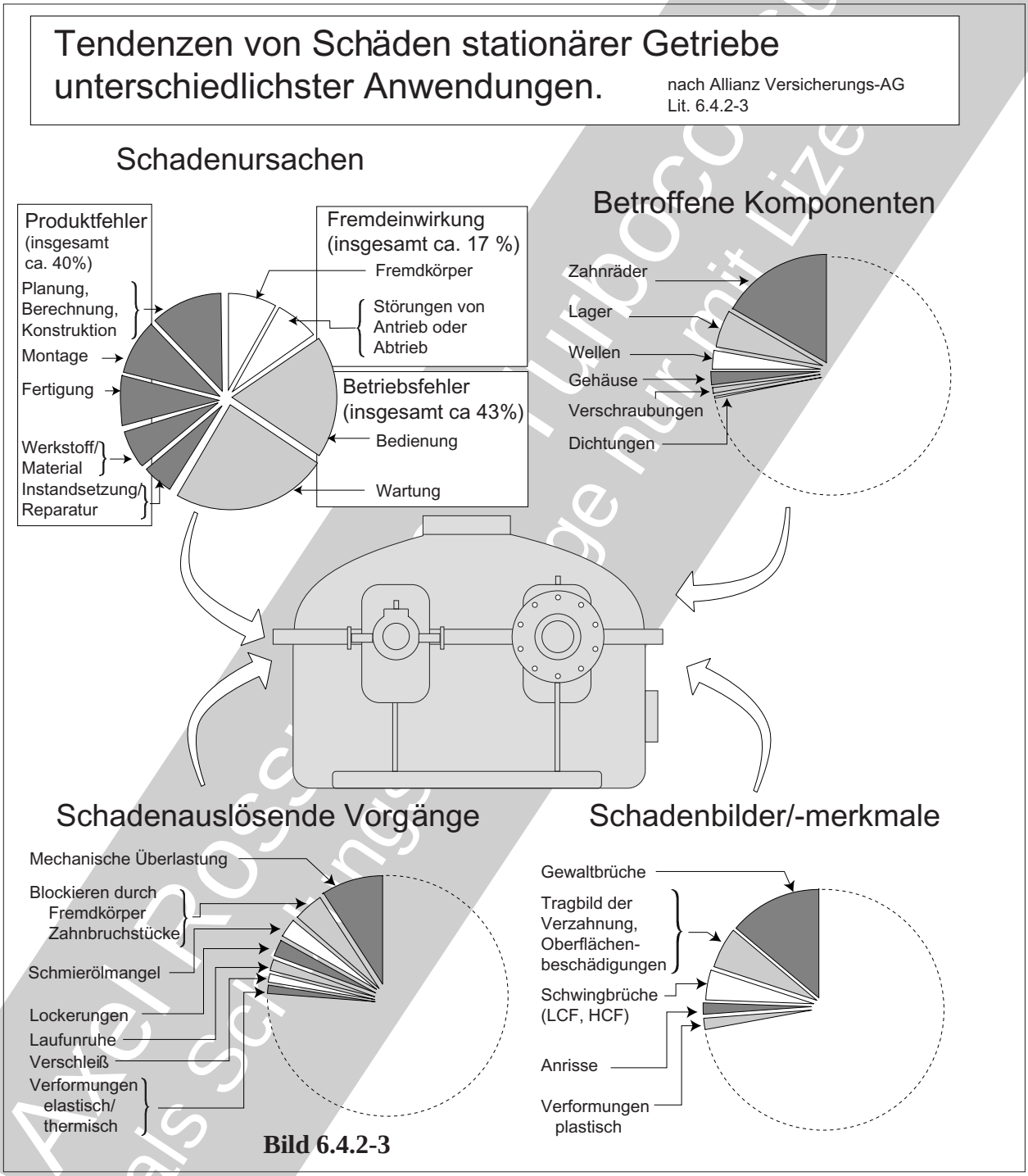


Bild 6.4.2-3

Fremdeinwirkung *ist nur etwa halb so häufig wie die vorgenannten Einflüsse. Unklar ist, ob Fremdkörperschäden sich nur auf nicht der Anlage zugehörige Körper beziehen (FOD = Foreign Object Damage), oder auch auf anlageneigene (OOD = Own Object Damage) wie Zahnbruchstücke oder gebrochene Öldüsen. Dies dürfte eine Zuordnung zu Produktfehlern oder Betriebsfehlern ermöglichen.*

Von Schäden sind mit deutlich über der Hälfte aller Fälle die ***Zahnräder*** *betroffen (Bild 6.4.1-8). Es folgen Lager und Wellen.*

Nun sollen noch einige ausgewählte schadensauslösende Einflüsse genauer betrachtet werden.

- Planung und Konstruktion *erfordern umfangreiche anwendungsspezifische Angaben. Dazu gehören Größe, Häufigkeit und zeitlicher*

© Axel Ross Turbocoursus als Schulungsmaterial nur mit Lizenz

Verlauf von Übertragungsleistung, Drehmomenten, Drehzahlen und Lebensdauer. Aber gerade die Betriebssicherheit hängt von ***Sondereinflüssen*** *ab, die hier kurz beschrieben werden.*

- ***Überdrehzahlen*** *erreichen beispielsweise bis 15% bei Dampf- und Gasturbinen und bis 400% (!) bei Wasserturbinen.*
Sie sind besonders im Hinblick auf die Fliehkraftbelastung der Zahnräder, bei Planetengetrieben der Radträger und dessen Lager sicherheitsrelevant. Natürlich ist in solchen Fällen auch die Schmierölversorgung zu gewährleisen.

- ***Umgebungseinflüsse*** *wie Temperatur, Feuchtigkeit und Eigenschaften des Fundaments.*

- ***Stöße und Überlastungen*** *ergeben sich aus Normen und Vorschriften.*

- ***Schallabstrahlung*** *und* ***Schwingungen/Vibrationen*** *sind nicht zuletzt für den Umweltschutz entsprechend den schärfer werdenden Vorschriften immer wichtiger.*

- ***Kupplungen*** *und axiale* ***Wellenverlagerungen*** *(Kapitel 6.6.1 und Kapitel 6.6.4).*

- Innerer und äußerer ***Korrosionsschutz****. Von Bedeutung ist die Phase bis zur* ***Inbetriebnahme*** *und bei längerem* ***Stillstand****. Durch abfließendes Öl kann der schützendeFilm verloren gehen und es zum Angriff der Tragflächen von Zahnrädern und Wälzlagern kommen. Dann kann eine Konservierung notwendig werden.*

- ***Nebenantriebe/Anbaugeräte****, besonders Ölpumpen erfordern Kenntnisse des zu erwartenden* ***Schalls-*** *und der* ***Schwingungen****. Besonders ist auf die* ***Kupplungen*** *(siehe Vielkeilkupplungen Kapitel 6.6.1) und* ***Flanschverbindungen*** *zu achten (Bild 6.4.2-5, Kapitel 6.6.4). Dabei spielen die Massen und deren Schwerpunkte eine wichtige Rolle. Um Risiken von Folgeschäden zu minimieren, sind gegebenenfalls belastungsbegrenzende Elemente wie '****Sollbruchstellen****' vorzusehen (Band 1, Kapitel 5.4.4).*

- ***Fertigung*** *des Getriebes: Richtlinien, Normen und Vorschriften sind einzuhalten und können von Abnahmestellen bestätigt werden.*

Voraussetzung für eine besonders im Problem-/Schadensfall ***nachvollziehbare Herstellungsqualität*** *sicherheitsrelevanter Getriebe ist eine lückenlose* ***Dokumentation*** *aller relevanten Fertigungsschritte. Dies kann bis zu Nachweisen der Rohteilqualität gehen. Beispielsweise ist eine mögliche Voraussetzung die* ***anwendungsspezifische Zulassung*** *des Rohteilherstellers (Schmiede, Gießerei). Die zur Qualitätssicherung notwendigen* ***Verfahren*** *und deren Parameter sind ebenfalls nachzuweisen. Die besondere Aufmerksamkeit gilt Problemen der* ***Wärmebehandlung, Oberflächenhärtung*** *(Einsatzhärten, Nitrieren) und dem* ***Schleifen*** *der Verzahnung ('Schleifbrand, Risse, Maß-/Formfehler, Rauigkeit).*

- Eine maximal zulässige ***Unwucht*** *darf nachweislich nicht überschritten werden.*

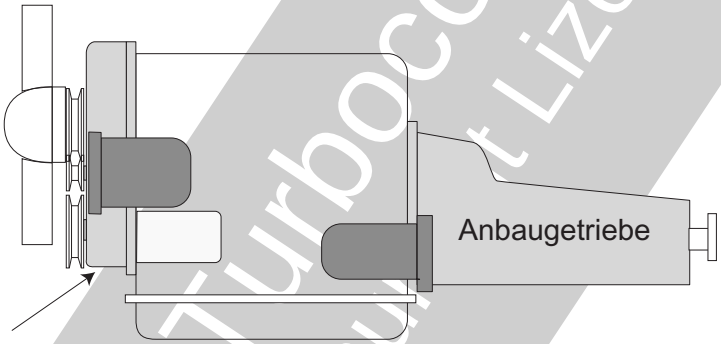
- ***Montage****,* ***Abnahme*** *und* ***Inbetriebnahme****: Von besonderer Bedeutung ist die* ***Ausrichtung*** *der Antriebs-/Abtriebsstränge (Bild 6.6.3-5 und Bild 6.6.4-1). Zu berücksichtigen sind, neben den montagebedingten Maßen, Lagerspiele, Ölfilmdicken und Wärmedehnungen. Maße muss der* ***Konstrukteur*** *in der* ***Montageanweisung*** *angeben. Die Aufgabe wächst mit den* ***Betriebsdrehzahlen****. Das gilt besonders für hochtourige Turbomaschinen. Fehler in der Ausrichtung können lebensdauermindernde* ***Schwingungen*** *in Wellen (****Schwingrisse****), Kupplungen (****Verschleiß*** *bis zum Versagen; Bild 6.6.1-1 und Bild 6.6.1-3) und Lagern auslösen. Handelt es sich um Wellen gleitgelagerter Stirnradgetriebe spielt die Verlagerung der Wellen durch die Zahnkräfte eine Rolle und ist vom Hersteller anzugeben. Wird das Tragbild der Verzahnungen (Bild 6.4.3-2) unzulässig verändert, begünstigt dies* ***Ermüdungsschäden****. Ein Beispiel sind* ***Kantenträger*** *(Bild 6.4.1-10) bei* ***Torsionsschwingungen****. Dazu gehören Grübchenbildung auf den Flanken und Schwingrisse im Fuß (Bild 6.4.1-9.3). Die nutzbare* ***Toleranz von Fluchtungsfehlern*** *der Wellen liegt bei 0,02 mm. Für Zahnkupplungen findet man auf Grund ihrer Ausgleichswirkung in der Literatur eine deutlich höhere maximale*

© Arbeitsmann - Tribocontact
Arbeitsunterlage - Urheberrecht

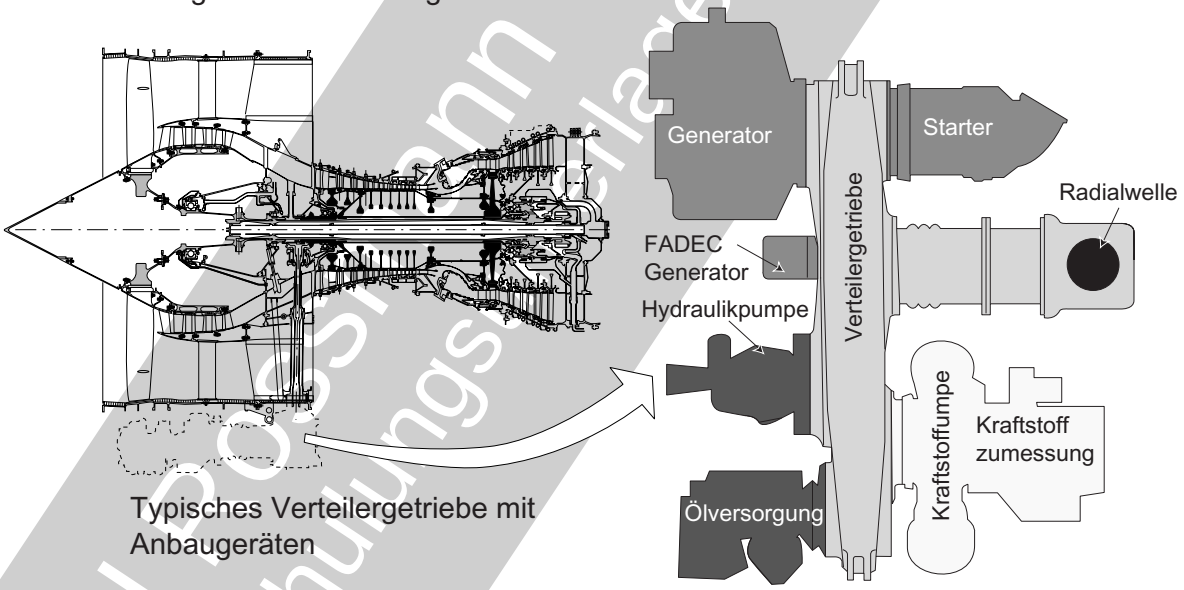
Beispiele für Anbaugetriebe / Nebengetriebe

Anbaugetriebe/Nebengetriebe eines Fahrzeugmotors (schematisch)

An den Getrieben:
Anlasser
Lichtmaschine
Wasserpumpe
Hydraulikpumpe
(Bremsen, Lenkung)
Kraftstoffpumpe
Ölpumpe/Ölfilter
Ventiltrieb
Lüfter



Nebengetriebe eines Flugtriebwerks



Typisches Verteilergetriebe mit Anbaugeräten

Anbaugetriebe einer kleinen Industriegasturbine

Am Getriebe (nicht immer):
Ölpumpe
Anlasser

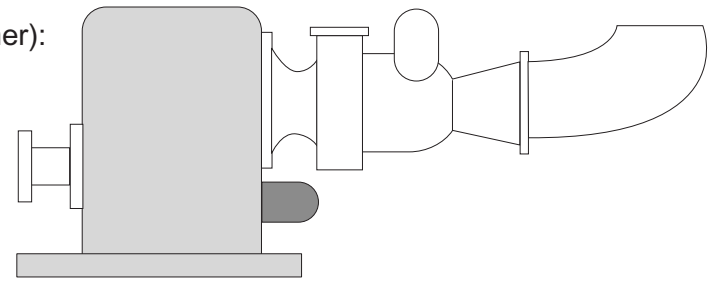


Bild 6.4.2-4

© Axel Bossmann - Turbocourse
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Auslenkung. Sie liegt bei 5 Winkelminuten, entsprechend einem einseitigen Versatz von 1,5 mm auf einer Länge von 1 m.

***Bild 6.4.2-4** (Lit. 6.4.2-3 und Lit. 6.4.2-10): Unter **Anbaugetrieben** sollen hier direkt an die antreibende Maschine geflanschte **Hauptabtriebe** verstanden werden. **Nebengetriebe** dienen dem Antrieb von Hilfssystemen/*

Aggregaten. In der Literatur findet man jedoch auch andere Zuordnungen. In **Fahrzeugen** *bestehen Getriebegehäuse häufig aus Leichtmetalllegierungen. Spezifische Probleme werden im Bild 6.4.2-5 und Bild 6.4.2-6 behandelt.*

Nebengetriebe schwerer Maschinen *wie Baumaschinen und stationärer Anwendungen in Industrieanlagen nutzen Gehäuse aus Stählen, meist als Guss. Zu dieser Bauart gehören* **Turbogetriebe** *(Skizze unten). Sie haben* **Hilfsantriebe/-getriebe** *für Ölpumpen (Schmierung, Steuerung), Regler und Tachometer. Trotz relativ geringer Übertragungsleistungen kommt es erfahrungsgemäß zu* **Schäden** *(Lit-. 6.4.2-3):*

- ***Schwingbrüche*** *und,*
- ***plastische Verformungen*** *ungehärteter Zahnflanken (Einhämmern).*

Ursache sind besonders bei mechanisch angetriebenen Tachometern und Reglern (Bild 6.3.4-1) **Schwingungen im Wellensystem** *(z.B. 'Torsionsflattern'). Der Begriff Flattern deutet auf einen selbsterregenden Vorgang hin (Band 1 Bild 3-9.2).* **Abhilfen** *sind gehärtete Verzahnungen, verringertes Zahnspiel, optimierte Zähnezahlen und Dämpfung durch Öldüsen oder Werkstoff (z.B. Kunststoff).*

Bei **Ölpumpen** *werden* **Schwingungen** *von* **Ölpulsationen** *ausgelöst. Besonders die angeschlossenen* **Rohrleitungen** *sind als Ursache verdächtig. Pulsationen können mehrere Ursachen haben (Bild 6.11.1.2-7 und Bild 6.11.1.2-8). Meist handelt es sich um Luftblasen, Kavitation bzw. Wirbel. Sie stehen im ursächlichen Zusammenhang mit*

- *scharfen Krümmungen und*
- *plötzlichen Querschnittsänderungen.*
- *mitgerissenen Luftblasen in der Ölpumpe und*
- *flatternden Druckminderventilen.*

Eine **Verbesserung** *lässt sich von optimierten Zähnezahlen und einer gehärteten Verzahnung erwarten.*

Bild 6.4.2-5: Anbaugetriebe *sind von einem vergleichsweise kleinen Anteil der Ausfälle von Maschinenanlagen betroffen. Aufgrund ihrer unterschiedlichen Elemente wie Zahnräder, Gehäuse, Lager, Wellenverbindungen, Dichtungen und Ölversorgung sind sie jedoch vielfältigen potenziellen Schadensmodi ausgesetzt (Bild 6.4.2-3).*

Die Schäden können von unterschiedlichen Phasen des „Bauteillebens" ursächlich beeinflusst sein. Im Folgenden wird dies an ausgewählten Beispielen dargestellt:

Fertigung: *An Leichtmetall-Gusslegierungen, insbesondere Mg-Sandguss, ein typischer Werkstoff älterer Gehäuse von Anbaugetrieben, findet man nicht selten durchgängige* **Porosität**. *Diese lässt sich zwar durch* **Infiltrieren** *und „***Verdichten***" (Strahlen) der Oberfläche bei der Fertigung* **abdichten**. *Ein* **Überholvorgang** *mit Entlacken, Entfetten und Reinigen kann die Porosität jedoch wieder öffnen und vergrößern. Dies geschieht durch* **Auslösen der Kunststoff-Infiltration** *und/oder* **chemischen Angriff** *des Grundwerkstoffs. So entstehen* **Undichtigkeiten** *aus denen Öl oder Kraftstoff 'schwitzt'. Werkstofffehler und Schwachstellen wie* **Porositätsfelder** *oder* **Oxidhäute** *können bei dynamischer Beanspruchung als Anriss wirken. Unzureichend gelötete oder geschweißte* **Einspritzdüsen** *der Ölschmierung sind von Schwingermüdung gefährdet. Brechen sie und fallen zwischen die Zahnräder ist ein kapitaler Folgeschaden wahrscheinlich.*

Werden die Flanken kleiner schmaler Zähne einsatzgehärtet, kann es zu inneren Fehlern kommen. Sie sind die Folge von **Wasserstoff-Versprödung** *und lösen im Betrieb Zahnbruch aus (Bild 6.4.1-6 und Band 1, Bild 5.7.2-2).*

Überholung: *Die Eindring-Rissprüfung erfordert ein Entlacken und Entfetten sowie die Demontage aller Stahlteile (Lageraufnahmen, Gewindeeinsätze). So lässt sich chemischer An-*

Fortsetzung Seite 6.4.2-10

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

Typische Probleme von Anbaugetrieben

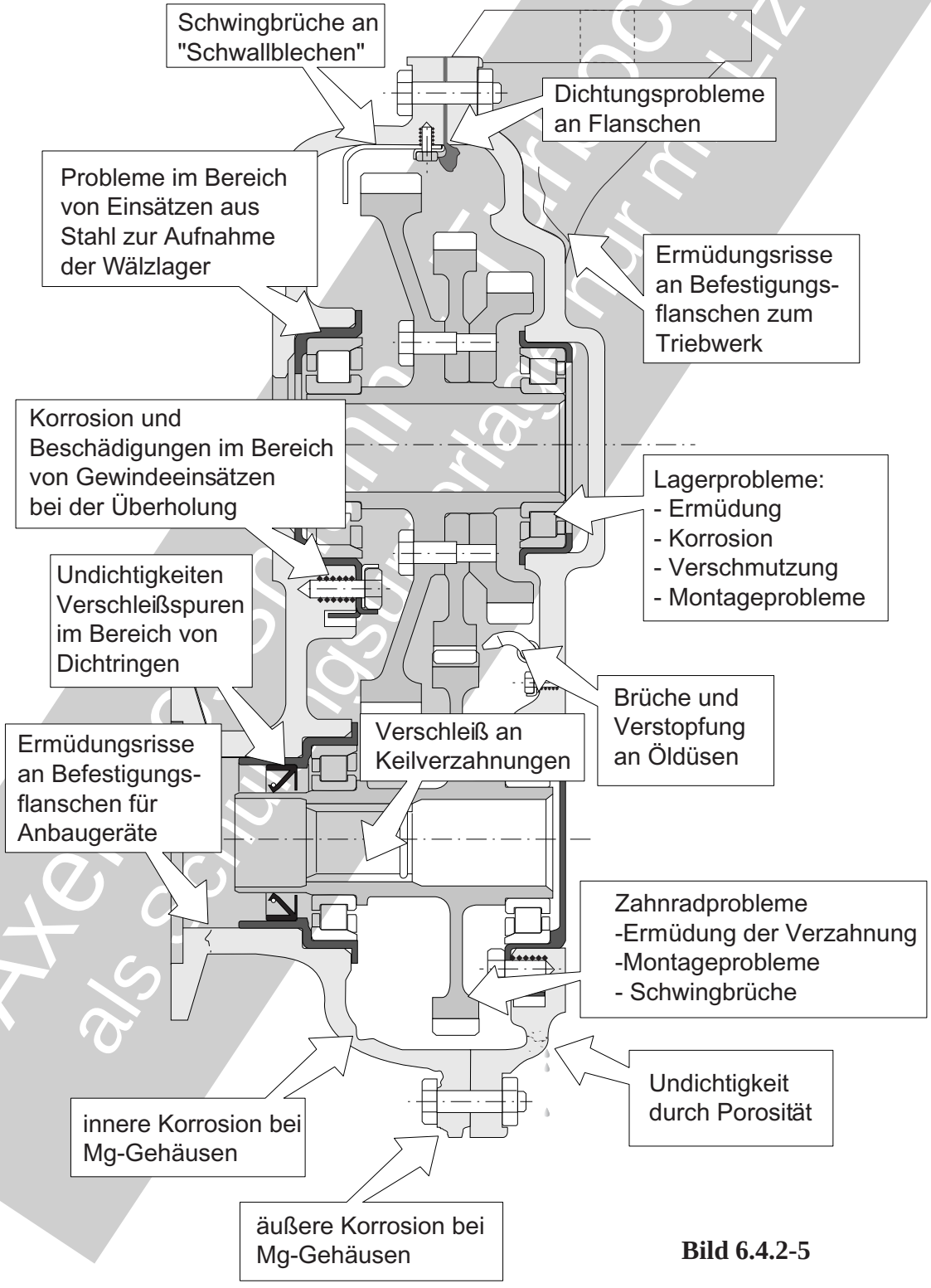


Bild 6.4.2-5

© Axel Schmidt Turbocoupling als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Fortsetzung von Seite 6.4.2-8

griff und ***Korrosion*** *durch Elementbildung vermeiden. Weil diese Befestigungselemente später wieder eingesetzt werden müssen, sind zum Ausgleich von Abtrag und Verschleiß (Betrieb, Demontage) vergrößerte Einsätze oder Beschichtungen der Passflächen in den Gehäusen vorgesehen. Dies kann die Anzahl der möglichen* ***Überholungen begrenzen****.*
Zahnradwellen werden an den Dichtflächen der Dichtringe verschlissen. Es entstehen auf den Wellen umlaufende Rillen. Diese Zonen müssen bei einer Überholung abgearbeitet (geschliffen) werden. Sie werden dann auf den erforderlichen Durchmesser beschichtet (z.B. verchromt) und auf Maß bearbeitet. Im Rahmen dieser Reparatur wird auch die übliche ***Brünierung*** *entfernt. Sie wird später in einer heißen Lauge wieder aufgebracht. Dieser Reparaturvorgang kann Rissbildung auslösen und gravierende Schäden erzeugen. Solche Risse sind nicht immer bei der anschließenden magnetischen Rissprüfung sicher zu finden (Band 1, Bild 5.6.3.1.2-3). Im Betrieb führen sie zum nicht abfangbaren Ausfall des Bauteils.*

Betrieb: *Es bestehen gute Chancen, dass sich* ***konstruktionsbedingte Schwachstellen*** *an Getrieben im Rahmen der Entwicklung und* ***Erprobung*** *zeigen. So sind sie vor der Serieneinführung zu vermeiden. Damit ist verständlich, warum man von Problemen bei der Entwicklung hört, im Betrieb jedoch vergleichsweise wenig Schäden bekannt werden. Getriebe sind merklichen dynamischen Beanspruchungen unterworfen. Die Kräfte werden von Befestigungen (Bild 6.4.2-6) , An- bzw. Abtrieb und Zahnrädern eingeleitet. Deshalb ist ein besonderes Augenmerk auf Fehler und Schwachstellen zu richten, die Schwinganrisse begünstigen können. Dies gilt besonders für die Zahnräder selbst.*
*Ein eigenes Problem ist der „****Ölhaushalt****“ der Getriebe. Gelegentlich weisen Getriebe „Totwasserzonen“ auf, in denen sich größere Mengen Öl ansammeln können. Typische Situationen sind die ungewöhnliche Schrägstellung einer Baumaschine oder die Manöver eines Flugzeugs. Man spricht von „****Oil Hiding****“ , (Bild 7.1-9). Dies kann im Extremfall zum Ölmangel an Hauptlagern und Ausfall der gesamten Maschine führen.*
Öldüsen *sind häufig als dünne, mit Schellen an der Getriebewand befestigte Röhrchen ausgebildet. Sie können zu Schwingungen angeregt werden und* ***Schwingbrüche*** *erleiden.* ***Spontane Schäden*** *sind die Folge, wenn die Bruchstücke zwischen Zahnräder gelangen. Kommt es lediglich zu örtlichem* ***Schmierstoffmangel,*** *ist nach einiger Zeit mit Zahnrad- und Lagerschäden zu rechnen. Solche Schäden zeigen sich meist frühzeitig mit Spänen an Magnetstopfen. Erfahrungsgemäß treten Schwingbrüche an Öldüsen in Kerbzonen wie Übergängen zu Verteilerstücken,* ***Lötungen und Schweißungen*** *auf. Deshalb sollten solche Zonen nicht in Bereiche potenziell hoher Schwingbeanspruchung, also in Nähe der Schellen gelegt werden.*

Zum Betrieb mancher Anlagen gehören auch längere ***Stillstandszeiten****. Diese können auf Elemente des Getriebes wie Lager (Korrosion, Brinelling) und Dichtungen schädigend wirken. Bei* ***O-Ringen*** *(Kapitel 6.10.1.2) wird von* ***Alterung mit Versprödung*** *und bleibender Verformung berichtet. Denkbar sind auch* ***Undichtigkeiten und/oder Heißlauf von Wellendichtringen*** *(Kapitel 6.10.2.1). Ursache ist eine* ***trockene Gleitfläche beim Anfahren*** *weil der Ölfilm abgelaufen war. Diese Situation wird erfahrungsgemäß nach einer Montage wahrscheinlicher.*

© AVL Schaltgetriebe - Tutorial - Nur zur Ausbildungsunterlage - Nicht zur Weitergabe

Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

Getriebegehäuse werden üblicherweise aus Leichtmetallguss hergestellt. Sie haben eine relativ niedrige Schwingfestigkeit.

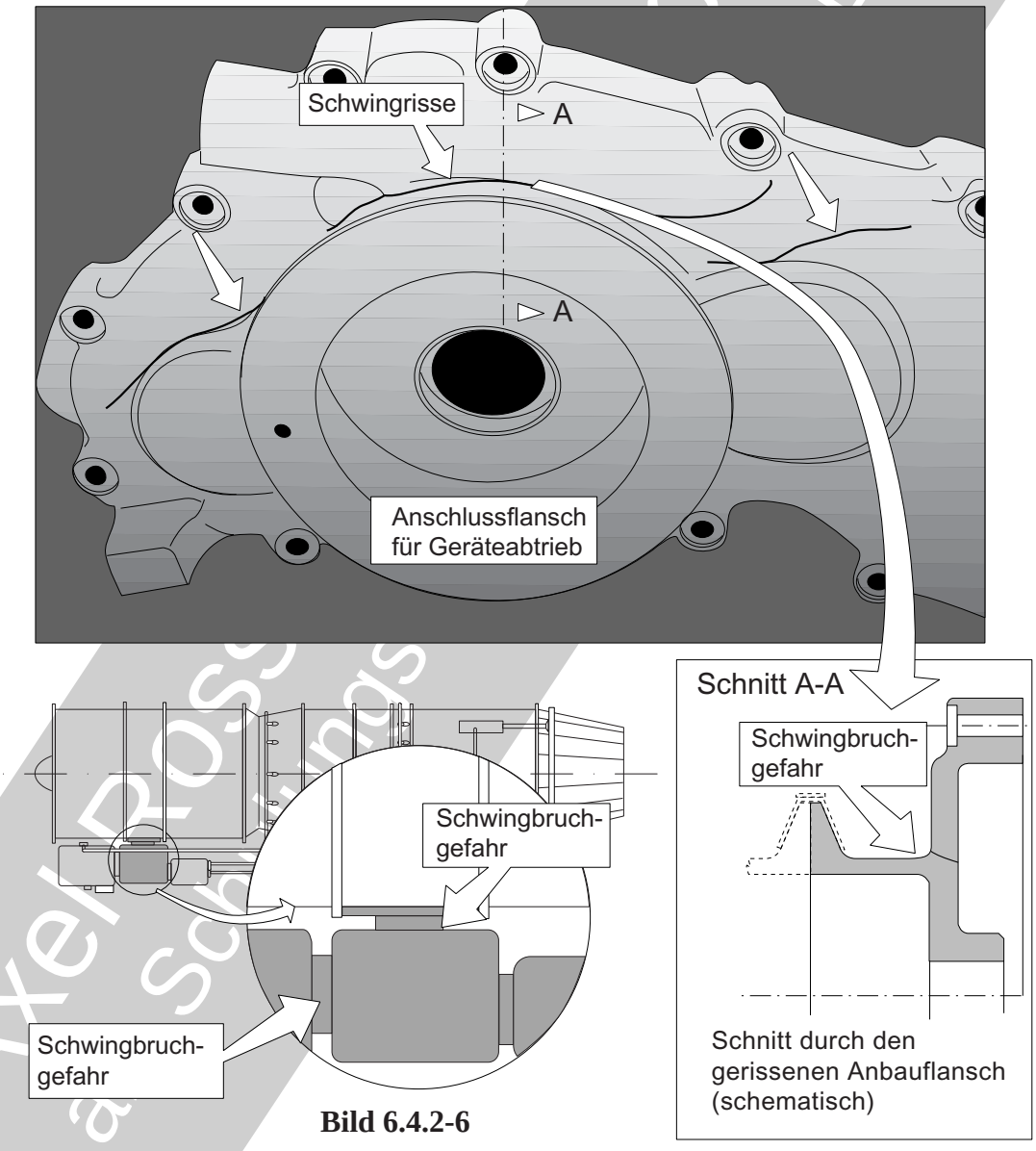


Bild 6.4.2-6

Bild 6.4.2-6 *(Lit. 6.4.2-10):* ***Anbaugetriebe*** *außen an einer Maschine dienen zur Leistungsübertragung zu/von Aggregaten wie Pumpen, Anlasser/Generatoren, Regler. Deren* ***Befestigungsflansche*** *können hohen dynamischen Lasten ausgesetzt sein (Skizze unten). Die niedrige Schwingfestigkeit der aus Leichtmetall-legierungen gegossenen Gehäuse (Al- und Mg-Legierungen) begünstigt eine* ***Schwingermüdung****. Die obere Skizze zeigt Schwingrisse (HCF) am Übergang des Flanschhalses in den Getriebedeckel.*

Getriebe von Windenergieanlagen

Eine **besondere Herausforderung für den Konstrukteur** (Lit. 6.4.2-11 und Lit. 6.4.2-12) sind Getriebe von Windenergieanlagen (WEA). Es handelt sich neben dem **Hauptgetriebe** das die Leistung aus dem Rotor aufnimmt um weitere Getriebe, welche die Anlage wechselnden Betriebseinflüssen wie Böen und Änderung der Windrichtung anpassen (Bild 6.4.3-4). Deren Probleme sind besonders lehrreich, stehen sie doch beispielhaft für Anwendungen des **Leichtbaus** und dessen Einsatz bei der Nutzung technisch 'scheinbar harmloser' Anwendungen wie erneuerbare Energie. Das Augenmerk gilt in erster Linie **Lagern** (Lit. 6.4.2-11) und **Zahnrädern** (Bild 6.4.1-1, Bild 6.4.1-2 und Bild 6.4.1-14, Lit. 6.4.2-11).

Die **Sicherheit** und **Früherkennung** eventueller Probleme (Bild 6.4.3-5) des Hauptgetriebes solcher Anlagen übernehmen kontinuierliche **Überwachungen** der **Belastungen** (Bild 6.4.3-4) und des **Öls** (Kapitel 7.1.2, Kapitel 7.1.3 und Kapitel 7.2).

Bild 6.4.2-7 *(Lit. 6.4.2-11, Lit. 6.4.2-12 und Lit. 6.4.2-13): Die Komponenten einer WEA sind heute auf eine* ***Laufzeit von 20 Jahren*** *ausgelegt. Es handelt sich um High-Tech in* ***Leichtbau****. Dabei ist ein kontinuierlicher* ***Trend der Leistungssteigerung*** *zu berücksichtigen. Nach E. Bauer ist für eine entsprechende Langzeiterprobung bei einem* ***Innovationszyklus*** *zu höheren Leistungsklassen von ca. 1/2 Jahr verständlicherweise nicht ausreichend Zeit. Von solchen in Serie ausgelieferten WEA ist somit eine erhöhte* ***Ausfallwahrscheinlichkeit*** *anzunehmen, was offenbar auch die Praxis zeigt. Versicherungsstatistiken zeigen, dass von allen Komponenten einer WEA* ***Hauptgetriebe am häufigsten frühzeitig versagen****.*
Problematisch sind alle ***Entwicklungsschritte*** *bis zur Serie.*
- ***Angenommene Betriebsbeanspruchungen*** *(Betriebsweise, Standortbesonderheiten).*
Für Getriebe versucht man 'Unwägbarkeiten' wie ***standortspezifische Lastkollektive*** *mit einem '****Anwendungsfaktor****' in der Auslegung abzudecken. Trotz aufwändiger* ***Messungen*** *und* ***Betriebserfahrung*** *für dessen Ermittlung/Absicherung bleibt dem '****Bauchgefühl****' immer noch viel Raum. Damit gibt es insbesondere bei merklichen Unterschieden zu bisherigen Anlagen deutliche Risiken. Das zeigen Getriebeschäden nach wenigen Monaten Einsatz.*
- ***Konzept/Typ*** *wie Getriebeart oder Generatortyp beeinflussen die Häufigkeit spezifischer Probleme und Schäden.*
- ***Technologien*** *können sich auch indirekt auswirken. Dazu gehört der Einfluss einer fasertechnischen* ***Bauweise*** *auf Gewicht und Elastizität der Rotorflügel.*
- ***Konstruktion*** *(Gestaltung, Auslegung). Hier sind* ***elastische Verformungen*** *der Wellen, Lager, Gehäuse, und Zahnräder zu berücksichtigen. Sie sind für das* ***Tragbild*** *(„****A****", Bild 6.4.1-10) der kraftübertragenden Zahnflanken entscheidend. Bei zu wenig tragendem Anteil kommt es nach sog.* ***Graufleckigkeit*** *(„****B****" und „****C****", Bild 6.4.1-4 und Bild 6.4.1-4.1) zur* ***Mikrorissbildung****. Im Endstadium entstehen typische* ***dreieckige Flankenausbrüche*** *(„****D****"). Danach ist der Totalschaden mit Zahnbruch nicht mehr weit.*
In die Lebensdauer der Verzahnung und Lager geht die ***Schmierung*** *entscheidend ein. Dem Konstrukteur muss bewusst sein, dass der weitaus größte Ölanteil zur* ***Wärmeabfuhr*** *benötigt wird. Genügt sie örtlich nicht, können hier hohe Temperaturen auftreten, welche die Tragfähigkeit des Ölfilms schwächen. Grund ist die niedrige Viskosität. Sie begünstigt Graufleckigkeit. Ein weiteres Problem ist die schnelle, thermisch bedingte Alterung. Wichtig sind sowohl* ***Menge*** *und* ***Verteilung*** *als auch die* ***Art des Öls****.*
Fresspuren *(„****E****" Bild 6.4.1-4, Bild 6.4.1-9.1) zeigen, dass es bereits zum Zusammenbruch des Schmierfilms und zum metallischen Kontakt kam.*
- ***Produktion*** *(z.B. Masshaltigkeit, Schädigungen wie Schleifbrand).*

© Axel Possmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Probleme und Schäden

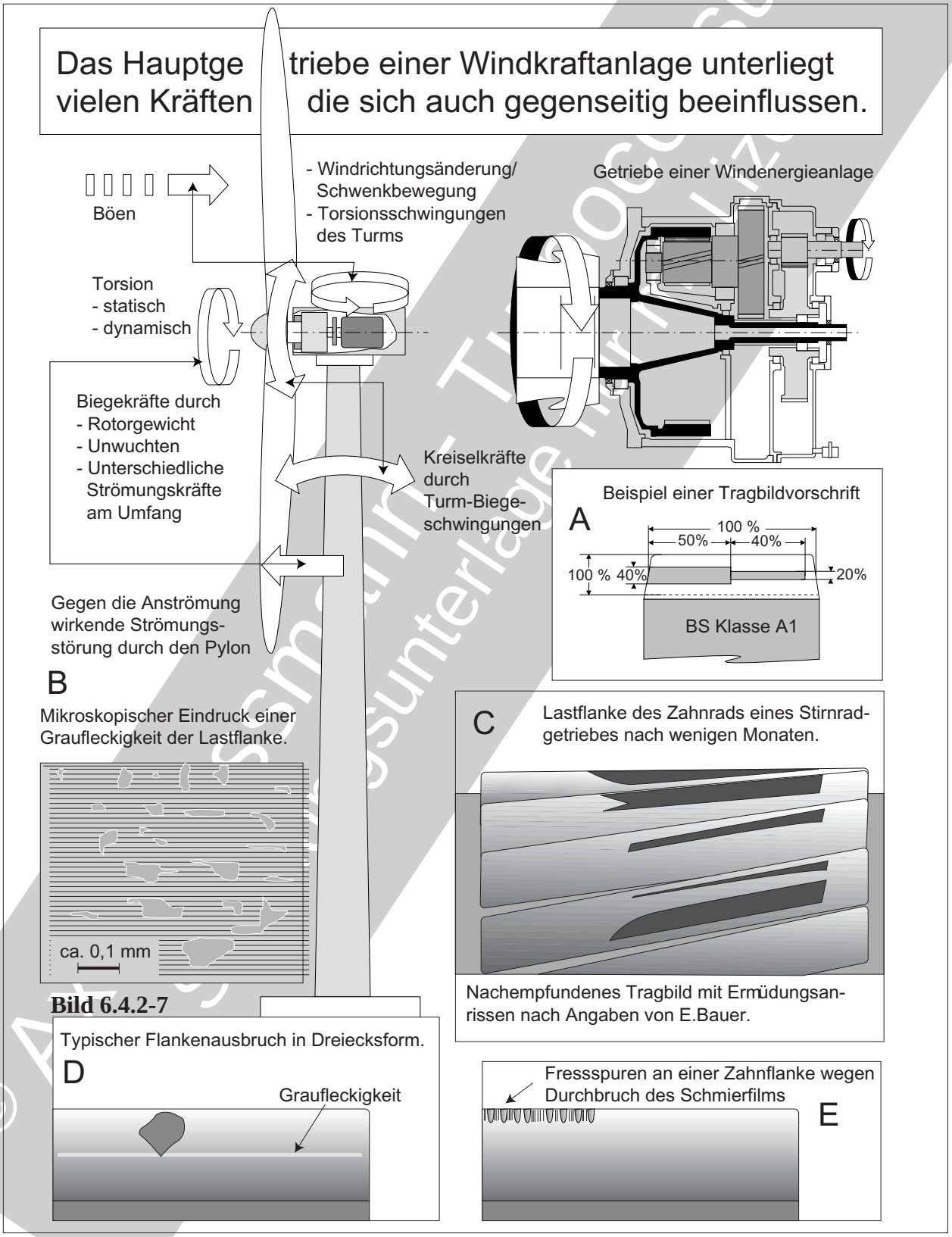


Bild 6.4.2-7

- ***Montage*** *(z.B. Probleme durch erschwerte Bedingungen vor Ort).*
- ***Wartung*** *(z.B.* ***Intervalle****,* ***Ölanalysen****).*

Alle diese Schritte verhalten sich wie Glieder einer Kette. Ist eines zu schwach, versagt das System. In diesem Fall zumindest mit einem hohen ***Kostenrisiko****.*

Literatur zu Kapitel 6.4.2

6.4.2-1 E.J.Pohl, R.Barak, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1964, Seiten 51, 64, 73, 184, 192, 234, 299, 347.

6.4.2-2 J.Broichhausen, „Schadenskunde, Analyse und Vemeidung von Schäden in Konstruktion, Fertigung und Betrieb“, Carl Hanser Verlag München, 1985, Kapitel 10.

6.4.2-3 T.E.Tallian, „Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements“, ASME Press, ISBN 0-7918-0008-3, 1992.

6.4.2-3 Allianz Versicherungs-AG, „Allianz-Handbuch der Schadenverhütung“, 3. Auflage, 1972, Seite 388-410.

6.4.2-5 H.Huppmann, „Aus Schäden Erfahrungen sammeln - Fehlerquellen und Fehlerstatistik, Übersicht über Schadensarten an Zahnrädern“, Zeitschrift „asr. Digest für angewandte Antriebstechnik“, Heft 1, April 1973, 1. Jahrgang, Seite 53-56.

6.4.2-6 P.Lynwander, „Gear Drives for Turbomachinery“ in J.W.Sawyer, „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook“, First Edition, 3. Band, Seite 11-1 bis 11-22.

6.4.2-7 Metals Handbook Ninth Edition, „Volume 11 Failure Analysis and Prevention“, Verlag ASM, ISBN 0-871170-007-7, Kapitel von L.E.Alban„Failures of Gears“, Seite 586-601.

6.4.2-8 E.Bauer, „Beispiele für Verzahnungsschäden, ausgehend von innenliegenden Fehlstellen“, Zeitschrift „ Allianz Report“ 68 (1995), Heft 6 , Seite 230 - 238.

6.4.2-9 T.Deeg, „Getriebe“, Kapitel 4.2 in C.Lechner, J.Seume, „Stationäre Gsaturbinen“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3, 2003, Seite 113-134.

6.4.2-10 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, 2000, ISBN 3-00-017733-7, Kapitel 11.2.5.

6.4.2-11 E.Bauer, „Windenergieanlagen Schadenbetrachtungen“, Beitrag zu ‘Expertentage Windenergieanlagen’, www.windwin.de/.../pdf, Allianz Report 2/2001, Seite 72 - 77.

6.4.2-12 “Wechselnde Winde stellen Getriebe auf die Probe“, VDI-Nachrichten 05.06.2009, http://www.vdi-nachrichten.com/artikel/.../43523/7, Seite 1 und 2.

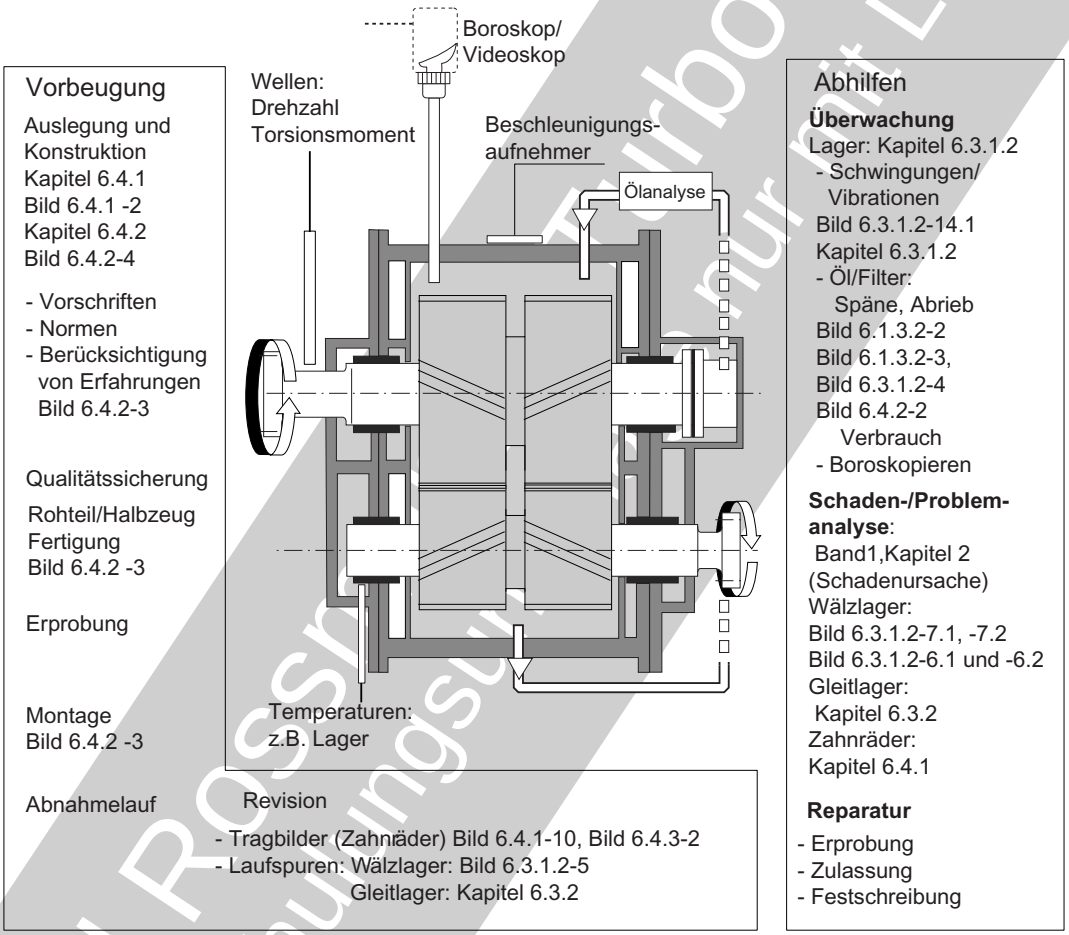
6.4.2-13 P.Weismann, R.Krethe, C.Heine, „Schadensfrüherkennung und zustandsabhängige Ölwechselintervalle in WEA durch Ölanalysen“, www.windwin.de/images.../wc03032%20Schadensfrüherkennung.pdf, 15 Seiten.

© Axel Rossmann - TurboConsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:
Getriebe:
Schadenverhütung

6.4.3 Schadenverhütung an Getrieben

Vorbeugung und Abhilfen gegen Getriebe- und Zahnradschäden.



Die Schadenverhütung an Getrieben lässt sich in zwei Hauptgruppen einteilen. **Vorbeugende Maßnahmen und Abhilfen** nach entstandenen Schäden. Diese werden bereits in verschiedenen Kapiteln spezifisch für Maschinenelemente wie Lager, Zahnräder und Kupplungen behandelt. Dieses Kapitel beschäftigt sich deshalb ergänzend mit der **Überwachung von Schwingungen/Vibrationen** sowie der **Bewertung von Betriebsspuren**. Auf Schmieröl und das Ölsystem wird im Kapitel 7.1 gesondert eingegangen.

Voraussetzung für eine **Maschinenüberwachung** (Kapitel 7.2) sind Schäden, die sich ausreichend langsam mit messbaren Veränderungen entwickeln.

Es sind in erster Linie

- **Schwingermüdung von Laufflächen** an Wälzlagern und Zahnflanken.Wenig erfolgversprechend ist dagegen auch heute noch die rechtzeitige Detektion von Schwingrissen in Kerben.

- **Verschleiß** (Schwingverschleiß = fretting, siehe Band 1 Kapitel 5.9.3) an Kupplungen (Bild 6.6.4-6) und Wälzlagern (Bild 6.3.1.2-6.1) sowohl an Sitzen als auch in kraftübertragenden Kontaktflächen bei Vibrationen (engl. Brinelling, Bild 6.3.1.1-12).

© Axel Rossmann Turbo Consulting
als Schulungsunterlagen nur mit Lizenz

- **Korrosion**, z.B. im Stillstand auf Laufflächen von Wälzlagern (Bild 6.3.1.1-28 und Bild 6.3.1.2-13) kann sich später im Betrieb mit Vibrationen und Partikeln im Öl (Kapitel 7.1.3.1) bemerkbar machen.

Zu eher konventionellen Maßnahmen der Schadenverhütung lassen sich bei Getrieben die Überprüfung und Begutachtung von **Tragbildern** der Zahnflanken bereits vor der Inbetriebnahme durch 'Tuschieren' (Bild 6.4.3-1) und im Betrieb (Bild 6.4.3-2) zählen

Besonders die **Frühwarnung** (Bild 6.3.1.2-15 und Bild 6.4.3-4) vor Schäden und Problemen teurer Anlagen mit hohem Schadenspotenzial bekommt immer mehr Bedeutung und hat einen hohen Stand erreicht. Dabei war die Überwachung von **Flugtriebwerken** ein Vorreiter (Band 1, Bild 3.3-2.2). In gewissem Sinn gehört auch die moderne Diagnose von Kraftfahrzeugen dazu (Band 1 Bild 3.3-3.1). Hier sind jedoch gewöhnlich bereits Probleme/Schäden aufgetreten. Dann geht es in erster Linie um die **Ursachenfindung**. Ein eindrucksvolles Beispiel ist die **Fehlerfrüherkennung bei großen Windkraftanlagen** (Bild 6.4.3-3 und Bild 6.4.3-4). Entsprechende **Warnsysteme** dienen allgemein folgenden Zwecken:

- Sicherheit von Anlage und Personen.
- Zustandsabhängige Wartung (engl. on condition) zur Aufwandsminimierung.
- Vermeidung unnötiger präventiver Wartung und unnötigen Teiletauschs.
- Vermeidung von Schäden und Folgeschäden.
- Fernüberwachung, insbesondere schwer zugänglicher Anlagen.

die folgenden Online-Messungen haben erhöhte Bedeutung:

- **Schwingungen/Vibrationen in Amplitude, Richtung und Frequenz** zeigen durch Messung mit Beschleunigungsaufnehmern direkt oder indirekt fortschreitende Verschleiß- und Ermüdungsschädigungen.
- **Temperatur** kritischer Komponenten wie **Lager** und des **Schmieröls**.
- **Drehzahlen**, zeitlicher Verlauf und Überdrehzahlen (z.B. für Schnellabschaltung).
- **Drehmomente** bzw. **Leisungsaufnahme/-abgabe**.
- **Umgebungsbedingungen** wie Temperatur und Luftfeuchte

Der Trend zur Fehlerfrüherkennung an ganzen Systemen geht zur **Integration weiterer Parameter** in die computergestützte Auswertung. Dazu gehört die **kontinuierliche Ölanalyse** (Kapitel 7.2).

Generell erfordert eine aussagekräftige Fehlerfrüherkennung viel, meist **anlagenspezifische Erfahrung**. Sie ist mit umfangreichen, oft langwierigen **Erprobungen** und **Versuchen** zu erkaufen. Das gilt besonders für die **Ermittlung der Ursache von Schäden**. Deshalb kommt in diesem Zusammenhang der Auswertung der Ergebnisse große Bedeutung zu. Entsprechend sind **Schadensanalysen/technische Problemanalysen** (Band 1 Kapitel 2) die Aufgabe des verantwortlichen Personals. Sie sollten in Grundlagen der Vorgehensweise Allgemeingut sein.

© Axel Rossmann - Tubo consult
Abschulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Schadenverhütung

Beispiel einer Tragbildvorschrift

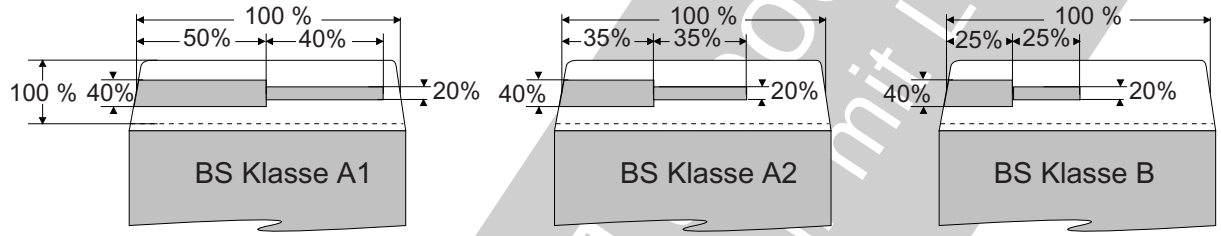


Bild 6.4.3-1

Bild 6.4.3-1 *(Lit. 6.4.3-2): Das* ***Tragbild einer Verzahnung*** *ist von besonderer* ***Aussagekraft****. Es sollte bei der* ***Werksabnahme*** *und bei der* ***Inbetriebnahme*** *kontrolliert werden. Das ist einem Fachmann durch '****Tuschieren****' mit einer geeigneten Farbe ('Preussisch Blau') möglich. So werden montagebedingte elastische Verformungen des Getriebes und der Anschlüsse miterfasst. Ein solcher Einfluss sind Unebenheiten der Fundamentplatte. Zunächst erfolgt eine Tragbildermittlung im* ***Leerlauf****. Dazu wird Tuschierfarbe verwendet. Wegen der nicht vollständigen* ***elastischen Anformung*** *erhält man Tragbilder entsprechend der rechten Skizze. Bei* ***Nennlast*** *sollte die gesamte Zahnflanke tragen.*
Die dargestellten Tragbilder entsprechen der als Beispiel gewählten ***Vorschrift*** *British Standard 1807. Sie gilt für die* ***tragende Zahnflanke im unbelasteten Zustand****. Die Klassen A1 und A2 gelten für eine* ***Teilkreisgeschwindigkeit*** *über 50 m/s.*

Bild 6.4.3-2 *(Lit. 6.4.3-2):* ***Tragbildfehler*** *zeigen geometrisch bedingte, schädigende Lagerbelastungen an.*
Auf die Fehlerart bzw. die fehlerhafte Komponente lässt sich aus einem ***Tragbild, das im Kontakt mit einem Meisterrad*** *erzeugt wurde, rückschließen. An sehr schlanken Zahnrädern, besonders in der Nähe einer Kupplung, können durch Verdrillung und Durchbiegung andere Tragbilder als die dargestellten entstehen.*

*„****A****" ****Eckenträger*** *sind auf fehlerhafte Flanken-, Schrägungsrichtung, Wellenparallelität oder Achsschränkung zurückzuführen.*

*„****B****" ****Taumelfehler*** *zeigen nach 180° meist auf der Zahnbreite einen Wechsel des tragenden Bereichs (wechselnder Eckenträger).*

*„****C****" ****Kopf-*** *(„****C1****") **und Fußträger*** *(„****C2****") sind Folgen eines Fehlers im Eingriff (Grundkreisfehler).*

*„****D****" ****Welligkeit*** *in Richtung der* ***Zahnhöhe*** *(„****D1****") oder über die* ***Zahnbreite*** *(„****D2****") sind eine Folge der Zahnherstellung.*

© AGI Possenhofen - Technocom
alle Rechte vorbehalten
Unterlage nur mit Lizenz

Typische Tragbilder von Zahnrädern beim Leerlauftest.

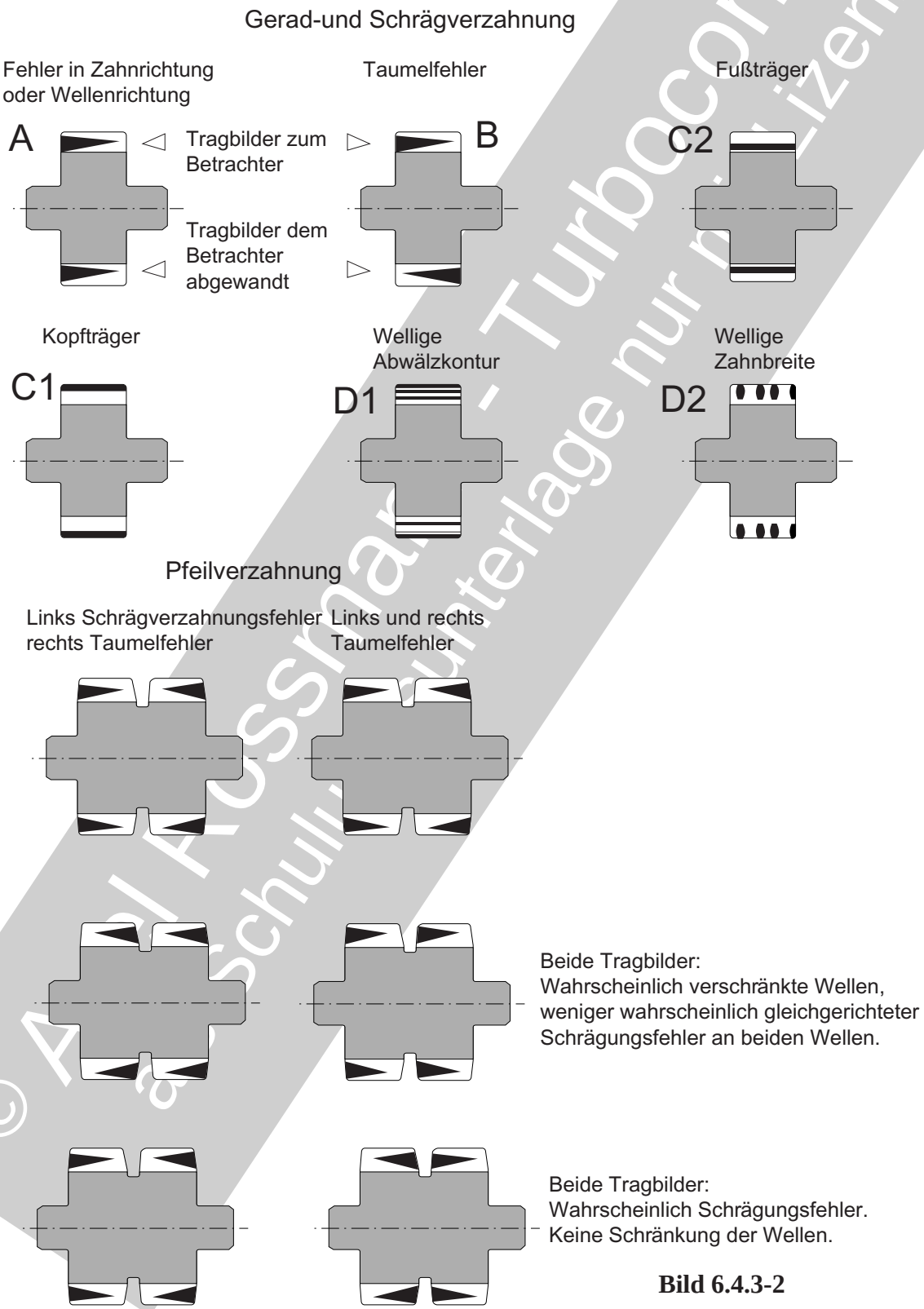


Bild 6.4.3-2

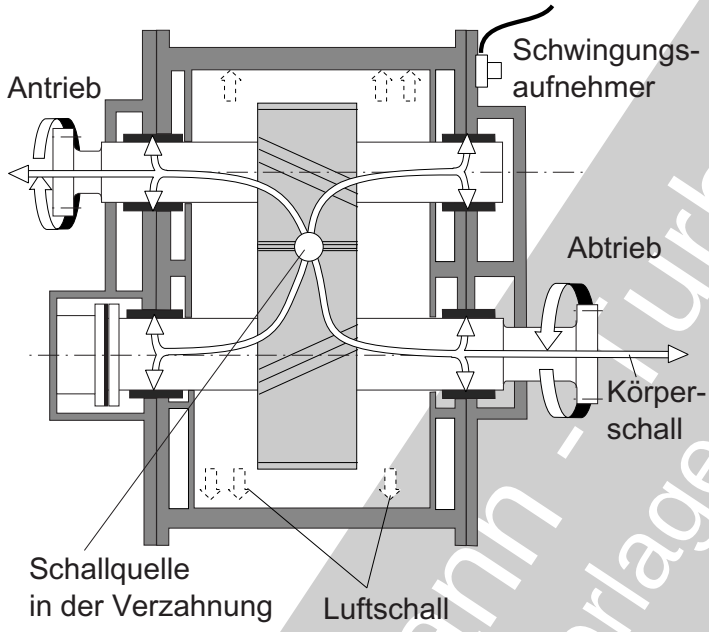
Bildbeschreibung Seite vorher

© Axel Rossmann - Turbocontult
Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Schadenverhütung

Zum Verständnis schallbasierter Diagnosen an Getrieben.

Unter Verwendung von Angaben aus Lit. 6.4.3-16



Erregungsquellen:

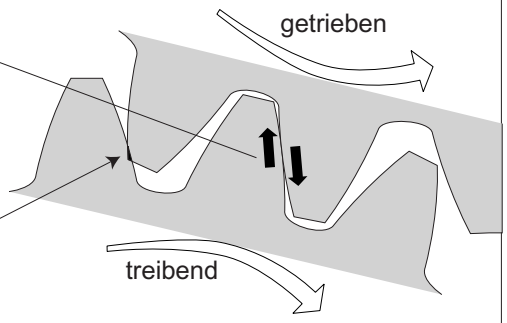
Äußere:
- Ungleichmäßigkeiten im An- und Abtrieb (Drehmoment, Drehzahl)

Innere:
- Prinzipbedingte Schwankungen in der Steifigkeit der Verzahnung im Eingriff.
- Verzahnungsfehler der Fertigung: Profil, Teilung, Rundlauf.
- Verzahnungsschäden/ Betriebsschäden.
- Stoßerregungen: Eingriffsstoß durch elastische Zahnverformung unter Last.
- Wälzkreisimpuls wegen Richtungsänderung des Gleitens der Zahnflanken im Wälzpunkt

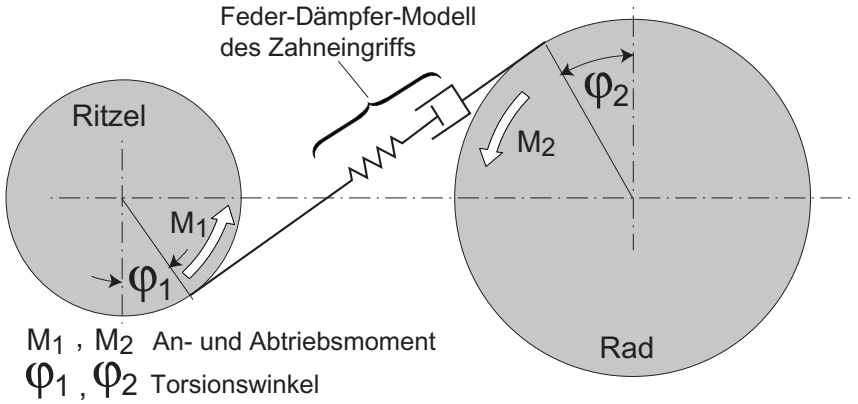
Prinzipbedingte Stöße in der Verzahnung ines Getriebes

Wälzkreisimpuls durch Richtungsänderung der Gleitbewegung der Zahnflanken im Wälzpunkt

Eingriffstoß durch elastische Zahn-verformung unter Last



Einfachstes physikalisches Modell einer fehlerhaften Verzahnung.



M_1 , M_2 An- und Abtriebsmoment

φ_1 , φ_2 Torsionswinkel

Bild 6.4.3-3

Bild 6.4.3-3 *(Lit.6.4.3-15): Schwingungssignale eignen sich besonders zur* ***Erfassung des Getriebezustands****, insbesondere der Verzahnungen. Für den* ***stationären Betrieb werden Frequenzanalysen*** *genutzt (Bild 6.3.1.2-15). Leider herrschen wegen* ***Drehzahl-***

änderungen *und* ***prinzipbedingten Impulsen beim Zahneingriff*** *an Getrieben häufig* ***instationäre Bedingungen****. Diese Probleme lassen sich offenbar mit einer* ***Zeit-Frequenz-Analyse*** *vermeiden.*
Das Verständnis der Schwingungsanalysen mit Auswertung und Bewertung der Ergebnisse setzt theoretische ***Modellbetrachtungen*** *voraus. Die mittlere Skizze zeigt das einfachste physikalische Modell.*
Der ***Zahneingriff ist die Hauptursache für Getriebeschwingungen****. Diese werden in erster Linie von* ***Körperschall*** *über Wellen und Lager auf das von außen zugängliche Gehäuse übertragen.* ***Luftschall*** *spielt dagegen nur eine untergeordnete Rolle (Skizze oben). Man unterscheidet sog.* ***statische Zahnkräfte*** *aus der Leistungs-/Momentübertragung und erregte* ***dynamische Zahnkräfte****. Diese können die statischen weit übersteigen.*
Mögliche ***Erregerquellen*** *(siehe Angaben oben rechts):*

Äußere Erreger *sind meist Ungleichmäßigkeiten im An- und Abtrieb. Diese können* ***betriebsbedingt*** *wie Drehzahl- und Momentänderungen sein. Möglich sind aber auch* ***technische Gründe*** *wie Drehschwingungen der Kurbelwelle von Kolbenmotoren.*

Zu inneren Erregern *gehört der sog.* ***Eingriffsstoß****. Er unterliegt verschiedenen Einflüssen und ist für die Verzahnungs- und* ***Fehlerdiagnose*** *von besonderer Wichtigkeit. Bei hoher Zahnbelastung wird die* ***Getriebestruktur zu deutlichen Eigenschwingungen angeregt****. Diese enthalten wichtige* ***Hinweise auf Schäden****.* ***Man unterscheidet zwei Arten.*** *Den sog.* ***Spielstoß*** *der beim* ***Abheben der Flanken*** *unter hohen Lastfluktuationen oder Bauteilschwingungen auftritt****.*** *Er entsteht beim Aufschlagen der Flanken aus dem Flankenspiel (mittlere Skizze)****.*** *Bei Schaltgetrieben mit Losrädern kommt es so zu „****Rasselschwingungen****“ mit unangenehmen Geräuschen. Der* ***Eintritts- oder Eingriffstoß*** *ist auf die* ***elastische Verformung des belasteten Zahns*** *zurückzuführen.*
Auch rein ***konstruktionsbedingte Effekte*** *(keine Fehler!) zählen zu Erregern. Beispielsweise eine* ***von den Betriebsparametern abhängige Veränderung der Verzahnungssteifigkeit*** *bei* ***wechselnden Eingriffsbedingungen*** *während des Umlaufs (Einzel-, Doppel- und Mehrfacheingriff). Sinkt die Zahnsteifigkeit als Folge einer* ***Rissbildung,*** *macht sich dies im Eingriffstoß bemerkbar.*
Auch der gewöhnlich relativ schwache sog. ***Wälzkreisimpuls*** *beim Wechsel der Gleitrichtungen der Zahnflanken am Wälzpunkt lässt sich Erregerquellen zuordnen. Ein Anstieg der* ***Reibung der Zahnflanken*** *dürfte den Effekt deutlich verstärken. Dies ist insbesondere bei fortgeschrittener* ***Grübchenbildung*** *(Bild 6.4.1-9.1) oder bei* ***Fressvorgängen*** *(Bild 6.4.1-1 und Bild 6.4.1-9.1) zu erwarten.*
Von ***Fehlern der Verzahnung*** *ausgelöste Erregungen. Dazu gehören* ***Fertigungsfehler*** *die z.B. Zahnprofil, -teilung und Rundlauf beeinflussen. Das besondere Interesse gilt* ***Verzahnungsschäden****.*
Stöße aus der Verzahnung bei ungleichmäßigem Tragbild wegen hoher ***Zahnbelastung****. In diesem Fall treten deutliche,* ***elastische Verformungen*** *durch Biegung oder Torsion auf (Bild 6.4.1-2 und Bild 6.4.3-2).*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Getriebe: Schadenverhütung

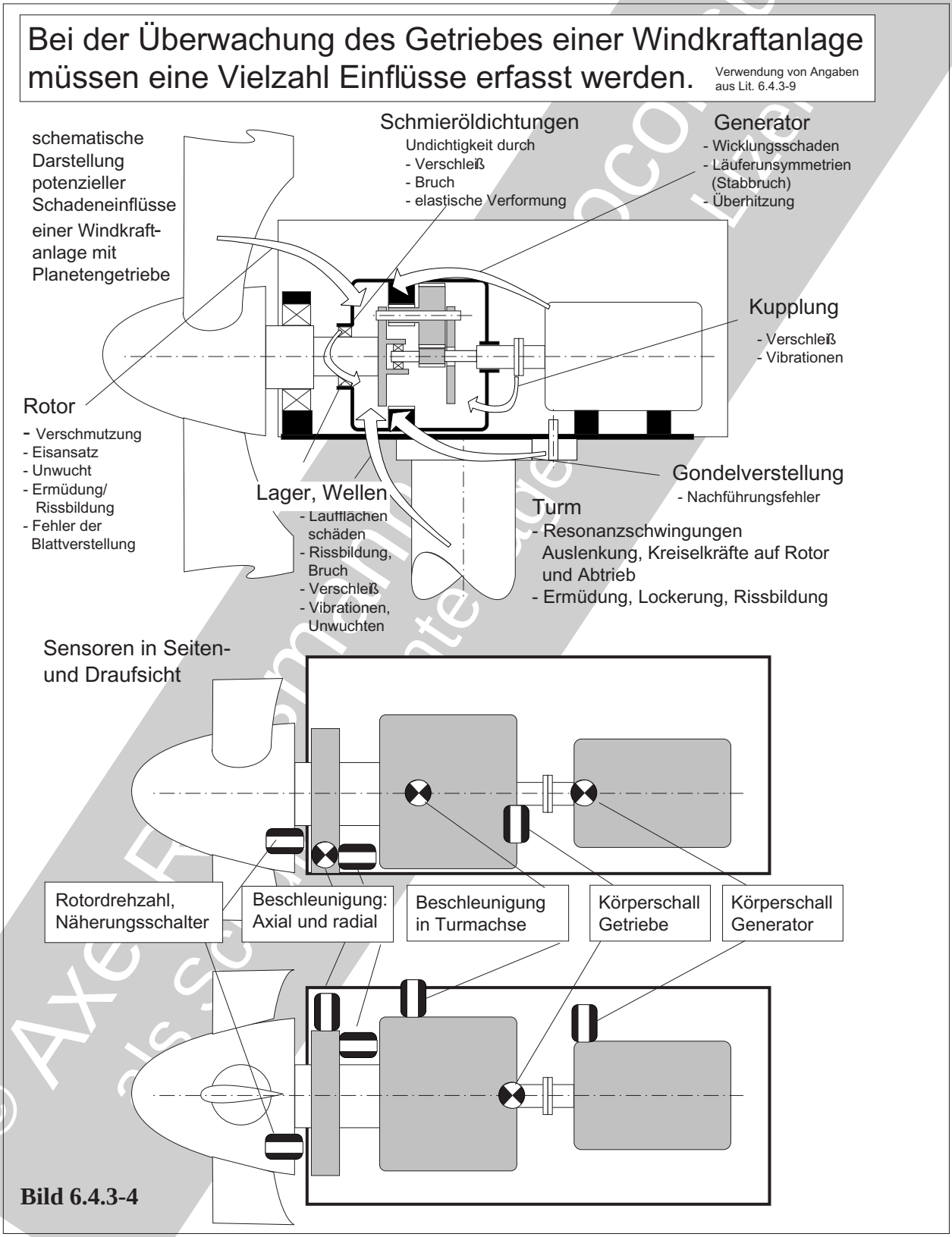


Bild 6.4.3-4

Bild 6.4.3-4 *(Lit.6.4.3-9): Die Überwachung von* ***Windkraftanlagen*** *zur* ***Früherkennung von Schäden*** *baut auf Systemen die sich seit Langem* ***im Maschinenbau bewährt*** *haben. Besonders die großen modernen Windkraftanlagen mit Leistungen im 5 MW-Bereich bedeuten eine kostenintensive Investition. Obwohl die Verfügbarkeit bei ca. 90 % liegt, sind die Kos-*

Beispiel für ein Diagnoseprogramm der Fehlerfrüherkennung an einer Windkraftanlage. nach Lit. 6.3.4-9

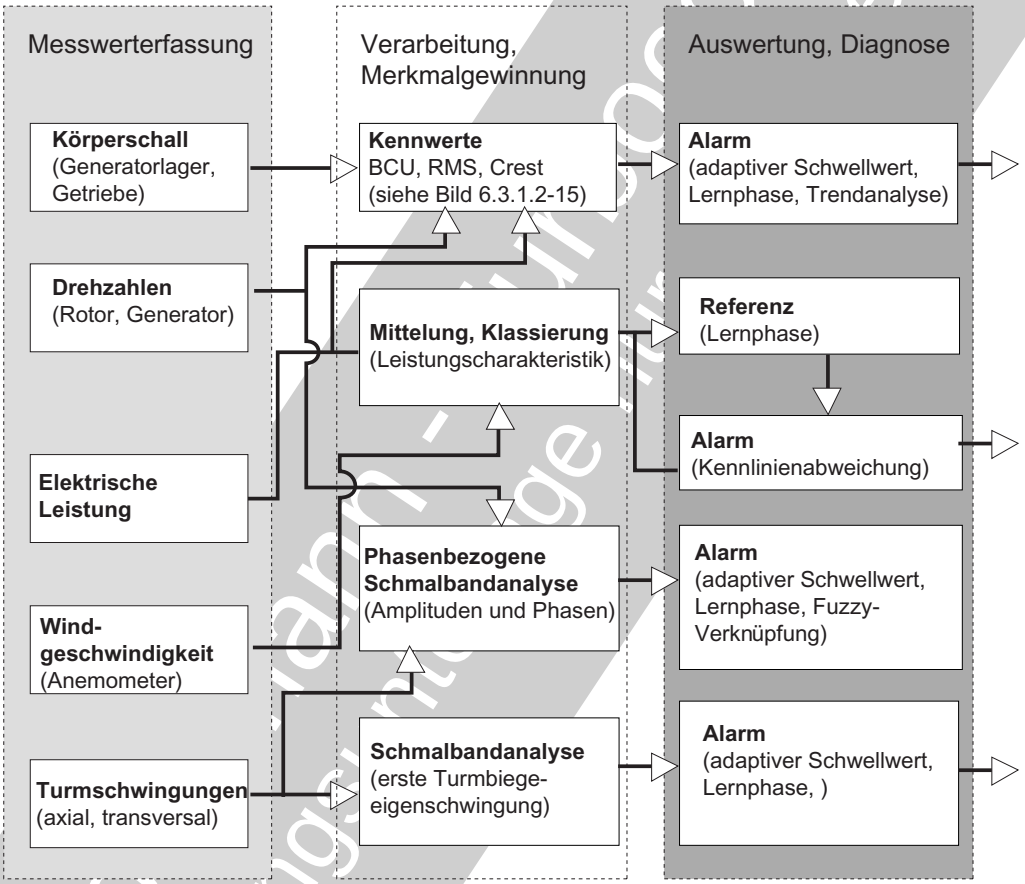


Bild 6.4.3-5

ten im Falle eines Schadens hoch. Sie beruhen auf den auszutauschenden Bauteilen, aufwändigen ***Montagearbeiten*** *(insbesondere im Offshoreeinsatz) und dem* ***Stromausfall****. So können Windkraftanlagen als Beispiel für teure Maschinenanlagen dienen.*

Die Skizze oben zeigt Hauptkomponenten mit typischen ***Problemen*** *die sich direkt (z.B. überlastend) oder indirekt (z.B. über den Ölkreislauf mit Spänen)* ***schädigend auf das Getriebe*** *auswirken. Ein Früherkennungssystem muss diese bzw.* ***kennzeichnende Parameter*** *nach Möglichkeit erfassen. Die Daten sind computergestützt mit* ***geeigneten Algorithmen*** *auszuwerten (Bild 6.4.3-4). Dazu ist ausreichende* ***Erfahrung*** *aus Versuchen, Erprobung und gegebenenfalls Serienanwendung notwendig.*

In den Skizzen unten sind vertikale und horizontale ***Positionen typischer Sensoren*** *angegeben.*

Bild 6.4.3-5 *(Lit.6.4.3-9): Auf eine Windkraftanlage wirken* ***viele schadensrelevante Betriebseinflüsse****. Ihre Auswirkungen kombinieren sich. Zusätzlich handelt es sich bei der Anlage um eine erhebliche Investition. Das spricht für eine* ***Überwachung*** *und* ***Diagnose*** *mit Hilfe der Messergebnisse. Das dargestellte Schema soll dazu einen Eindruck vermitteln.*

© AVPC Aachen - Virtuelle Produktentstehung - Simulation und Visualisierung

Literatur zu Kapitel 6.4.3

6.4.3-1 A.Rosmmann, „Industrie Gasturbinen - Problemorientierter Ratgeber für Betreiber“ ISBN 3-00-008428-2, 2009, Seite 3.7.2-1 bis 3.7.2-10.

6.4.3-2 Allianz Versicherungs-AG, „Allianz-Handbuch der Schadenverhütung“, 3. Auflage, 1972, Seite 388-410.

6.4.3-3 W.Bartelmus, „Gearbox Diagnostics Fault Detection“, Zeitschrift „Maintenance World“, www.maintenanceworld.com, May 17, 2004, Seite 1-10.

6.4.3-4 T.Deeg, „Getriebe“, Kapitel 4.2 in C.Lechner, J.Seume, „Stationäre Gasturbinen“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3, 2003, Seite 113-1344.

6.4.3-5 „Condition Monitoring, Drehmomentmessung“, Stand April 2011, Angaben der Fa. Eickhoff GmbH, www.eickhoff-bochum.de, Seite 1 und 2.

6.4.3-6 „Schwingungsmesstechnik, Schadendiagnose, Vibrationen“, Stand April 2011, Angaben der Fa. Delph, www.delphin.de, 7 Seiten.

6.4.3-7 „Zustandsüberwachung mit der Schwingungsdiagnose“, Stand April 2011, Angaben TPI WL 80-60/2 D der Fa. Schaeffller KG/ Fa. FAG, , www.fis-services.de, Seite 1-5.

6.4.3-8 „Optimaler Schutz durch kombinierte Öl- und Schwingungsüberwachung - Getriebeschäden frühzeitig erkennen“, Stand April 2011, Angaben der Fa. FAG, Industrial services GmbH, www.fis-services.de, Seite 1-3.

6.4.3-9 J.Giebhardt, M.Mevenkamp, J.Petschenka, M.Reichardt, „Fehlerfrüherkennung in Windkraftanlagen“, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben mit Förderkennzeichen 0329304A, 24.Juni 1999, ca. 150 Seiten.

6.4.3-10 „Endoskopie/Videoendoskopie von Getrieben“, Stand April 2011, Angaben der Fa. Flender, http:// elektromotoren-instandsetzung.de/getriebe-endoskopie.Seite 1und 2.

6.4.3-11 „Wälzlager Fehlererkennung“, Oktober 2006, Angaben der Fa. Brüer &Kjaer Vibro GmbH, www.bkvibro.de, Seite 1-4.

6.4.3-12 R.Proff, „Mobile schwingungsbasierte Maschinendiagnose als elementarer Bestandteil der zustandsorientierten Instandhaltung - Konzepte, Messtechnik, praktische Beispiele und Nutzenstiftung“, 29. Januar 2009, Angaben der Fa. Prüftechnik Condition Monitoring GmbH, www.prüftechnik.com, Seite 1-34.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.4.3-13 „Anwendungsbeispiel - Die Kepstrumanalyse - ein leistungsstarkes Werkzeug zur einfachen Diagnose von Wälzlager- und Getriebeschwingungen“, BAN0026-EN-11, www.bkvibro.com, Angaben der Fa. Brüer &Kjaer Vibro GmbH, www.bkvibro.de, Seite 1-4.

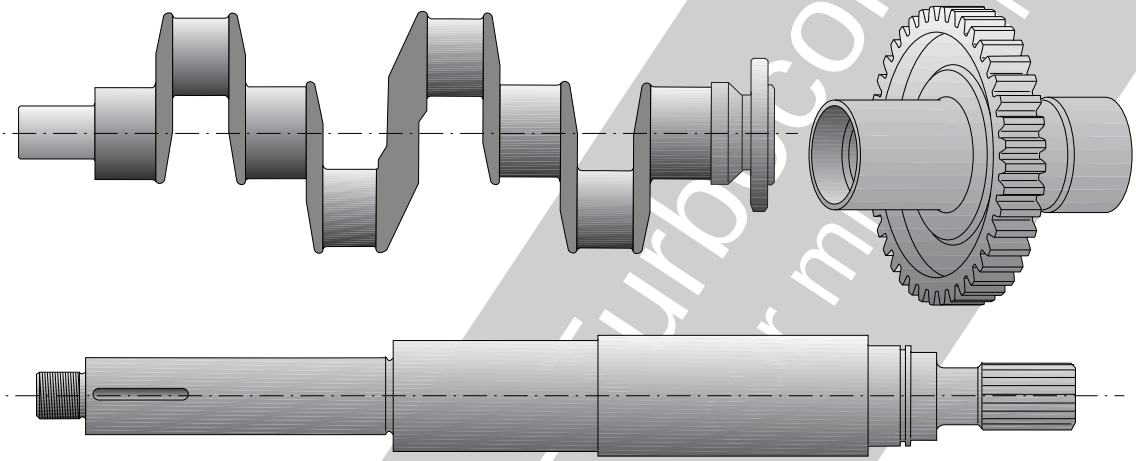
6.4.3-14 „Machine Monitoring Systems“, Angaben der Fa. Emerson Process Management (epro), www.epro.de, Stand April 2000, 7 Enzelseiten.

6.4.3-15 P.Dien Nguyen, „Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse“, Dissertation 1.November 2002, Seite 1-113.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:
Achsen und Wellen
Probleme und Schäden

6.5 Achsen und Wellen
6.5.1 Probleme und Schäden



Wellen übertragen im Gegensatz zu **Achsen** ein Drehmoment. Sieht man vom Torsionseinfluss ab, ähneln sich Versagensmechanismen und Schadensbilder (Bild 6.5-3.1 und Bild 6.5-3.3). Deshalb werden im Folgenden Wellen als Schwerpunkt behandelt. Diese Maschinenelemente können sehr **anwendungsspezifische Gestalt** aufweisen. Das beeinflusst die Lage der Schwachstellen (Bild 6.5-2, Bild 6.5-3.1, Bild 6.5-3.3 und Bild 6.5-4). Die **häufigsten Schäden** sind zumindest in der Endphase auf **dynamische Belastungen** (Schwingbrüche) zurückzuführen (Bild 6.5-2). Dabei spielen **Form-/Steifigkeitskerben** eine entscheidende Rolle. Sie beeinflusst der **Konstrukteur** mit der Gestaltung des Bauteils. Auslegung und Konstruktion wird in den Standardwerken zu Maschinenelementen ausgiebig behandelt. Darüber hinaus gewinnen **computergestützte Berechnungen** (CAD) immer mehr an Bedeutung. Trotzdem spielen **erfahrungsbasierte Kennwerte** eine wichtige Rolle. Die **große Zahl von Betriebseinflüssen** (Bild 6.5-1 und Bild 6.5-2) entziehen sich aber in ihrem Zusammenwirken einer exakten Bestimmung (Band 1 Bild 5.1-2 und Bild 5.1-3). Selbst die für eine sichere Auslegung notwendigen **Betriebsbeanspruchungen sind nicht immer bekannt**. So ist es gerade bei Wellen nicht überraschend, dass es immer wieder zum Versagen kommt (Bild 6.5-3). Dieses Risiko lässt sich mit ausreichend betriebsnahen **Versuchen** bzw. mit **Erprobung** minimieren. Deren Ergebnisse gewährleisten gegebenenfalls **gezielte Maßnahmen**. Das gilt insbesondere für Schäden die erst im **Serienbetrieb** erkannt wurden. Sie haben ein wertvolles „Know - How - Potenzial“, das vorbeugend weitere **Auslegungen unterstützt** und erfolgreiche **Abhilfen** ermöglicht.

Ein entscheidender Auslöser von Schäden ist die ungenügende **Ausrichtung gekuppelter Wellen** (Bild 6.5-6). Deutlich besser als konventionelle, mechanische/berührende Messungen ist die Genauigkeit laserbasierter Verfahren (Bild 6.6.3-6).

Dieses Kapitel soll sich ergänzend zur Fachliteratur der Maschinenlemente intensiver mit **Schäden an Wellen und deren Klärung** beschäftigen. Für einen Maschinenbauer wie den Konstrukteur ist das erfahrungsgemäß eine durchaus erfolgversprechende Herausforderung. Eine solche Einschätzung erscheint bei der **Vielfalt der Einflüsse und deren Zusammenwirken** auf den ersten Blick erstaunlich. Gibt es doch, anders als z.B. bei Wälzlagern, keine vergleichbaren Systematiken (Fachbücher). Trotzdem ist die Ursache von Wälzlagerschäden wegen des fortgeschrittenen Schadensbilds auf den Laufflächen häufig nur schwer befriedigend klärbar. Dagegen hat die **Klärung von Wellenschäden erstaunlich gute Chancen** einer befriedigenden Auswertung und Ursachenfindung, trotz Folgeschäden.

© Axel Bosch - Turbo Consult
Das Schulungsunterlage mit Lizenz

Wellenschäden, Ursachen und betroffene Maschinenelemente.

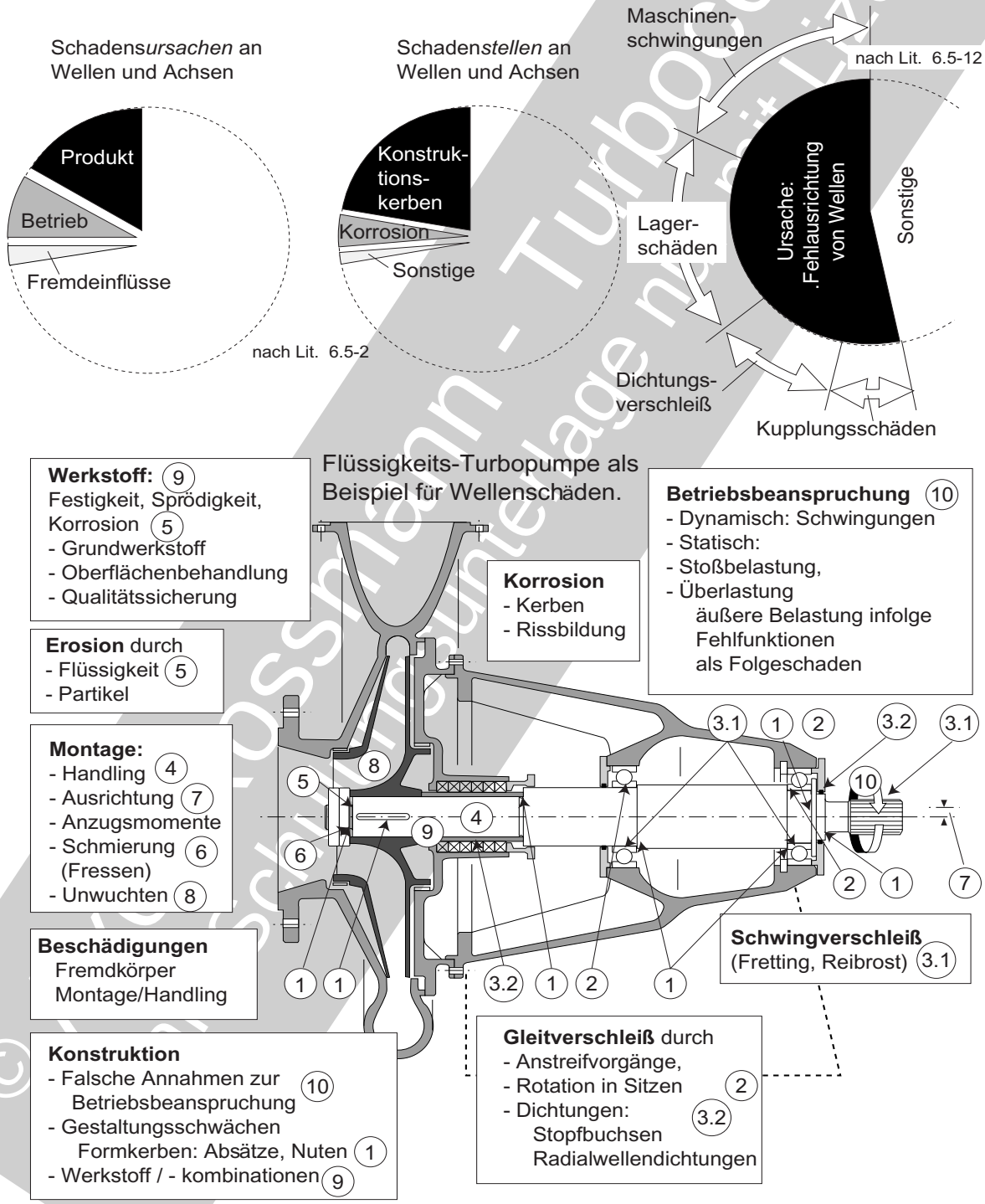


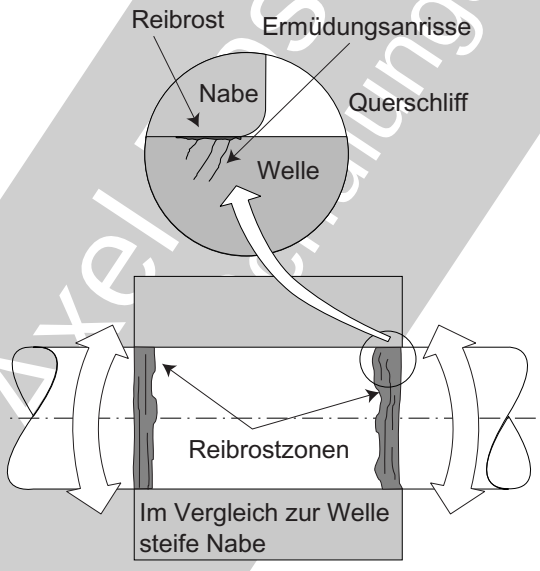
Bild 6.5-1.1

© Rossmann - Turboconsult
Schulungsunterlage nach Lizenz

Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

Bild 6.5-1.1 *und* ***Bild 6.5-1.2*** *(Lit. 6.5-2 und Lit. 6.5-12): Im Rahmen unten sind beispielhaft schädigende Einflüsse auf* ***Wellen*** *dargestellt.*
Die Tortendiagramme zeigen Ursachen von ***Schäden*** *an Achsen und Wellen. Die Statistik stammt bereits aus den späten 1960-er Jahren. Trotzdem dürfte sie eine dauernde Gültigkeit haben.*

Produkt*: Es handelt sich um Schäden, die auf Konstruktion, insbesondere Auslegung, Fertigung, Montage und Handhabung zurückzuführen sind. Die folgenden Angaben beschränken sich auf Effekte, welche in der Standard-Fachliteratur des Konstrukteurs meist nicht im Vordergrund stehen. Sie sind jedoch im Betrieb erfahrungsgemäß von großer Bedeutung.*
Konstrukion*: Ein besonderes Augenmerk ist auf* ***Reibschlussverbindungen*** *zu richten. Neben der werkstoffspezifischen Flächenpressung geht es um Betriebseinflüsse wie Temperatur und deren zeitlicher Verlauf, Korrosion, Schwingverschleiß und Erosion.*



Typische Schwingermüdungszonen an Steifigkeitssprüngen der Reibschlussverbindung einer Welle.

Bild 6.5-1.2

Eine besondere, oft vom Konstrukteur nicht erkannte Gefahr besteht in der ***Reibrostbildung*** *(Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3) auf Wellen im Bereich von Naben. Hier, besonders an den Nabenkanten, liegt neben einer hohen Kerbwirkung ein Spannungszustand (Anstrengung) aus* ***Schubspannungen und Zug*** *(Biegung) vor. Es kommt zum* ***Schlupf*** *(auch örtlich bei Maßproblemen) auf Grund* ***unterschiedlicher Steifigkeit von Welle und Nabe*** *(Bild 6.5-1.2). Dabei entsteht* ***Reibrost mit Grübchen von denen Ermüdungsrisse ausgehen*** *(Bild* 6.5-1.2*, Bild 6.5-3.1 und Lit. 6.5-4). Die Rostbildung bei Stahlwellen wird von* ***einer Pumpwirkung*** *des sich unter der Biegebeanspruchung pulsierend* ***öffnenden Spalts*** *unterstützt.*
Eine besondere Gefahr liegt in der ***Fehleinschätzung der Beanspruchung bzw. von Betriebseinflüssen****. Um '****Serienschäden****' zu vermeiden ist es erforderlich, das Bauteilverhalten über ausreichend lange Zeit zu beobachten.*
Ein typischer Fall nicht berücksichtigter hoher Betriebsspannungen sind Belastungen durch ***Torsionsschwingungen*** *(Torsionsflattern)* ***in Wellensystemen****. Solche gefährlich hohe Belastungen sind z.B. von Nebenabtrieben an Turbomaschinen bekannt (Lit. 6.5-2). Trotz scheinbarer Überdimensionierung treten dann Schwingbrüche und* ***Einhämmern tragender Verzahnungen*** *auf.*
Der häufigste Schadenseinfluss sind ***Konstruktionskerben durch Nuten und Absätze*** *(Bild 6.5-3.1, Band 1 Bild 5.4.4-1). Sie sind mit den Auslegungskriterien der Fachliteratur befriedigend sicher vermeidbar, vorausgesetzt die Betriebseinflüsse sind bekannt.*

Die ***Werkstoffauswahl*** *kann sich auf umfangreiche Literatur stützen. Dabei ist die Festigkeit nur ein Auslegungskriterium. So ist der Korrosionseinfluss unter dynamischer Belastung (****Schwingungsrisskorrosion****, Band 1 Kapitel 5.6.3.2) zu berücksichtigen. Eine hohe* ***Festigkeitsausnutzung*** *erfordert eine entsprechende* ***Qualitätssicherung****. Besonders eine*

© Axel Bassmann - TU Dortmund
Vorlesungsunterlagen Maschinenelemente

hochempfindliche, zerstörungsfreie Prüfung muss die sichere Detektion ***wachstumsfähiger Fehler*** *gewährleisten. Dieser Grenzbereich der Fehler ist von der möglicherweise bauteilspezifischen* ***Werkstoffspezifikation*** *festzuschreiben und wird damit zur zulässigen Schwachstelle (Band 1 Bild 3.2.2-1.1). Um diese einzuhalten, ist die* ***Halbzeugproduktion*** *beim Lieferanten zu überwachen. Gegebenenfalls ist für eine spezielle Anwendung eine Abnahme notwendig (Audit). Damit ist es auch später nicht möglich, ohne Nachweise den Rohteil-/Halbzeuglieferanten zu wechseln. Kommt es zum Einsatz von* ***Beschichtungen,*** *steht anwendungsspezifisches Verhalten im Vordergrund. Besonders die* ***Schwingfestigkeit kann gefährlich abfallen*** *(Bild 6.5-5, Band 1 Bild 4.2-5). Auch potenzielle Schädigungen durch Überlasten sind besonders bei höherfesten und/ oder spröden Schichten (Nickel,, Chrom) zu berücksichtigen. Schichten wie Einsatz- und Nitrierschichten welche die Schwingfestigkeit erhöhen, können* ***Anrisse unter der Oberfläche*** *(Bild 6.5-4, Band 1 Bild 4.3-18) begünstigen. Besonders eine einmalige Überlastung kann zu einer nicht zerstörungsfrei nachweisbaren bleibenden Schädigung führen. Dies erschwert verständlicherweise ein rechtzeitiges Erkennen.*

Bei der Anwendung von ***Schichten*** *und* ***Oberflächenbehandlungen*** *ist vorsichtshalber zunächst immer von einem negativen Einfluss auf die Betriebseigenschaft einer Welle auszugehen. Die Einschätzung, ob dieser gefährlich sein kann, ist Aufgabe des Konstrukteurs.*
Spröde Schichten *können bei Überlast* ***einreißen****. Das ist besonders bei Nitrierschichten (Lit. 6.5-5) kritisch, weil damit die genutzte hohe Schwingfestikeit gefährlich abfällt.*
Erosion *in Strömungsmaschinen wie Pumpen ist bei Einwirkung partikelbeladener Flüssigkeiten und Gase (Förderanlagen) bekannt. Dabei sind auch einer* ***Rückströmung*** *ausgesetzte Flächen zu berücksichtigen (Lit. 6.5-4).*

Die Fertigung hat nicht nur die Maßhaltigkeit zu gewährleisten. Gerade die ***Schwingfestigkeit dynamisch hochbeanspruchter Wellen*** *erfordert* ***optimierte und festgeschriebene Fertigungsparameter*** *(z.B. Drehen, Fräsen, Schleifen). Nur so ist der notwendige Oberflächenzustand (Rauigkeit, Eigenspannungen, Verfestigung) ausreichend sicher zu erreichen. Um die dynamische Belastung innerhalb der Auslegungsannahmen zu halten, ist eine* ***Wuchtung*** *vorzusehen. Diese muss in einem Bauteilzustand erfolgen, der sich nicht im Betrieb unzulässig verändert (Verzug).*
Hier kann es sich um Eigenspannungen aus ***Wärmebehandlungen*** *handeln, die infolge Relaxation (Band 1 Seite 5.3.2-1) im Betrieb zur* ***Wellenverkrümmung*** *führen. In manchen Fällen lassen sich verkrümmte Wellen thermisch richten. Das erfordert jedoch ein genau angegebenes Vorgehen, was vom Konstrukteur möglicherweise zusammen mit der Durchführung zu erarbeiten ist.*

Montage *als Schadensursache: In erster Linie handelt es sich um Beschädigungen beim Handling. Dabei ist zunächst für geeignete* ***Verpackung und Transport*** *zu sorgen.*
Von großer Bedeutung ist die ***Ausrichtung von Wellen*** *(Diagramm oben rechts, Bild 6.5-6). Auf solche Mängel gehen offenbar die meisten Wellenschäden zurück. Ausrichtung und Vibrationen sind mit geeigneten* ***Messgeräten*** *zu kontrollieren (Bild 6.5-6 und Bild 6.6.3-5), in kritischen Fällen mit Sonden zu überwachen.*
Bild 6.5-2 *(Lit. 6.5-2, Lit. 6.5-3 und Lit. 6.5-4): Wellen und deren 'Peripherie' haben offenbar spezifische* ***Schwachstellen*** *und zugeordnete* ***Versagensmechanismen****. Diese Befunde zu erkennen und richtig zu deuten ist Voraussetzung für die Ermittlung der Schadensursachen und damit gezielter Abhilfen.*
Unter ***Welle*** *wird hier der Wellenschaft („****1****") ohne Kupplungs- und Verschraubungsansatz verstanden. An Rissen und Brüchen lassen sich* ***Verlauf*** *und* ***Bruchflächenmerkmale*** *auswerten (Bild 6.5-3.1 und Bild 6.5-3.3, Band 1 Bild*

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

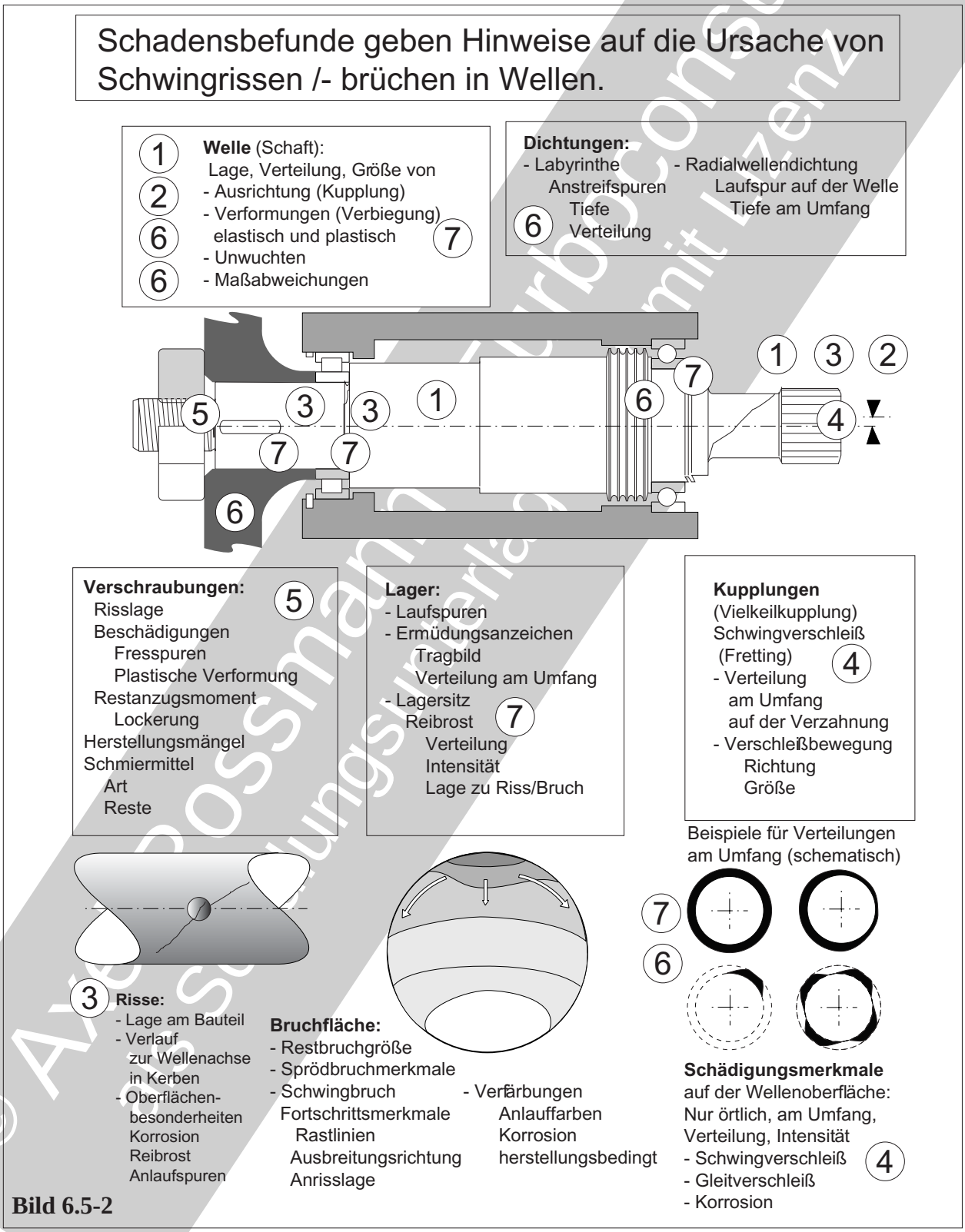


Bild 6.5-2

4.4-5 , Bild 4.4-6, Bild 5.4.4-4.1 und Bild 5.4.4-4.2). Das ermöglicht ***Rückschlüsse*** *auf* ***Art, Größe und Richtung der Belastung*** *sowie die* ***Anrisszone****. Damit ist eine* ***Voraussetzung für mikroskopische Untersuchungen*** *ursächlicher Fehlstellen gegeben. Die häufigste Ursache für Wellenschäden ist eine mangelhafte* ***Ausrichtung*** *(„****2****“, Bild 6.5-1.1, Bild 6.5-6 und Bild 6.6.3-5). Dies führt zu gefährlicher Umlaufbiegebeanspruchung und elastischen Verfor-*

© Axel Rossmann Turboconsult
als Studiengsunterlagen mit Lizenz

mungen. Bei ***Umlaufbiegung*** *entstehen Ermüdungsrisse, insbesondere an Absätzen.* ***Unwuchten*** *zeigen sich dagegen in* ***einseitiger Biegung*** *(mittlere Skizze unten). Unter 45° verlaufende Risse entstehen durch* ***Torsion*** *(Skizze unten links, Band 1 Bild 4.4-6). Ihr Ausgang befindet sich ebenfalls überwiegend an Makrokerben, insbesondere* ***Querbohrungen*** *(Band 1 Bild 4.4-1). Hier liegt ein besonderes Augenmerk auf den Kanten (Grate, scharf, Bild 6.5-7) und der Qualität der Bohrungswand (Bild 6.5-3.1.1 und Lit. 6.5-15 und Band 1 Bild 5.4.1.1-8).*

Relativbewegungen von Kontaktflächen *bei einer elastischen Verformung (Bild 6.5-1.2) führten zu* ***Reibrost*** *(Fretting,). Dabei entstehen durch Mikroverschweißung Schädigungen des Werkstoffs und/oder Reibrostgrübchen (Kerben, Band 1 Bild 5.9.3-2). Beides führt zu einem Abfall der Schwingfestigkeit. Solche Schäden beobachtet man an* ***nicht ausreichend festsitzenden Naben*** *und Lagerringen („**6**"). Tritt durch die Wellenverformung* ***Anstreifen auf,*** *lassen sich diese Spuren auswerten. Je nach* ***Verteilung am Umfang*** *sind Schwingungen (Skizzen unten rechts) oder Unwuchten zu identifizieren. Das gilt besonders für Labyrinthe („**6**"). Ähnliche Aussagen kann die* ***Reibrostverteilung*** *(„**4**") an Kupplungen (Bild 6.6.1-3) und Lagersitzen ermöglichen. Liegen* ***Lagerschäden*** *vor, sind diese auf vergleichbare Weise bewertbar (Bild 6.3.1.1-28, Bild 6.3.1.2-6.2 und Band 1 Bild 5.4-8). Reibrost hat je nach Konsistenz und Umgebungsbedingungen zusätzliche Auswirkungen.Wird* ***Reibrost ausgewaschen*** *(Öl, Prozessmedien) oder bröckelt aus, erweitert sich das* ***Spiel*** *an den Auflageflächen,ein* ***selbstverstärkender Vorgang*** *(Band 1 Bild 5.9.3-2)**.** Von außen besteht bei Zugänglichkeit die Möglichkeit diesen Schaden anhand austretenden Rosts zu erkennen.(Bild 6.6.1-5). Kann der* ***Reibrost nicht aus der Sitzfläche treten,*** *führt die Volumenvergrößerung (Sauerstoffverbindung des Metalls) zu hohen Druckspannungen bis zum* ***Sprengen der Nabe****.* ***Betriebsspuren an Wellenverbindungen*** *(Kapitel 6.6), insbesondere* ***Vielkeilkupplungen*** *(Kapitel 6.6-1) aber auch* ***elastische Kupplungen*** *(Kapitel 6.6-3) sind aussagefähig. Dazu gehören Verschleißmerkmale wie Reibrost und Abtrag sowie* ***Versagensbilder****. So sind Risse, Zerstörung von Übertragungselementen (Elastomere) und Überhitzungsspuren.(Bild 6.6.3-2) bewertbar.* ***Verschraubungen*** *der Welle mit Bauteilen wie Pumpenrädern, Zahnrädern und Flanschen sind eben-falls auf auswertbare Spuren zu kontrol-lieren.(Kapitel 6.1.1). Verschleiß, Risse, Brüche (Bild 6.1.1.2-1) und Beschädigungen (Montage) sind wichtige Indizien. Auch das* ***Losbrechmoment*** *bzw. das* ***Restanzugsmoment*** *gibt ei-nen Hinweis auf die Vorspannung im Betrieb. Das kann für die Entstehung von Schwingrissen und Reibrostbildung (Mikrobewegungen) von Bedeutung sein.*

Ausgang des Schwingbruchs einer Welle von Bohrriefen

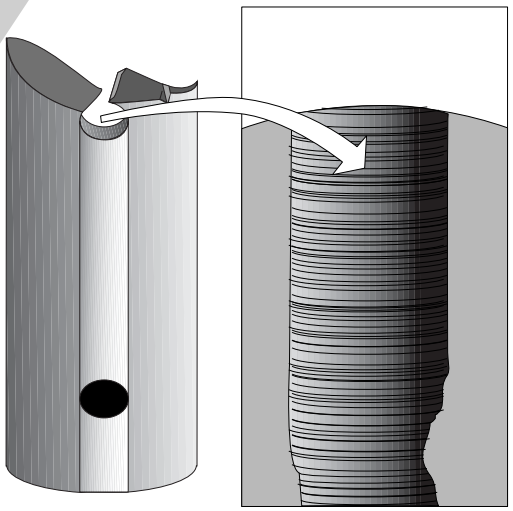


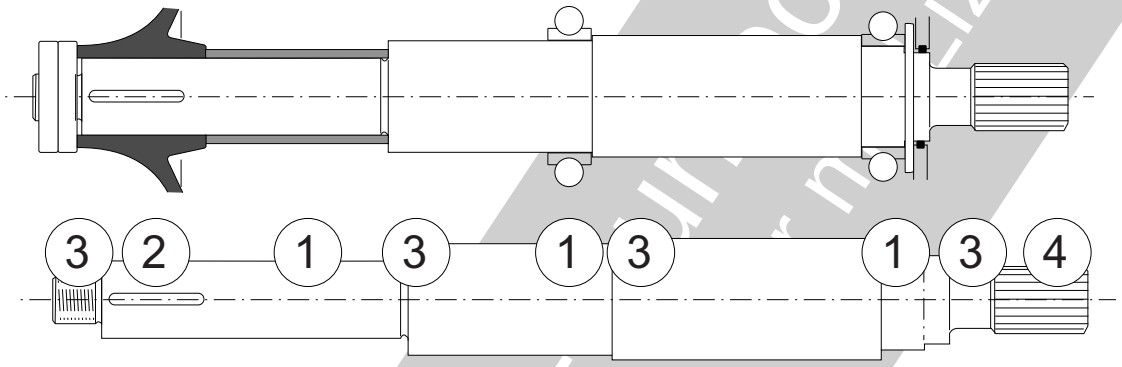
Bild 6.5-3.1.1 frei nach Lit. 6.5-4

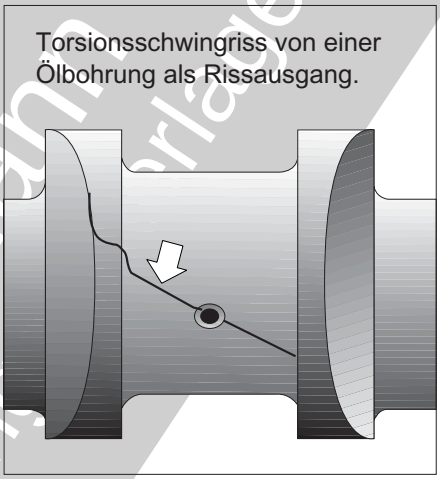
Bild 6.5-3.1 *(Lit. 6.5-4): Der Bruch dieser Antriebswelle aus dem Stahl Ck 45 verläuft durch die Bohrung eines* ***Kegelstifts zur Nabenfixierung.*** *Ausgang des* ***Torsionsschwingbruchs*** *sind die Bearbeitungsriefen in der Bohrung (Band 1 Bild 5.4.1.1-8).*

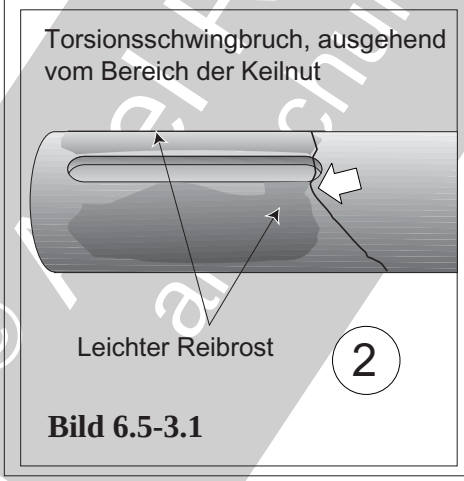
©AVG Riessmann - Turbosoft
Lizenzgeberlaubnis erforderlich

Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

Typische Schwachstellen als Ausgang von Schwingermüdung und deren makroskopische Schadensbilder an Wellen und Achsen.







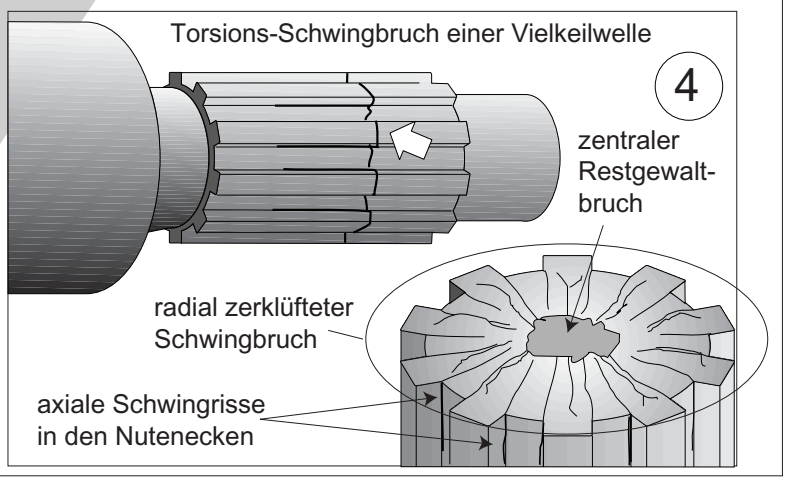


Bild 6.5-3.1

Bild 6.5-3.1 *(Lit. 6.5-2, Lit. 6.5-4 und Lit. 6.5-5):* ***Makroskopische Schadensbilder*** *lassen in vielen Fällen eine Identifikation ursächlicher* ***Schwach- und Fehlstellen*** *zu.*

Riss-/Bruchlage *und -verlauf an bzw. in*

- ***Wellenabsätzen*** *(„**3**“): Hier ist auf die Schärfe von* ***Übergangsradien*** *und mögliche Schädigungen (Riefen, Überhitzungsanzeichen in der Nähe von Gleitlagern) zu achten.*

*- **Keil-** und **Passfedernuten** („**2**“): Als anrissbegünstigend sind scharfe **Kanten** und **Grate** zu werten. **Ausgeschlagene** Nuten weisen auf lockeren Sitz, auch der Nabe, hin. Der Befund wird von intensiver **Reibrostbildung** auf der Naben-Sitzfläche gestützt.*

*- **Glatter Wellenschaft** („**1**“): Im Bereich von **Sitzflächen** können bei starker **Reibrostbildung** (Band 1 Bild 5.9.3-2) **Grübchen** entstehen. Damit wird die Schwingfestigkeit deutlich gemindert. Bereits Reibspuren ohne Reibrost wie bei Leichtmetallen oder wenn bei Stählen Sauerstoff nicht zutreten kann (metallische Kneifstellen) sind in der Lage, über eine nicht erkennbare **Werkstoffschädigung** die Schwingfestigkeit merklich abzusenken. Bei **Titanlegierungen** ist dieser Effekt mit bis zu 70% (!) besonders extrem (Band 1 Bild 5.9.3-4).*

*An Wellen mit hohen Druckspannungen und/oder hoher Oberflächenfestigkeit (Nitrierschichten, Einsatzhärtung) können **Schwingrisse unter der Oberfläche** entstehen (Band 1, Bild 4.3-18).*

*Bei Schrumpfverbindungen von Wellen mit dünnwandigen Naben besteht die Gefahr eines axialen und radialen ‘**Wanderns**’ (Lit. 6.5-2) . Die Erfahrung zeigt, dass eine Überprüfung der Haftkraft durch ‘axiales Abdrücken’ bei der Montage keine ausreichend sichere Haftkraft gewährleistet. Grund sind die fehlenden, überlagerten Betriebsspannungen.*

*- **Querbohrungen** sind besonders empfindlich für **Torsionsbeanspruchung** (45°-Orientierung zur Wellenachse, Band 1 Bild 4.4-1). Die Qualität von Kanten und Bohrungswand kann für einen Anriss entscheidend sein (Band 1 Bild 5.4.1.1-8).*

*- **Vielkeilkupplungen** („**4**“, Bild 6.6.1-1, Lit. 6.5-4 und Lit. 6.5-9) zeigen typische **Bruchmerkmale** (Band 1 Bild 4.4-5 und 4.4-6). Von Bedeutung ist **Verschleiß** der tragenden **Flanken**. Die **Verteilung** am Umfang (Bild 6.6.1-3) lässt auf etwaige **Fluchtungsprobleme** (Bild 6.5-6) der gekoppelten Wellen schließen. Die Verschleißiefe gibt Hinweise auf das Versagensrisiko.*

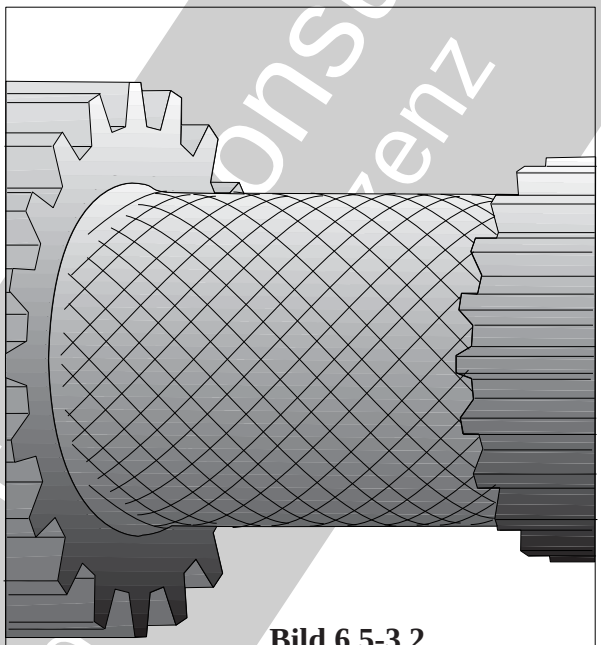


Bild 6.5-3.2

frei nach einem Bild aus Lit. 6.5-2

***Plastische Verformungen** können ein Anzeichen für Überlastung und/oder zu niedrige Festigkeit sein. Jede kurzzeitige Überlastung (Stöße), wenn auch mit scheinbar geringer **plastischer Verformung**, kann bei Wellen mit **Einsatz- oder Nitrierschichten Makrorisse an der Oberfläche** (Bild 6.5-3.2) oder **Mikrorisse darunter** auslösen (Bild 6.5-4). Damit wird die Schwingfestigkeit gefährlich beeinflusst. Einem solchen Hinweis ist also unbedingt nachzugehen. Dafür werden Auslegung und Betriebsdaten überprüft und gegebenenfalls korrigiert.*

***Bild 6.5-3.2** (Lit. 6.5-4): Bei einer Torsionsbeanspruchung treten die maximalen Belastungen als Schubspannungen unter 45 ° auf (Band 1 Bild 4.4-5). Dieses **spiralförmige Rissbild** entstand in der **Gasnitrierschicht** der Welle des Sonnenrads eines Planetengetriebes. Ursache waren heftige, abklingende **Torsionsschwingungen** nach einem Kurzschlussstoß in einer gekoppelten Elektromaschine.*

© Axel Rossmann - Technische Konsult als Schulungsunterlagen Konvenz

Bild 6.5-3.3 (siehe hierzu Kapitel 6.6.4, Lit. 6.5-16 und Lit. 6.5-16): An Wellen sind ***Passfedernuten*** *(Rahmen oben) und der* ***Bereich der Nabenkante*** *(Rahmen unten) bevorzugte Anrissbereiche einer* ***Schwingermüdung*** *(Bild 6.5-3.1). Dabei wird die ertragbare Schwingfestigkeit deutlich vom* ***Schwingverschleiß*** *(Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3) zwischen Nabenbohrung und Welle bestimmt.*

Aus der ***Anrisslage an der Passfedernut*** *lassen sich Rückschlüsse auf die dominierende Belastungsart (Biegung oder Torsion) ziehen. Liegt der* ***Anriss im Nutgrund*** *hinter dem Nutradius, spricht dies für einen deutlichen* ***Biegeeinfluss****. Je weiter der* ***Anriss zum und im Nutradius*** *liegt, ist verstärkt Torsion im Spiel. Eine* ***Schwächung am Anrissort durch starke Reibkorrosion*** *ist dabei typisch.*

Reibkorrosion erhöht erfahrungsgemäß die tatsächliche Kerbwirkungszahl deutlich über Angaben in Auslegungsnormen*. Diese orientieren sich an der Flächenpressung, was für eine sichere Auslegung nicht ausreicht. Aus diesem Grund wird eine „Betrachtung des Gesamtsystems“ empfohlen. Das dürfte befriedigend nur computergestützt möglich sein. Natürlich wird versucht, den* ***Einfluss der Reibkorrosion auf die Schwingfestigkeit*** *eines Verbands mit zuverlässigem Kennwert zu charakterisieren und damit der Auslegung zugänglich zu machen. Das scheiterte jedoch bisher. Trotzdem sind Fortschritte zu verzeichnen.*

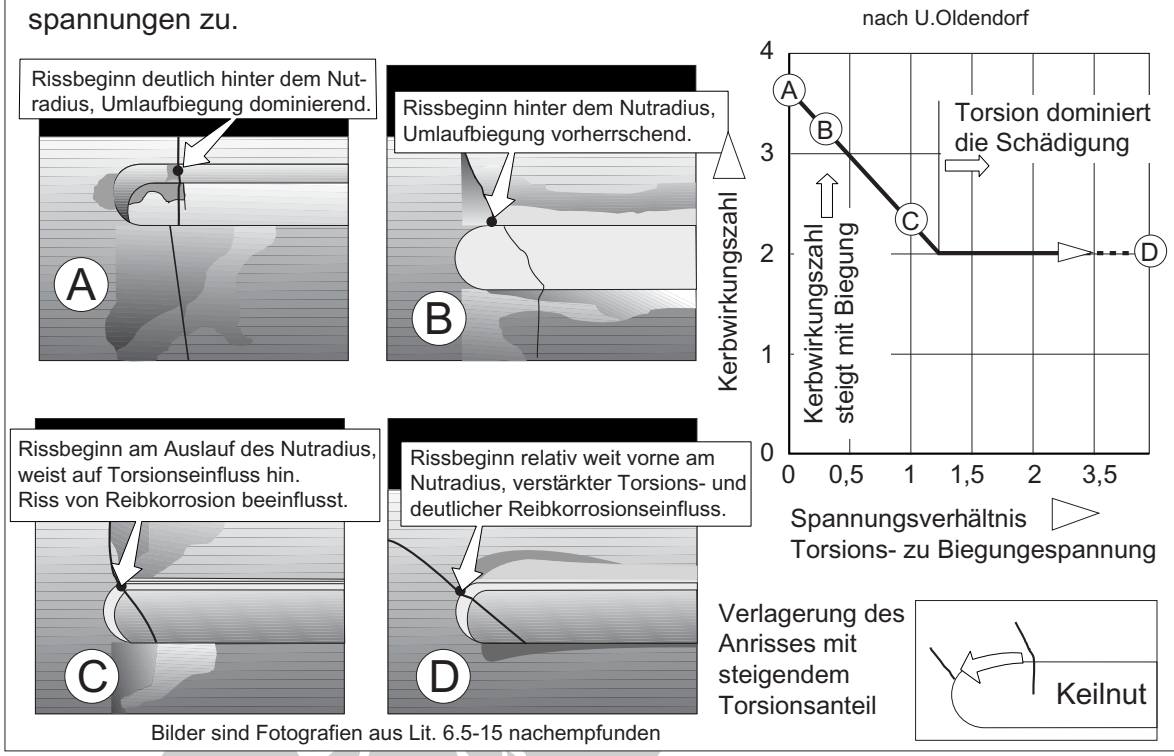
*Ein Ansatz sind Grenzwerte für die zulässige '****Reibarbeit****' als Produkt von Schlupf und Fugendruck. Dazu dienen Reibklötzchen-Probenversuche (Bild 6.6.4-3) bei Zugschwellbeanspruchung.*

*Im Triebwerksbau (Lit. 6.5-14) wurde der '****Fatigue Fretting Damage Parameter****'* ***FFDP*** *eingeführt. Er ist das Produkt aus Reibschlupfamplitude x Reibschubspannung x Oberflächenzugspannung. Um den FFDP zu ermitteln, sind ebenfalls computergestützte Rechnungen (Finite Elemente) des Verbindungssystems erforderlich. Möglicherweise in einem bauteilspezifischen iterativen Vorgehen mit Ergebnissen aus Laboruntersuchungen (Länge der Schlupfspuren). Diese lassen sich gegebenenfalls mikroskopisch mit dem REM (Band 1 Bild 2.2.2.4-3, Lit. 6.5-14) ermitteln. Leider ist es offenbar bisher* ***nicht möglich Grenzwerte zu definieren,*** *unterhalb denen nicht mit Schwingrissen zu rechnen ist. Trotzdem lässt sich aus der* ***Verteilung des FFDP auf wahrscheinliche Anrissorte*** *schließen. Sein Maximum liegt an der* ***gefährdeten Stelle des Bauteils in Form des potenziellen Anrissorts*** *(Diagramm unten).*

© Axel Rossmann - Turbocons
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Lage des Anrisses und Verlauf des Ermüdungsrisses ermöglichen wichtige Informationen zu ursächlichen Einflüssen.

Risse im Bereich von Passfedernuten in Wellen lassen Rückschlüsse auf die Betriebs spannungen zu.



Bilder sind Fotografien aus Lit. 6.5-15 nachempfunden

Schädigungslage an der Pressverbindung einer Welle mit Torsions-Wechselbeanspruchung.

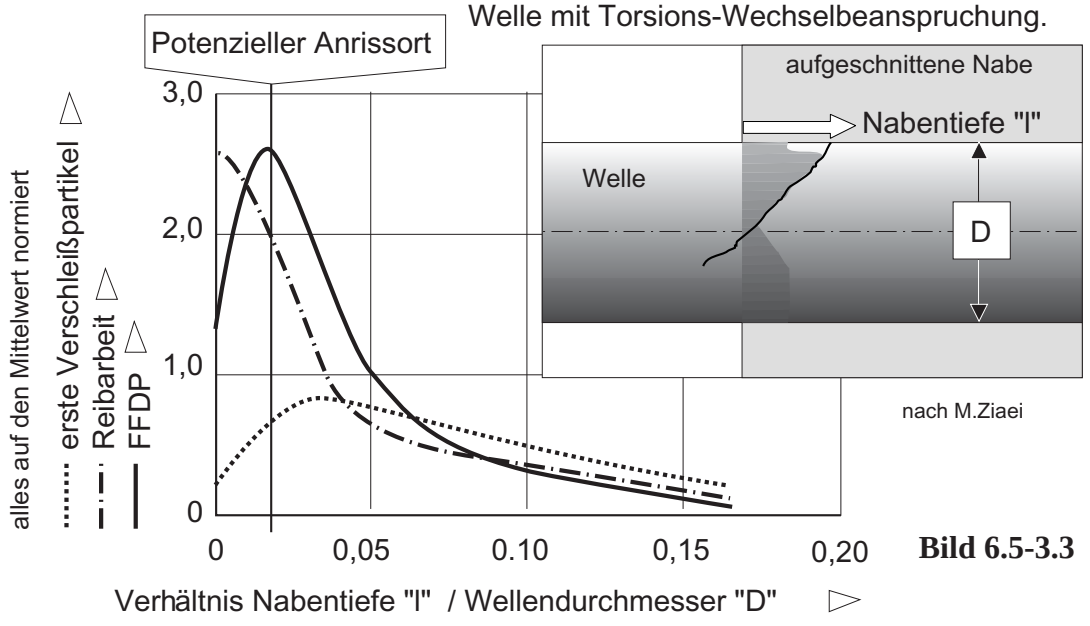


Bild 6.5-3.3

Bildbeschreibung siehe Seite vorher

Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

Die Lage von Betriebsanrissen kann bei Wellen abhängig von der Vorgeschichte sehr unterschiedlich sein.

nach Angaben in Lit. 6.5-8

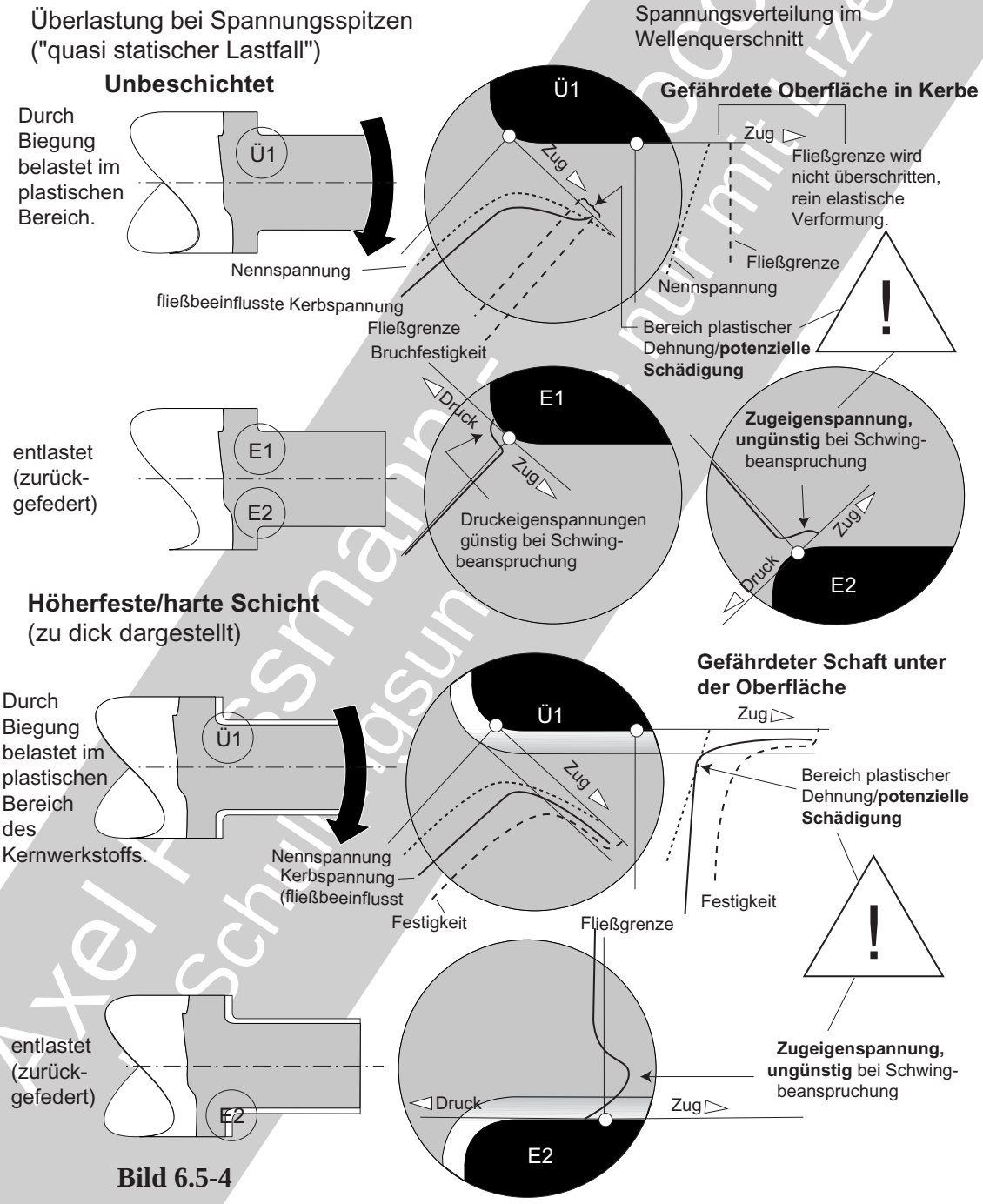


Bild 6.5-4

Bild 6.5-4 *(Lit. 6.5-8): Aus der angegebenen Literatur lassen sich folgende Schlüsse ziehen: Von großer Bedeutung für das Betriebsverhalten von Wellen ist eine* ***Kurzzeitüberlastung*** *(Belastungsspitze). Ein* ***Gewaltbruch*** *zeigt sich sofort mit dem Ausfall der Maschine und ist in den meisten Fällen anhand der Bruchmerkmale* ***identifizierbar*** *(Band 1 Bild 4.4-5 und Bild 4.4-7). Damit ist die Voraussetzung für eine* ***Ursachenermittlung*** *und* ***gezielte Abhilfen*** *gegeben.*

© Axel Fissmann - Schulungsunterlagen - nur mit Lizenz

Kommt es jedoch nicht zum Gewaltbruch oder auffälligen plastischen Verformungen, können trotzdem ***unerkannte Schädigungen eingetreten sein****. Betroffen sind besonders Wellen mit* ***harten Diffusionsschichten*** *(Einsatzhärteschichten, Nitrierschichten).Ungeschädigt erhöhen sie die Schwingfestigkeit deutlich über die des Grundwerkstoffs. Dies ist auf ein Zusammenwirken hoher Festigkeit und Druckeigenspannungen in der Schicht zurückzuführen.*

Bei den ***Schädigungen*** *handelt es sich um ein Zusammenwirken von:*

- ***Zugeigenspannungen*** *als Folge der plastischen Stauchung während des Belastungsvorgangs auf der Druckseite. Sie erhöhen die Mittelspannung und* ***senken damit die ertragbare Schwingbeanspruchung*** *(Band 1 Bild 5.4-11). Beim unbeschichteten Werkstoff entstehen sie im Kerbbereich an der Oberfläche. Beim beschichteten Werkstoff unter der Schicht, wenn deren Bruchfestigkeit nicht überschritten wurde.*

- ***Mikrorissbildung:*** *Tritt beim örtlichen Überschreiten der Bruchfestigkeit auf. Das kann im Kernmaterial oder in der Schicht sein. Zu erwarten ist der* ***Gewaltanriss*** *an einer* ***Schwachstelle*** *(nicht notwendigerweise Fehler Band 1 Bild 3.2.2-1.1). Typisch wäre eine Gefügeinhomogenität wie ein Karbid oder Sulfid. Das erschwert die Einschätzung als* ***Schadensursache oder -folge****. Weil es sich um einen Gewaltanriss handelt, besteht bei ausreichend Erfahrung die Chance, ihn vom umgebenden Schwingbruch im REM (Band 1 Bild 2.2.2.4-3) anhand der Bruchmerkmale zu unterscheiden (Band 1 Bild 4.4-3). Der Gewaltriss entsteht bei* ***unbeschichteten*** *Wellen* ***an der Oberfläche im Radius*** *zu Ansätzen/Steifigkeitssprüngen.*

Diffusionsschichten verlagern den Gewaltriss unter der Oberfläche im glatten Schaft.

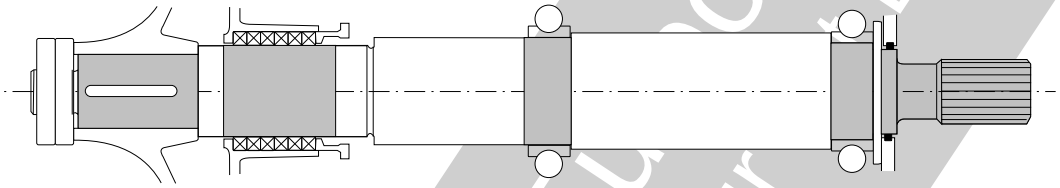
Eine ***Klärung,*** *ob ein Schwingriss/-bruch von einem solchen Gewalt-Mikroriss ausging, d.h. ob es sich um die* ***Folge einer früheren Überlastungsspitze*** *handelt, lässt sich von einer mikroskopischen (REM) Bruchflächenuntersuchung erwarten.*

- ***Makrorissbildung entsteht*** *bei Überlastung* ***an der Oberfläche im glatten Schaft*** *der gegenüber dem Kernmaterial deutlich weniger duktilen Schicht (Reißlackeffekt). Das* ***Bild 6.5-3.2*** *zeigt den Fall einer gasnitrierten Welle. In diesem Fall ist die Überlastung auf ungewöhnlich heftige Torsionsschwingungen zurückzuführen. Die Makrorisse laufen spiralig (45°) in beiden Richtungen in der Nitrierschicht. Sie wurde von einem Belastungsstoß im Wellensystem angeregt (Lit 6.5-2).*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

Beschichtungen und Oberflächenbehandlungen beeinflussen das Betriebsverhalten von Wellen und Achsen deutlich. Das muss der Konstrukteur berücksichtigen.



Anwendungszweck	Verfahren												
	Diffusion			Galvanisch				Mechanisch Verfestigen		Chemisch			
	1 Einsatzhärten	2 Badnitrieren (Karbonitrieren)	3 Gasnitrieren	4 AB Verchromen	5 AA Vernickeln	6 AB Versilbern Verkupfern	7 Thermische Spritzschicht	8 Kugelstrahlen	9 Festwalzen, Rollen	10 C Brünieren	11 D Phosphatieren	12 AB Stromlos Vernickeln	13 A Aufschweißen
Verschleißschutz (Gleitverschleiß)	●	●	◐	●	○	○	●	○	○	⊖	⊖	◐	●
Frettingschutz	◐			○	○	●	●	◐	◐	⊖	⊖		◐
Maßkorrktur				●	●			⊖	○			●	●
Maßherstellung				◐	◐								●
Erosionsschutz	○	○											●
Schwingfestigkeit anheben	●	●	●	ϟ	ϟ		⊖	●	●	⊖	⊖	ϟ	ϟ
Korrosionsschutz		○		○	○	○				⊖	○		
'Ölhalter'				◐			◐			⊖	○		

A gefährlicher Schwingfestigkeitsabfall

B Korrosionsgefahr (Elementbildung)

C Fertigungsprobleme (Rissbildung, Festigkeitsabfall Qualitätssicherung)

D Wirkung fraglich

● sehr gut ◐ brauchbar ○ zweifelhaft ⊖ ungeeignet ϟ schlecht, gefährlich

Positive Beurteilungen gelten im Zweifelsfall nur für speziell abgestimmte Varianten

Bild 6.5-5

Bild 6.5-5 *(siehe Band 1 Kapitel 4.2):* ***Beschichtungen*** *und* ***Oberflächenbehandlungen*** *werden vielfältig bei Wellen und Achsen angewendet. Von besonderer Bedeutung ist ihr* ***Einfluss auf die Schwingfestigkeit****. Manche Verfahren steigern diese deutlich, andere senken sie gefährlich ab. Diese Effekte müssen vom Konstrukteur bei der Auslegung berücksichtigt*

© Axel Rossmann - TU Dresden
als Schulungsunterlage nur

werden. Nicht zu vergessen ist, dass eine Steigerung der ***Schwingfestigkeit im Neuzustand unter Betriebseinflüssen schnell verloren gehen*** *kann. Sogar ein gefährlicher Abfall ist möglich. Das wird von folgenden Effekten ausgelöst:*

- ***Überlastung*** *im plastischen Bereich (Bild 6.5-4) mit Rissbildung und Zugeigenspannungen.*

- ***Korrosion*** *kann als Elementbildung mit dem Grundmaterial zu* ***Anfressungen*** *mit hoher Kerbwirkung führen (Band 1 Bild 5.6.1-1).*

- ***Hohe Temperaturen*** *führen durch Kriechen zur Relaxation (Band 1 Kapitel 5.3 und Kapitel 5.4). Genutzte* ***Verfestigungen sowie Druckeigenspannungen gehen verloren*** *(Beispiele Kugelstrahlen, Festwalzen, Band 1 Bild 5.3.2-1).*

- ***Mechanische Beschädigungen*** *harter, dünner, die Schwingfestigkeit deutlich anhebender Schichten (Nitrierschichten). Durch Splittern und Aufreißen können sehr scharfe* ***Kerben*** *und* ***Mikrorisse*** *mit extremer Kerbwirkung entstehen (Band 1 Bild 5.4.3.2-10). Diese Gefahr besteht grundsätzlich bei harten, festhaftenden Schichten (PVD, CVD, Diffusion). Man findet sie beispielsweise als Verschleißschutz. Der Konstrukteur muss die Beschädigungsgefahr nach Möglichkeit ausschließen. Das kann gegebenenfalls mit einer geeigneten festgeschriebenen Montage (Vorrichtung, Vorgehensweise) erreicht werden.*

Senkt eine Schicht die Schwingfestigkeit bereits im Neuzustand gefährlich ab, *muss das dem Konstrukteur bei der Auslegung bewusst sein. Das gilt typischerweise für* ***galvanische Beschichtungen*** *(Band 1 Bild 4.2-4 und Bild 4.2-5).*

Bild 6.5-6 *(Lit. 6.5-2 und Lit. 6.5-12, siehe auch Kapitel 6.6.3): Statistiken zeigen, eine* ***ungenügende Ausrichtung*** *von Wellenverbindungen ist der* ***Hauptgrund von Maschinenschäden****. Umso wichtiger ist es, dass sich der Konstrukteur mit dieser Problematik beschäftigt und die Voraussetzungen für einen schadensfreien Betrieb schafft. Dazu gehören:*

- ***Toleranzen*** *und* ***Maße*** *der Bauteile (Kupplungen, Wellen) die Forderungen der Ausrichtungsspezifikation auch vor Ort sicher ermöglichen.*

- ***Montage****: Geeignete Fixierung mit praktizierbarer* ***Ausrichtmöglichkeit****. Auch die Kontrolle der Ausrichtung erfordert Zugänglichkeit. Gegebenenfalls* ***Vorrichtungen*** *bereitstellen und Festschreibung der* ***Vorgehensweise****.*

- Ausreichend genaue ***Spezifikation der Ausrichtung bzw. zulässiger Abweichungen*** *(Parallelversatz, Winkelversatz, siehe Rahmen unten links). Dazu gehört die Festegung der/des* ***Prüfvorrichtung/-verfahrens*** *(Bild 6.6.3-5). Zu Grunde liegt die Berücksichtigung von Betriebsbelastungen als Folge einer maximal zulässigen Fehlausrichtung.*

Folgen *ungenügender Ausrichtung von Wellen und deren Komponenten:*

Wellen*: Erhöhte Biegespannungen führen zu Verschleiß,* ***Schwingrissen*** *und -brüchen. Elastische Auslenkungen sind in der Lage, an Sitzen von Lagern und Naben* ***Reibrostbildung*** *und* ***Schwingfestigkeitsabfall*** *auszulösen.*

Rotiert der Lagerinnenring, kann an der Welle starker ***Verschleiß*** *bis zum 'Durchfräsen' (engl. Wirewooling') entstehen. Hochtourige Wellen können bis zum Durchschmelzen überhitzen.*

Lager*:* ***Laufbahnermüdung*** *entsprechend Art und Größe der Fehlausrichtung (Bild 6.3.1.2-5).* ***Lockerung des Innenrings*** *bis zur Rotation (siehe 'Welle').*

Wellendichtungen *(Kapitel 6.10.2): Eine* ***axiale und radiale Auslenkung*** *der Welle führt zu entsprechenden Änderungen des Dichtspalts am Umfang. Dabei verändert sich auch die*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

Über 50% aller vorzeitigen Maschinenschäden werden auf Ausrichtungsmängel zurückgeführt.

Wellendichtungen:

Verschleiß
- Schmutz dringt ein Fremdmedien dringen ein.
- Öl / Fett läuft aus.
- gegebenenfalls Leck flüssiger und gasförmiger Prozessmedien.

Kupplung:
- Verschleiß
- Ermüdung
- Überhitzung

(Schadensbild lässt Rückschlüsse zu).

Wellenlager:
- Überhitzung
  Schmierstoffverlust führt zu Schmierstoffmangel mit
  Lagerüberhitzung
  Laufbahnschäden
  Lockerung der Lagersitze
- Zu hohe Lagerkräfte führen zu Ermüdungsschäden auf Laufbahnen.
- Verschleiß der Lagersitze
  Lockerung
  Schädigung der Welle bis Wellenbruch.

(Schadensbild lässt Rückschlüsse zu).

Wellen:
- Biegeüberlastung
  Schwingrisse,
  Schwingbruch.
- Verstärkter Dichtungseinlauf.
- Reibverschleiß an Lagersitzen.

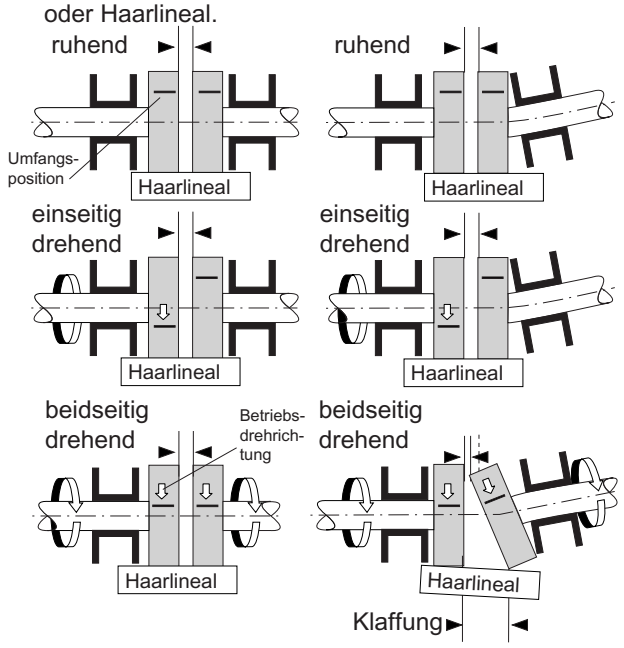
(Schadensbild lässt Rückschlüsse zu).

Gesamtanlage:

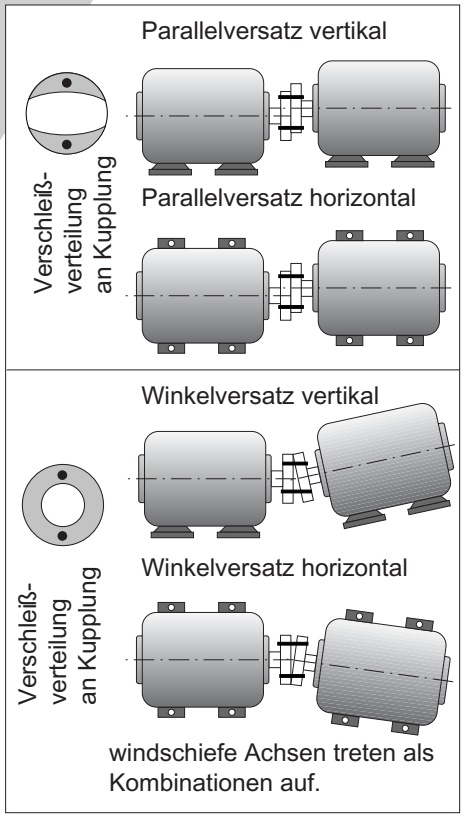
Vibrationen führen zu Ermüdungsschäden und Verschleiß.

Bild 6.5-6

Problematik einer Wellenausrichtung mit Tastern oder Haarlineal.



Beide Wellen müssen bei der Ausrichtung in Betriebsrichtung in bleibender Umfangs-position gedreht werden!



windschiefe Achsen treten als Kombinationen auf.

Anpresskraft. Es kommt zu ungleichmäßigem, örtlich verstärktem ***Verschleiß von Welle und Dichtung*** *mit* ***Leckagen****. Unterstützend wirkt der Pumpeffekt eines* ***pulsierenden Spalts*** *mit dem abrasive Partikel in Dichtung und Lager gefördert werden.*

Kupplung*:(Bild 6.6.1-3, Bild 6.6.3-2 und Bild 6.6.3-3): Schwingverschleiß (Reibrost) durch*

Gewöhnlich geht die Berechnung einer Nabe/Wellen-Pressverbindung fälschlicherweise von einem konstanten Fugendruck über die gesamte Nabenlänge aus. Das ist besonders bei spröden Werkstoffen von Bedeutung.

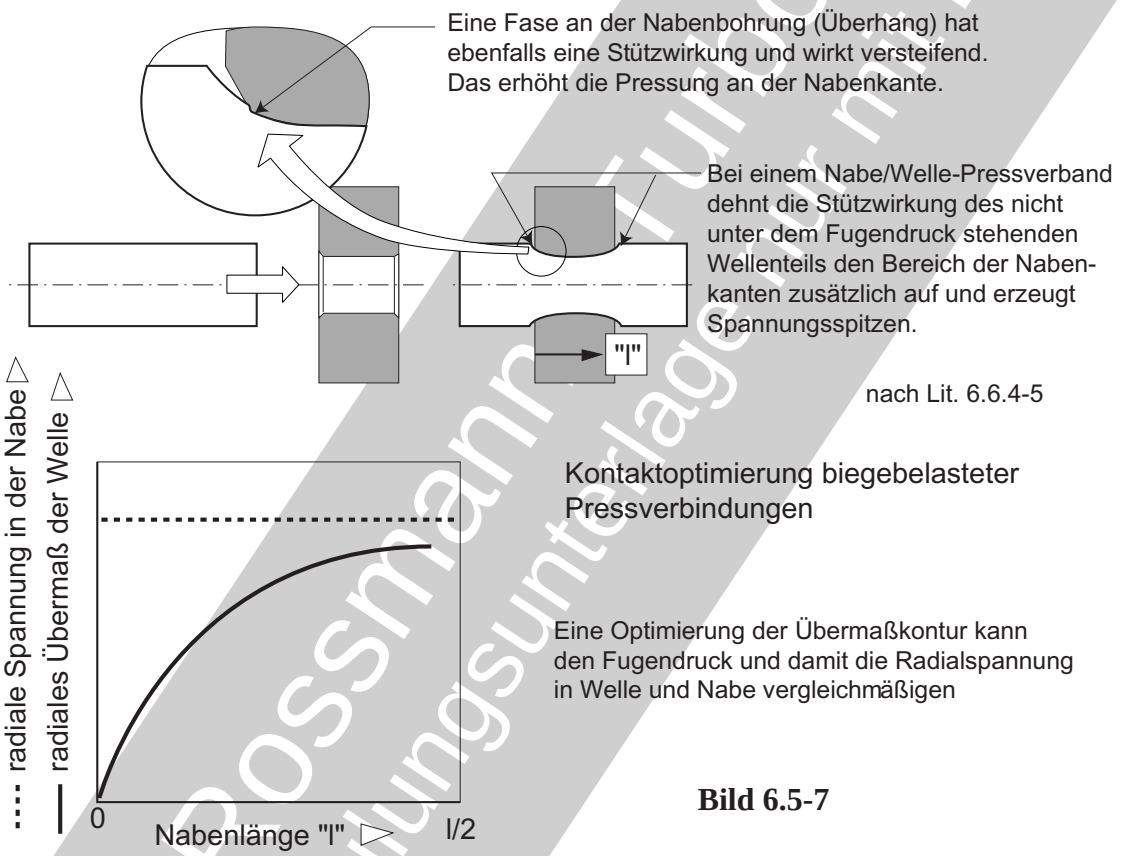


Bild 6.5-7

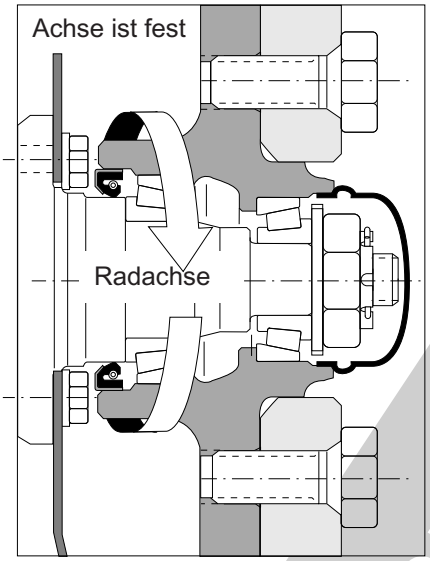
Mikrobewegungen bis zum Versagen. Im günstigen Fall ist das Verschleißbild auswertbar und ermöglicht Rückschlüsse auf die Art des Versatzes entsprechend Rahmen unten rechts. Auf Grund der örtlichen Reibarbeit entsteht eine ***Schädigung der Flansche****. Bei Kupplungen mit Elastomerkomponenten (Bild 6.6.3-2) führt starke* ***Walkarbeit*** *zu Schäden.*
Gesamtanlage*: Schäden durch* ***Vibrationen****. Verschleiß, Lockerung von Verschraubungen, Schwingermüdung.*

Bild 6.5-7 *(Lit. 6.5-17):Besonders biegebeanspruchte* ***Wellen aus spröden Werkstoffen*** *sind bei Pressverbindungen* ***im Bereich der Nabenkanten ermüdungsgefährdet****. Abhilfe ist von einer* ***Optimierung der Übermaßkontur*** *(Diagramm unten) zu erwarten.*

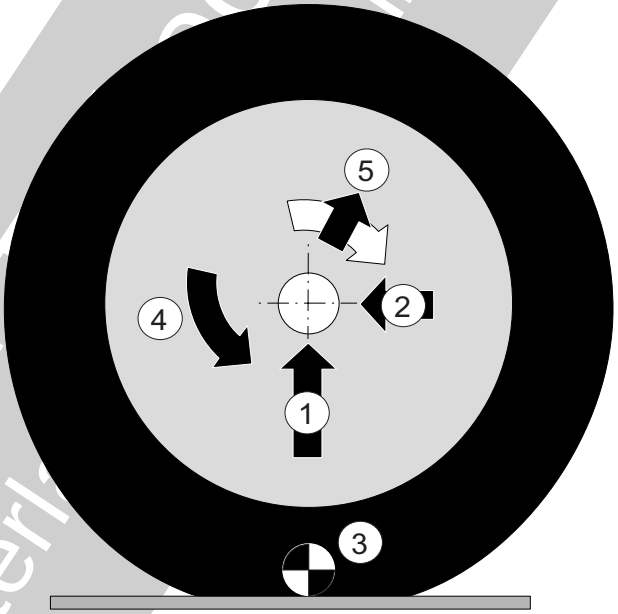
© Axel Rossmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

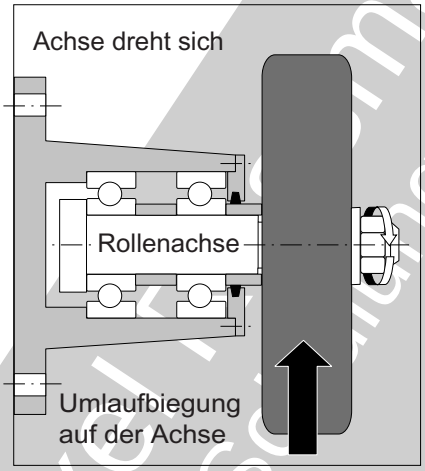
Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

Beispiele potenzieller Probleme und Schadensbilder an Achsen.



Achsbelastungen eines Kfz-Rads





1. Unebenheiten der Laufflächen (einseitige Biegung)
   Fahrbahn
   Rad
2. Fahrzeugverzögerung (horizontal)
3. Seitenkräfte:
   Bordstein,
   Kurve
4. Bremsenkräfte
   (nach unten)
5. Unwucht
   (umlaufend)

Weitere Einflüsse:
- Verschmutzung der Lager
- unzulängliche Schmierung
  Schwergängigkeit
- Korrosion an Lager und Wellen
- Montageprobleme:
  Beschädigungen
  Verschraubungsprobleme

Bild 6.5-8

***Bild 6.5-8**: **Achsen** unterliegen konstruktions- und beanspruchungsbedingt, abgesehen von einer fehlenden Torsionsbeanspruchung, den Schadenseinflüssen und Mechanismen von Wellen. Auch **Torsion ist als Folgeschaden** nicht auszuschließen. Ein Beispiel ist die **Schwergängigkeit** von Lagern. Konstruktionsbedingt entsteht **einseitige Biegung und Umlaufbiegung** mit entsprechenden Ermüdungsschäden.*

© Axel Hoffmann - Technische Universität Dresden
als Schulungsunterlage

6.5.1.1 Hohlwellen

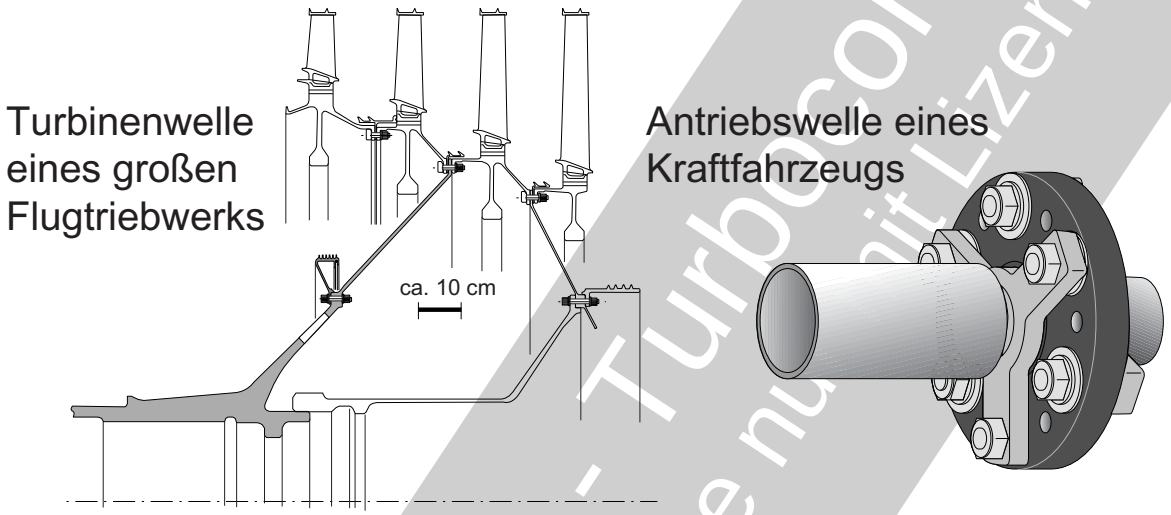


Bild 6.5.1.1-1 *(Lit. 6.5-13): Während eines Erprobungsflugs mit hoher Geschwindigkeit in niedriger Höhe traten starke* ***Vibrationen*** *auf. Das führte zum Abschalten des betroffenen Mehrwellentriebwerks mit drei konzentrischen Hohlwellensträngen. Die Demontage ergab, dass eine Welle, die innerhalb einer weiteren Welle läuft, offenbar im Betrieb extrem überhitzt wurde. Sie* ***zeigte eine plastische Verformung*** *mit einem* ***spiralförmig umlaufenden Wulst****. Starke Ölkohleablagerungen an der Welle deuteten auf ein Ölfeuer hin. Die Mehrheit der involvierten Experten vermutete als Ursache für die Aufheizung des Wellenschafts und des Verformungswulsts einen Anstreifvorgang im Zusammenhang mit extremen Biegeschwingungen. Wie sich ebenfalls herausstellte, fehlten nach dem Flug mehrere Liter Öl, was auf ein Ölleck als Folge des Schadens zurückgeführt wurde. Die Möglichkeit eines* ***Ölfeuers*** *(Kapitel 7.1.4) wurde ebenfalls erwogen, jedoch zunächst als wenig wahrscheinlich eingeschätzt. Es war z.B. nicht plausibel, warum überhaupt ein „****Zwischenwellenfeuer****" möglich ist, und wie es sich gegebenenfalls im fraglichen Bereich stabilisieren konnte.*

Ein erfahrener Prüfingenieur erstellte innerhalb weniger Stunden einen ***Prüfaufbau*** *der trotz seiner Einfachheit die Vorgänge überzeugend demonstrierte. Er ordnete die Wellen wie im Betrieb konzentrisch, jedoch nicht rotierend an. Dann erhitzte er auf einer Kochplatte das Triebwerksöl (richtiger Öltyp wichtig) in einem, einem Dampfkochtopf ähnlichen Gefäß. Dadurch wurde heiße Druckluft, entsprechend den Bedingungen im Triebwerk geleitet. Die* ***Öldampf führende Heißluft*** *wurde über einen Rohranschluss in den Ringraum zwischen die Wellen geführt und diese auf Betriebstemperatur gebracht. Es gelang unter der Simulation extremer Betriebsbedingungen das Öl-Luftgemisch zu zünden. Wie sich schnell zeigte, wirkte ein ringförmiger Wuchtbund in der Welle als „****Flammhalter****" und stabilisierte die Ölflamme. Das heizte den Wellenschaft in Bruchteilen einer Minute extrem auf. Er verformte sich unter dem, zwischen Turbine und Verdichter zu übertragenden Torsionsmoment, vergleichbar mit dem Betriebsschaden, plastisch.*

Der Versuch ergab weiter, dass unter diesen Betriebsbedingungen der Ölverlust durch Verbrennung von mehreren Litern in Minutenschnelle bei einem starken Ölfeuer durchaus realistisch ist.

Spätere Messungen an anderen Erprobungstriebwerken bestätigten diese Beobachtungen und Schlussfolgerungen.

© Aerosemann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Demonstrationsversuch für ein Zwischenwellen-Ölfeuer

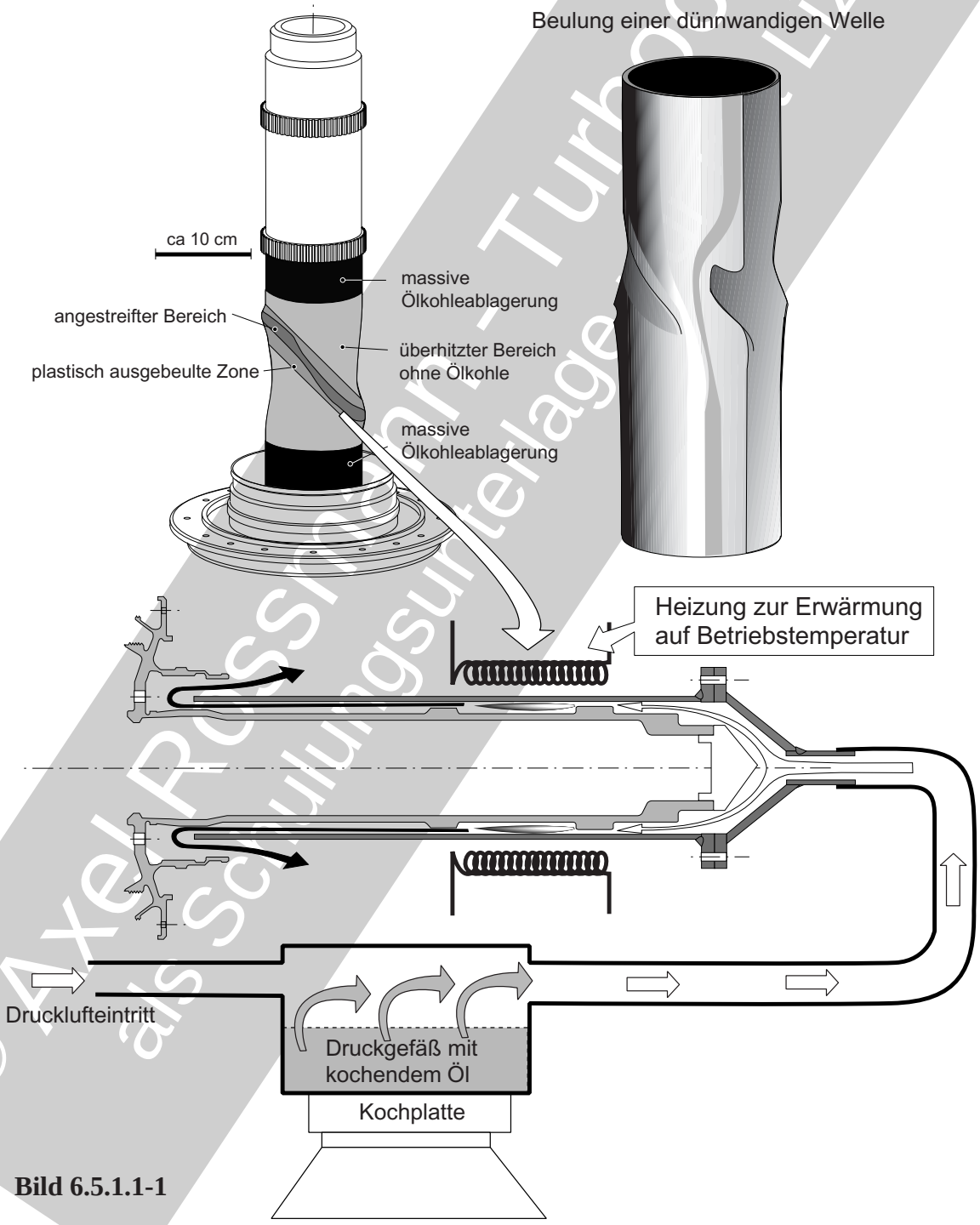


Bild 6.5.1.1-1

© Axel Rossmann - Turbocons
als Schulungsunterlage
Lizenz

Rotorverkrümmung („Rotorbow“)

Sie ist Folge einer am Umfang **ungleichmäßigen Temperaturverteilung** langer Rotoren, insbesondere Trommelläufern von Turbomaschinen. Typisch ist, wenn innerhhalb eines maschinenspezifischen ungünstigen Zeitintervalls nach einem Abschalten erneut gestartet wird. Erfolgte die Abkühlung der Welle noch nicht ausreichend, kommt es zum Verzug/elastischen Verbiegen („Rotorbow“) und großen Unwuchten.

Bild 6.5.1.1-2 *(Lit. 6.5-14): Nach dem Abstellen einer Turbomaschine/eines Triebwerks, heizt sich die darin befindliche Luft an den warmen Triebwerksteilen auf und steigt nach oben. Dort kühlt sie am Gehäuse ab und sinkt wieder nach unten. So stellt sich eine zirkulierende Strömung um den Rotor, insbesondere des Verdichters ein (Skizze oben links). Der hintere, wärmere Teil dürfte dabei der Strömung eine Axialkomponente geben. Auch der Brennkammerbereich mag von Einfluss sein, obwohl dessen Masse nicht besonders hoch ist. Die warme Luft lässt den oberen Teil der Rotornabe langsamer als den unteren abkühlen. Es kommt so zu einem radialen Temperaturgradienten und zur* ***Verbiegung*** *(„**thermal bow**“)* ***des Rotors****. Er biegt sich als Folge der Wärmedehnungsunterschiede zwischen Oberseite und Unterseite nach oben. Für diesen Effekt ist ein Hochdruckverdichter mit großer axialer Länge besonders empfindlich.* ***Schrumpfpassungen können sich durch die Rotorverspannung bleibend verändern. Damit bleiben Unwuchten auch nach der vollständigen Abkühlung bestehen*** *(Lit 6.5-18). Es wird jedoch von Fällen berichtet, wo die Niederdruckturbinenwelle „thermal bow“ zeigte. Die Rotorverbiegung induziert große Unwuchten. Diese können an den am Anstreifen beteiligten Bauteilen, wie Beschaufelung, Gehäuse oder Rotornabe, Schäden durch Überhitzung, Verschleiß oder Schwingermüdung auslösen. Auch nicht am Anstreifvorgang beteiligte Bauteile, wie Lagerungen und Lagergehäuse oder Labyrinthe, können schwere Schäden erleiden.*
Kommt es beim ***Anfahren der Maschine zum Anstreifen der Rotornabe,*** *heizt sich diese an der Ausbeulung weiter auf und die Durchbiegung wird verstärkt (Skizze oben rechts). Dieser* ***Anstreifvorgang*** *kann zur katastrophalen Zerstörung der Rotornabe führen. Erst nach ausreichender Abkühlzeit (je nach Maschinentyp im Stundenbereich) ist ein unbedenklicher Wiederstart möglich (Diagramm Mitte links). Mit ausreichenden Kaltspalten lässt sich ein unproblematisches Heißstartverhalten erreichen. Dabei handelt es sich um einen Kompromiss. Die Exzentrizität eines verbogenen Rotors mit einer entsprechenden Spaltänderung am Umfang kann exzentrische aerodynamische Kräfte (****„Whirl“****, Band 1 Bild 5.4-6) auf den Rotor auslösen. Damit wird die von der Unwucht erzeugte Exzentrizität verstärkt, selbst wenn noch kein gefährliches Anstreifen erfolgt (Skizze Mitte rechts). Der Rotor erfährt durch den „Whirl“ Querkräfte die ca 90° zur Exzentrizität stehen. Diese Kräfte beruhen auf der höheren Schaufelbelastung bei kleinem Spalt (fehlende Leckströmung) im Vergleich zu Schaufeln mit großem Spitzenspalt auf der gegenüberliegenden Seite. Beim Anfahren treten die radialen Auslenkungen des verbogenen Hochdruckrotors typenspezifisch periodisch auf und sind im unteren Drehzahlbereich besonders groß (Diagramm unten, Lit 6.5-19). Gedämpfte Lagerungen (Bild 6.3.1.1-2) können die Schwingungen eines verbogenen Rotors vermindern. Hierzu ist jedoch eine Abstimmung der Dämpfung erforderlich. So wurde im Fall eines großen Fantriebwerks ein ca. 0,2 mm starker Ölfilm als ausreichend angesehen. Mit einem mehrminütigen Betrieb im Leerlauf, jeweils nach dem Start und vor dem Abstellen, bestehen gute Chancen, die Rotorverkrümmung zu beherrschen. So erreicht man*

© AVL List GmbH - Turbosconsult
Alle Rechte vorbehalten, siehe Lizenzvereinbarung

Maschinenelemente: Achsen und Wellen Probleme und Schäden

Die Rotorverkrümmung im Stillstand ("Bow") ist ein Phänomen, welches den praktischen Betrieb merklich beeinflussen kann.

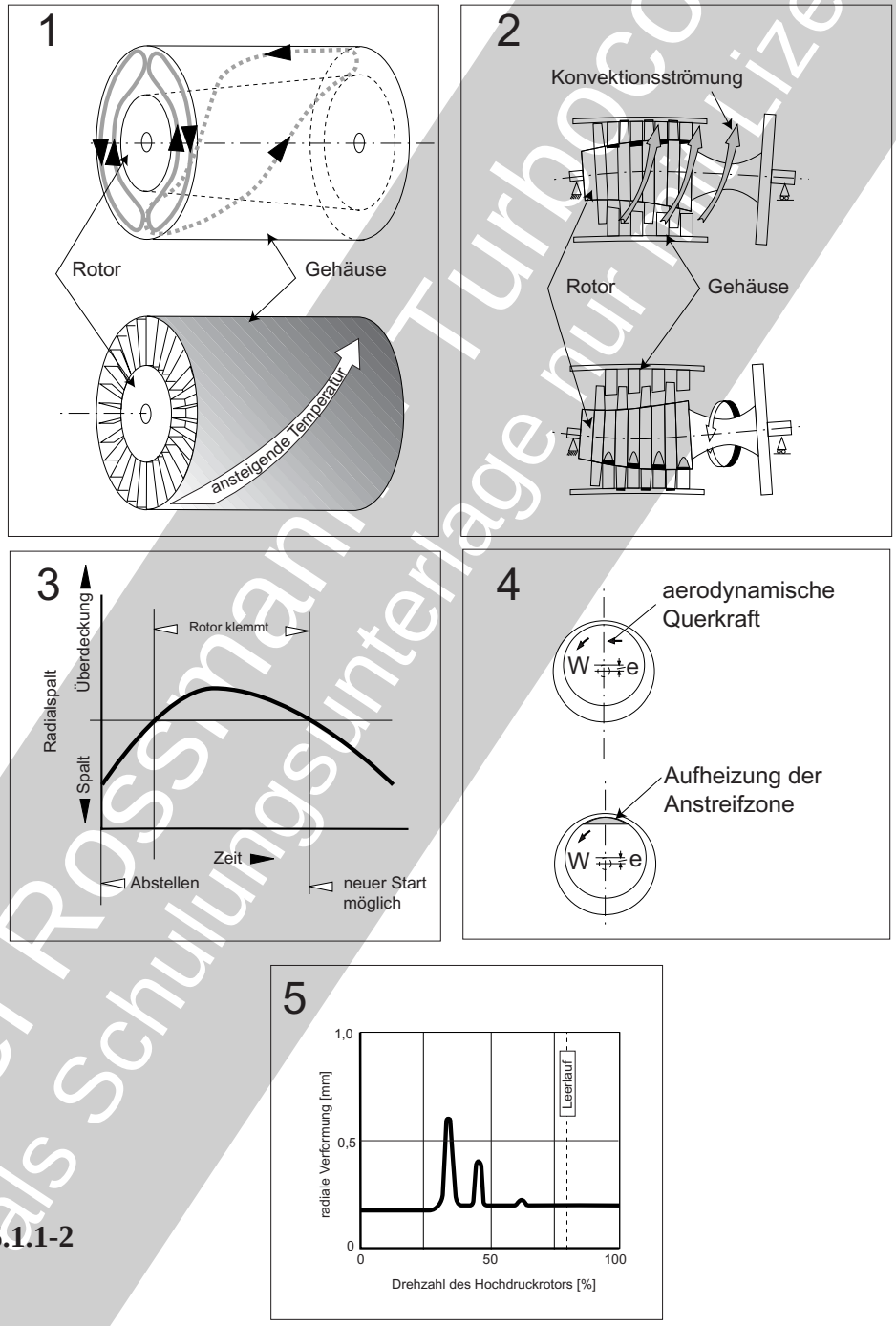


Bild 6.5.1.1-2

© Axel Rossmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

eine ausreichende Abkühlung und Temperaturverteilung ohne unzulässig hohe Gradienten. Von Schäden durch einen Gehäuseverzug im Stillstand ist bei Triebwerken, im Gegensatz zu Dampfturbinen, nichts bekannt geworden. Dieses günstige Verhalten dürfte mit den vergleichsweisen dünnen Wandstärken der Triebwerke im Zusammenhang stehen.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.5

6.5-1 G.Niemann, H.Winter, B.-R.Höhn, „Maschinenelemente Band 1“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 4. Auflage, ISBN 3-540-25125-1, 2005, Kapitel 17 und 18, Seite 738-864.

6.5-2 „Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Seiten 280, 354-360, 376-385, 398.

6.5-3 D.J.Wulpi, „Failures of Shafts“, „Metals Handbook Ninth Edition, Volume 11 - Failure analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), ISBN 0-87170-007-7, Seite 459-482.

6.5-4 E.J.Pohl, R.Barak, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1964, Seiten 78, 82, 106, 142, 164, 192, 231.

6.5-5 E.J.Pohl, „The Face of Metallic Fractures, Volume II“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1964, Seiten 53, 74-81, 105-107, 110, 111, 119, 120, 127-129, 131-178.

6.5-6 C.Klinger, Bettge, Häcker, „Schadensanalyse Radsatzwelle ICE-3 - Vorläufige Ergebnisse Stand 2008-098-22“, Vorabpräsentation EBA, DB, 2008-09-24, Auftrag BAM-V.3/588, 79 Präsentationsfolien.

6.5-7 G.Fischer, V.Grubisic, „Sichere Bemessung von ICE-Radsatzwellen“, Zeitschrift ‘Eisenbahntechnische Rundschau’ (ETR), Januar+Februar 2011, Nr. 01+02, Seite 18.25.

6.5-8 D.Melzer, „Maximal ertragbare Spannungsspitzen bei einsatzgehärteten Wellen und Achsen“, Dissertation an der TU Dresden, Mai 2004, Seite 1-29.

6.5-9 A.Daryusi, „Beitrag zur Ermittlung der Kerbwirkung an Zahnwellen mit freiem und gebundenem Auslauf“, Dissertation an der TU Dresden, Januar 2008, Seite 1-27.

6.5-10 H.Birkholz, M.Garzke, St.Otto, „Erarbeitung von Dimensionierungsgrundlagen für spielbehaftete Längsstift-Verbindungen“, IMW -Institutsmitteilung Nr. 24 (12999) Seite 37-42.

6.5-11 „Wellenhülsen zum Schutz vor Verschleiß“, Fa. Bösiger Engineering AG, www.boesiger-engineering.ch, Stand Mai 2011, 3 Seiten.

6.5-12 „Wellenausrichten leicht gemacht“, Fa. Prüftechnik AG, www.pruftechnik.com, Stand Mai 2002, Seite 1-60.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.5-13 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, Band 1“, 2000 Turbo Consult, ISBN 3-00-005842-7, www.turboconsult.de, Bild 4.4-4.

6.5-14 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, Band 2“, 2001 Turbo Consult, ISBN 3-00-0088429-0, www.turboconsult.de, Kapitel 7.1.2.2.

6.5-15 D.J.Wulpi, „Failures in Shafts“, „Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, ASM, ISBN 0-87170-007-7, 1986, Seite 471

6.516 U.Hartmann, „Neue Erkenntnisse zur Simulation der Reibkorrosionsvorgänge in torsionsbeanspruchten Welle-Nabe-Verbindungen“, Dissertation an der TU-Berlin, D 83, November 2005, Seite 1-25 und Seite 87-89.

6.5-17 T.Schwämmle, „Betriebsverhalten von konventionellen und fugenhomogenisierten Pressverbänden unter Biegelast“, Dissertation an der TU-Stuttgart, September 2010, Seite 1-25 und Seite 149-157.

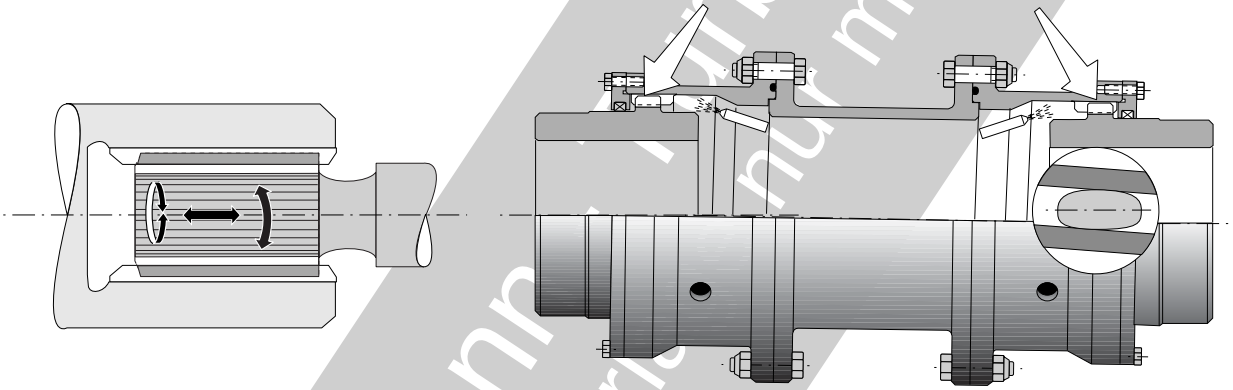
6.5-18 J.C. Nicholas, E.J. Gunter, P.E. Allaire, „Effect of Residual Shaft Bow on Unbalance Response and Balancing of a Single Mass Flexible Rotor“, Zeitschrift: „Journal of Engineering for Power“, April 1976, Seite 171-181.

6.5-19 Pratt&Whitney Aircraft Group, „Energy Efficient Engine“, Progress Report NASA-CR-159487, Mar.1978-Feb. 1979, Seite 330 und 331.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.6 Wellenverbindungen

6.6.1 Ausgleichende Vielkeil- und Zahnkupplungen (Ausgleichskupplungen)



Vielkeilkupplungen (Vielkeilverbindung, Beispiele in Lit. 6.6.1-6 bis Lit 6.6.1-8) sind eine häufige **Wellenverbindung**. Sie ermöglichen eine stabile Verbindung auf kleinstem Raum. Der Schaft der Welle wird direkt in ein entsprechendes ‘hohles’ Vielkeilprofil geschoben. Eine solche Verbindung lässt **axiale Bewegungen** und damit den **Ausgleich von Wärmedehnungen** zu. Für die Übertragung großer Leistungen, z.B. in Kraftwerken nutzt man sog. **Bogenzahnkupplungen** (Bild 6.6.1-3). Sie lassen auch einen begrenzten **Achsversatz** zu.

Jeder Einfluss, der diese **Ausgleichsbewegungen** verhindert, kann zu schweren Schäden an der Kupplung und/oder den verbundenen Maschinen führen. Es besteht die Gefahr des **Blockierens der Gleitbewegung** in der Verzahnung durch Fressen (Kaltverschweißen) infolge Schmierstoffmangel/Ölmangel oder Stromdurchgang (Bild 6.6.1-3). **Verschleißstufen** in den tragenden Zahnflanken sind in der Lage, eine funktionsnotwendige Axialbewegung unzulässig zu begrenzen (Bild 6.6.1-3).

Grundsätzlich ist **an den kraftübertragenden Zahnflanken mit Mikrobewegungen** zu rechnen. Sie entstehen aus kleinen Fluchtfehlern oder Biegungen der Welle. Das führt zu **Schwingverschleiß** (Fretting, Bild 6.6.1-2, Bild 6.6.1.-3 und Band 1 Kapitel 5.9.3). Er muss mit geeigneten Maßnahmen auf ein zulässiges Maß minimiert werden. Das erfordert eine dauernde, ausreichende **Schmierung**. Bei Pumpen und Reglern für **Kraftstoff** (Bild 8.1-11) dient dieser selbst der Schmierung. Damit handelt es sich um **besonders anspruchsvolle Bedingungen**. Die Schmierung zu gewährleisten ist **für den Konstrukteur eine Herausforderung**. In vielen scheinbar untergeordneten oder unkritischen Fällen übernimmt **Lecköl aus Dichtungen** diese Aufgabe. Entsprechend der meist umweltbegründeten Forderung, auch minimalen Schmierölaustritt zu vermeiden, werden Dichtungen weiter optimiert. So bleibt das von der Kupplung benötigte Lecköl aus. In einem solchen Fall kommt es, oft erst nach längeren Betriebszeiten, **zum gefährlichen Verschleiß an der Vielkeilverzahnung**. Im Extremfall wird die Verzahnung vollständig abgetragen und die

© Axel Rossmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Verbindung versagt (Bild 6.6.1-2). Dann sind umfangreiche, teure Maßnahmen zu erwarten. Es handelt sich also um eine typische **Verschlimmbesserung** (Band 1 Kapitel 3.2.2).

Im Zusammenhang mit dem Verschleiß kann beim **Auswechseln der Welle** ein weiteres Problem auftreten. Auch der **Tausch eines Anbaugeräts** wie eines Generators ist eine solche Situation. Merklicher Verschleiß verhindert eine optimale **Anlage der tragenden Flanken der Keilverzahnung**. Das mag an der veränderten Position (axial und/oder am Umfang) mit unterschiedlichem Verschleiß liegen. Typisch ist, wenn im Zuge einer **Wartung** oder einer **Montage** die ursprüngliche Lage der Zahnflanken nicht wiedergefunden wurde. Diese ist besonders beim **Tausch** (z.B. gegen Neuteil) **einer Verzahnungskomponente** gegeben. Die Folge sind gefährliche **Spannungsspitzen**, örtlich konzentrierter Kraftübertragung, Kerbwirkung und eine veränderte Beanspruchung durch Biegung und/oder Torsion. Mit der verschlechterten Flankenanlage **beschleunigt sich der Verschleiß**. Dies kann auch zur Schwingüberlastung einer **Sollbruchstelle** (Band 1, Bild 5.4.4-7) führen. Sie liegt gewöhnlich im Wellenschaft in der Nähe der Verzahnung. Damit wird der frühzeitige Ausfall der Wellenverbindung wahrscheinlich.

Weitere potenzielle Folgeschäden sind an **Wälzlagern** (Kapitel 6.3.1) und **Dichtungen** (Kapitel 6.10.2.1) der betroffenen Welle zu erwarten.

© Axel Rossmann - Nutzung nur als Schulungsunterlage nicht kommerziell

Bild 6.6.1-1 *(Lit. 6.6.1-6):* ***Wellenkupplungen mit Vielkeilverzahnungen*** *werden beispielsweise im* ***Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen*** *und in* ***Turbomaschinen*** *zum Antrieb von Nebengeräten (Bild 6.4.2-4 und Bild 6.4.2-5) sehr häufig angewendet und sind bewährt. Ein großer Vorteil ist* ***die einfache Montage*** *durch axiales Zusammenschieben. Das kommt z.B. der Montage/Demontage von Anbaugeräten wie Generatoren, Reglern und Pumpen (Lit. 6.6.1-7, Lit. 6.6.1-8 und 6.6.1-9) zugute. Trotz dieser Vorteile handelt es sich bei Keilverzahnungen unter ungünstigen Betriebsbedingungen auch um eine potenzielle Schwachstelle. In erster Linie sind sie* ***Reibverschleiß*** *(Fretting, Band 2 Bild 6.1-4) ausgesetzt. Dieser führt zu einem* ***Abtrag der belasteten Flanken****. Im Extremfall kommt es zum Bruch des verbleibenden Zahnquerschnitts und so zum* ***Versagen der Kupplung*** *(Bild 6.6.1-2).*

Um diese Schäden zu verhindern, ist eine ausreichende ***Schmierung*** *von großer Bedeutung. Sie sollte der Anwendung angepasst sein.*

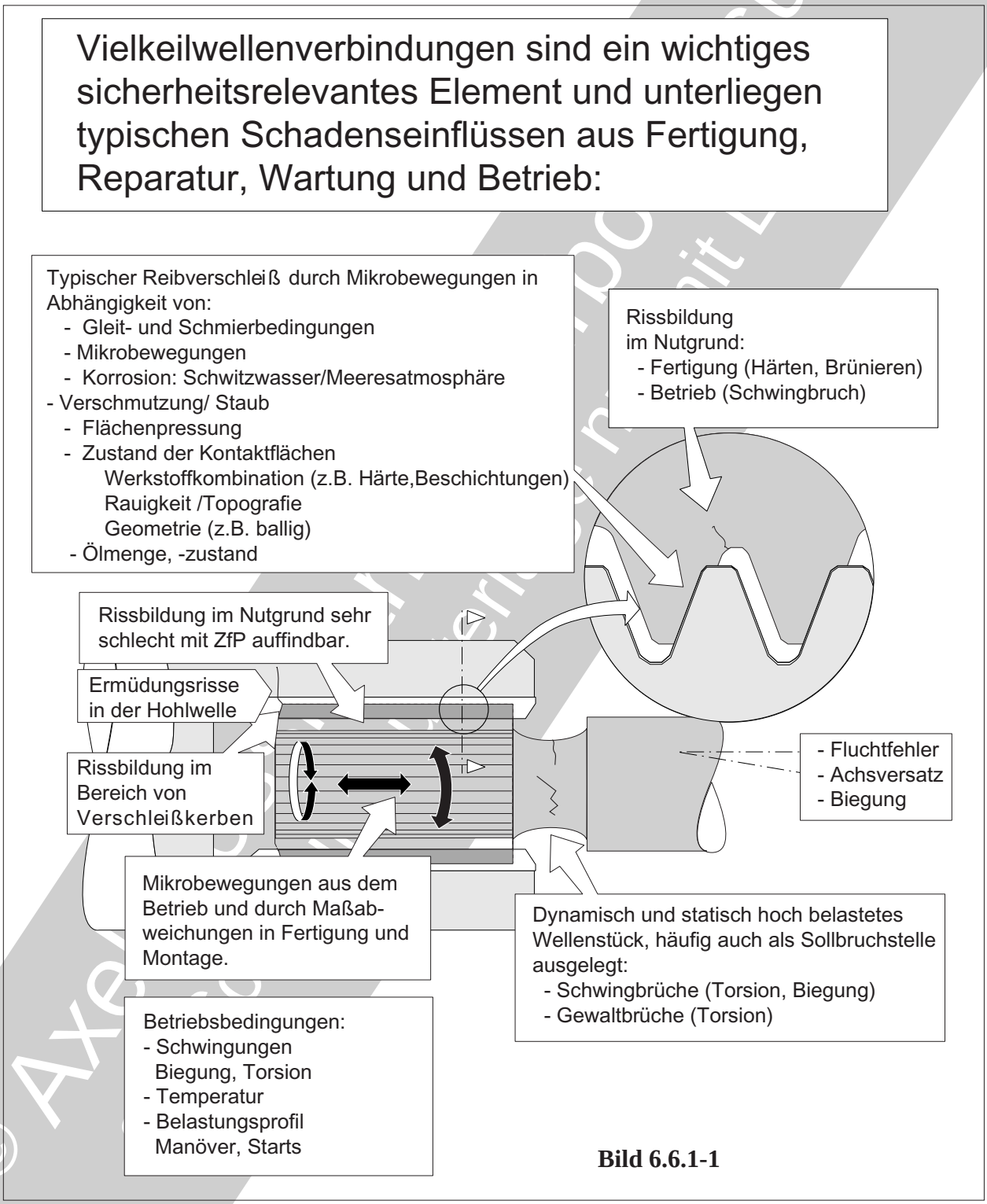


Bild 6.6.1-1

*- **Schmieröl** ist bei Komponenten **des Ölsystems** üblich.*

*- **Lecköl aus benachbarten Dichtungen** (z.B. Wellendichtringe, Bild 6.6.1-4 und Kapitel 6.10.2.1). Dies ist eine häufige Schmierung. Oft ist sie **nicht bewusst**. Damit besteht die Gefahr der **Verschlimmbesserung**. Bemühungen, auch letzte Undichtigkeiten zu unterbinden, können zu unerwarteten Ausfällen von Vielkeilverzahnungen führen (Bild 6.6.1-4). Zeigen sich solche Schäden erst nach längeren Betriebszeiten, wird das Problem verschärft. Dann ist der Umfang betroffener bzw. verbauter Komponenten/Maschinen bereits groß.*

*- **Trockenschmierschichten** (z.B. Grafit- oder MoS_2- haltig) werden für Kupplungen die nicht vom Öl erreichbar sind verwendet. Sie sind auf für Ölschmierung zu hohe Betriebstemperaturen abgestimmt. Das ist bei Kupplungen der Hauptwellen von Turbomaschinen häufig der Fall.*

*- **Kraftstoff** dient in **Wellenverbindungen von Reglern und Pumpen** als Schmiermittel (Bild 8.1-10 und Bild 8.1-11). Die vergleichsweise schlechte Schmierfähigkeit des Kraftstoffs (Bild 8.1-19 und Bild 8.2-4) erfordert eine besonders **sorgfältige Auswahl des Tribosystems** (Bild Band 1 Bild 5.9.1-1).*

*Die Schmierung beeinflusst zusätzlich den Verschleiß mit **Konsistenz und Abtransport der Verschleißprodukte**. Meist sind es Oxide, man spricht von Reibrost (Band 1 Bild 5.9.3-2). Verbleiben diese in der Verzahnung, erzeugt ihr gegenüber dem Stahl vergrößertes Volumen eine „**Sprengwirkung**". Diese kann **Schwinganrisse und Brüche** begünstigen. Werden die Verschleißprodukte aus der Verzahnung transportiert, vergrößert sich das Spiel und so die Relativbewegungen. Es kommt dann zu **stoßartiger Belastung** (Stoßverschleiß, Band 1 Bild 5.9.1-10). Das fördert den Verschleiß weiter.*

*Je nach Schmierung kann zusätzlich die **Werkstoffkombination** der aufeinander liegenden Kupplungszähne von großer Bedeutung für das Verschleißverhalten sein (Bild 6.6.1-2). Das ist besonders bei **Reparaturbeschichtungen** zu berücksichtigen. Der OEM ist zu konsultieren, falls die Beschichtung in irgendeiner Weise (z.B. Vorbehandlung, Produkt, Aufbringverfahren) von Vorschriften/Handbuchangaben abweicht. Im Zweifelsfall sind **geeignete Nachweise** zu führen. Diese erfordern, wie für Verschleißvorgänge typisch, den **relevanten Betrieb** der Originalmaschine.*

*Die vorliegende Verschleißart wird nicht ohne Grund als **Reibkorrosion** (engl. fretting corrosion, Band 1 Kapitel 5.9.3) bezeichnet. Der Korrosionseinfluss hat für die Entstehung der Verschleißoxide große Bedeutung (Band 1 Bild 5.9.3-3). Als Elektrolyt kommt in erster Linie **Meeresatmosphäre** bzw. im Stillstand **mit Meersalz verunreinigtes Schwitzwasser** in Betracht. Der feine metallische Abrieb ist bei der Entstehung chemisch höchst aktiv. Er reagiert besonders auf oxidierende und korrosive Einflüsse.*

*Neben den Schmierbedingungen spielen die **Mikrobewegungen zwischen den anliegenden Zahnflanken** eine entscheidende Rolle. Deshalb sollte eine erklärende mikroskopische Untersuchung (REM) vorgesehen werden. Die Mikrobewegungen können verschiedene **Ursachen** haben, die auch kombiniert auftreten:*

*- **Fluchtungsfehler** der Wellenanschlüsse,*

*- **Schwingungen** des Wellensystems,*

*- **Anfahrstöße**.*

*Die dabei entstehenden Mikrobewegungen sind besonders von der **unterschiedlichen Elastizität der Kupplungsteile** abhängig.*

***Rissbildung** kann in Vielkeilkupplungen unterschiedliche Ursachen haben.*

*- **Herstellungsbedingt** durch Schleifen oder Brünieren (Bild 6.4.1-3).*

*- **Schwingrisse**. Diese können sich von Verschleißkerben in der Verzahnung auch auf der Hohlseite entwickeln. Bei Schwingüberlastung unter Torsion sind **Axialrisse am Zahnrund** zu erwarten.*

*- **Hohe Biegebelastungen** können Risse in einer Sollbruchstelle des benachbarten Wellenschafts auslösen.*

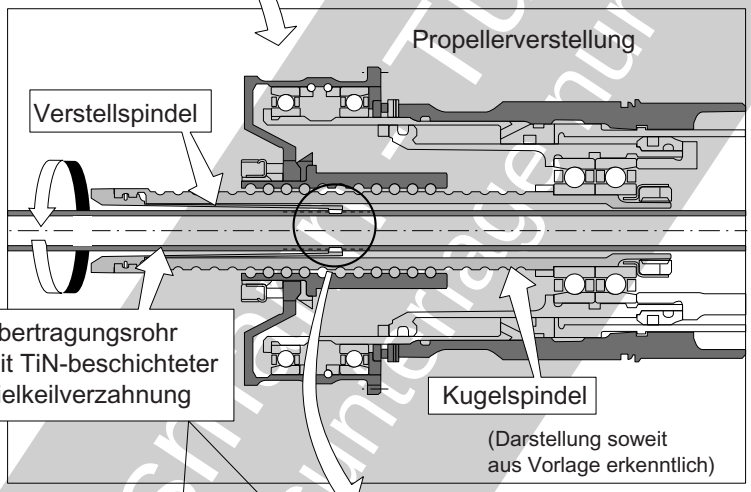
***Bild 6.6.1-2** (Lit. 6.4.1-3): Es handelt sich um den typischen Fall einer **Verschlimmbesserung**. Er steht zwar nur indirekt mit dem Triebwerk in Zusammenhang, ist aber **für Vielkeilkupplungen äußerst lehrreich**.*

Wenige Minuten vor dem Unfall beobachteten Zeugen, dass das Flugzeug mit ca. 30-60 Metern Höhe auffallend niedrig anflog. Plötzlich entstand eine kleine Rauchwolke. Das Flugzeug rollte nach links bis die Tragflächen senkrecht standen. Darauf kippte die Flugzeugnase

© AeroConsult - TU Hamburg
Lehrstuhl für Flugzeugentwurf

Maschinenelemente: Ausgleichskupplungen

Eine 'teuer erkaufte' Fertigungserleichterung.



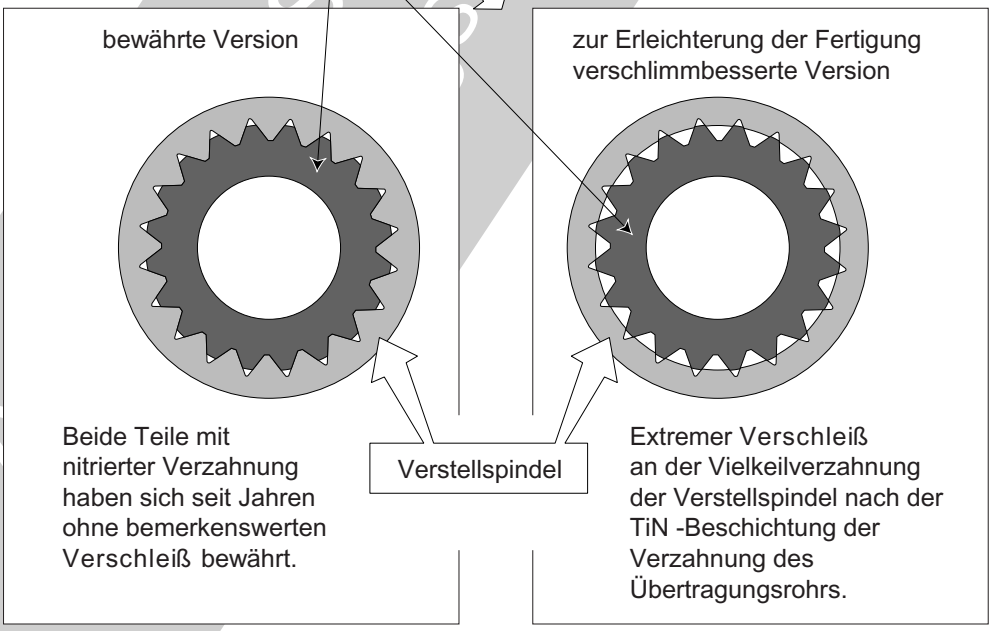


Bild 6.6.1-2

nach unten. Das Flugzeug schlug auf die Landebahn und wurde zerstört.
Die Überprüfung der Komponenten des linken Propellers ergab, dass die Blätter statt mit angewählten ca. 80° nur mit 3° angestellt waren.

Diese ***Einstellung entsprach nicht der Stellung der Propeller-Verstellspindel,*** *was auf ein inneres Problem hinwies.*
Eine anschließende Untersuchung des ursächlich betroffenen Triebwerks ergab:

Die Wellen von Propellerregler (Propeller Control Unit = PCU) und Propeller verlaufen konzentrisch (mittlere Skizze). PCU und Propeller sind mit dem ölführenden ***Übertragungsrohr****, das durch die Propellerwelle verläuft, verbunden. Das Drehmoment wird von der äußeren Keilverzahnung des Übertragungsrohrs auf die innen liegende Vielkeilverzahnung der Kugelumlaufspindel übertragen. So wird über eine Spindel der Propeller verstellt.*

Das Übertragungsrohr hat ***statt der bisherigen Nitrierschicht*** *eine* ***neu eingeführte Titannitrid-Beschichtung*** *auf der Keilverzahnung zur Kugelumlaufspindel. Deren Oberflächen erschienen matt. Das war auf erhöhte Rauigkeit zurückzuführen. Es handelte sich nicht um bedenklichen Verschleiß.*

Dagegen zeigten die ***Keilverzahnungen in den PCU Spindeln*** *beider Triebwerke starken Verschleiß. Im linken Triebwerk war die Keilverzahnung* ***nahezu abgetragen*** *(Skizze unten rechts). So konnten die Kupplungsteile gegeneinander frei rotieren. Eine* ***Propellerverstellung war damit nicht mehr möglich****.*

Änderung der Oberflächenbehandlung *der äußeren Keilverzahnung des Übertragungsrohrs:*

Die ***alte Version mit Nitrierschicht hatte keine Probleme****. Trotzdem wurde die Oberflächenbehandlung* ***geändert, um die Herstellung zu erleichtern****. Die Nitrierschicht musste nämlich mit Entfernen der Epsilonschicht und Richtvorgängen (Verzug beim Nitrieren) aufwändig nachgearbeitet werden.*

Eine „Verbesserung" mit einer ***Titannitridschicht*** *lief in einem* ***„Produkt-Verbesserungsprogramm"*** *(engl. product improvement program). Der Verzug beim alten Verfahren und damit das Richten ließ sich mit der niedrigeren Beschichtungstemperatur des* ***Titannitrid*** *vermeiden. Die Erfahrungen des Herstellers ließen, im Vergleich zur alten Schichtvariante, einen 3-4 mal niedrigeren Verschleiß erwarten. Vergleichbare Anwendungen schienen das zu bestätigen. Wegen der* ***niedrigen Verzahnungsbelastung wurde das Verschleißverhalten als zweitrangig angesehen****.*

Erprobungsläufe mit dem Propellerantrieb wurden nicht (!) an dem betroffenen Triebwerkstyp *durchgeführt. Nach dem Versuch waren die Kupplungszähne, wie für ungeschädigtes Titannitrid typisch, golden glänzend. Ein solcher Befund hätte einem Fachmann zeigen müssen, dass die* ***Prüfung des Verschleißverhaltens der Kupplungszähne mit einem unterschiedlichen Triebwerkstyp ungeeignet*** *war.*

Der ***starke Verschleiß der Zähne in der Kugelumlaufspindel*** *wurde später auf den* ***großen Härteunterschied*** *gegenüber der* ***Titannitridschicht auf den Zähnen des Übertragungsrohrs*** *zurückgeführt. Die* ***sehr dünne und harte TiN-Schicht kann Unebenheiten der Zahnflanken****, wie bei der ursprünglichen Nitrierschicht zulässig,* ***nicht ausgleichen****. Weil die* ***Rauigkeitsforderungen nicht angepasst*** *wurden, wirkte die* ***TiN-Schicht als Feile****.*

Bild 6.6.1-3 *(Lit. 6.6.1-2, Lit 6.6.1-4 und Lit. 6.6.1-5): Zum Ausgleich eines* ***parallelen Wellenversatzes*** *bieten sich besonders bei der Übertragung großer Leistungen* ***Verzahnungskupplungen*** *an. Dabei kann mit balligen Zähnen (bis 45 MW) auf der Wellenseite (Außenverzahnung) ein Winkel* $\alpha > 1/8°$ *ausgeglichen werden (Detail in oberer Skizze). Die* ***Zentrierng des Mittelstücks*** *('Kupplungshülse') erfolgt über die Verzahnung. Dienen dazu die Zahnflanken, ist die Zentrierung* ***abhängig vom übertragenen Drehmoment****. Bereits bei der Montage wird eine so entste-*

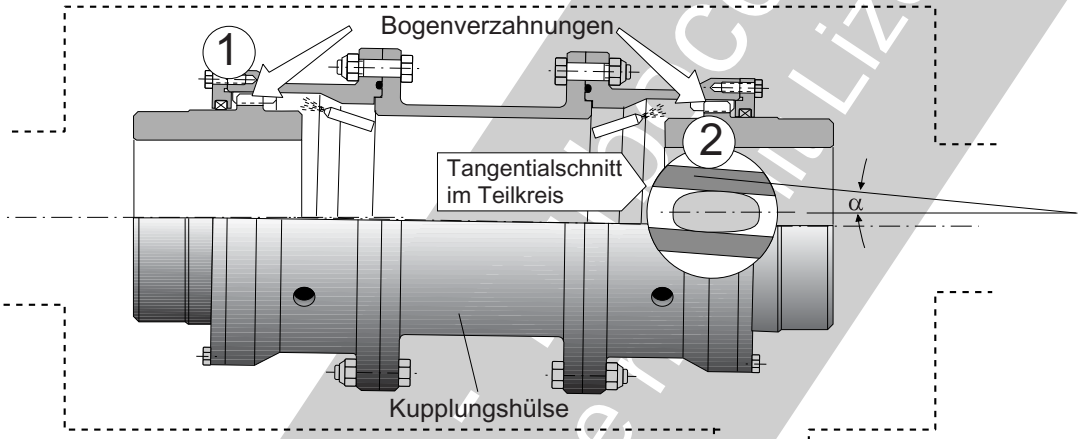
Fortsetzung auf Seite 6.6.1-8

© Axel Rossmann - Tunnelconsult
Abschlingsunterlagen nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Ausgleichskupplungen

Schäden an Verzahnungskupplungen für die Übertragung hoher Leistungen.

nach Lit. 6.6.1- 1 und Lit. 6.6.1-2



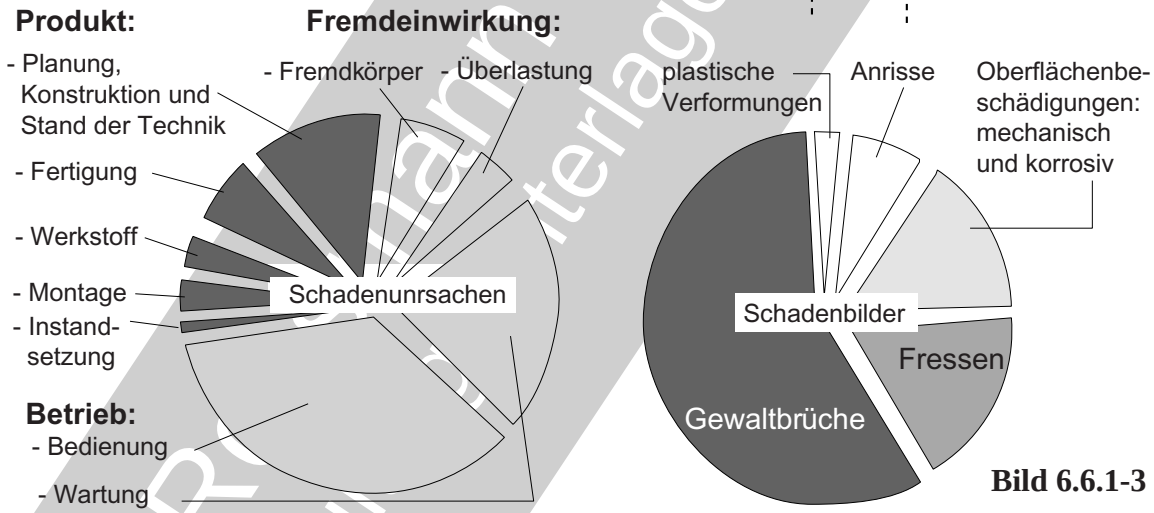
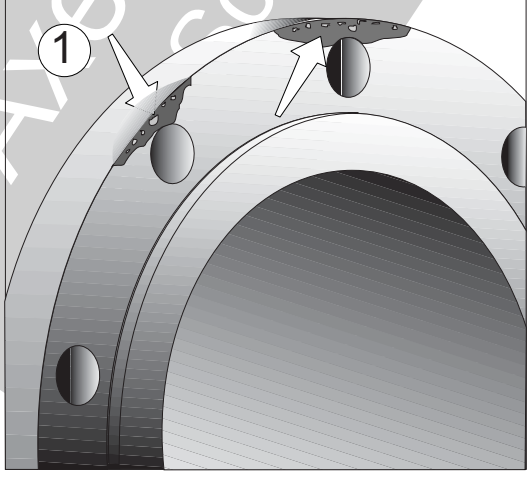
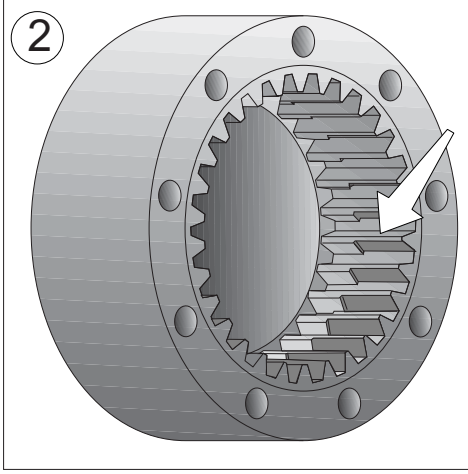


Bild 6.6.1-3

Kupplungsflansch mit typischen Anzeichen für gefährlichen Stromdurchgang



Schaden an einer Kupplungsverzahnung durch Verschleiß und örtliche Überlastung



© Axel Rothmann Technical Consultant
Copyright Unterlage nicht Lizenz

Fortsetzung von Seite 6.6.1-6

hende ***Unwucht*** *minimiert und die Lage der Kupplungteile* ***gekennzeichnet****.*
Um die Reibungskräfte beim Betrieb der Kupplung ausreichend gering zu halten und unzulässige Erwärmung zu verhindern, lässt sich eine ***Öldurchflussschmierung*** *nutzen.*
In Lit. 6.6.1-2 finden sich Angaben über Ursachen und Art von ***Schäden an Kupplungen*** *(Tortendiagramme) aus den 70er-Jahren. Die Tendenz gilt für industrielle Anlagen und dürfte auch heute noch Gültigkeit haben. Besondere Probleme:*
Die sichere ***Abdichtung*** *und* ***Zuführung der Schmiermittel*** *zu den Verzahnungen ist konstruktionsabhängig. Dabei geht es nicht nur um Reibungsminimierung und Kühlung, auch Schmutz aus dem Öl (Kapitel 7.1.3.1) kann sich absetzen und die Ausgleichsbewegungen der Verzahnung blockieren.*
Unwuchten *entstehen durch mangelhaftes Auswuchten und Verlagerung der Kupplungskomponenten unter Last.*
Ein großer Anteil von ***Montagefehlern*** *ist auf eine ungenügende* ***Ausrichtung*** *zurückzuführen. Dadurch entstehen unzulässige Unwuchten mit Schwingungen des gesamten Systems. Zusätzlich kann der Verschleiß in der Verzahnung (Skizze „2“ unten rechts) gefährliche Ausmaße bis zum Versagen annehmen.*
Bei einer Verbindung zu elektrischen Anlagen wie Motoren und Generatoren ist ***Stromdurchgang*** *unbedingt zu vermeiden. Schmelzkrater durch Lichtbögen in der Verzahnung behindern die funktionsnotwendigen Bewegungen. Damit werden Lager in den angeschlossenen Maschinen überlastet. Zusätzlich senken die Schmelzkrater die Schwingfestigkeit drastisch ab (Band 1 Kapitel 5.12). So kann es zum* ***Bruch der Verzahnung und Kupplungskomponenten*** *kommen. Das gilt auch für die Verzahnung und die Lager angeschlossener Getriebe. In manchen Fällen sind unzulässig hohe Temperaturen in* ***Flanschbereichen*** *als Folge des Stromdurchgangs bereits äußerlich an örtlichen* ***Anlauffarben*** *erkennbar (Skizze„1“ unten links).*

Zu ***Fremdeinflüssen*** *gehören:*
- ***Partikel*** *im Schmiermittel (Kapitel 7.1.3).*
- ***Überlastungen****, oft als Folgeschäden in gekoppelten Maschinen.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Vermeidung von Schäden an Kupplungen

Vielkeilkupplungen

Vielkeilkupplungen sind ein äußerst häufiges Maschinenelement. Sie ermöglichen einen axialen Ausgleich von Wellenbewegungen. Dagegen sind sie **nicht geeignet,** eine merkliche **Schiefstellung** bei **nicht fluchtenden** oder **achsversetzten Wellen** auszugleichen. Mit der konstruktiven Gestaltung, Fertigungs- und Werkstoffwahl sowie der Auslegung schafft der **Konstrukteur** eine Voraussetzung für den schadenfreien Betrieb. Das gilt besonders für Vielkeilverbindungen, die nicht, wie viele andere Ausgleichskupplungen, als fertiges Maschinenelement von speziellen Herstellern bezogen werden. Der besondere **Schadensmechanismus,** den es zu vermeiden gilt, ist **Schwingverschleiß** (Fretting) der kraftübertragenden Zahnflanken (Bild 6.6.1-2). Hier spielen Werkstoff (z.B. Oberflächenbehandlung, Beschichtung), Fertigung (z.B. Maßhaltigkeit) und nicht zuletzt die Schmierung im Betrieb wichtige Rollen (Bild 6.6.1-4). Weil die Haltbarkeit gewöhnlich auf anwendungsspezifischer Erfahrung beruht, können bereits scheinbar nebensächliche Änderungen Schäden auslösen. Dazu gehört die Beeinflussung des Schmiermittelzutritts. Erfahrungsgemäß ist z.B. die Verbesserung einer Dichtung (z.B. Radialdichtring) zur Kupplung äußerst problematisch, wenn dabei, meist unbewusst, der notwendige **Leckschmierstoff** ausfällt (Bild 6.6.1-4).

Unter günstigen Umständen lässt sich ein Verschleißschaden der Verzahnung rechtzeitig erkennen, d.h. bevor es zum ‘Durchdrehen’ der Kupplung kommt. Besteht die Möglichkeit der **visuellen Prüfung** im zusammengebauten Zustand, können **austretende Verschleißprodukte** (meist dunkel als **Reibrost**) den Schaden ankündigen (Bild 6.6.1-5). Ist das ‘**Umfangsspiel**’ bereits mit der Hand fühlbar, steht ein Versagen dicht bevor.

Befndet sich die Kupplung in einem Ölkreislauf, können Ablagerungen gegebenenfalls an einem **Magnetstopfen** vor einem Ausfall den Schaden anzeigen (Bild 6.6.1-6).

Bei der **Montage** einer bereits gelaufenen Vielkeilkupplung ist auf Verschleiß zu achten. In jedem Fall sollte die **Lage der Welle zur Hülse** gekennzeichnet sein/werden. So kann beim Zusammenbau die Anlage der Flanken eher gewährleistet werden. Lage und Art der Kennzeichnung dürfen keine gefährliche Kerben erzeugen.

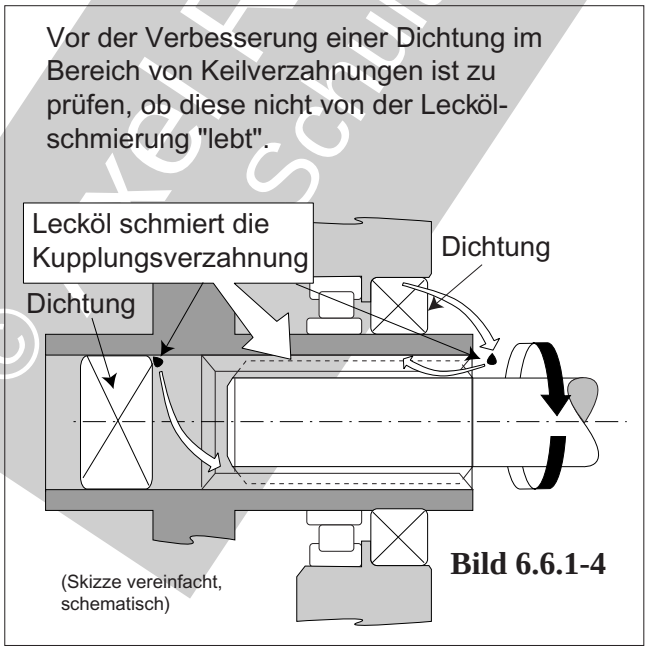


Bild 6.6.1-4

***Bild 6.6.1-4**: Die Schmierung von **Keilverzahnungen der Antriebswellen von Anbaugeräten** muss in manchen Fällen allein das **Lecköl** gewährleisten. Besonders bei älteren Maschinentypen, für die Erfahrungen nicht mehr vorliegen, ist bei einer Nachrüstung Vorsicht geboten. Hier können **„Verbesserungsmaßnahmen“ zur Vermeidung des Lecköls zum überraschenden Versagen durch Verschleiß führen**. Dann ist das Schadenspotenzial besonders groß. Das ist der Fall, wenn ein solcher Schaden erst nach längerer Betriebszeit auftritt. Das bedeutet, dass eine Vielzahl Maschinen betroffen sein können.*

© Axel Rossmann - Turbo consult
Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Schmierungsbedingte äußere Merkmale von Frettingverschleiß in Vielkeil-Kupplungen.

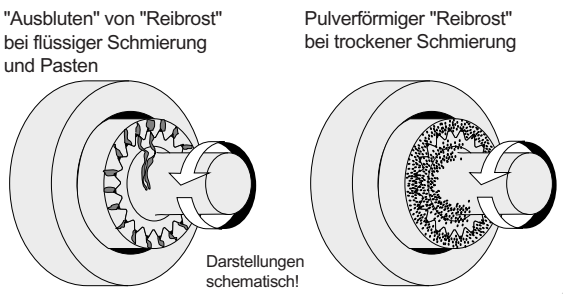
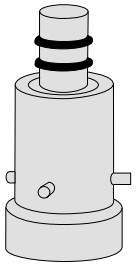


Bild 6.6.1-5

***Bild 6.6.1-5**: In günstigen Fällen gibt es **vorzeitige Hinweise auf Schäden an Vielkeilkupplungen**.*
*Beim Schadensablauf durch **Verschleiß** der Verzahnung entstehen gewöhnlich, zumindest bis zum endgültigen Versagen, keine größeren Späne. **Verschleißprodukte sind feine Eisenoxide**, gemischt mit Schmiermittelresten (Band 1 Bild 5.9.3-2 und Bild 6.1-4). Sie lassen durch vergrößertes Spiel und Vibrationen einen Schaden vor dem totalen Ausfall erkennen. Dabei kann es, je nach **Betriebseinflüssen und Tribosystem** (Werkstoffkombinationen, Bild 6.6.1-2), zu **unterschiedlichen Schadensbildern** kommen. Ein **visueller Befund** ist natürlich von der Zugänglichkeit abhängig. Diese ist in vielen Fällen bei entsprechend gezielten Wartungsarbeiten gegeben.*
*Verschleißt eine mit **Lecköl** geschmierte Vielkeilkupplung (Bild 6.6.1-4), sind am Kupplungsaustritt **rotbraune Spuren** einer Flüssigkeit oder Paste erkennbar. Sie können Merkmale des Abschleuderns aufweisen (Skizze links).*
*Bei **Trockenschmierschichten** oder fehlender Schmierung entsteht **Verschleiß in Pulverform**. Das **rotbraune bis schwarze Pulver rieselt aus der Kupplungsverzahnung** und verteilt sich puderartig in der benachbarten Umgebung (Skizze rechts).*
*Der feine Verschleißabrieb lässt **im Ölsystem** selbst **kaum warnende Ablagerungen an Magnetstopfen** (Bild 6.6.1-6) oder **Filtern** (Bild 7.1.3.1-2) erwarten. Die Chance für einen Hinweis besteht über den Trend der abriebbedingten **Ölverunreinigungen** (Kapitel 7.2). Dabei können neue, das Öl kontinuierlich überwachende Systeme (Lit. 6.6.1-11) vorteilhaft sein.*
*Befindet sich die Kupplung im **Kraftstoff**, beispielsweise in Reglern und Pumpen, ist eine rechtzeitige Erkennung anhand der Verschleißprodukte kaum möglich.*

Auch wenn keine Späne am Magnetchipdetektor hängen, ist ein gefährlicher Verschleiß (Fretting) an magnetischen Stahlteilen (Steckkupplungen) möglich.

Keine magnetischen Späne
am Chipdetektor



Trotzdem:
Rostbraunes Öl weist auf
oxidierten Verschleißabrieb hin

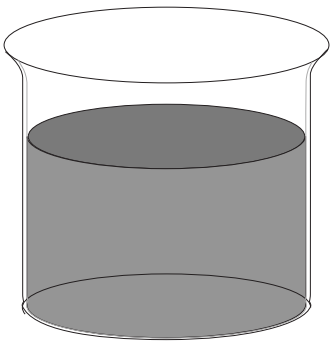


Bild 6.6.1-6

© Kelpin Simon - Turbeconsult
ausschließlich Unterlage zur mündlichen

Bild 6.6.1-6: *Der* ***Verschleißmechanismus an Vielkeilverzahnungen*** *lässt* ***sehr feine Partikel aus Eisenoxid*** *entstehen. In vielen Fällen gelangt der Abrieb nicht in das Schmieröl. Dann ist eine* ***Detektierung des Schadens im Anfangsstadium*** *nur mit einer gezielten* ***Überprüfung beim Wartungsvorgang*** *erfolgversprechend (Bild 23.2.2-5 und Beispiel 23.2.2-1). Selbst wenn die Verschleißpartikel in das Schmieröl gelangen, ist die Chance, dass diese in Filtern oder an Magnetstopfen auffallen, eher gering.* ***Erfolgversprechender*** *ist in einem solchen Fall der* ***Trend von Ölanalysen*** *(Bild 22.3.4-6 und Bild 22.3.4-9).*

Risikominimierung bei Zahnkupplungen

Der **Konstrukteur** hat für die folgenden Eigenschaften zu sorgen (Lit.6.6.1-2):

- **Lösen der Kupplung** nach Ausbau der Axiallager mit axialer Verschiebung **ohne Zerlegung der Peripherie** wie Gehäusen und ohne Beeinflussung der Ausrichtung. Im günstigen Fall sollte eine Verschiebung der Kupplungshülse genügen.
- Eine Zerlegung lässt sich beim Öffnen auf die Kupplungskomponenten beschränken.
- **Ausrichtung** (Kapitel 6.5) bzw. deren Kontrolle möglichst auf **Messuhren** beschränken. Geeignete **Vorrichtungen** sind vorzusehen. Sinngemäße Anpassung falls berührungslose Techniken wie **Laserstrahlen** zur Anwendung kommen.
- **Wuchtung** der komplett zusammengebauten und verspannten Kupplung im Neuzustand vor der Auslieferung. Falls nicht möglich oder ausreichend aussagefähig, sind die Voraussetzungen für eine **Betriebswuchtung** zu schaffen. Diese sollte bei voller Drehzahl, maximalem Übertragungsmoment und betriebstypischer Ausrichtung sowie Erwärmung erfolgen. An der Kupplungshülse ist die Möglichkeit einer örtlichen **Materialentnahme** durch Zerspanung (z.B. Bohren) vorzusehen.
- **Trennung** der angeschlossenen Maschinen für Prüfläufe, Notbetrieb und Wuchtvorgänge.
- Nach Möglichkeit **Aufstellung aller Maschinen auf einer Fundamentplatte**. So lässt sich ein für die Kupplung schädigender Höhenversatz durch Wärmedehnungen vermeiden.
- Ausreichende Sicherheit gegen plastische Verformungen und Rissbildung bei Überlast. Das gilt für das maximal zu erwartende Übertragungsmoment. Es ist besonders bei Betriebssituationen wie Anfahren und Kurzschluss in elektrischen Maschinen zu erwarten.
- Bevorzugung der **Ölumlaufschmierung** (Druckölschmierung). Bei Fett- und Ölfüllungen besteht im Falle der **Undichtigkeit** (O-Ring-Dichtungen! Kapitel 6.10.1) die Gefahr, dass die Verzahnung zerstört wird. Dann können äußere Anzeichen durch austretenden Schmierstoff an der Verkleidung der Kupplung zu spät sein. Der **Ölstrahl der Schmierung ist so auszurichten**, dass Schmutzpartikel aus der Verzahnung gewaschen werden. Dazu sind genügend feine **Ölfilter** vorzusehen.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.6.1

6.6.1-1 G.Niemann, „Maschinenelemente - Erster Band“, 1961, Fünfter berichtigter Nachdruck, Springer-Verlag Berlin / Göttingen / Heidelberg, Kapitel 19.3, Seite 298-300.

6.6.1-2 „Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Kapitel 8.4, Seite 376-387.

6.6.1-3 National Transportation Safety Board, Safety Recommendation to A-98-67 - 70, Seite 1-5.

6.6.1-4 F.Rossig-Kruska, „Kraftwerkskomponenten - Wellenkupplung“, Kapitel aus „Stationäre Gasturbinen“, ISBN 3-540-42831-3, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2003, Seite 105-112.

6.6.1-5 L.Balling, „GT-Kraftwerke“, Kapitel aus „Stationäre Gasturbinen“, ISBN 3-540-42831-3, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2003, Seite 73.

6.6.1-6 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, problemorientierte Triebwerkstechnik“, Band 2, ISBN 3-00-008429-0, www.Turboconsult.gmx.de, 2001, Kaptel 6.2 und Kapitel 6.3.

6.6.1-7 D.J.Wulpi, „Failures of Shafts“, „Metals Handbook - Volume 11 - Failure Analysis and Prevention“, ASM 1986, ISBN 0-87170 - 007 - 7, Seite 459 - 489.

6.6.1-8 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, problemorientierte Triebwerkstechnik“, Band 5, ISBN 978-3-00-025780-3, www.Turboconsult.gmx.de, 2001, Bild 22.2.2-16.

6.6.1-8 I.E.Traeger, „Aircraft Gas Turbine Engine Technology, Second Edition“, Verlag : Glencoe/McGraw-Hill 1994, ISBN 0-07-065158-2, Seite 260.261, 398, 403, 423-435, 442, 500, 531, 549.

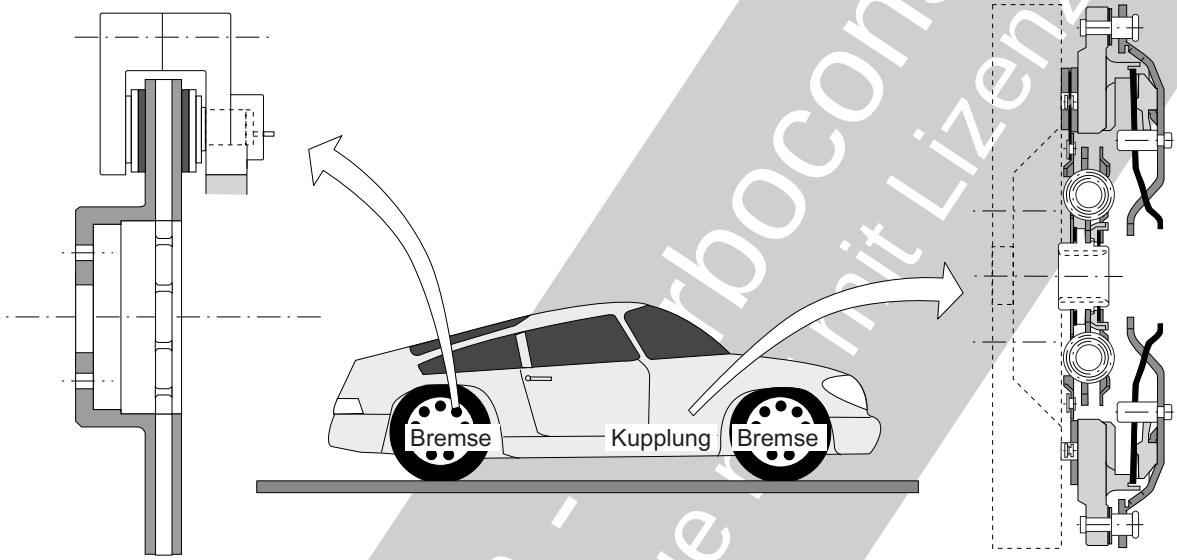
6.6.1-9 „The Jet Engine“, Rolls-Royce.plc. 1986, 994, ISBN 0-902121-2-35, Ausgabe 1996, Seite 67-71.

6.6.1-10 M.J.Kroes, T.W.Wild, „Aircraft Powerplants, Seventh Edition“, Verlag : Glencoe/McGraw-Hill 1990, ISBN 0-02-801874-5, Seite 304, 313, 454, 468.

6.6.1-11 D.Aslin, „Monitoring Bearing and Gear Failures in Aircraft Gas Turbine Engines“, Zeitschrift „ Sensor Business Digest“, December 2001, www.sensorsmag.com/articles, Seite 1-7.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.6.2 Reibkupplungen und Reibbremsen



Konstruktions- und Funktionsprinzip sowie Technologien (Tribosysteme/Werkstoffe) von **Reibbremsen und -kupplungen** ist **ähnlich**. Entscheidend ist das **Tribosystem** (Band 1 Bild 5.9.1-1) für die Reibungskräfte. Es besteht aus einer rotierenden Brems-/Kupplungsscheibe (auch mehrere Scheiben, Bild 6.6.2.1-1) und dem feststehenden Reibbelag. In beiden Anwendungen beeinflusst es entscheidend **Betriebsbeanspruchungen** und **Schadensmechanismen**. Ein wichtiger **Unterschied** ist jedoch: Eine **Bremse** dient der **Verzögerung** einer Bewegung, eine **Kupplung** gewöhnlich der **Beschleunigung**. Im Extremfall bei der Bremse bis zum Stillstand, bei der Kupplung bis zum Drehzahlausgleich. Auch die Geometrie des Reibbelags unterscheidet sich. Bei der Kupplung bedeckt er den gesamten Reibring, bei Bremsen in Straßenfahrzeugen nur ein Segment. Ein Hauptproblem beider Maschinenelemente ist das **instationäre Betriebsverhalten.** Für den Betreiber macht es sich in Form äußerst unangenehmer Schwingungen bemerkbar. Man unterscheidet in erster Linie frequenzabhängig niedrig frequente **Rupfvorgänge**. Bremsen müssen zusätzlich das hochfrequente **Quietschen** vermeiden. Als funktionstypischer Schaden tritt an Kupplungen und Bremsen **Verschleiß** auf. Er ist unvermeidlich, aber minimierbar. Er lässt sich durch Funktionsveränderung oder gegebenenfalls Anzeige von Sensoren rechtzeitig erkennen. Abhilfe bietet ein Tausch der verschlissenen Komponenten. Eher selten wird von sicherheitsrelevanten **Schäden** wie **Rissbildung** bis zum **Bruch** wichtiger Komponenten (Scheiben) berichtet, in deren Folge die Funktion ausfällt.

Eine entscheidende Rolle für die Funktion spielt der **Reibwert** μ. Weil die Vorgänge an den Reibflächen äußerst komplex sind, ist bisher eine Berechnung von μ. nicht befriedigend möglich. Man ist immer noch auf möglichst **betriebsnahe Versuche** und **Messungen** angewiesen.

Der Reibwert beeinflusst sowohl **Instabilitäten** (Schwingungen) im Tribosystem (Bild 6.2.2.1-1) als auch den **Belagverschleiß**. Dabei sind für das von Mikrorissen ausgelöste **Ermüdungsversagen** die Spannungen (Anstrengung) in der Reibbelagoberfläche (Bild 6.6.2.1-8) wichtig.

Wegen der besonders häufigen Anwendung von Reibungsbremsen und -kupplungen in **Kraftfahrzeugen,** entstanden in der Praxis viele **Fachbezeichnungen** betriebsrelevanter Effekte wie **Bremsenrubbeln** (Bild 6.6.2.1-4) und **Kupplungsrupfen** (Bild 6.6.2.2-2).

© Axel Bosserhoff - arboconsult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

6.6.2.1 Reibbremsen

(Reib-) Bremsen dienen der Verzögerung einer Bewegung durch **Reibung**. Diese Funktion unterliegt vielen zusammenwirkenden Einflüssen (Bild 6.6.2.1-1.1). Sie entzieht sich so der exakten Berechnung. Insbesondere was **dynamische Betriebsinstabilitäten** anbetrifft. Ein besonderes Augenmerk liegt auf Effekten, welche den Fahrkomfort merklich beeinträchtigen. Das sind **Bremsenrubbeln** (Bild 6.6.2.1-4) und **Bremsenquietschen** (Bild 6.6.2.1-3). Um sie zu vermeiden, ist neben der **konstruktiven Gestaltung** der Bremse selbst (Steifigkeit, Bild 6.6.2.1-7, Massen), das **dynamische Verhalten der 'Umgebung'** wie Radaufhängung, Lenkung und Karosserie zu berücksichtigen (Bild 6.6.2.1-5). Bremsdruckschwankungen, die unerwünscht auf das Bremspedal rückwirken, lassen sich vom Konstrukteur durch geeignete technologische Merkmale beeinflussen (Bild 6.6.2.1-5). Leider erweisen sich selbst scheinbar unproblematische Auslegungsdaten wie der Reibwert μ an den Reibflächen als problematisch. Er ist deutlich abhängig von den momentanen Betriebsbedingungen. Das wirkt sich nicht nur auf das Bremsverhalten aus, sondern auch verschleißbedingt auf die **Lebensdauer** (Bild 6.6.2.1-8). Ein Beispiel der Komplexität einer Abhilfe ist in Bild 6.6.2.1-9 für Bremsenrubbeln zusammengestellt. All das zeigt die Notwendigkeit **versuchstechnischer Nachweise** der Betriebstauglichkeit an serientypischen Aufbauten.

Auch Schäden an Bremsscheiben (Bild 6.6.2.1-2) und Reibflächen der 'Bremsbacken' (Bild 6.6.2.1-7) müssen erfahrungsbasiert vermieden werden. Dazu gehört die Bildung sog. 'Hotspots' (Bild 6.6.2.1-6).

Bild 6.6.2.1-1.1 *(Lit. 6.6.2.1-21, Lit. 6.6.2.1-22 und Lit. 6.6.2.1-23) und* ***Bild 6.6.2.1-1.2*** *(Lit. 6.6.2.1-21):* ***Bremsen*** *und* ***Kupplungen*** *unterliegen bis auf wenige Ausnahmen im Pkw durchaus vergleichbaren Einflüssen (Rahmen oben).*

Betrieb*:* ***Stillstand*** *bzw.* ***Abstellen*** *des Fahrzeugs unterstützt* ***Korrosion****, insbesondere wenn die Reibbeläge dabei anliegen.* ***Korrosionsprodukte*** *und* ***Anfressungen*** *(Bild 6.6.2.1-2) verändern örtlich die Reibungsverhältnisse. Das* ***Nutzungsprofil*** *wie des Stadtverkehrs, Überlandbetriebs oder mit Anhänger bestimmt Stärke und Häufigkeit der Reibvorgänge. Daraus ergeben sich* ***Verschleiß*** *und* ***Wartungsintervalle****. Auch der Einfluss des Fahrstils ist nicht zu unterschätzen (Bild 6.6.2.1-1.2). Man erkennt aus verschiedenen Ansätzen einer Verschleißsimulation, dass bei einem '****sportlichen****' Fahrstil ein ca. doppelt so hoher* ***Bremsenverschleiß*** *zu erwarten ist, als bei einem 'zurückhaltenden'. Dies liegt offenbar nicht zuletzt an einer deutlich höheren* ***Bremsentemperatur*** *innerhalb des Streubereichs.*

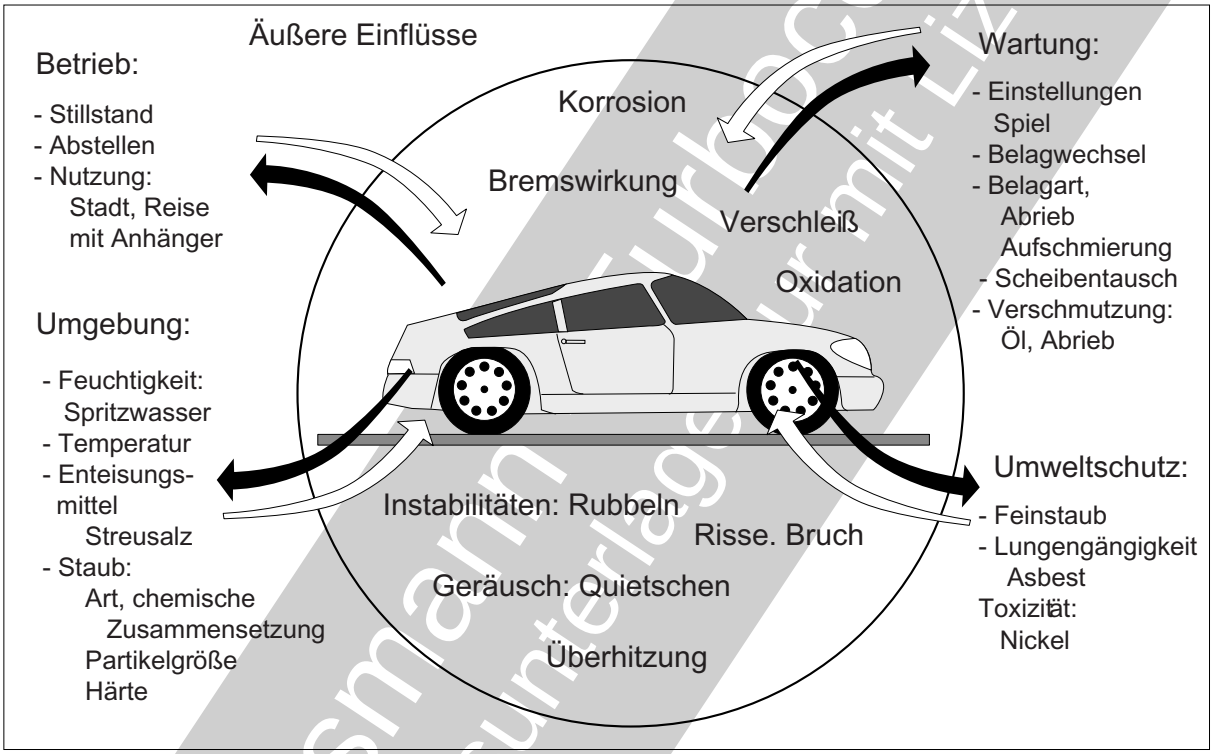
Schmierölbeaufschlagung *der Reibflächen als Folgeschaden vermindert die Bremswirkung unzulässig. Bei Bremsen ist mit einer* ***Verölung*** *zu rechnen, wenn öl- oder fettgefüllte* ***Dichtungsmanschetten*** *im Antriebsbereich lecken und unter Fliehkraft die Medien abschleudern. Dann dürfte ein Wechsel der Bremsbeläge neben einer intensiven Reinigung der Scheibe unvermeidlich sein.*

Umgebung*:* ***Feuchtigkeit*** *bzw.* ***Spritzwasser*** *können sowohl die* ***Bremswirkung*** *beeinflussen als auch im Stillstand Korrosion fördern. Das gilt besonders wenn* ***Enteisungsmittel/Streusalz*** *von der Fahrbahn einwirkt. Dabei ist sowohl der Scheibenwerkstoff als auch der Reibbelag spezifisch betroffen (chemischer Angriff). Die* ***Umgebungstemperatur*** *(z.B. einer aufgeheizten Fahrbahn) beinflusst die Abfuhr der Bremswärme.* ***Erhöhte Bremsentemperaturen*** *können die Bremswirkung beeinträchtigen und das sog. '****Bremsenfading****' begünstigen.* ***Staub*** *fördert je nach* ***Abrasivität*** *den* ***Verschleiß*** *auf den Reib-/Gleitflächen. Bei*

Fortsetzung Seite 6.6.2.1-4

© Axel Possmann – Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Einflüsse auf des Verhalten von Reibungsbremsen und -kupplungen.



Eigenschaften des Tribosystems Bremsscheibe - Reibbelag		
Eigenschaft	Einflüsse auf Bremsvorgang (Verweis auf Bildnummern)	angestrebt
Reibwert μ	Anpressdruck (6.6.2.1-7), Reibgeschwindigkeit (6.6.2.2-2) Reibtemperatur (6.6.2.1-6 und 6.6.2.1-7), Dauer (6.6.2.1-7) Dynamik (6.6.2.1-4)	konstant
Verschleiß Belag Scheibe	Lebensdauer, Wartungskosten Hot Spot-Bildung (6.6.2.1-2, und 6.6.2.1-6) Thermische Dämpfung (Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität) Aufschmierung (6.6.2.1-2) Konstruktion (6.6.2.1-6 und 6.6.2.1-7)	gering
Fahrkomfort Geräusche alle Frequenzen	Stick-Slip-Effekt (6.6.2.1-3), Einfluss der Reibgeschwindigkeit auf den Reibwert (6.6.2.2-2)	vermeiden
Vibrationen Rubbeln	Aufschmierung (6.6.2.1-2), Hot Spots (6.6.2.1-4 und 6.6.2.1-6), Auswaschungen (6.6.2.1-4), Antriebs- und Lenkungssystem (6.6.2.1-4 und 6.6.2.1-9)	vermeiden (6.6.2.1-9)
Fahrwerksstöße	ungefederte Massen (6.6.2.1-5)	schwach

Bild 6.6.2.1-1.1

© Axel Rossmann - Zur Nutzung als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Fortsetzung von Seite 6.6.2.1-2

hohen Reibtemperaturen kann Staub ***verglasen.*** *Damit wird die Bremswirkung ungleichmäßiger bzw. örtlich abgesenkt (Bild 6.6.2.1-2).*

Wartung *ist ein entscheidender Faktor der sicherheitsnotwendigen, zuverlässigen Bremsenfunktion. Voraussetzung ist die richtige Einstellung/Spiel des* ***Bremsspalts****. Erreicht der* ***Verschleiß*** *eine vom OEM festgelegte Grenze, steht ein* ***Tausch*** *der Beläge, gegebenenfalls auch der Scheibe an. Die dafür notwendigen* ***Betriebszeitintervalle*** *hängen nicht zuletzt von Betrieb und Umgebungseinflüssen ab. Wird von den erprobten* ***Ersatzteilen*** *abgewichen, steigt die Gefahr erhöhten Abriebs und von Aufschmierungen (Bild 6.6.2.1-2). Zur Wartung gehört die Reinigung der Bremse von Verunreinigungen wie Öl und Abrieb. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass gerade bei der Wartung versehentlich* ***Verunreinigungen*** *wie Schmieröl oder Schmierfett unbemerkt auf die Reibflächen gelangen. Auch das sollen* ***Wartungsvorschriften*** *verhindern. Aufschmierungen, Korrosion und* ***Unebenheiten*** *wie Verzug und Auswaschungen (Bild 6.6.2.1-4 und Bild 6.6.2.1-6) sind zu begrenzen. Dazu kann es notwendig werden, die Gleitflächen der Bremsscheiben maximal bis zu einer festgelegten Mindestwandstärke* ***spanend abzuarbeiten****.*

Umweltschutz*: Forderungen zur Minimierung von* ***Feinstaub*** *und dessen toxischer Wirkung beeinflussen die Wahl abriebbeanspruchter Werkstoffe, besonders der Reibbeläge. Das wirkt sich auf Betriebseigenschaften wie Verschleiß und Bremswirkung aus.*

Die Einflüsse auf das Bremssystem müssen dem Konstrukteur bekannt sein und berücksichtigt werden. Einen Schwerpunkt bildet das ***Tribosystem*** *(Rahmen unten). Es kann sich wegen dem Zusammenwirken oft gegenläufiger Effekte nur um einen optimierten Kompromiss handeln,*

Einfluss des Fahrstils auf Belagtemperatur und Reibleistung sowie den Verschleiß.

nach Angaben aus Lit. 6.6.2-21

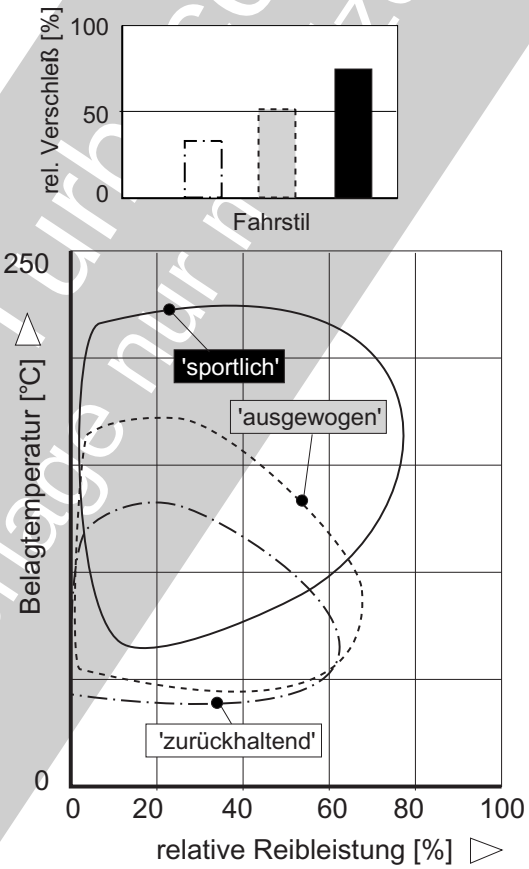


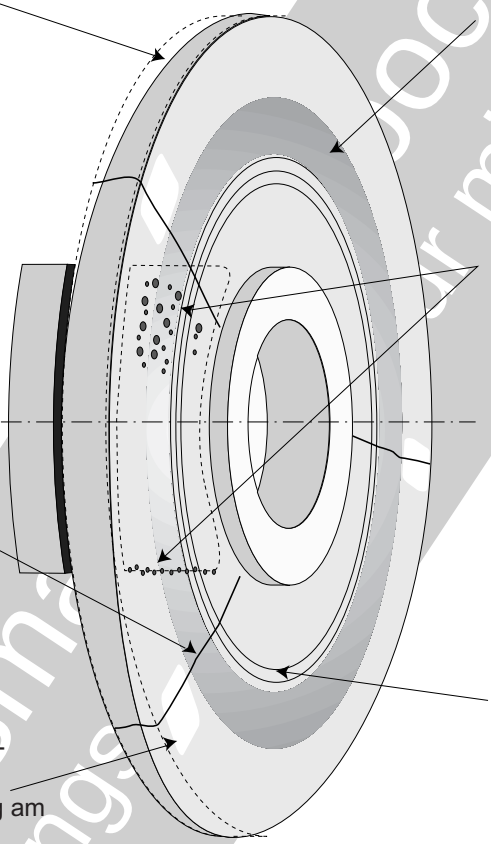
Bild 6.6.2.1-1.2

Bild 6.6.2.1-1 *(Lit. 6.6.2.1-1, Lit. 6.2.2.1-21): Es handelt sich um eine Zusammenstellung typischer* ***Schäden und Probleme an Bremsscheiben****. Ihr* ***Erscheinungsbild*** *soll* ***Erkennen*** *und* ***Auswerten*** *gelaufener Bauteile unterstützen. Das gilt besonders für die unverzichtbaren* ***Versuche*** *und die* ***Erprobung****. Die vorliegende Literatur ist hierzu lückenhaft. Insbesondere liegen zu Schadenbildern selten befriedigende und abgesicherte Angaben zu Schadensmechanismen und Abläufen vor.*

Verschleißabtrag*: Es handelt sich vornehmlich um Formen von* ***Gleitverschleiß*** *(Band 1 Kapitel 5.9.1). Der Schwerpunkt des Abtrags hängt von der* ***Werkstoffkombination Scheibe/Belag*** *ab. Es ist davon auszugehen, dass die-*

© ViewPoint - Turbo Consult
Abschnittsunterlage nur mit Lizenz

Typische Schäden an Reibflächen der Scheiben von Bremsen.



Verschleißabtrag

- **Gleichmäßiger** am Umfang. Abhängig vom Tribosystem Scheibe/Reibbelag und Betriebseinflüssen (Verschmutzung)
- 'Auswaschungen', **ungleichmäßiger** Abtrag durch Planschlag, (Verzug, Schwingungen)

Risse
durch Thermoermüdung/ Thermoschock

- thermische Überlastung
- bei hohlen Strukturen (luftgekühlt) Steifigkeitssprünge

Hotspots/Hitzeflecken
(Bereiche verstärkten Anlaufs)

- Thermische Überlastung durch besondere Betriebsbedingungen
- Schwingungen (Verteilung am Umfang systematisch)
- Verzug

Verglasung

- Ablagerungen/ Aufschmierungen von
- Verschleißpartikeln der Reibbeläge und
- Verschmutzung

Korrosion

Im Stillstand durch Luftfeuchte/ Schwitzwasser bei anliegenden Reibflächen. (Spaltkorrosion)

- flächig
- linienförmig entlang den Reibbelagkanten

Riefen

- Ungeeignetes Tribosystem
- Fremdpartikel
- Kontakt mit metallischem Träger oder Nieten.

Bild 6.6.2.1-2

Auf den Verschleißmechanismus lässt sich aus dem spezifischen Verschleißbild bzw. Verschleißmerkmalen rückschließen.

Verschleißmechanismus	Verschleißmerkmale	Verweis
Adhäsion und Scheren	Fressspuren, Zerspanungsgrübchen, Schuppen, Materialübertrag/Aufschmierungen	Bd1, Kap. 5.9.2 Bd1, Kap. 5.9.3
Innere Dämpfung Tribochemische Reaktion	Reaktionsprodukte, Partikel, Reaktionsschichten	Bd1, Kap. 5.9.3
Plastische Verformung, Abrasion	Kratzer, Riefen. 'Auswaschungen'	Bd1, Kap. 5.9.2 Bild 6.6.2.1-3
Furchung, Oberflächenermüdung	Risse, Ermüdungsgrübchen	Bd1, Bild 5.5.1-1 Bild 6.3.1.1-4

ser gegenläufig ist, und damit immer ein Kompromiss. Anzustreben ist ein gleichmäßiger Abtrag der Ringflächen (Reibring), d.h. auch der Reibring der Scheibe. ***Riefen*** *sind unerwünscht. Sie deuten auf* ***harte Fremdpartikel*** *hin, die in den Reibbelag eingebettet wurden. Eine ungleichmäßige '****Laufspur****' kann sich auf unterschiedliche Weise im Reibring bilden.*

© Axel Rossmann Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Eine ***am Umfang unterbrochene Laufspur*** *entsteht durch*
- Hot-Spots (Bild 6.6.2.1-6),
- Rubbeln (Bild 6.6.2.1-4),
- Auswaschungen (Bild 6.6.2.1-4) und
- Scheibenschwingungen mit Knotendurchmessern (Bild 6.6.2.1-3).

Eine ***radial unterschiedlich intensive Laufspur*** *entsteht durch*
- Bremsscheibenschirmung (Bild 6.6.2.1-6).
- Elastische Aufweitung des Bremssattels (Bild 6.6.2.1-7).

Risse *in der Bremsscheibe: Es handelt sich in erster Linie um* ***Thermoermüdung*** *(Band 1, Kapitel 5.4.2.2). Ursache sind plastische Verformungen infolge zyklischer* ***Wämespannungen****. Ein zumindest in der Anrissphase* ***radialer Rissverlauf*** *ist bei unterbrochener Laufspur zu erwarten. Die Risslage dürfte bei* ***innengekühlten Scheiben*** *von der inneren Struktur (Steifigkeitssprünge, Wärmeabfuhr) beeinflusst sein. Die* ***Scheibenschirmung*** *(Bild 6.6.2.1-6) als* ***Aufstülpeffekt*** *einer durchgehend stark erhitzten Laufspur begünstigt* ***Umfangsrisse****. Wahrscheinlicher Entstehungsort ist der Übergang der Scheibe zum Nabenansatz (Formkerbe). Auch die Kombination von Umfangs- und Radialriss ist möglich.*

Materialübertrag *(Aufschmierungen) macht sich als* ***Verfärbung der Reibfläche*** *bemerkbar. Der Entstehungsmechanismus ist dafür verantwortlich, dass anders als Anlauffarben, Aufschmierungen* ***nicht sofort beim Bremsvorgang wieder abgearbeitet*** *werden.*
Die Abläufe in der Reibfläche bei ***Trockenreibung*** *sind komplex und anscheinend bis heute nicht befriedigend verstanden (Lit. 6.6.2.1-23). In der Tribologie geht man u.A. davon aus, dass sich auf den Gleitflächen beider Reibpartner eine* ***dritte Schicht*** *ausbildet (engl. third body layer). Diese hat entscheidenden Einfluss auf das Reib-/Gleitverhalten. Offenbar bestehen Aufschmierungen aus* ***aufgeschmolzenen glasigen Bestandteilen,*** *die bei hohen Temperaturen entstanden. Sie können vom Reibbelag stammen und/oder von Verunreinigungen wie Staub. Eine Mikroanalyse an der ausgebauten Scheibe dürfte zur Klärung entscheidend beitragen. Aufschmierungen bilden sich beim Bremsen in einer* ***Wechselwirkung*** *mit Verformungen am Umfang der Scheibe. Typisch sind Hot Spots/thermischer Verzug und Schwingungsbäuche.*

Korrosion *tritt im* ***Stillstand*** *auf. Dabei ist der Anlagebereich der Scheibe zu den Bremsbacken besonders bevorzugt. Gründe:*
- ***Elementbildung*** *zwischen Scheibe und Reibbelag.*
- ***Kapillarwirkung*** *(Schwitzwasser).*
- ***Salzhaltige*** *fremde Ablagerungen, Reaktionsprodukte aus dem Reibbelag und dessen Abrieb.*

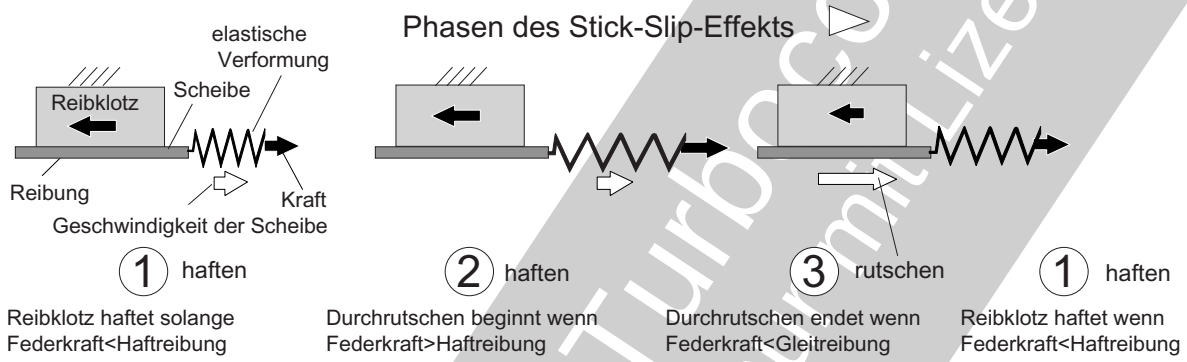
Korrosion kann auf der Scheibe sowohl ***flächig*** *als auch örtlich* ***linear*** *entlang der Reibbelagkanten auftreten. Auch wenn Korrosionsprodukte erhaben auf der Scheibe haften, ist darunter mit* ***Anfressungen*** *(Grübchen) zu rechnen. Während die aufliegenden Korrosionsprodukte, insbesondere ganzflächiger '****Flugrost****' von mehreren Bremsvorgängen entfernt werden, ist dies bei Grübchen nicht zu erwarten.*

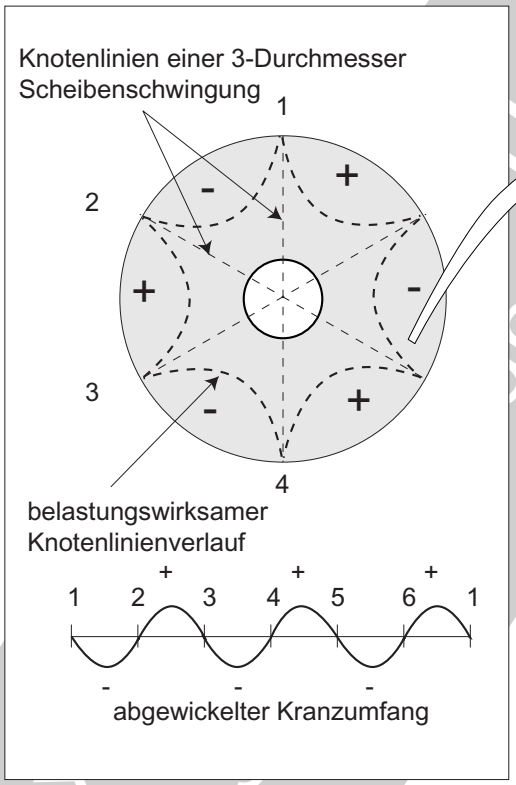
Bild 6.6.2.1-3 *(Lit. 6.6.2.1-4): Unter* ***Bremsenquietschen*** *wird eine unangenehm intensive,* ***hochfrequente Schallabstrahlung*** *der Bremsscheibe verstanden. Es handelt sich in erster Linie um* ***Eigenschwingungen der Bremsscheibe****. Diese sind nicht von deutlichen Vibrationen der Aufhängung mit Reaktion am Lenkrad begleitet. Damit unterscheidet sich Bremsenquietschen grundlegend vom sog. „****Rubbeln****" (Bild 6.6.2.1-3). Das gilt sowohl für die Entstehungsursache als auch die Auswirkung .*
Quietschen ist auf eine ***Schwingung*** *der Bremsscheibe (Lit. 6.6.2.1-9, Lit. 6.6.2.1-11)*

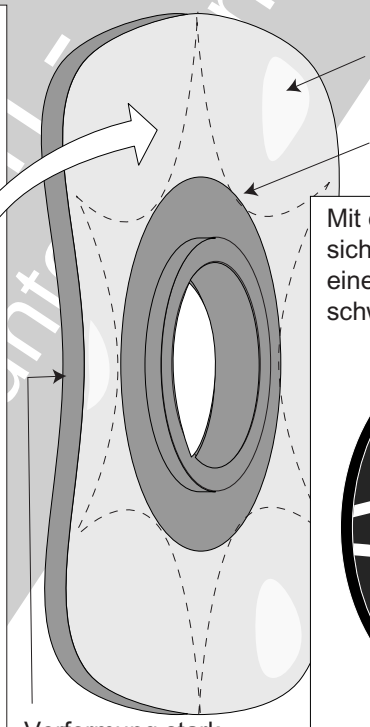
Fortsetzung Seite 6.6.2.1-8

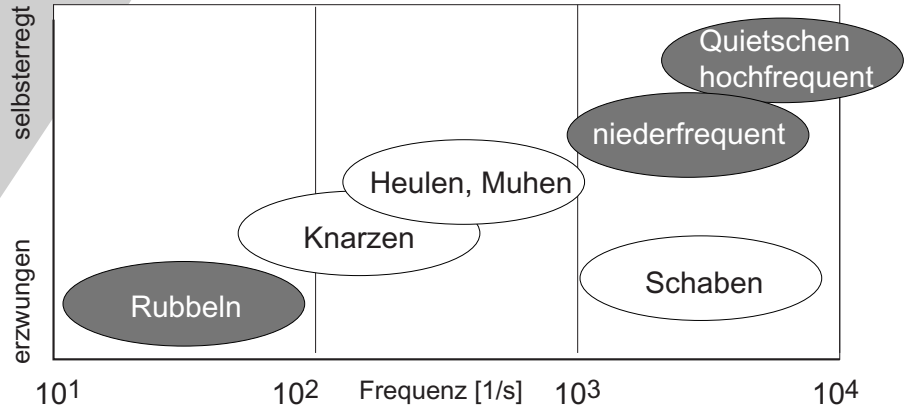
© Axel Rossmann - Turnaconsult
Alle Rechte vorbehalten

Dynamische Effekte an Scheiben von Reibkupplungen und Reibbremsen. Bremsenquietschen (hochfrequent).









Die Begriffe der Schwingungstypen sind offenbar von der Praxis geprägt

Bild 6.6.2.1-3

© Arbeitsgemeinschaft Turbomaschinen als Unterrichtsmaterial - Turbo consult - nur mit Lizenz

Fortsetzung von Seite 6.6.2.1-6

in einer Resonanz zurückzuführen. Die Anregung ist mit dem ***Stick-Slip-Effekt*** *(Skizzen oben, Band 1 Bild 5.4.3.1-6) zu erklären. Weil hier der Reibwert zwischen Bremsklotz und Scheibe entscheidende Bedeutung hat, spielen* ***Umgebungseinflüsse*** *wie Feuchtigkeit/Luftfeuchtigkeit und Temperatur und deren Auswirkung (Korrosion) eine große Rolle.*

Der ***Mechanismus des Bremsenquietschens*** *lässt sich wie folgt erklären:*

Durch einen periodischen, schnellen ***Wechsel zwischen Haft- und Gleitreibung*** *an Belag und Scheibe, wird diese in einer Resonanzfrequenz (hier als 3-Durchmesser-Schwingung dargestellt) angeregt. Der* ***Scheibenumfang*** *wird sinusähnlich* ***ausgelenkt*** *(siehe unten links). So verringern und vergrößern sich Bremsspalt und Bremskraft. Im Extremfall können an den „Schwingungsbäuchen" der Scheibe* ***Anzeichen einer verstärkten Bremswirkung*** *erkennbar sein. Kennzeichnend ist die Verteilung von Verschleißmerkmalen oder thermischen Verfärbungen (Skizze unten rechts). Die regelmäßige* ***Verteilung am Umfang lässt auf die Schwingungsform*** *(hier 3-Durchmesser-Schwingung) rückschließen.*

Bild 6.6.2.1-4 *(Lit. 6.6.2.1-4 und Lit. 6.6.2.1-22):* ***Bremsenrubbeln*** *macht sich* ***im Gegensatz zum Bremsenquietschen*** *(Bild 6.6.2.1-3, Lit. 6.6.2.1-11) durch* ***merkliche Vibration*** *an Radaufhängung und so am Lenkrad sowie Bremspedalpulsieren bemerkbar. Es handelt sich um einen im Vergleich zum 'Quietschen'* ***niederfrequenten*** *Vorgang. Er entsteht als Folge örtlicher, am Umfang der Scheibe verteilter Aufheizungen, die sich nicht mit einer Scheibenschwingung erklären lassen.*

Man unterscheidet zwei Formen:

Thermisches Rubbeln *(Heißrubbeln, engl. Hot Judder) ist* ***bremskraftabhängig****. Es macht sich mit einem Dröhnen im Frequenzbereich von 100 - 250 Hz bemerkbar (zu Geräuschen beim Bremsen siehe Bild 6.6.2.1-3). Gleichzeitig kann* ***Lenkung und Bremspedal merklich vibrieren****. Vibrationen und Geräusche werden vom gesamten umgebenden System beeinflusst (Bild 6.6.2.1-5). Die Bremswirkung wird offenbar dabei nicht nennenswert beeinträchtigt.*

Man erkennt von Bremsenrubbeln betroffene Bremsscheiben an ***Flecken die auf der Kontaktfläche in einer Ringzone verteilt*** *sind (Skizze oben links). Eine periodische Teilung wie bei Scheibenschwingungen ist jedoch nicht zu erwarten (vergleiche Bild 6.6.2.1-3 und Bild 6.6.2.1-6). Im Bereich der Flecken können* ***erhöhte Reibtemperaturen*** *auftreten, welche den Scheibenwerkstoff bleibend verändern (Detail rechts). Werkstoffabhängig führt schnelles Abkühlen nach hoher Temperatur zur* ***Aufhärtung****. Ist die Aufheizungstemperatur niedriger und der Scheibenwerkstoff vergütet, kann die Härte dagegen abfallen. In jedem Fall ist damit eine* ***Veränderung des Verschleißverhaltens*** *verbunden. So kann die Gleitfläche der Scheibe mit der Zeit ihre* ***Planizität verlieren,*** *was verstärkend auf Schwingungen wirkt. Um dies zu vermeiden, muss, falls es das Aufmaß zulässt, die Gleitfläche der Scheibe ausreichend abgedreht werden. Bleiben merkliche Gefügeänderungen zurück, versagt diese Abhilfe.*

Fortsetzung Seite 6.6.2.1-10

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nutzen!

Dynamische Effekte an Scheiben von Reibkupplungen und Reibbremsen. Bremsenrubbeln (niedrigfrequent).

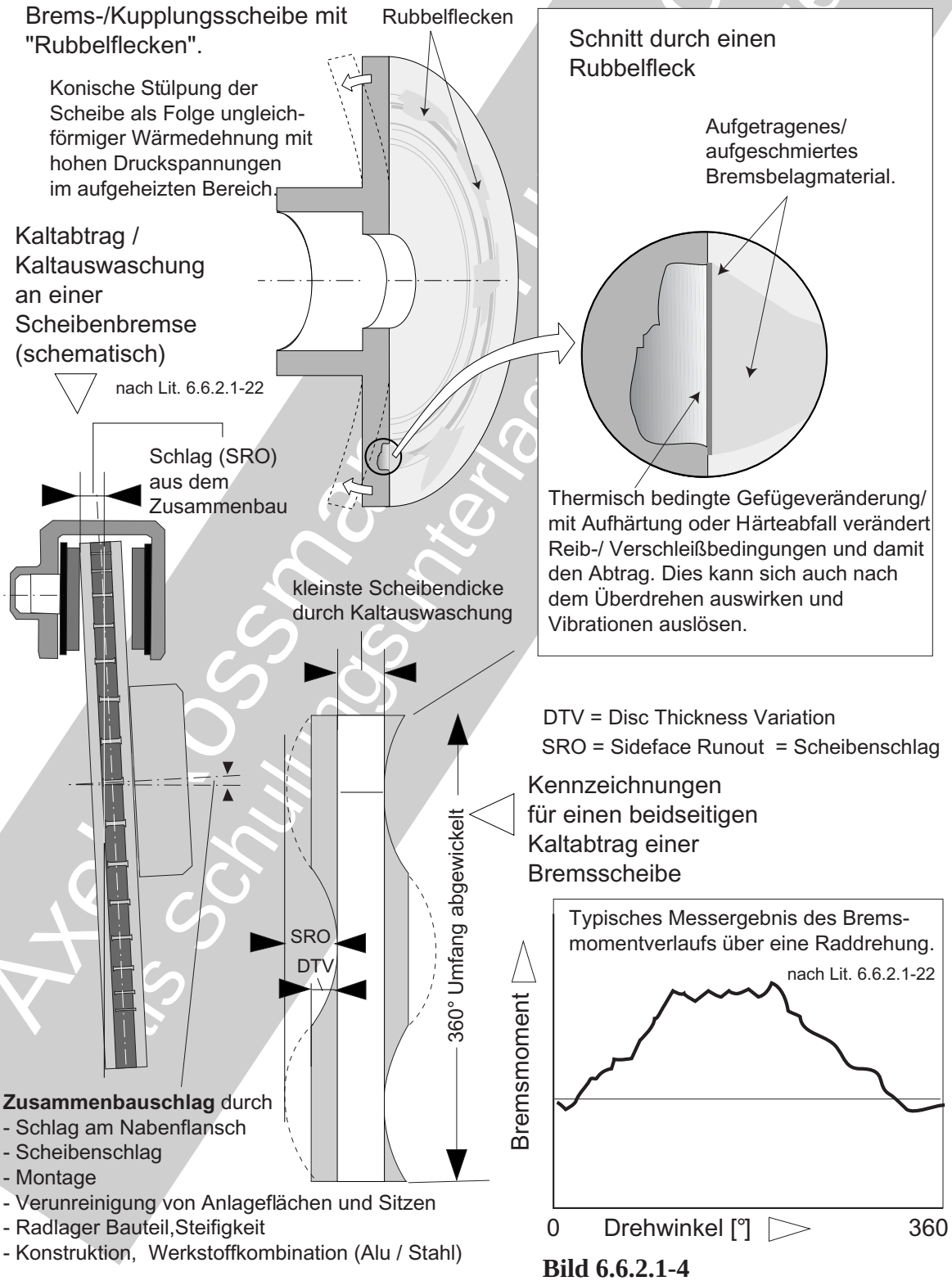


Bild 6.6.2.1-4

© Axel Rossmann Consulting
Tis Schulungsunterlagen

Fortsetzung von Seite 6.6.2.1-8

Entstehungsmechanismus:
Auf der Scheibe können Bereiche der Gleitfläche mit unterschiedlichen Reibwerten entstehen. Die Ursache ist in Korrosion, Verschleiß (Riefen, Glättung) oder Verschmutzung zu suchen. Änderungen der Scheibendicke wirken sich auf die Anpresskraft und damit die Reibkraft aus. Steigt sie, gilt das auch für die Reibtemperatur (Bild 6.6.2.1-6).
Im Zusammenhang mit ***Bremsenrubbeln*** *beobachtet man als Folge der verstärkten Aufheizung auch eine* ***konische Aufstülpung*** *(****Schirmungseffekt****) der Scheibe (Skizze links). Dies lässt sich mit der Wärmedehnung in der betroffenen Ringzone bei der Aufheizung während des Bremsvorgangs erklären. Die örtlich hohen Temperaturen begünstigen einen Auftrag (siehe auch* ***Verglasung****, Bild 6.2.2-1) am Bremsbelag was den Reibbeiwert ebenfalls beeinflusst. Damit kann der Vorgang* ***selbstverstärkend*** *werden.*
Thermisches Bremsenrubbeln *wird* ***begünstigt*** *durch:*
- Ungenügende ***Formstabilität*** *der Scheibe,*
- geringe ***Scheibendicke*** *(Verschleiß),*
- großer ***Bremsspalt*** *durch verschlissene Bremsbeläge. Das hat eine geringere* ***Dämpfung*** *zur Folge, weil die Berührung bei Auslenkung/Schwingung der Scheiben fehlt.*
- Nicht ausreichend optimiertes ***Tribosystem*** *(Material Scheibe/Belag).*
- ***Unterdimensionierte*** *Bremsanlage.*
- Unzulässige ***Abweichungen*** *einwirkender Systeme wie Radaufhängung, Radlager, Achsgeometrie und Lenkung.*

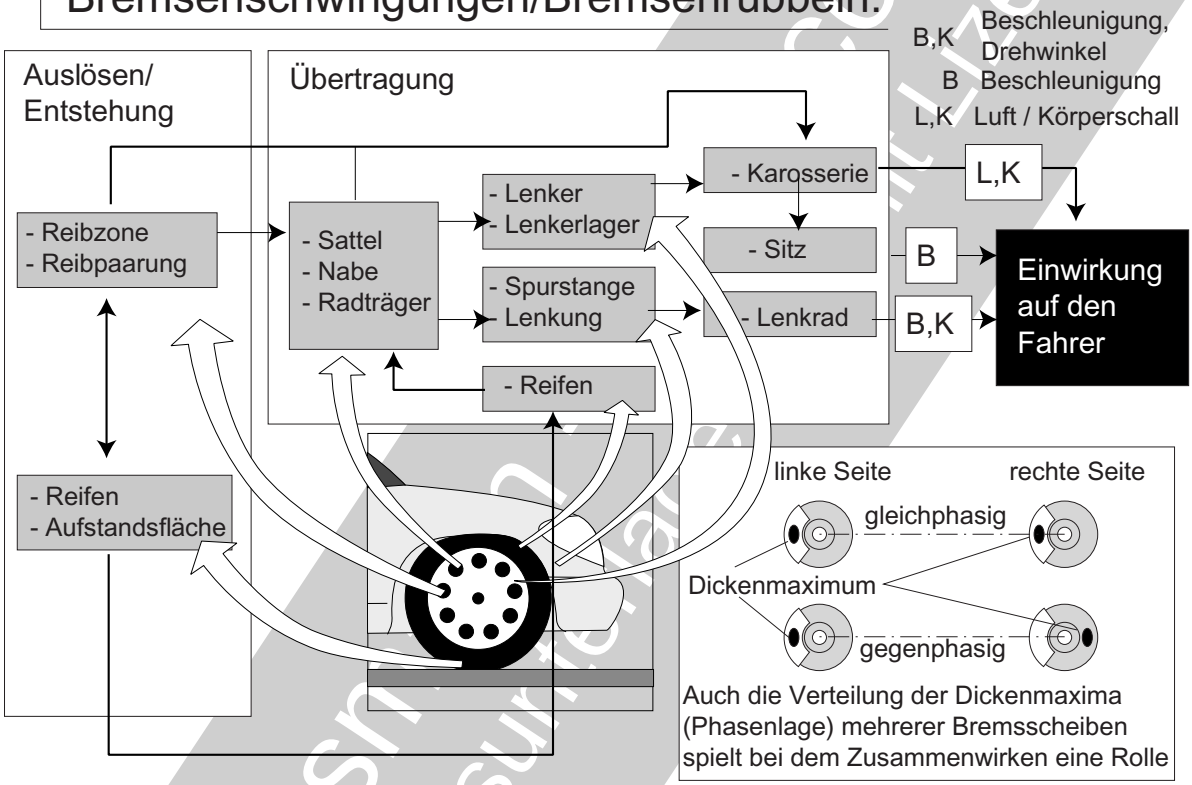
Kaltrubbeln *(siehe auch Bild 6.6.2.1-2) hat im* ***Unterschied*** *zum thermischen Rubbeln eine deutlich* ***niedrigere Frequenz*** *von 5 bis 50 Hz. Ein weiterer Unterschied ist, dass es bei* ***jedem Bremsvorgang*** *auftreten kann. Die Symptome ähneln dem thermischen Rubbeln. Dazu gehören Vibrationen von Lenkrad, Bremspedal und Achse/Radaufhängung. Die* ***Intensität*** *steht im Zusammenhang mit der von der* ***Fahrzeuggeschwindigkeit****.*
Entstehungsmechanismus: Kaltrubbeln *wird von* ***Dickenunterschieden*** *der Scheibe in der Reibbahn (Reibring) ausgelöst. Diese 'Auswaschungen' entstehen* ***bei unbetätigter Bremse*** *(engl. off-brake) durch örtliches zyklisches Berühren der Bremsscheibe am Belag. Grund sind* ***Kipp- und Taumelbewegungen****. So kommt es im 'kalten Zustand' zu '****Auswaschungen****' bis zu 40 µ. Diese werden besonders bei Fahrzeugen mit häufigen langen Fahrten ohne Bremsvorgang beobachtet. Wichtige Ursache ist der '****Schlag****' der Scheibe aus* ***Fertigungs- und Montagetoleranzen****. Verstärkend wirken Einflüsse wie Lagerprobleme und Radunwuchten. Im ungünstigen Fall kann es bei jeder Radumdrehung zur örtlichen Berührung von Scheibe und Bremsbelag mit einem, wenn auch langsamen Verschleiß kommen. Übersteigt dieser eine anwendungsspezifische Grenze, wird beim Bremsen Kaltrubbeln ausgelöst. Eine optimale Bremsenbetätigung über einen ausreichenden Zeitraum kann Abhilfe schaffen.*
Kaltrubbeln wird ***begünstigt*** *durch:*
- ***Planschlag****, Welligkeit.*
- ***Verschleißwirkung*** *des Belags bei Berührungsvorgängen.*
*- Neigung des Bremsbelags zum '****Kleben****'/Haften was die Rückstellung behindert.*
*-****Betrieb*** *(Fahrverhalten; Verkehrsbedingungen).*

Bild 6.6.2.1-5 *(Lit. 6.6.2.1-2 und Lit. 6.6.2.1-22):* ***Bremsenschwingungen*** *in Form von Rubbeln wirkt auf den Fahrer als* ***Vibrationen*** *(Lenkrad, Bremspedal, Sitz) und* ***Schall*** *(Karosserie) unangenehm. Die Schwingungen werden von der gesamten* ***gekoppelten Peripherie*** *über* ***Berührung*** *und über* ***Schall*** *beeinflusst (Schema oben). Eine wichtige verstärkende Rolle spielt die* ***Eigenfrequenz*** *von* ***Achsen/ Radaufhängung*** *und* ***Lenkung****. Auch das Zu-*

Fortsetzung Seite 6.6.2.1-12

© AxlePro Simulation - TurboTechnik Consult
Schulungsunterlagen nur mit Lizenz

Der PKW als eindrucksvolles Beispiel für den Einfluss des Übertragungswegs auf Schwingungen, hier Bremsenschwingungen/Bremsenrubbeln.



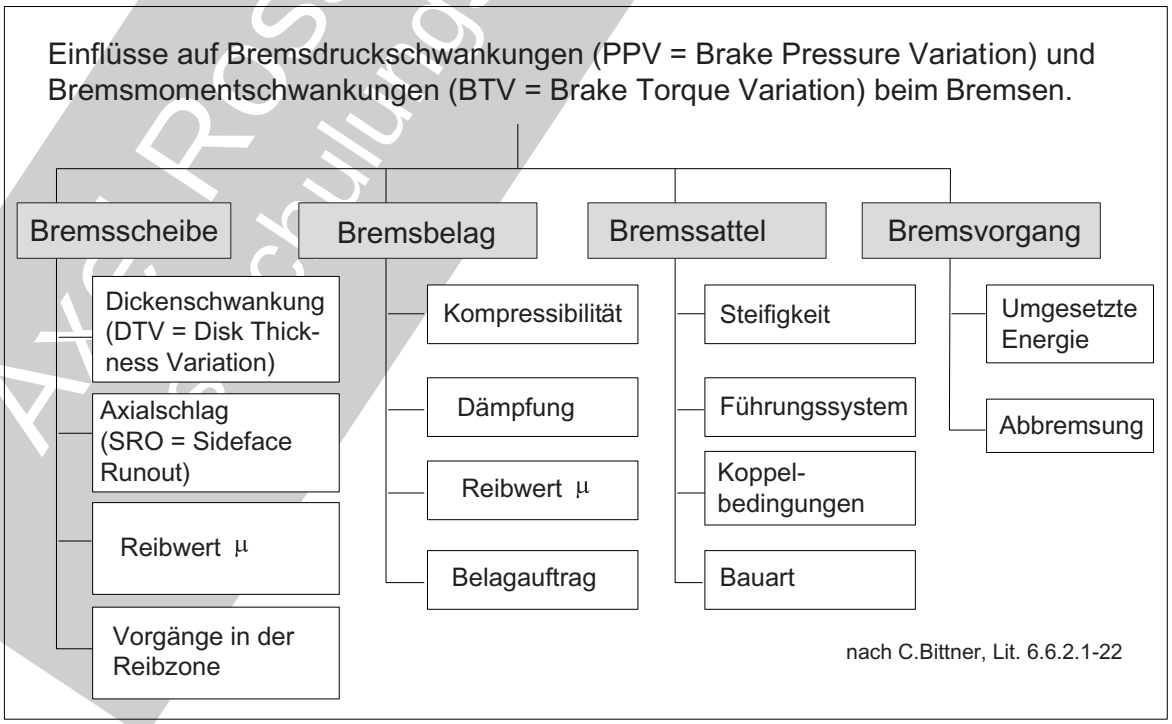


Bild 6.6.2.1-5

© Axel Rossmann Consult Schulungsunterlagen Lizenz

Fortsetzung von Seite 6.6.2.1-10

sammenwirken mehrerer Bremsscheiben ist zu berücksichtigen (Rahmen oben rechts). Das ergibt einen äußerst komplexen Vorgang. Optimierungen erfolgen so eher anwendungsspezifisch iterativ zwischen Analytik/Konstruktion und Versuch.

Die ***Einflüsse****/Effekte auf die Komponenten einer Scheibenbremse und so* ***Fluktuationen*** *von* ***Bremsendruck*** *und* ***Bremsmoment*** *zeigt der Rahmen unten. Der Konstrukteur hat die äußerst anspruchsvolle Aufgabe eines optimalen Abgleichs (Bild 6.6.2.1-7). Das erfordert immer auch erfahrungbasierte Kompromisse. So entstehen bei geringerer* ***Scheibendicke*** *weniger aber intensivere Hot Spots (Bild 6.6.2.1-6). Einen Kompromiss bieten* ***innenbelüftete Scheiben*** *die bei niedrigem Gewicht wegen ihrer Dicke trotzdem eine große Steifigkeit aufweisen. Der* ***Stefigkeit*** *der* ***Verbindung von Scheibe und 'Topf'*** *ist besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Sie beeinflusst ebenfalls Zahl und Intensität der Hot Spots.*

*'****Neue****'****Scheibenwerkstoffe*** *(Bild 6.6.2.1-7) wie dispersionsgehärtete Aluminiumlegierungen, C-Faser verstärkter Kohlenstoff (C/C) und faserverstärkte Keramik (CMC) lassen ein besseres Verhalten erwarten. Bisher sind jedoch Kosten und Verschleißverhalten (z.B. C/C) problemaqtisch.*

Bild 6.6.2.1-6 *(Lt. 6.6.2.1-2, Lit. 6.6.2.1-22 und Lit. 6.6.2.1-24): Sog.* ***Hot-Spots*** *sind eine Hauptur-sache für das* ***Heißrubbeln*** *von Bremsen (Bild 6.6.2.1-4 und Bild 6.6.2.1-5). Dabei entstehen über den Umfang der Reibfläche auf Grund von mehr Reibungswärme* ***örtliche Bereiche erhöhter Temperatur****. Die Zahl der Hot-Spots kann im Gegensatz zu Durchmesserschwingungen (Bild 6.6.2.1-3) der Bremsscheibe auch* ***ungerade*** *sein.(oberer Rahmen). Bis heute scheint ein allgemein akzeptiertes Verständnis der Hot-Spot Bildung noch auszustehen. Trotzdem gibt die angegebene Literatur eine einleuchtende Erklärung des* ***Entstehungsmechanismus der Hot-Spots****.*

Das Heißrubbeln tritt, begleitet von einem niederfrequenten Geräusch (Bild 6.6.2.1-3), bei langem scharfen Bremsen mit Scheibentemperaturen über 450°C in 3 Phasen auf (Rahmen oben rechts).

Phase *1: Eine kleine Erhöhung (Schlag) der Reibfläche erhöht örtlich die Reibkraft. Es entsteht mehr Reibungswärme.*

Phase 2*: Die Wärmedehnung führt zu örtlich hohen Druckspannungen im Oberflächenbereich. Sie* ***beult sich elastisch*** *aus. Dieser Vorgang ist* ***selbstverstärkend****.*

Phase 3*: Diese Ausbeulung lässt auf der gegenüberliegenden Scheibenfläche zwei benachbarte Ausbeulungen entstehen. Sie heizen sich verstärkt auf und lösen wiederum auf der Gegenseite Beulen aus.*

Voraussetzung dieses Mechanismus ist, dass die Scheibe wegen ***niedriger Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität*** *nicht in der Lage ist, den Wärmefluss auf den Reibring auszugleichen. Hohe Temperaturen führen abhängig vom zeitlichen Verlauf zu materialspezifisch* ***bleibenden Verformungen*** *und* ***Gefügeveränderungen*** *(Härte-/Festigkeitsabfall oder Aufhärtung). Grund ist eine Gefügeumwandlung des* ***Graugusswerkstoffs*** *und/oder ein Über-*

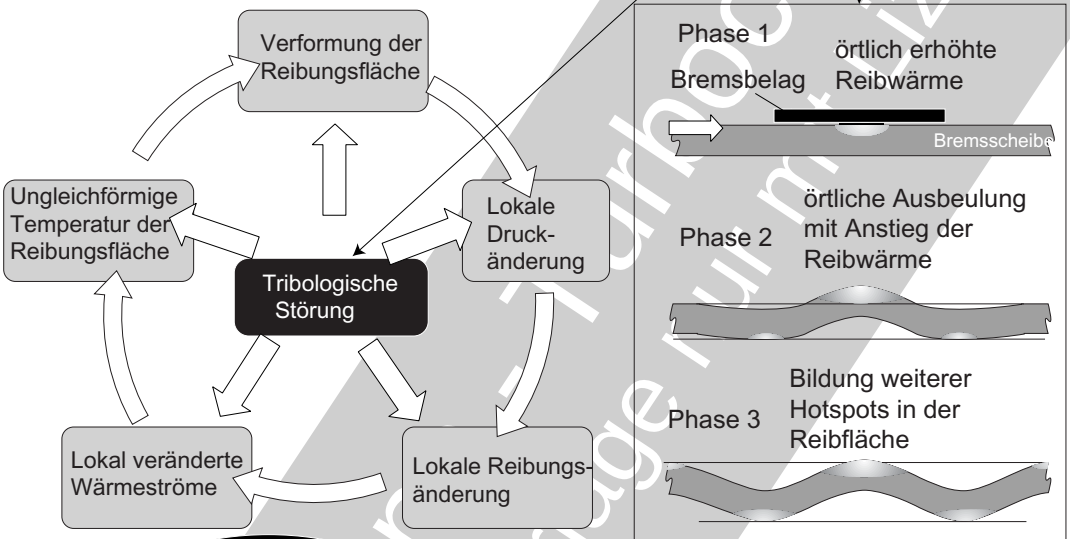
Fortsetzung Seite 6.6.2.1-14

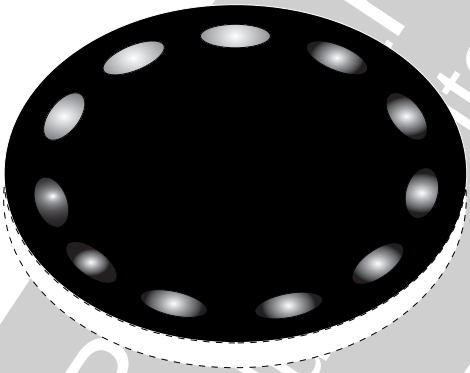
© Axel Possmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Verzug an Bremsscheiben durch Wärmespannungen

Hotspotentstehung an Bremsscheiben.

nach Angaben aus Lit. 6.6.2.1-2



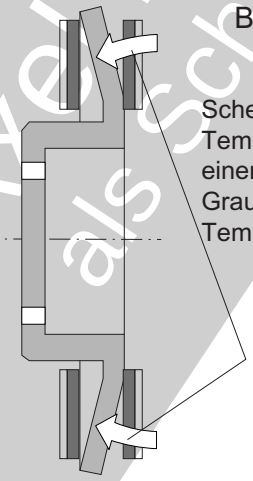


Thermografiebefund einer Bremsscheibe mit 11 Hotspots.

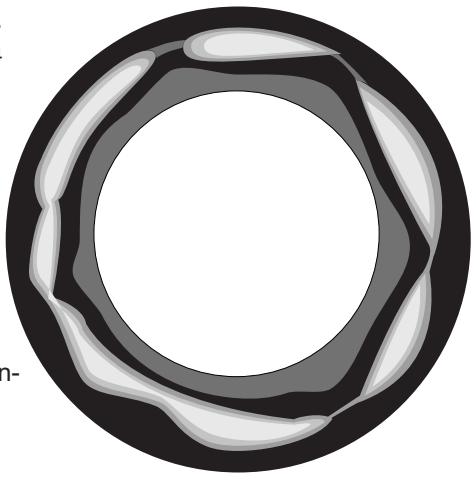
! Die ungerade Zahl der Hotspots lässt eine Eigenschwingung (Knotendurchmesser) als Ursache ausscheiden.

Bremsscheibenschirmung.

nach Angaben aus Lit. 6.6.2.1-24



Schematische Darstellungt des Temperaturfelds entsprechend einem Versuchsergebnis. Hellere Grautöne entsprechen höheren Temperaturen.



Größere Wärmedehnung auf Grund höherer Scheiben-Temperaturen führt zu Druckspannungen und zum Stülpeffekt.

Bild 6.6.2.1-6

© Axel R... Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Fortsetzung von Seite 6.6.2.1-12

*schreiten der **Warmfließgrenze**. Diese Schädigungen sind irreversibel.*

*Ein weiteres 'Temperaturproblem' ist die '**Schirmung**' der Bremsscheibe (Rahmen unten). Dabei **stülpt** sich die Scheibe. Ursache sind hohe **Druckwärmespannungen** im Reibring auf einer Scheibenseite*

***Scheibenwerkstoffe**: Weitaus die meisten Scheibenbremsen in Kraftfahrzeugen bestehen aus **Grauguss**. Nachteile sind hohes Gewicht bei unbefriedigendem Verschleißverhalten und Temperaturempfindlichkeit sowie Neigung zum Rubbeln. Das treibt die Suche nach 'neuen'/ 'alternativen' Werkstoffen. Solche auf der Basis von **Kohlenstoff**-(C/C) und/oder **Keramik** (CMC) sind bereits trotz hoher Kosten in Hochleistungsbremsen des Motorsports im Einsatz. Flugzeugbremsen nutzen seit Langem C/C-Bremsen (Bild 6.6.2.2-10). C/C-Werkstoffe zeichnen ein hervorragendes Hot-Spot-Verhalten aus.*

Kohlefaserverstärkter Kohlenstoff** (C/C, Bild 6.6.2.1-10) hat für Bremsscheiben **vorteilhafte Eigenschaften.

- ***Niedrige Dichte** von 1,8 g/cm³ und eine*
- ***Temperaturbeständigkeit** bis über 1800°C bei einer faserrichtungsabhängigen*
- *extrem **niedrigen Wärmedehnung** und*
- ***hoher Wärmeleitfähigkeit**.*
- ***Reibwert** um 0,4 auch **bei hohen Temperaturen**. Daraus erklärt sich die hohe **Fading**-resistenz.*

*Es gibt jedoch auch **Nachteile,** welche die Anwendung merklich einschränken:*

- ***Starke Oxidation** ab 400°C, damit verbunden hoher **Materialverlust** der nur **kurze Lebensdauern** (Stunden Bremszeit) ermöglicht.*
- ***hoher abrasiver Verschleiß** unterhalb 150°C (!) ist der Verschleiß besonders hoch.*
- ***Niedriger 'Kaltreibwert'** (engl. 'early morning effect') der ein **Heißfahren** der Bremse erfordert.*

***Faserverstärkte Keramik** (CMC) mit Siliziumkarbid (SiC) als Matrix und verstärkenden Kohlefasern. Die Infiltration des Faserrohlings im Herstellungsprozess mit flüssigem Silizium bietet Vorteile:*

- ***Niedrige Dichte** von 1,9 g/cm³ bei einer ausreichenden Festigkeit (70-160 MPa),*
- ***höchste Verschleißfestigkeit**, kein Kaltrubbeln. Das ermöglicht sog. Lebensdauerbremsscheiben.*
- *Abhängig von der C-Faser-Orientierung **hohe Wärmeleitfähigkeit** und*
- ***niedrige Wärmedehnung** ($4x10^{-6}$ /K), d.h. kein Heißrubbeln.*
- *Der **Reibwert** liegt weitgehend von der **Temperatur unabhängig** im Bereich von 0,6-0,9, was sehr hohe Bremsleistung gewährleistet.*
- *Hervorragende **Korrosionsbeständigkeit**.*
- *Kein Kaltrubbeln*

***Nachteil** ist und bleiben die bisher **hohen Herstellungskosten**. Deshalb beschränkt sich die Anwendung auf Sportwagen der hohen Preisklasse.*

***Bild 6.6.2.1-7** (Lit. 6.6.2-2.1 und Lit. 6.6.2.1-24):*

*Von **Bremsbelägen** erwartet der Konstrukteur*

- *'Komfortverhalten' und*
- *geeignete Reibeigenschaften bei*
- *'verlässlichem' physikalischen Verhalten.*

*Im Tribosystem einer Scheibenbremse spielt der **Bremsbelag** (Bremsbacken) eine der Scheibe vergleichbare Rolle. Seine Zusammensetzung ist äußerst komplex und beruht auf **Empirie**. Er besteht aus (Skizzen oben links):*

*-**Reibmaterial**: Gewöhnlich werden mit Harzen (Phenolharze) die folgenden Komponenten gebunden:*

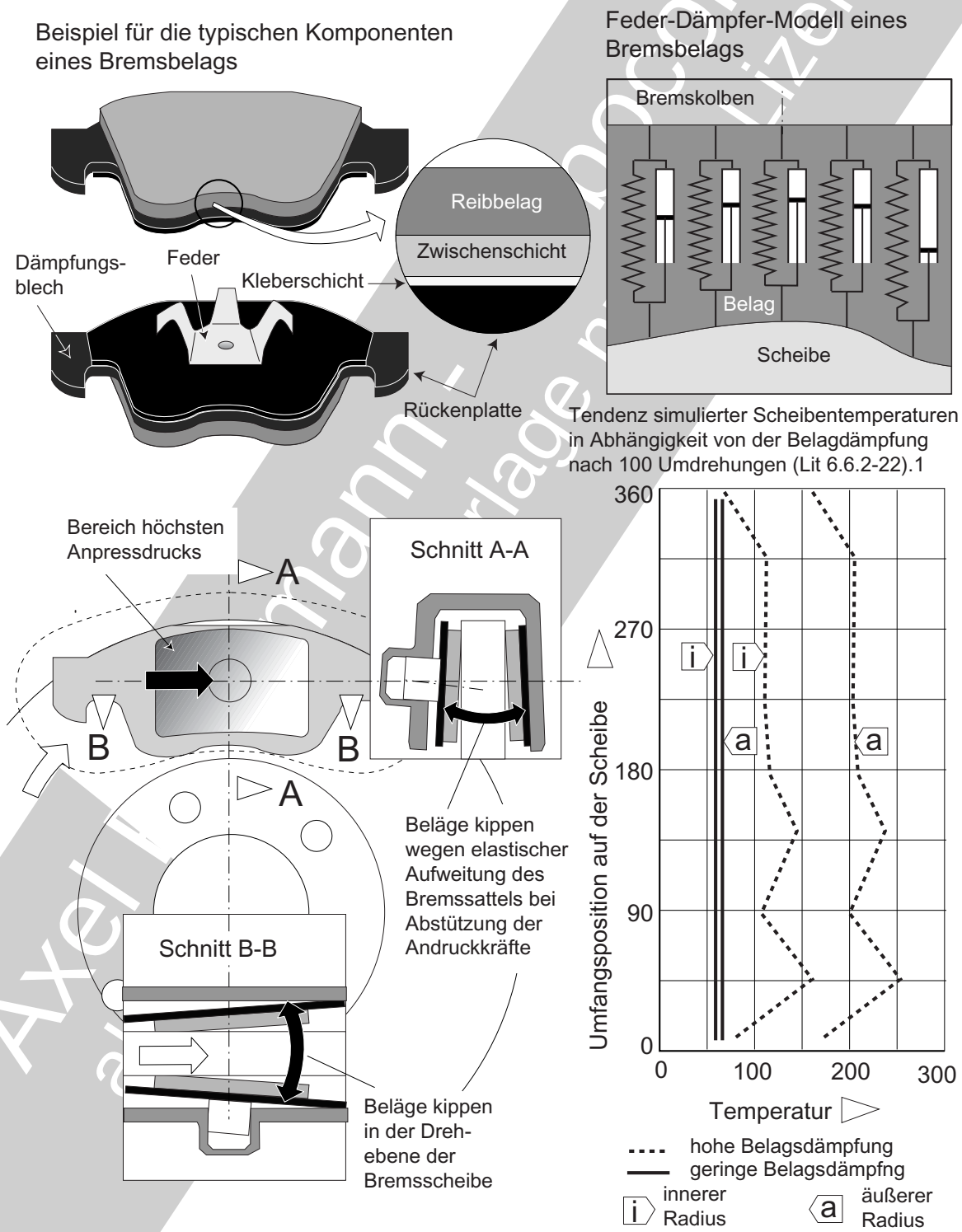
***Metallpartikel** in Form metallischer Fasern und Partikel als **Reibstoffe**.*

***Füllstoffe** sollen abrasiv die Reibfläche säubern und dienen dem Wärmeabfluss. Es han-*

Fortsetzung Seite 6.6.2.1-16

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Auf einen Bremsbelag wirken komplexe Betriebseinflüsse


Beispiel für die typischen Komponenten eines Bremsbelags

Feder-Dämpfer-Modell eines Bremsbelags

Tendenz simulierter Scheibentemperaturen in Abhängigkeit von der Belagdämpfung nach 100 Umdrehungen (Lit 6.6.2-22).1

Bild 6.6.2.1-7

© Axel Hermann - Hochschulprofessor - Lizenz

Fortsetzung von Seite 6.6.2.1-14

delt sich um Aramidfasern, Stahlwolle, Glasfasern sowie Pulvern: Al-Oxid, Glimmer und Schwerspat.
***Gleitmittel** verhindern ein Aufschmieren durch das Verschweißen (Fressen) des Reibmaterials mit der Scheibe.*
***Festschmierstoff** wie Grafit, gegebenenfalls verantwortlich für eine dunkle Farbe. Auch Oxide von Eisen, Zink und Magnesium sowie metallisches Kupfer kommen zum Einsatz.*

- *2-4 mm dicke **Zwischenschicht**, heller wegen fehlendem Schmierstoff,*
- ***Kleber** zur*
- ***Rückenplatte** aus Stahl und*
- *einer federnden **Reibungsdämpfung**.*

*Heute werden die tribologischen Vorgänge wie folgt gesehen: Beim Reibvorgang bildet sich eine **Zwischenschicht** (engl. third body layer). Sie ist für das tribologische Verhalten entscheidend. Die Schicht wird in **harten 'Inseln'** (unter 15 % der Anpressfläche) dynamisch aufgebaut und als **Abrieb** abgebaut. Hier entsteht die Reibungskraft. Damit erhält man einen **'dynamischen Reibwert'**.*
*Die Skizze oben links zeigt das physikalische Modell (Feder, Dämpfer) eines elastischen Bremsbelags. Es dient der Optimierung um Rubbeln zu vermeiden. Entscheidend sind E-Modul und Belagdicke für **Belagsteifigkeit**. (möglichst niedrig) und **-dämpfung** (möglichst hoch). Die Belagdämpfung beeinflusst auch **Niveau und Verteilung der Temperatur** im Reibring der Scheibe (Diagramm rechts). Eine hohe Dämpfung erschwert ebenfalls das **Bremsenquietschen**.*
*Die **elastische Aufweitung des Bremssattels** bestimmt die Verteilung des Anpressdrucks. Die Anpresskraft fluchtet dann nicht mehr mit der Bremskolbenachse. Dies entscheidet, ob der Reibbelag **'geschoben'** oder **'gezogen'** wird (Skizzen unten links). Entsprechend werden die Beläge ungleichmäßig belastet. Das wirkt sich auf den **Verschleiß** aus. Zusätzlich senken örtlich hohe Temperaturen den Reibwert.*

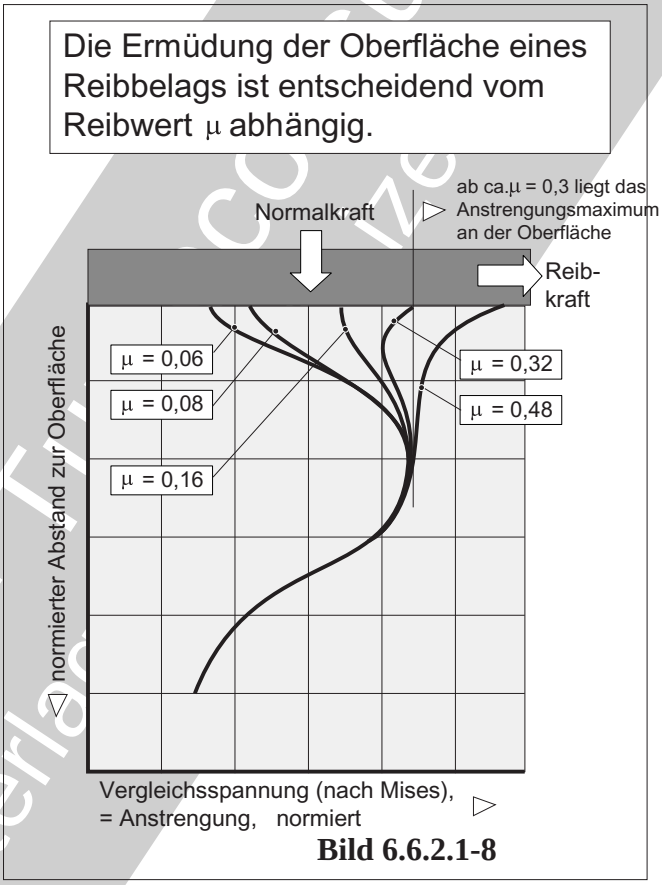


Bild 6.6.2.1-8

***Bild 6.6.2.1-8** (Lt. 6.6.2.1-23 und Lit. 6.6.2.1-24): Der **Reibwert** (auch Reibbeiwert) ist bei einem Gleitkontakt entscheidend für die schädigende Belastung des Reibbelags. Kennzeichnend ist die sog. **Anstrengung** als Kombination (nach Mises) der Vergleichsspannungen **Zug- und Schub.** Eine Schädigung tritt bei Überschreiten der Fließgrenze bzw. der Bruchfestigkeit ein. Das **Maximum** der Anstrengung liegt unter der Reibfläche. Es nähert sich dieser mit **steigender Reibzahl**. Das unterstützt den **Verschleiß** durch Mikrorissbildung und Ausbruch von Belagpartikeln.*
Andererseits strebt man einen hohen Reibwert an. Er ermöglicht einen niedrigeren Anpressdruck für das notwendige Bremsmoment. Damit vermindert sich die Neigung zum Rubbeln. Bereits bei einem Reibwert μ von 0,3 liegt das Belastungsmaximum an der Oberfläche. Für Grauguss wird μ kaum streuend mit 0,45 +- 0,05 angegeben, CMC (Bild 6.6.2.1-7) erreicht 0,9.0

© Axel Rossmann - Technical Consult als Schulungsunterlage

Abhilfen gegen Bremsenrubbeln als Beispiel für die Komplexität eines realen technischen Problems in der Großserie.

unter Verwendung von Angaben C.Bittner, Lit. 6.2.2.1-22

	Zweck	Maßnahme	Erfolg	potenzielle Problematik
Schwächere Anregung	Vergleich-mäßigung von Scheibendicke und -schlag am Neuteil	Positionieren von Nabe zur Scheibe	+	Aufwand: Zeit, Kosten
		Schleifen des Nabenflanschs	+	Aufwand: Kosten
		Bearbeitung der Bremsscheibe auf der Achse	+ +	Aufwand: Zeit, Kosten
	Unterdrückung der Entstehung von **Kaltrubbeln**	Anheben des Spiels (Belag Scheibe)	+	Pedal-Leerweg
		Bremssattelkonstruktion, Bauart	+	Aufwand: Entwicklung
		Reibverhalten der Beläge optimieren	0	Verschleiß oder schlechtere Reinigungswirkung der Scheibe
		Besserer (neuer)Scheibenwerkstoff	+ +	Aufwand: Sehr hohe Kosten
Schwächung der Übertragung	Unterdrückung der Entstehung von **Heißrubbeln**	Dickere Bremsscheibe	0	Gewicht
		Kleinerer Reibringdurchmesser	0	Bremsleistung
		Reibring schwimmend anbinden	+	Aufwand: Kosten
		Besserer (neuer) Scheibenwerkstoff	+ +	Aufwand: Sehr hohe Kosten
	Geringere Empfindlichkeit der Bremse	Niedrigere Belaghärte und -dämpfung	+	Pedalgefühl
		Verkleinern des Hebelarms der Störkraft	+	Verschlechtertes Fahrverhalten möglich
		Schwingungstilger zur Reduzierung von Lenkraddrehschwingungen	+	Verschlechtertes Ansprechen der Lenkung
		Optimierung der elastischen Kinematik des Gesamtsystems	+ +	Verschlechterter Fahrkomfort möglich
		Steuerung elektronisch (Steer-by Wire)	+ +	noch nicht realisiert
		Ausweichvolumen gegen Pedalpulsieren	+	Pedalgefühl
		Bremsen elektronisch (Brake-by Wire)		Aufwand: Kosten, Akzeptanz Redundanz notwendig

Bewertung der Erfolgswahrscheinlichkeit: 0 gering + hoch + + sehr hoch

Bild 6.6.2.1-9

Bild 6.6.2.1-9 *(Lit. 6.6.2.1-22): Diese Zusammenstellung gibt einen Eindruck für die* ***komplexe Aufgabe des Konstrukteurs****. Es handelt sich immer um einen* ***Kompromiss****. Bereits* ***kleine Abweichungen*** *von den Annahmen können sich* ***inakzeptabel*** *auswirken. Die* ***versuchstechnische betriebs- und serienrelevante Überprüfung/Bestätigung ist unerlässlich****.*

© Axel Rosemann - Turbocconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

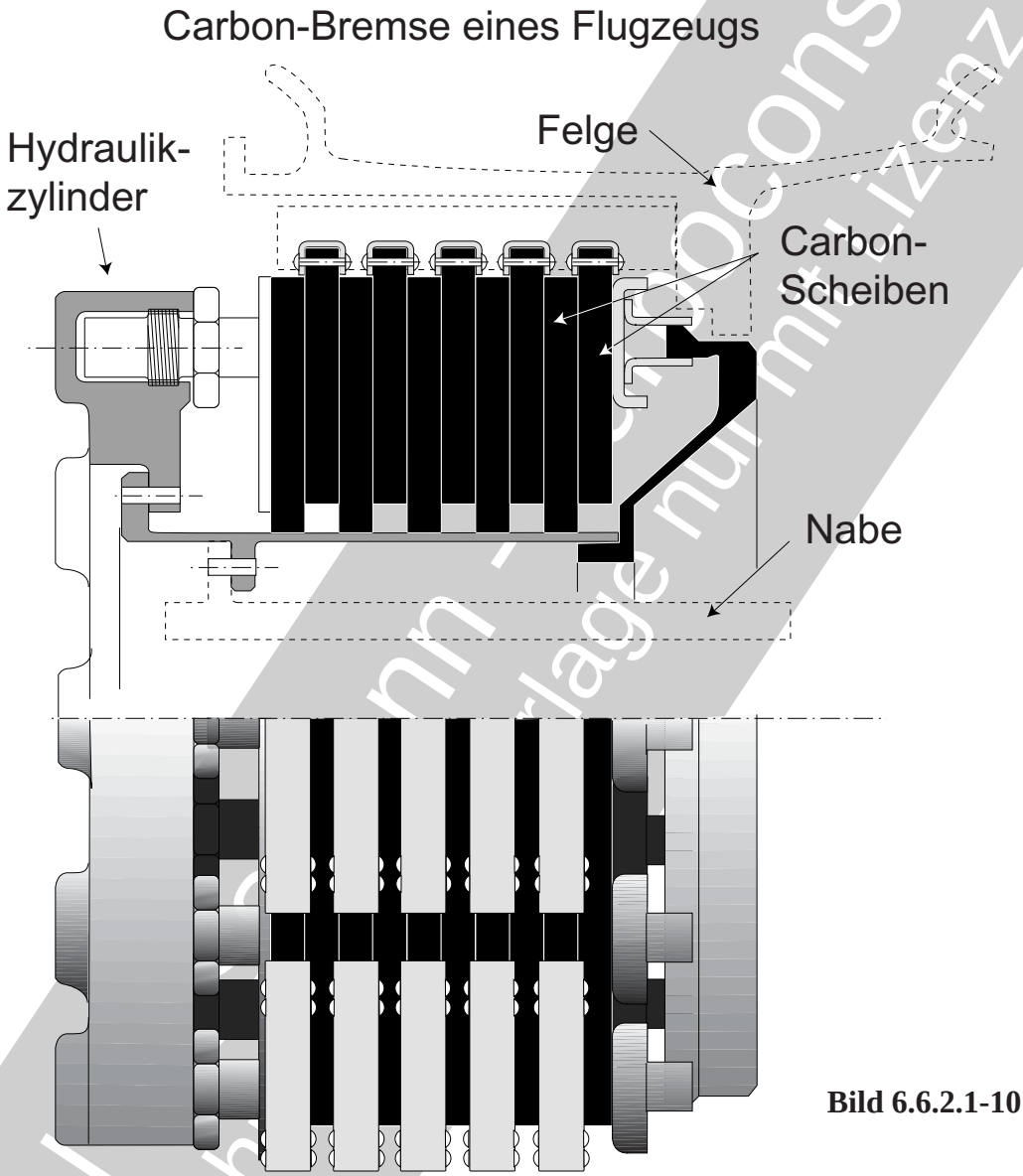


Bild 6.6.2.1-10

Bild 6.6.2.1-10 *(Lit. 6.6.2.1-12): In den Bremsen größerer Flugzeuge haben sich* ***Scheiben aus kohlefaserverstärktem Kohlenstoff*** *(C/C) bewährt (Bild 6.6.2.1-6). Bei* ***niedrigem Gewicht*** *können sie mit ausreichender Lebensdauer ohne Verzug und Fading hohe Reibkräfte aufnehmen. Der Verschleiß ist wegen der relativ kurzen Bremszeiten beherrschbar. Es können jedoch beim Bremsen bedenkliche* ***Vibrationen*** *am Fahrgestell entstehen. Ähnlich Kfz-Bremsen (Bild 6.6.2.1-3) werden eine Vielzahl von* ***Vibrationsarten*** *mit unterschiedlichen Ursachen und Erscheinungsformen beobachet. Offenbar besteht in einigen Fällen ein Zusammenhang mit der Veränderung des Reibwerts. Dieser ist von Geschwindigkeit (velocity-weakening) und Duchrutschen (slip-weakening) abhängig. Dabei kommt es zum* ***Zusammenspiel mit dem Fahrwerk*** *(Bild 6.6.2.1-5). Ziel von Verbesserungen ist es, die Vibrationen auf einem akzeptablen Level stabil zu halten.*

© Axel Schmann - Schmannconsult
als Schulungsvorlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.6.2.1

6.6.2.1-1 R.Krupka, T.Walz, A.Ettemeyer, „Schnelle und vollflächige Messung von Bremsen-Quietschen mittels PulsESPI“, www.tuev-sued.de, Stand April 2011, Seite 1-7

6.6.2.1-2 T.Steffen, R.Bruns, „Hotspotbildung bei PKW-Bremsscheiben“, Zeitschrift Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 100 (1998) 6, Seite 408-413.

6.6.2.1-3 „Bremsenrubbeln“, http://de.wikipiedia.org/wiki/Bremsenrubbeln, Stand Juni 2008, Seite 1.

6.6.2.1-4 „Bremsscheiben für Pkw-Bremsen - Technische Informationen“, Angaben der Fa. TMD Friction Services GmbH (www.textar.com), August 2008, 3. Auflage, Seite 1-17

6.6.2.1-5 „Nutzungsbedingte Schäden (an Bremsen)“, © aj 2003. andre@e34.de, 18 Seiten

6.6.2.1-6 K.Augsburg, „Auswirkungen neuester Bremsentechnologie auf Emissionen“, Beitrag auf dem „Innovationsforum Feinstaubarmes Fahrzeug“ 14-15.2.2011 Klettwitz, 18 Seiten.

6.6.2.1-7 R.Bruns, „Bremskomfortuntersuchungen - Hotspot-Bildung auf PKW-Bremsscheiben“, www.hsu-hh.de, Stand Mai 2011, Seite 1 und 2.

6.6.2.1-8 G.Niemann, H.Winter, „Maschinenelemente - Band 3“ 2. Auflage, 2004,. ISBN 3-540-10317-1, Kapitel 29 ‘Reibkupplungen und Reibbremsen’, Seite 218-266.

6.6.2.1-9 B.Otterbach, „Bremsen ohne Quietschen“ 23.6.2010, www.automobil-industrie.vogel.de, Seite 1

6.6.2.1-10 C.Smith, „Die ‘verzogene’ Bremsscheibe und andere Mythen der Bremsen-Technik“ Stand Mai 2011, www.prelude-fan.de, Seite 1-5

6.6.2.1-11 R.Mayer, „Bremsinduzierte Schwingungen“ Stand Mai 2011, www.fahrzeugtechnik-muenchen.de, 1 Seite.

6.6.2.1-12 O.N.Hamazeh, W.W.Tworzydlo, H.J.Chang, S.T.Fryska, „Analysis of Friction-Induced Instabilities in a Simplified Aircraft Brake“ Paper des SAE 1999 Brake Colloquium, 15 Seiten.

6.6.2.1-13 K.Waulthier, K.H,.„Wirkflächenstrukturierte Keramik/Stahl-Paarungen für den Einsatz in ölgeschmierten Friktionssystemen“, Beitrag zur 48. Tribologie-Fachtagung, 24-26. September 2007 in Göttingen, Seite 1-10.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.6.2.1-14 A.Albers, A.Arslan, A.Stuffer, „Verbesserung des Systemverhaltens von trocken laufenden und geschmierten Friktionssystemen durch Ingenieurkeramische Werkstoffe“, nach 2004, www.Institut für Produktentwicklung (IPEK) der Universität Karlsruhe (TH), Seite 1-16.

6.6.2.1-15 T.Degenstein, „Kraftmessung in Scheibenbremsen“, 2007, Dissertation, TU Darmstadt, Seite 1-31.

6.6.2.1-16 T.Poeste, „Untersuchungen zu reibungsinduzierten Veränderungen der Mikrostruktur und Eigenspannungen im System Bremse“, 2005, Dissertation, TU Berlin, Seite 1-27.

6.6.2.1-17 H.Marschner, „Ruhe bitte! Bremsenquietschen konstruktiv beseitigen mittels numerischer und experimenteller Schwingungsanalysen“, Stand 2011, holger.marschner@contiautomotive.com, 2 Seiten

6.6.2.1-18 G.Di Santo, „Proper Operation of Carbon Brakes“, Paper der 11th Performance and Operations Conference, Airbus Flight Operations Support, Chapter 20, Seite 1-10.

6.6.2.1-19 A.Williams, „ Aircraft Carbon Brake Oxidation related to Runwax/Pavement De-Icers (RDI)“, Working Group“, SAE G12R Industry Report, 2007, www.sae.org/events/icing, Seite 1-44.

6.6.2.1-20 Z.Wolejsza, A.Dacko, T.Zawistowski, J.Osinski, „Thermo-Mechanical Analysis of Airplane Carbon-Carbon Composite Brakes Using MSC.Marc“, Paper 2001-58, Seite 1-12.

6.6.2.1-21 K.Schiffer, J.Brecht, C.Hohmann, „Simulation von Reibung und Verschleiß an Scheibenbremsbelägen“, Zeitschrift „Materialwissenschaft und Werkstofftechnik“, August 2000, Heft 31, Ausgabe 8, Seite 715-718, www.audi4ever.at/assets/siteContent/, Seite 1-6.

6.6.2.1-22 C.Bittner, „Reduzierung des Bremsenrubbelns bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung“, Dissertation, TU München, Juli 2006, Seite 1-32.

6.6.2.1-23 T.Poeste, „Untersuchungen zu reibungsinduzierten Veränderungen der Mikrostruktur und Eigenspannungen im System Bremse“, Dissertation, TU Berlin, Januar 2005, Seite 1-42.

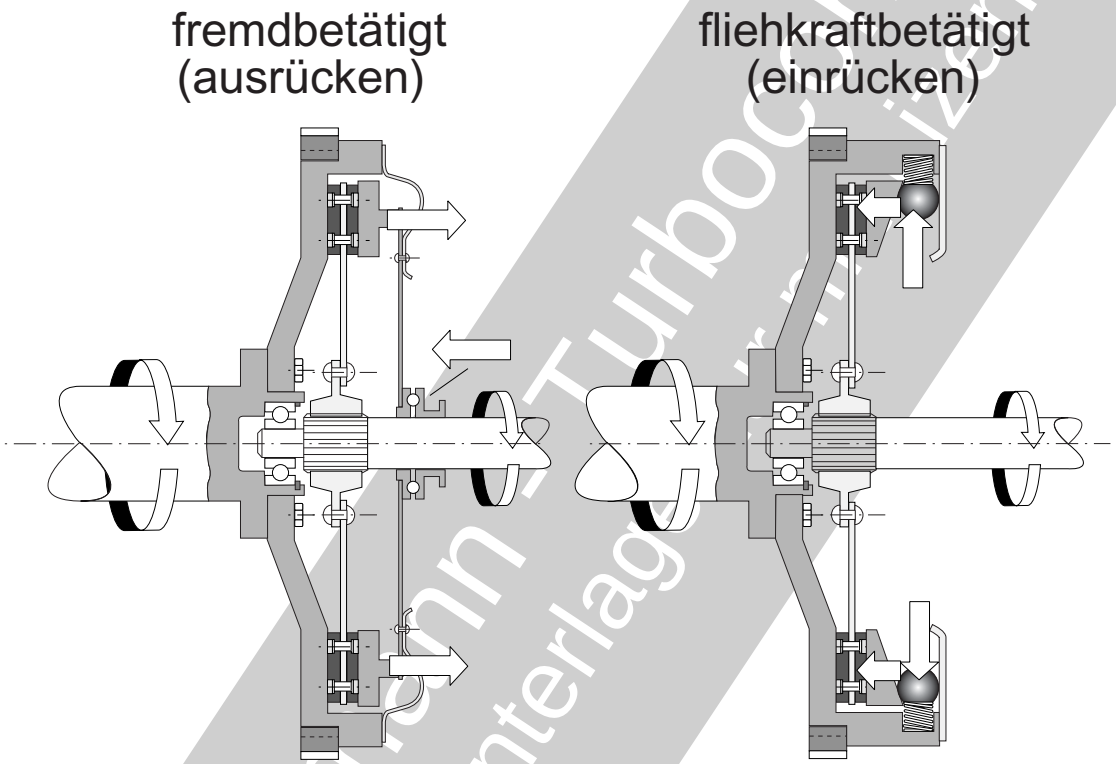
6.6.2.1-24 T.Degenstein, „Kraftmessung in Scheibenbremsen“, Dissertation, TU Darmstadt, Juni 2007, Seite 1-30.

6.6.2.1-25 „Bremsbelag“, de.wikipedia.org/wiki/Bremsbelag, Stand 25.Mai 2011, Seite 1-4.

6.6.2.1-26 K.Ulrich, „Gentoxische, mutagene und immunmodulatorische Wirkung von Feinstaubextrakten einer Industrieanlage“, Dissertationsarbeit, Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg, Seite 1-14.

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.6.2.2 Reibkupplungen



Für Reibkupplungen gibt es viele unterschiedliche Konstruktionen und Betätigungsmechanismen. Dieses Kapitel beschäftigt sich beispielhaft in erster Linie mit **Reibkupplungen von Straßenfahrzeugen**. Typisch ist der, bis auf eine Profilierung durchgehende, **beidseitige Reibbelag** auf dem kraftübertragenden **Belagträger** (Bild 6.6.2.2-1) der Abtriebsseite. Sie bilden mit den gegenüberliegenden Gleitflächen das Tribosystem. Ein prinzipieller Funktionsunterschied zu Reibbremsen ist: Die Bremse verzögert bis zum Stillstand, während die **Kupplung** bis auf gleiche Wellendrehzahl **beschleunigt**. Damit ergeben sich Unterschiede in **Ursachen und Erscheinungsformen der Probleme und Schäden** (Bild 6.6.2.2-1). Der Beherrschung dynamischer Probleme kommt besondere Aufmerksamkeit zu. Es handelt sich um '**Rupfen**', ähnlich dem Bremsenrubbeln.

Üblicherweise wird in Fahrzeugen die Kupplung anders als eine Reibbremse mechanisch oder hydraulisch **ausgerückt** (Skizze links). Das ist an **fliehkraftbetätigten Kupplungen** (Fliehkraftkupplung, Rutschkupplung, Sicherheitskupplung, Überlastkupplung, Drehmomentbegrenzer) anders. Das Einrücken übernimmt die Zentrifugalkraft. Dazu nutzt man eine mitrotierende Masse. Die Trennung erfolgt über Federn (Skizze rechts).

Die **Entwicklung** von Reibkupplungen geht insbesondere beim Automobilsport ähnlich wie bei Reibbremsen (Bild 6.6.2.1-10) zu '**alternativen**' **Werkstoffen** wie kohlefaserverstärktem Kohlenstoff (C/C) oder Keramik (C/SiC, Bild 6.6.2.2-4Probleme der Maschinenelemente). Die sichere Anbindung und **Integration keramischer Werkstoffe in ein metallisches Umfeld** ist konstruktiv äußerst anspruchsvoll (Band 1, Bild 3-15).

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage für Mitglieder

Schadensbilder und ursächliche Einflüsse am Tribosystem der Reibkupplung eines Kraftfahrzeugs.

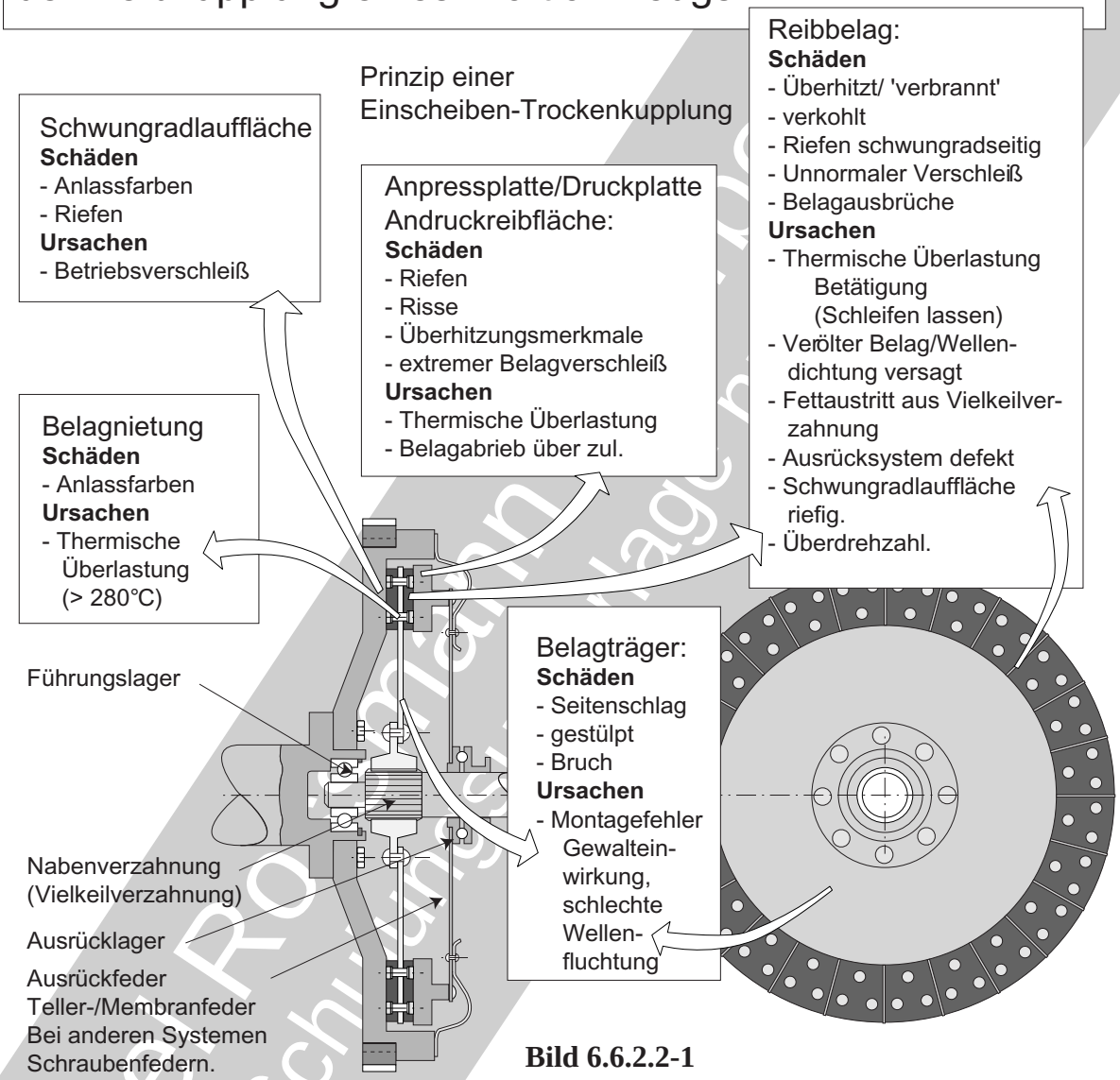


Bild 6.6.2.2-1

Bild 6.6.2.2-1 *(Lit. 6.6.2.2-1 und Lit. 6.6.2.2-7): Für den Konstrukteur ist es wichtig sowohl die zu berücksichtigenden* ***Einflüsse*** *auf eine Kupplung zu kennen als* ***auch aus den Abriebsspuren auf Schwächen zu schließen****. Dies ist nicht einfach, denn eine Reibkupplung besteht aus vielen Einzelkomponenten. Sie können bei einem Problem/Schaden sowohl ursächlich als auch im* ***Schadensablauf*** *und damit auf das* ***Schadensbild*** *zusammenwirken. Typische* ***Ausfallerscheinungen*** *sind das '****Schleifen****' im ausgerückten Zustand, oft in Zusammenhang mit einer zu niedrigen Anpresskraft und wenn das* ***Trennen*** *der Kupplung nicht mehr möglich ist. Ähnlich dem Rubbeln von Bremsen (Bild 6.6.2.1-4) tritt bei Kupplungen* ***Rupfen*** *auf. Dabei treten starke niederfrequente* ***Vibrationen*** *am Fahrzeug auf. Von großem Einfluss ist in diesem Fall das Zusammenwirken mit dem Schwingungssystem Motor (weiche Aufhängung, 'Bonanza-Effekt') und* ***Antriebsstrang****.*

Ursachen*:*

- *Winkelversatz/Taumeln der Kupplungsscheibe.*
- *Ungleichmäßige Belagauflage.*
- *Ungleichmäßig verteilte Reibung.*

- *Schäden an der Vielkeilverzahnung zum Abtrieb, der eine axiale Bewegung des Belagträgers blockiert.*
- *Zu kleines Kupplungsspiel und*
- *'klebende' Beläge.*
- *Fehler an der Kupplungsbetätigung.*
- *Fehler der Motoreinstellung (Kraftstoffzufuhr, Zündung).*
- *Zusammenwirken von Motorschwingung und Kraftstoffzumessung über den Gaszug.*

Im Folgenden wird lediglich das ***Tribosystem*** *betrachtet. Dazu gehören die am Reibvorgang beteiligten Partner bzw. deren Reibflächen. Von den anderen Kupplungsbauteilen wird nur die Auswirkung auf ein Versagen des Tribosystems behandelt.*

Reibbeläge*: Schadenswirksam ist in erster Linie die funktionsnotwendige* ***Schlupfphase****. Diese dauert bis der Abtrieb die Antriebsdrehzahl erreicht hat.*
Das ***Ausrücksystem*** *beeinflusst mit* ***Besonderheiten der Betätigung den Verschleiß****.*
Einflüsse*:*
- *Hohe Einrückdrehzahl,*
- *Häufige Betätigung (z.B. Stadtverkehr),*
- *Schleifen der Kupplung (z.B. statt Bremse, um Rückrollen zu vermeiden),*

Bremsen mit der Kupplung*.*
Schadensbild*:*
- *Reibkontakt mit Nieten,*
- *Riefen,*

Ausbrüche durch Überdrehzahl *der Getriebehauptwelle.*
Schadensbild*:*
- *In großen Stücken am Umfang abgeplatzter Belag.*

Überhitzung *('verbrannt'),* ***Einflüsse****:*
- *Zu hohe Betriebstemperatur, z.B. durch zu langes Schleifenlassen.*
- *Verölung (Dichtungsleck),*
- *Ausrücksystem defekt.*

Schadensbild*:*
- *Belagfläche verkohlt*
- *Anlassfarben am Belagträger.*

Verölt*,* ***Einflüsse****:*
- *Fettüberschuss in Nabenverzahnung*
- *Dichtungsschaden an Peripherie (An- oder Abtrieb).*

Schadensbild*:*
- *Ölig.*
- *'Ölkohle', dunkel vefärbt.*

Belagträger*,* ***Einflüsse****:*
- *Montageproblem,*
- *Winkelversatz,*
- *Beschädigt beim Zusammenschieben.*

Schadensbild*:*
- *Verformt (tellerartig gestülpt)*
- *Bruch, in Nietung am Übergang zur Nabe.*

Anpressplatte/Druckplatte*,* ***Einflüsse****:*
- *Überhitzung durch schleifen lassen.*
- *Kupplungsrutschen durch zu großen Belagverschleiß, schwergängiges Ausrücksystem, verölte Beläge.*

Schadensbild*:*
- *Starke Riefen,*
- *Überhitzungsanzeichen (Verfärbung, Anlassfarben),*
- *Bruch.*

Schwungrad *(Gleitfläche),* ***Einflüsse****:*
- *Lebensdauer überschritten, fehlende Nacharbeit.*
- *Überhitzung.*

Schadensbild*:*
- *Unzulässiger Verschleiß, Riefen,*
- *Anlassfarben.*

©Axel Russmann - Tutoconsult
als Schulungsunterlagen mit Lizenz

Kupplungsrupfen als Herausforderung an den Konstrukteur. Im Gegensatz zur Bremse beschleunigt die Kupplung eine Bewegung.

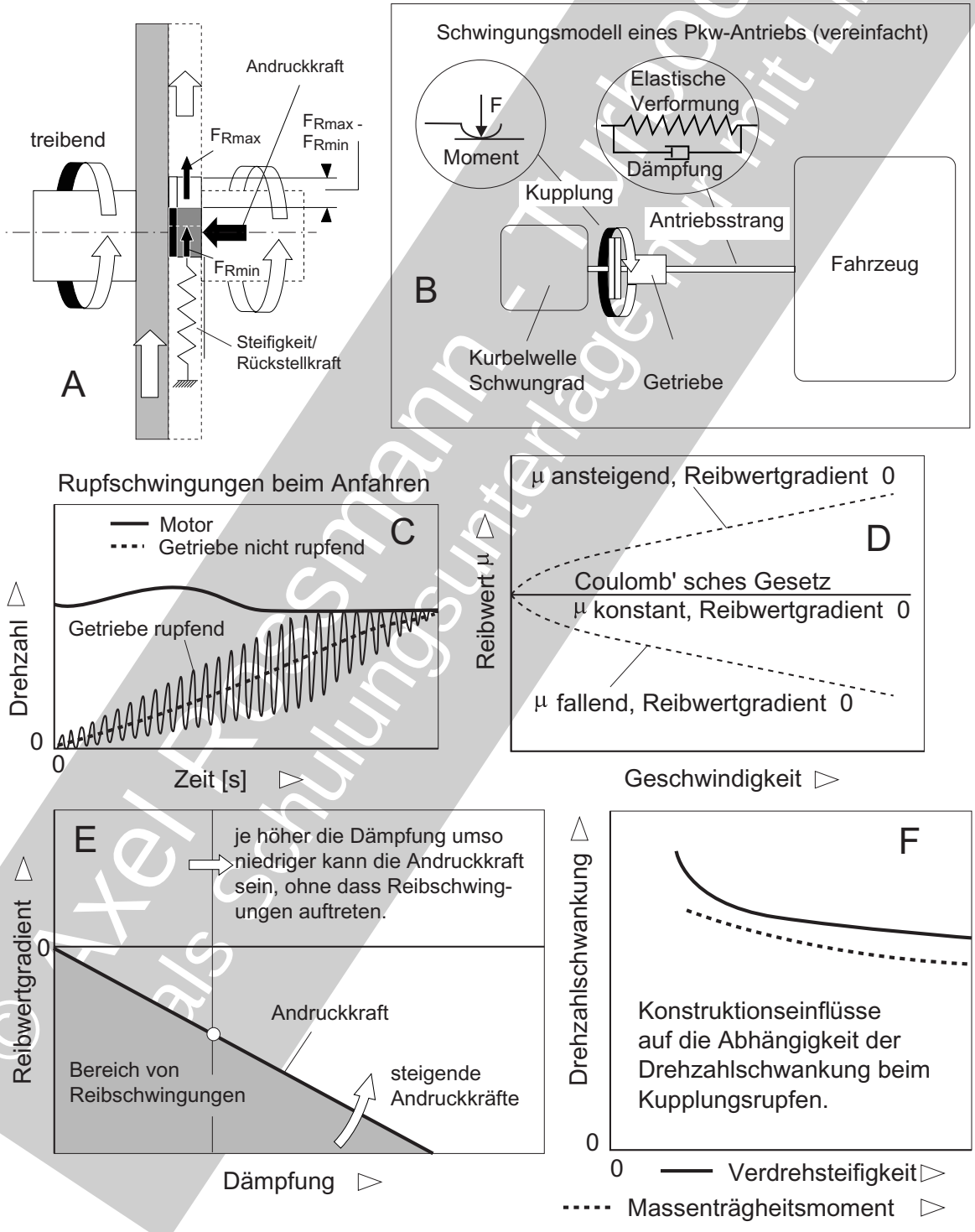


Bild 6.6.2.2-2

© Axel Rosmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage für mit Lizenz

Maschinenelemente: Reibkupplungen

Um Schwingungen im Antriebsstrang zu vermeiden, werden in Reibkupplungen Dämpfungssysteme integriert.

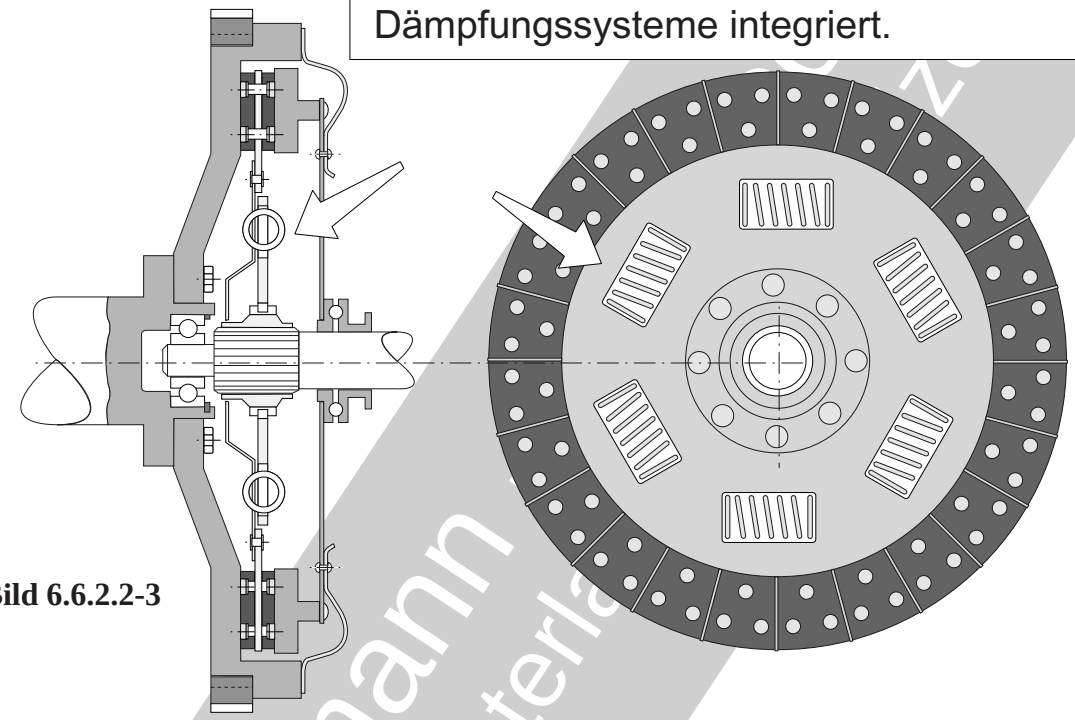


Bild 6.6.2.2-3

Bild 6.6.2.2-2 *(Lit. 6.6.2.2-6): Beim sog.* ***Kupplungsrupfen*** *handelt es sich um Reibschwingungen („**A**“) beim* ***Einkuppeln****. Dabei wirkt der '****Stick-Slip-Effekt****' (Band 1, Bild 5.9.1-8). Neben starken Vibrationen (Ruckeln des Fahrzeugs) entstehen unangenehme* ***Geräusche****. Diese zu verhindern ist eine Hauptaufgabe der Kupplungsentwicklung im Fahrzeugbau. In erster Linie handelt es sich um* ***Torsionsschwingungen*** *auf die der gesamte Antriebsstrang einwirkt („**B**“, „**F**“). Diese Komplexität verhindert ein befriedigendes Veständnis und wird deshalb* ***iterativ mit Versuch und Auslegung*** *gelöst.*

*Typische Ungleichmäßigkeiten zwischen Drehzahlen von Motor und Getriebe beim Rupfen der Kupplung während des Anfahrens zeigt „**C**“.*

Als 'rupfempfindlich' wurden Reibbeläge erkannt, deren ***Reibwert mit der Gleitgeschwindigkeit*** *(Schlupf)* ***abfällt*** *(„**D**“). Dabei ist der Reibwertgradient* $\mu' = \Delta\mu / \Delta v < 0$*. Das unterstützt die schwingende Bewegung der Beläge bzw. des Belagträgers. Der Bereich, in dem Reibschwingungen zu erwarten sind, wird von Dämpfung, Reibwertgradient und Anpresskraft bestimmt („**E**“). Reibschwingungen sind bei* $\mu' > 0$ *auszuschließen. Bei* $\mu' < 0$ *steigt die Gefahr von Reibschwingungen mit der Anpresskraft und fällt erwartungsgemäß mit dem Anstieg der Dämpfung.*

*Mit ansteigender Torsionssteifigkeit und Massenträgheit des Abtriebsstrangs vermindern sich die Drehzahlausschläge um bis zu 30% („**F**“). Das gibt dem Konstrukteur* ***Optimierungsmöglichkeiten****.*

Bild 6.6.2.2-2 *(Lit. 6.6.2.2-12): Im* ***Antriebsstrang*** *von Kraftfahrzeugen (Bild 6.6.2.2-2 „**B**“) werden* ***Torsionsschwingungen*** *von der* ***Kurbelwelle*** *mit 40-80 Hz angeregt. Dazu kommen niederfrequente* ***Lastwechselreaktionen*** *(ca. 2-10 Hz). Diese werden ursächlich vom Fahrer beeinflusst. Gegen solche Schwingungen helfen* ***Reibkupplungen mit integriertem Torsionsdämpfer****. Diese nutzen tangential angeordnete Federn die dämpfende Reib-*

© Axel Bossmann

bewegungen zulassen. Dargestellt ist eine einfache Version. Die dämpfende Wirkung wurde in aufwändigeren Konstruktionen mit sog. ***Zweimassenschwungrädern*** *verbessert. Sie haben einen breiteren, effektiv gedämpften Frequenzbereich.*

Bild 6.6.2.2-4 *(Lit. 6.6.2.2-9, Lit. 6.6.2.2-10 und Lit. 6.6.2.2-11): Insbesondere im* ***Rennsport*** *kommen sehr kleine und leichte* ***Hochleistungskupplungen*** *zum Einsatz. Bei Motorleistungen im Bereich von mehreren hundert kW und extrem hohen Drehzahlen haben diese* ***trockenen Reibkupplungen in Mehrscheibenbauweise*** *Durchmesser von 90-170 mm. Diese geringe Größe ist nur mit dem Einsatz nichtmetallischer Hochtemperaturwerkstoffe möglich.*
Für den ***Konstrukteur*** *ist die* ***Integration dieser harten, spröden Werkstoffe in die metallische Struktur der Kupplung eine anspruchsvolle Aufgabe*** *(Band 1 Bild 3-15). Sind doch Unterschiede in Steifigkeit und Wärmedehnung sowie die hohen Betriebstemperaturen aufzufangen/auszugleichen.*

Carbon/Carbon *(C/C, Skizze links) hatte sich bereits in den Bremsen von Flugzeugen bewährt (Bild 6.6.2.1-10). Es handelt sich um einen Kohlefaser-Verbundwerkstoff der Betriebstemperaturen bis 1000°C erlaubt. Die Faserstruktur zeigt eine 'Pseudoduktilität' mit Fail-Safe-Verhalten. Aus diesem Werkstoff bestehen beide* ***Reibpartner.***
Vorteile:
- ***Niedriges Gewicht****,*
- *Geringe* ***Massenträgheit****,*
- ***unproblematisches Verhalten*** *beim* ***Start*** *(Dosierbarkeit).*
- *Hohe* ***Betriebstemperaturen.***
- *Durch* ***niedrige Wärmedehnung kein Verzug, keine Reibschwingungen*** *(Rupfen).* ***Positiver Reibwertgradient*** *(Bild 6.6.2.2-2).*
- ***Keine Rissbildung infolge von Wärmespannungen*** *(Thermoschock, Thermoermüdung Band 1 Bild 5.4.2.1-2 und Bild 5.4.2.1-3).*
- *Schwungrad dient nicht als Reibpartner und wird nicht geschädigt,*
- *Ausreichende rennsportgeeignete* ***Lebensdauer****.*

Nachteile*:*
- *Hoher* ***Verschleiß*** *durch* ***Oxidation*** *und Abrieb.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Reibkupplungen

Anwendung nichtmetallischer Scheiben in Bremsen und Kupplungen erfordert angepasste Konstruktionen.

Das Wirkungsprinzip und die Konstruktion gleicht sich bei Kupplungen und Bremsen

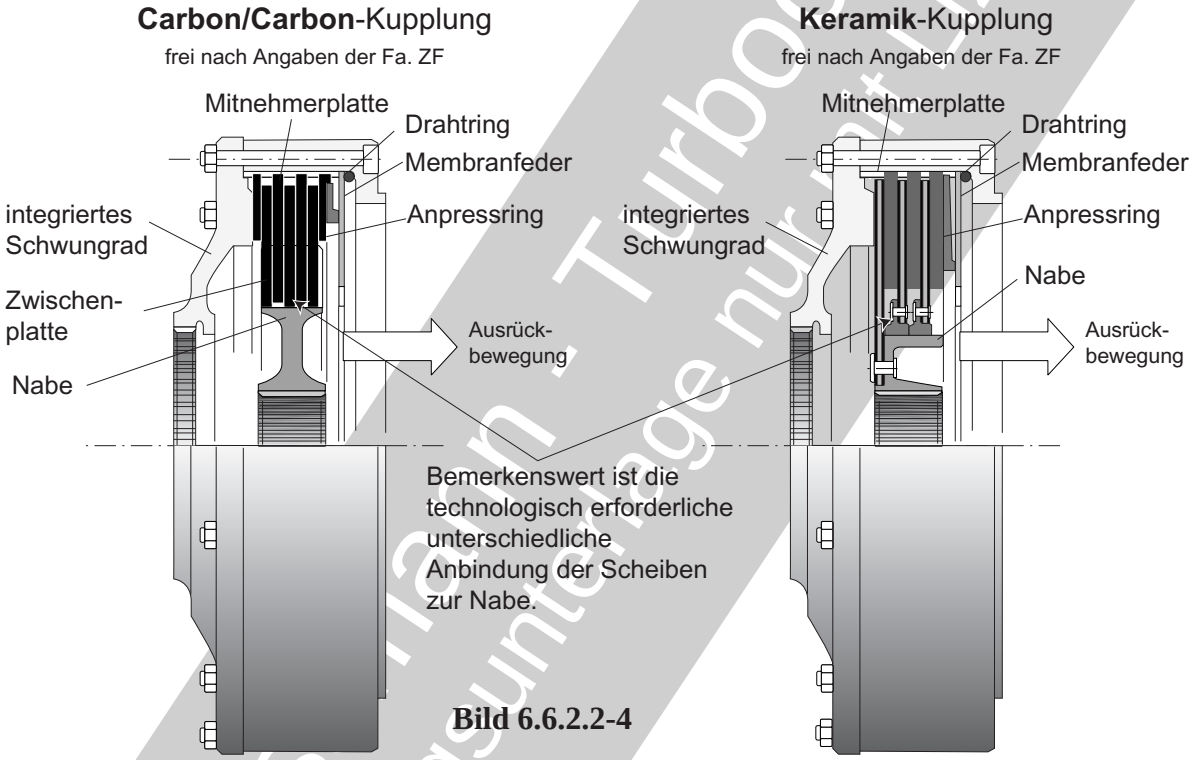


Bild 6.6.2.2-4

- ***Bei niedrigen Betriebstemperaturen niedriger Reibwert****. Optimaler Reibwert erst ab mehreren hundert °C.*
- ***Teuer****.*

'Keramik-Kupplungen' *(Skizze rechts) sind eine neuere Entwicklung für den Sporteinsatz. Die Technologie beruht auf Erfahrungen mit Bremsen (Bild 6.6.2.1-6), die auch in anspruchsvollen Sportwagen außerhalb des Rennbetriebs verwendet werden. Die Reibscheiben bestehen aus dem* ***keramischen faserverstärkten Werkstoff*** *C-SiC (Bild 6.6.2.1-6). Dieser wird durch Infiltration eines trockenen Langfaser-Vorformlings aus Kohlefaser mit flüssigem Silizium hergestellt. Dabei kommt es zu Reaktionen zwischen Siliziumschmelze und Kohlefasern. Auch dieser Werkstoff hat ein gewisses 'Fail-Safe-Verhalten. Eine besondere Herausforderung ist die Fertigbearbeitung der 'Rohlinge'. Als Reibpartner dienen, anders als bei der C/C-Variante, dünne metallische Scheiben.*

Vorteile*:*

- *Extreme* ***Verschleißbeständigkeit****, deshalb auch für Langstreckenanwendung und Straßenverkehr geeignet.*
- *Unproblematisches Kupplungsverhalten (****Dosierbarkeit****).*
- *Hohes, weitgehend* ***temperaturunabhängiges Kupplungsmoment****. Auch* ***bei niedrigen Temperaturen hoher Reibwert****.*

Nachteile:

- *Hoher* ***Fertigungsaufwand*** *(Bearbeitung).*
- ***Teuer****.*

© Axel Pesch - Turbocad
Abschulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.6.2.2

6.6.2.2-1 „Schadensdiagnose, Leitfaden für die Beurteilung von Störungen am Kupplungssystem“, Angaben der Fa. LUK, August 2008, 3. LUK-ASSchaeffler.com, www.LUK-AS.com, Auflage, Seite 1-35

6.6.2.2-2 G.Niemann, H.Winter, „Maschinenelemente - Band 3“ 2. Auflage, 2004,. ISBN 3-540-10317-1, Kapitel 29 ‘Reibkupplungen und Reibbremsen’, Seite 218-266.

6.6.2.2-3 O.N.Hamazeh, W.W.Tworzydlo, H.J.Chang, S.T.Fryska, „Analysis of Friction-Induced Instabilities in a Simplified Aircraft Brake“ Paper des SAE 1999 Brake Colloquium, 15 Seiten.

6.6.2.2-4 K.Waulthier, K.H. „Wirkflächenstrukturierte Keramik/Stahl-Paarungen für den Einsatz in ölgeschmierten Fruktionssystemen“, Beitrag zur 48. Tribologie-Fachtagung, 24-26. September 2007 in Göttingen, Seite 1-10.

6.6.2.2-5 A.Albers, A.Arslan, A.Stuffer, „Verbesserung des Systemverhaltens von trocken laufenden und geschmierten Friktionssystemen durch Ingenieurkeramische Werkstoffe“, nach 2004, www.Institut für Produktentwicklung (IPEK) der Universität Karlsruhe (TH), Seite 1-16.

6.6.2.2-6 P.Maucher, „Kupplungsrupfen, Möglichkeiten zur Vermeidung“, Beitrag 1990_05, 4. LuK Kolloquium 1990, www.luk.de/content.luk.de, Seite 103-117.

6.6.2.2-7 „Zweimassenschwungrad - Technik - Schadensdiagnose“, Angaben der Fa. LUK, LUK-ASSchaeffler.com, www.LUK-AS.com, Ausgabe 12, 08, 2007, Seite 1-28

6.6.2.2-8 H.Huppertz, „Einscheiben-Trockenkupplung“, www.kfz-tech.de/Reibungskupplung, Down Load 19.06.2011, Seite1 und 2.

6.6.2.2-9 „Formula-Kupplungssysteme“, Fa. ZF Sachs Race Engineering GmbH, service.sre@zf.com, www.zf.com/sachs-race-engineering, Stand November 2006, www.kfz-tech.de/Reibungskupplung, Seite1-13.

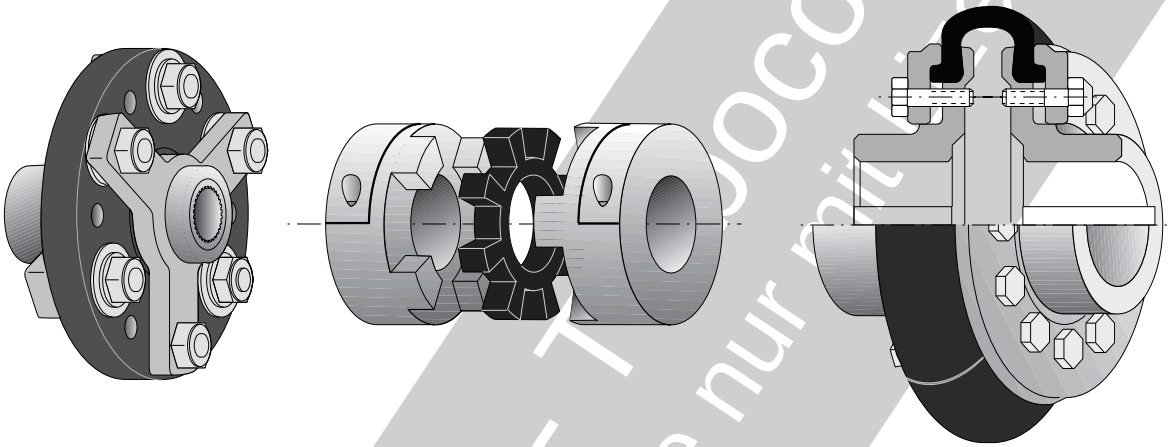
6.6.2.2-10 A.Arslan, A.Albers, „Potenzialabschätzung von Belägen aus monolithischer Keramik in trockenlaufenden Friktionssystemen und die Auswirkungen auf die Systemkonstruktion“, Beitrag zum 2. Statuskolloquium des SFB 483, 27. Januar 2004 in Karlsruhe, Seite 1-9.

6.6.2.2-11 T.Borso,C.Hubert, „Besser bremsen und kuppeln mit C-SiC Komponenten“, Zeitschrift „Futur“, 3/2008, www.publica.fraunhofer.de/documents/N-88461.html, Seite 9 und 10.

6.6.2.2-12 A.Albers, „Fortschritte beim ZMS - Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge“, Beitrag zum 5. LUK Kolloquium, 1994, www.ina.de/content.ina.deSeite 1-64.

© Axel Possmann - Turboconsult
Als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.6.3 Elastische Kupplungen mit Elastomeren



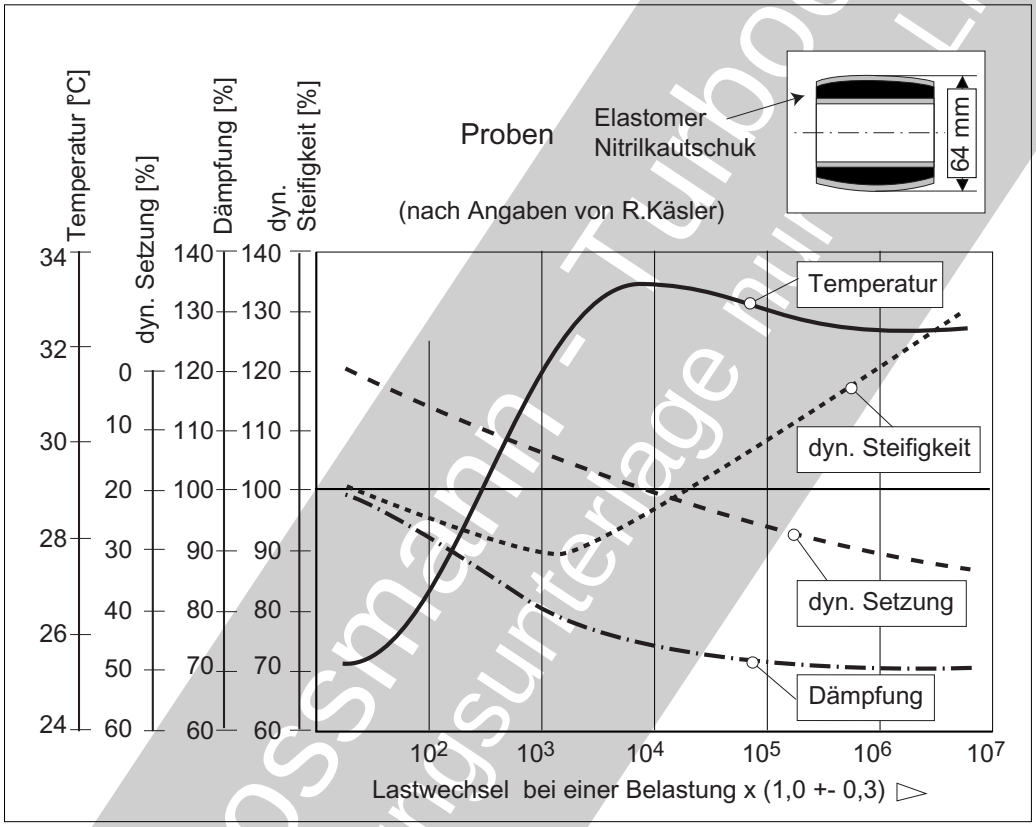
Elastomerkupplungen (elastische Kupplungen) übernehmen als Verbindungselement von Wellen mit leichten **Fluchtungsabweichungen** oft bewusst oder unbewusst die Aufgabe eines **Schwingungsdämpfers**. Mit einer Optimierung von Steifigkeit und Dämpfung lassen sich gefährliche **Resonanzen unterdrücken** und **Stöße auffangen**. Damit wird die Elastomerkupplung zum **Systemelement**. Die **nichtlineare Federkennlinie** der drehübertragenden Elastomerelemente hängt von der mechanischen Belastung und der Betriebstemperatur nicht zuletzt im Zusammenwirken mit der Belastungs- bzw. Schwingfrequenz ab. Die Konstruktion nutzt die Elastomereigenschaften für eine **optimale dynamische Torsionssteifigkeit** bzw. -nachgiebigkeit. Mit balligen oder zylindrischen **Elastomerelementen** lässt sich eine lineare bis progressive **Kennlinie** einstellen. Die vielfältigen interagierenden Einflüsse erfordern vom Konstrukteur in der Wahl des **Kupplungstyps** (z.B. Bolzen- oder Scheibenprinzip), der Gestaltung und Auslegung ein **iteratives Vorgehen**.

Das **Langzeitverhalten** des Elastomers ist von großer Wichtigkeit (Bild 6.6.3-2). Insbesondere geht es um eine möglichst auslegungskonforme **dynamische Steifigkeit**. Sie beeinflusst die Eigenfrequenzen im Wellenstrang und hängt umgekehrt von der **Erwärmung** des Elastomers infolge der inneren Dämpfung ab (Bild 6.6.3-2). Diese Wärme wird von Frequenz und Belastungsamplitude sowie dem belasteten Volumen bestimmt. So lässt sich eine **Frequenzselektivität** erzielen. Man nutzt, dass die Dämpfung mit der stärkeren Erwärmung bei ansteigender Belastung im Resonanzbereich sehr hoch ist. Im normalen Betrieb liegt sie jedoch deutlich niedriger und damit die **Kupplungssteifigkeit** höher. Auch die **akkumulierte Lastwechselzahl** (Bild 6.6.3-1) beeinflusst form- und werkstoffspezifisch die Steifigkeit. Beispielsweise wurde beobachtet, dass sie bei Elementen aus Naturkautschuk oberhalb 10^4 logarithmisch ansteigt. Das ist natürlich in der Auslegung zu berücksichtigen (Campbell-Diagramm, Band 1 Bild 5.4.3.1-2).

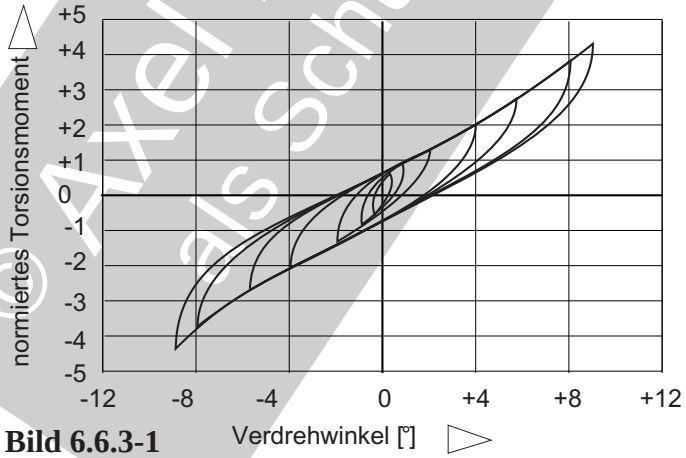
Die meisten **Schäden** (Bild 6.6.3-2) an Kupplungen stehen offenbar im Zusammenhang mit einer schlechten **Wellenfluchtung**. Also muss mit der **Ausrichtung der Wellen** die **Abhilfe** ansetzen (Bild 6.6.3-5). Dafür hat der Konstrukteur erfahrungs- und auslegungsbasiert die Vorgaben zu spezifizieren. Voraussetzung ist, dass diese sicher eingehalten werden. Erforderlich sind zunächst geeignete Verfahren (Bild 6.6.3-5). Dazu gehören verfahrensabhängige Erfahrung und Expertise. Dafür hat letztendlich auch der **Konstrukteur** durch Vorschriften (Wartung, Montage) zu sorgen.

© Kat Ebsenn - Tobooconsult
Ansichtsexemplare nur mit Lizenz

Veränderung der Eigenschaften von Elastomeren als Kraftübertragungselement unter Betriebsbedingungen in Kupplungen.



Effekte von Viskose und Schubwinkelamplitude an einer Scheibenkupplung. nach S. Ziegenhagen 1994



Einfluss einer 10 % Druckverformung auf den E-Modul eines Elastomers unterschiedlicher Shorehärte.
nach H.Peeken 1986

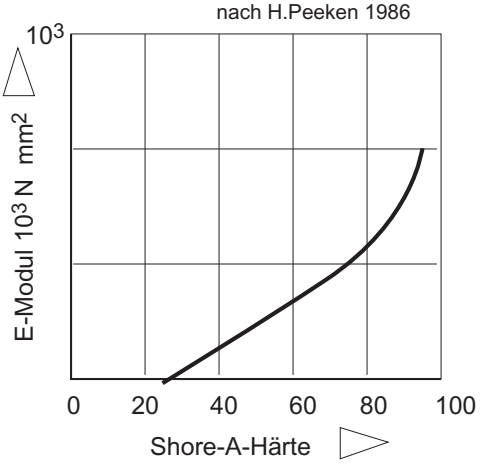


Bild 6.6.3-1

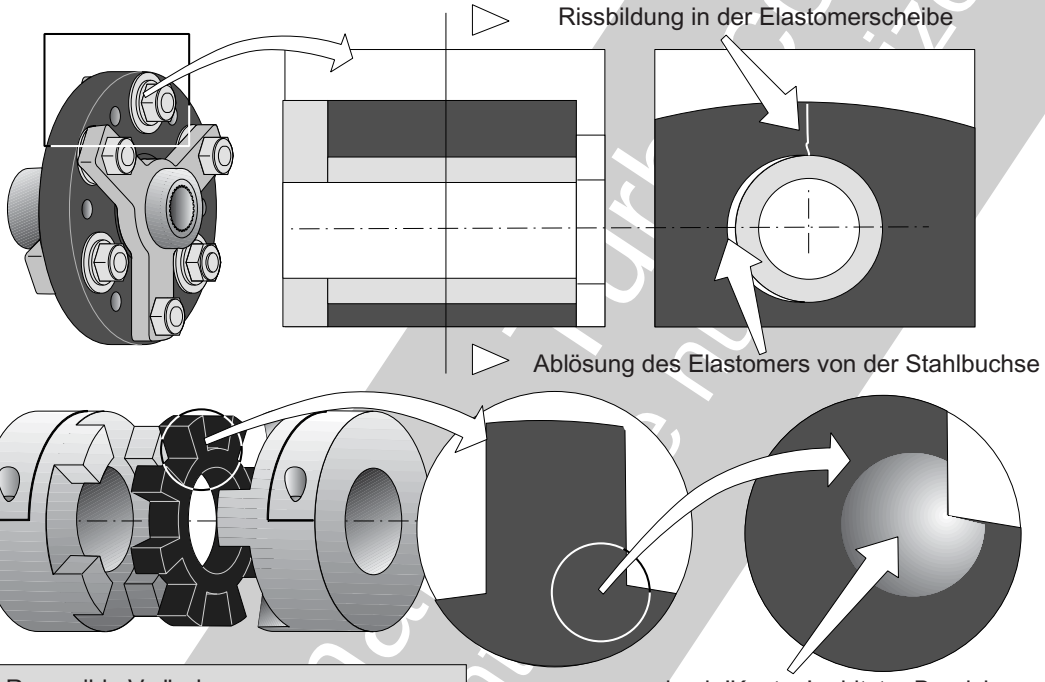
© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Elastomerkupplungen

Bild 6.6.3-1 *(Lit. 6.6.3- 6 und Lit. 6.6.3-7): Bei einer Elastomerkupplung steht die Nutzung der* ***Elastomereigenschaften*** *im Vordergrund.*
- Große elastische Dehnung.
- Zähes Verhalten.
- Dämpfungseigenschaften (Innere Dämpfung).
- Verschleißfestigkeit
- Einfache Formgebung.
- Elektrische Isolation.
Der Konstrukteur wünscht sich diese Eigenschaften in der Serie ***reproduzierbar*** *und im Betrieb möglichst* ***konstant****. Leider ist davon auszugehen, dass gerade Letzteres nicht gewährleistet ist. Es lässt sich zwischen reversiblen Veränderungen und irreversiblen, d.h. Schädigungen unterscheiden (Diagramm oben). Diese sind gewöhnlich auf* ***Zonen hoher Beanspruchung (Wärmenester)****, insbesondere* ***zyklisch*** *auftretender, begrenzt (Bild 6.6.3-2). Also spielten* ***Auslegung*** *und konstruktive* ***Gestaltung*** *sowie der* ***Kupplungstyp*** *eine große Rolle. Eine* ***Schädigung*** *zeigt sich üblicherweise vor dem katastrophalen Versagen am '****Weichwerden****' der Kupplung. Das bedeutet einen merklichen* ***Verlust an Torsionssteifigkeit****. Ursachen für diese Schädigungen unter Betriebsbedingungen sind:*
- Hohe ***Temperaturen*** *durch Wärme aus* ***innerer Dämpfung****. Sie zeigt sich in einer ausgeprägten* ***Belastung-Dehnungshysterese*** *(Diagramm unten links). Neben der* ***Dehnungsamplitude*** *dürfte die* ***Belastungsfrequenz*** *die Wärmeleistung bestimmen. Zu erwarten ist eine werkstoffspezifische* ***Schädigung der Matrix*** *durch* ***Oxidation*** *und* ***Veränderungen der chemischen Struktur*** *(z.B. Vulkanisation bzw. Abbau von Schwefelbrücken). Die Folgen sind* ***Festigkeitsabfall*** *und Änderung der* ***Zähigkeit*** *(Erweichung oder Versprödung). Das kann eine* ***Rissbildung*** *(Bild 6.6.3-2) ganz deutlich unterstützen.*
Begünstigt wird eine ***Ablösung*** *der Verbindung (Anvulkanisierung, Bild 6.6.3-2) zu abstützenden Metallstrukturen wie Hülsen.*
- Veränderung der ***dynamischen Steifigkeit*** *des Elastomers. Sie kann lebensdauerabhängig abfallen und ansteigen. Von Ermüdungsvorgängen, bei denen sich* ***Verstärkungsfasern*** *von der Elastomermatrix lösen, ist ein Abfall der Steifigkeit des Verbunds zu erwarten.*
- ***Dynamisches Setzen*** *führt zu bleibenden* ***Maßveränderungen*** *in Form von Spielvergrößerungen. Als Folge sind Effekte wie* ***Unwuchten*** *und Stoßbelastungen möglich.*
Physikalische Parameter können sich unter Belastung reversibel auch nicht linear verändern. Im Diagramm unten rechts ist zu erkennen, wie sich werkstoffabhängig die Steifigkeit (E-Modul) eines Elastomers unter Druck verändert. Dabei spielt die Shore-Härte des Elastomers eine Rolle.
Unter ***Fliehkraftbeanspruchung*** *dehnt sich das nicht abgestützte momentübertragende Elastomerelement, es 'wächst'. Das kann sich auf den* ***Wuchtzustand*** *und die örtliche Kraftübertragung auswirken. Dabei* ***ändern*** *sich auch* ***auslegungsrelevante Eigenschaften*** *der Kupplung. Sind diese inaktzeptabel, besteht die Möglichkeit, das Elastomerelement durch* ***Metallhülsen abzustützen.*** *Weiter bietet sich an eine* ***steiferes Elastomer*** *zu verwenden. Abstützringe ermöglichen Standardkupplungen mit Drehzahlen bis 30 000 U/min. Es werden sogar Kupplungen mit steifen Elastomeren (hohe Shorehärte) angeboten, die Drehzahlen bis 40 000 U/min zulassen. Bei einem härtereren/steifereren Elastomer ist von einer* ***niedrigeren Dämpfung*** *auszugehen. Dies wirkt sich auf das dynamische Verhalten (z.B. Torsionsschwingungen) aus. Auch die Abschwächung von Stößen ist geringer.*

© Ayd Pressrath - Tu Dortmund
als Schulungsunterlage zum Thema

Schäden und Schadensbilder an den kraftübertragenden Elastomerkomponenten von Elastomerkupplungen.



Reversible Veränderungen:

- Änderung der Dämpfung
- Abfall der Steifigkeit

Folgen

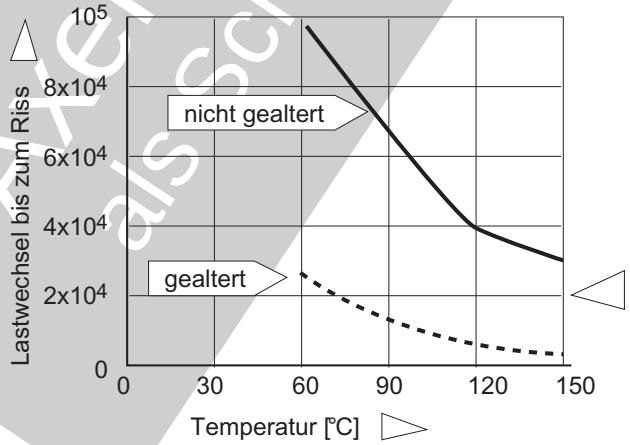
- Erweichung/Steifigkeitsabfall oder Verhärtung/ Versteifung
- Quellen (Medium Einwirkung)

Irreversible Veränderungen:

- Änderung der Dämpfung
- Abfall der Steifigkeit
- Versagen durch Rissbildung und Bruch

Folgen

- Plastische Verformungen,
- Rissbildung
- Delamination von Verstärkungsfasern
- Versprödung oder Erweichung
- Festigkeitsabfall
- Chem. Reaktionen verändern den Werkstoff
- Schrumpfen
- Verschleiß/Abrieb



Abhängigkeit der Lebensdauer bis zur Rissbildung von Proben aus Naturkautschuk.

nach P.Böhm und A.Mehlaq

Bild 6.6.3-2

© Axel Schmidt Consult als schriftliche Quelle nur durch Zitierung

Maschinenelemente: Elastomerkupplungen

Eine elastische Bolzenkupplung kann auch dem Überlastungsschutz dienen.

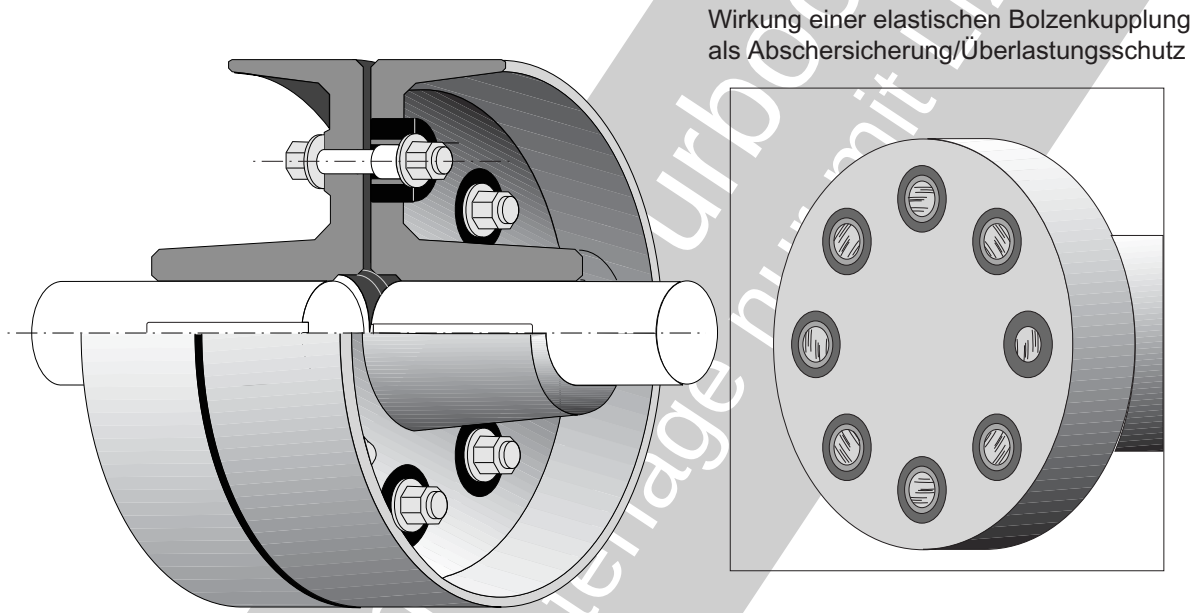


Bild 6.6.3-3

Bild 6.6.3-2 *(Lit. 6.6.3- 6): Diese Betrachtungen beschränken sich auf das* ***Elastomerelement****. Seine Eigenschaften können sich im Betrieb (Bild 6.6.3-1)* ***irreversibel geschädigt*** *verändern. Dies geschieht hauptsächlich in Abhängigkeit von:*

- ***Temperatur*** *aus Umgebung und Wärmeentwicklung (Bild 6.6.3-4) durch* ***innere Dämpfung*** *(Einfluss der Belastungsfrequenz). Betroffen sind insbesondere* ***bauarttypische, hochbelastete Zonen*** *(Skizzen Mitte). Entscheidend für ein frühzeitiges Versagen ist erfahrungsgemäß überwiegend eine* ***schlechte Fluchtung*** *der Wellen (Bild 6.6.3-4).*

Im Bereich der Verbindung (Kleben, Vulkanisieren) zu einer stützenden Metallstruktur kann zur ***Ablösung*** *kommen (Skizze oben).*

- ***Einsatzzeit****: Ein Beispiel für die Alterung gibt das Diagramm unten. Es zeigt für Naturkautschuk eine 10-fach niedrigere Lastspielzahl bis zur* ***Rissbildung****.*

Die ***Fasern*** *verstärkter Elastomerelemente können sich von der Elastomermatrix lösen. Das führt zum* ***Erweichen****.*

Auch ***Kriechen*** *(plastische Verformung) bis zu unzulässigen* ***Maß-/Formänderungen*** *ist möglich.*

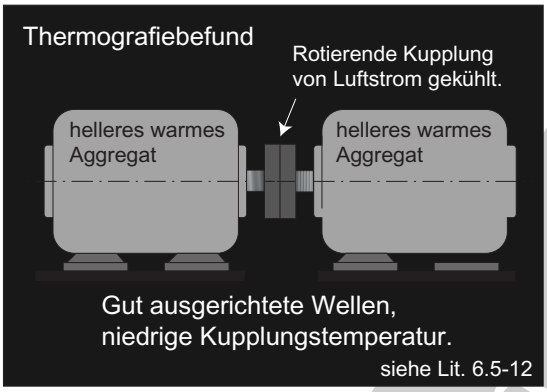
Bild 6.6.3-3 *(Lit. 6.6.3-10): Eine* ***Bolzen-/Elastomerkuplung*** *kann für den gesamten Wellenstrang bzw. die Anlage als* ***Überlastungsschutz*** *wirken. Dabei werden die Übertragungselemente abgeschert und so die Wellenverbindung getrennt.*

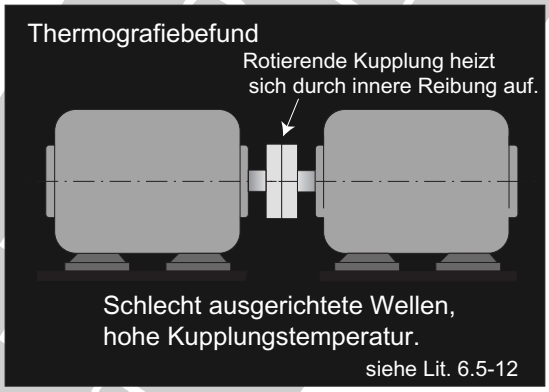
Bild 6.6.3-4 *(Lit. 6.6.3-9): Elastische Kupplungen werden besonders zum Ausgleich* ***begrenzter Fluchtungsfehler*** *von Wellen genutzt. Das hängt in erster Linie von der durch* ***Walkarbeit*** *im Elastomer erzeugten Wärme und der so entstehenden* ***Betriebstemperatur*** *ab (Skizzen oben). Dabei spielen* ***Art und Größe des Aus-***

Fortsetzung auf Seite 6.6.3.7

© Axel Rossmann Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

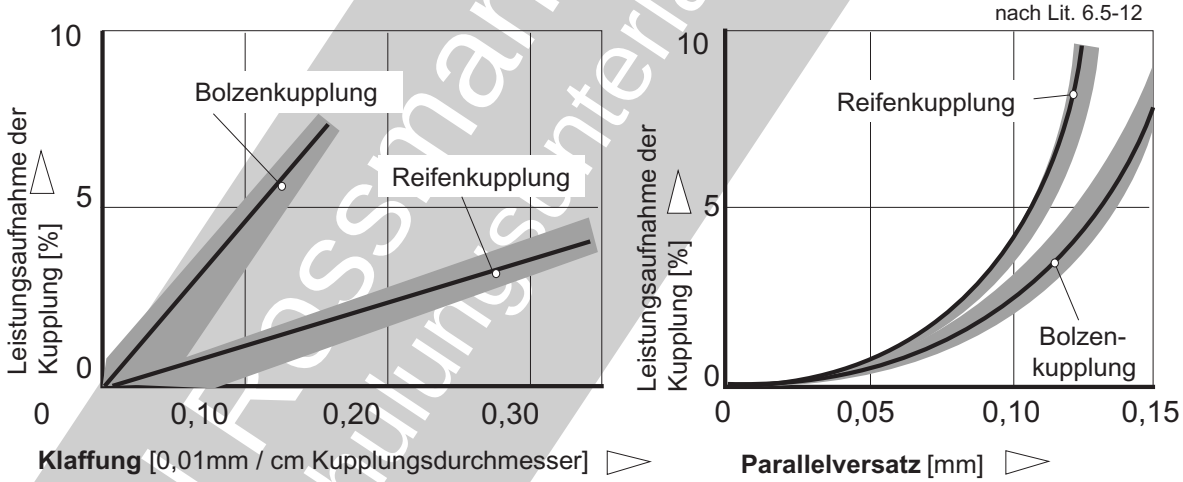
Elastische Kupplungen können eine schlechte Wellenausrichtung ausgleichen. Dabei entsteht jedoch Wärme. Die Kupplung heizt sich auf. Die Übertragungsleistung nimmt ab.

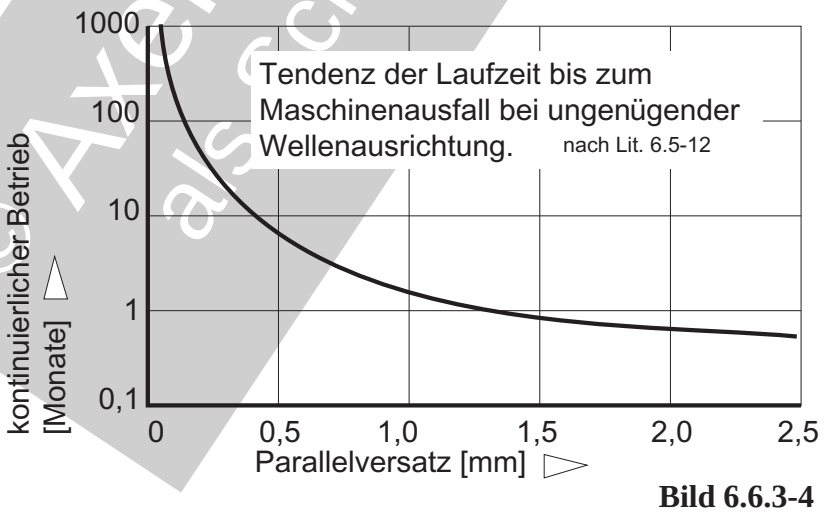




Leistungsaufnahme elastischer Kupplungen in Abhängigkeit von der Ausrichtung

nach Lit. 6.5-12





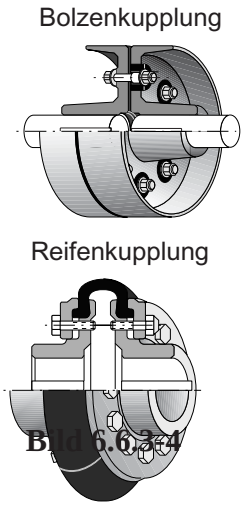
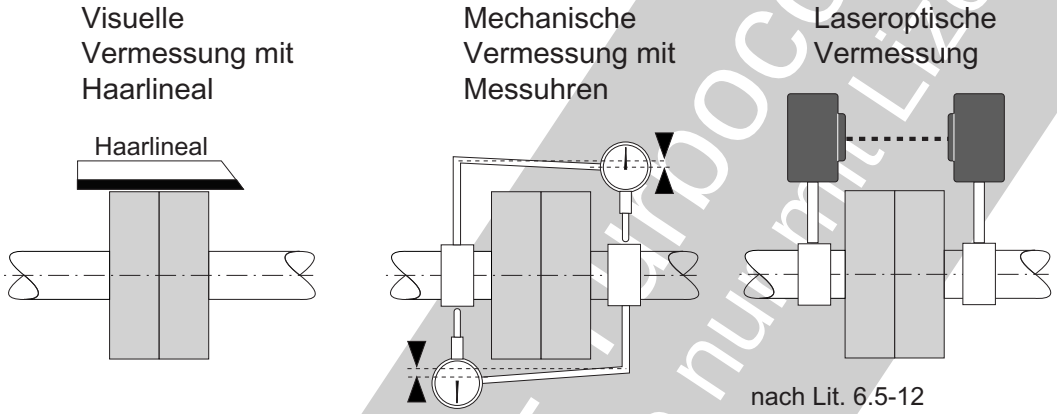


Bild 6.6.3-4

© Axel Krassmann
als Schulungsunterlage

Maschinenelemente: Elastomerkupplungen

Die Ausrichtmethoden bei Wellen bzw. Kupplungen lassen sehr unterschiedliche Größen von Restfehlstellungen zu.



Personelle Voraussetzungen		
Jahrelange Erfahrung	ausgebildeter Fachmann	Einweisung
Zu erwartende Genauigkeit		
bis 0,1 mm	0,01 mm	0,001 mm (1 µ)

Bild 6.6.3-5

Fortsetzung von Seite 6.6.3.5

richtungsfehlers *abhängig vom Kupplungstyp für die* ***Lebensdauer der Kupplung eine Rolle*** *(Diagramm unten).*
Die entstehende ***Wärmemenge*** *lässt sich mit der* ***Leistungsaufnahme*** *der Kupplung charakterisieren. Zunächst fällt auf, dass die* ***Art des Fluchtungsfehlers*** *(Bild 6.5-6) von großer Bedeutung ist. Bei einer '****Klaffung****' der Kupplungsflansche ist die Leistungsaufnahme von Bolzenkupplungen (Bild 6.6.3-3) deutlich höher als von Reifenkupplungen (Diagramm Mitte links). Genau das Gegenteil gilt für einen* ***Parallelversatz*** *(Diagramm Mitte rechts). Der hohe Anteil von Kupplungsschäden (Bild 6.5-6), die auf Versatz zurückgeführt werden, steigt mit der* ***Tendenz zum Leichtbau****. So werden 'Konstruktionsreserven' immer kleiner und die* ***Überlastungstoleranz*** *nimmt weiter ab.*

Im Rahmen der ***Schadensverhütung*** *an Kupplungen spielt die Ausrichtung der Wellen in den vom Konstrukteur vorgegebenen Grenzen eine entscheidende Rolle.*

Bild 6.6.3-5 *(Lit. 6.6.3-9): Voraussetzung einer Wellenausrichtung sind genaue* ***Angaben des Konstrukteurs*** *über die maximal zulässigen Abweichungen. Die* ***Ausrichtmethode*** *bestimmt die zu gewährleistende Güte (Tabelle). Dabei schneidet das häufig angewendete* ***Haarlineal*** *am schlechtesten ab. Seine Zuverlässigkeit beruht in erster Linie auf der notwendigen großen* ***Erfahrung****.* ***Messuhren*** *sind insbesondere als Folge elastischer Verfomungen der Befestigung/Halterung auf 0,01 mm begrenzt und erfordern einen erfahrenen Fachmann. Am einfachsten anzuwenden und am genauesten scheinen heute verfügbare* ***optische Vermessungen*** *(Laser) zu sein. Sie lassen sich offenbar bereits nach einer Einweisung sicher anwenden.*

© Axel Rossmann - Unterrichtsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.6.3

6.6.3-1 „Hardyscheibe“, de.wikipedia.org, Stand 28.Dez. 2010, Seite 1 und 2.

6.6.3-2 „Elastomerkupplung“, de.wikipedia.org, Stand 21.März 2011, Seite 1

6.6.3-3 „Das ‘Periflex’ ®- Wellenkupplungs-Konzept“, Fa. Stromag, Januar 2003, Seite 1.

6.6.3-4 R.Mödder, „Forschung - Elastomerkupplungen“, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, www.ime.rwth-aachen.de, Stand Mai 2011, Seite 1-3.

6.6.3-5 „Schadensdiagnose - Leitfaden für die Beurteilung von Störungen in Kupplungssystemen“, www.Schaeffler-Aftermarket.com, INA-AS@Schaeffler.com, August 2008, 3. Auflage, Seite 1-35.

6.6.3-6 K.Öztürk, „Zur nichtlinearen Simulation der Wärmeentwicklung in Elastomer-Kupplungen infolge schwingender Beanspruchung“, Diplomarbeit TU-Berlin, April 2006 Seite 1-114.

6.6.3-7 G.Klingler, „Kupplungen: Austauschbar?“, Artikel in der Zeitschrift ‘Antriebstechnik’, 01-2009, Kennziffer: 260, 261, 262., www.scope-online/Antriebstechnik, Seite 1-6.

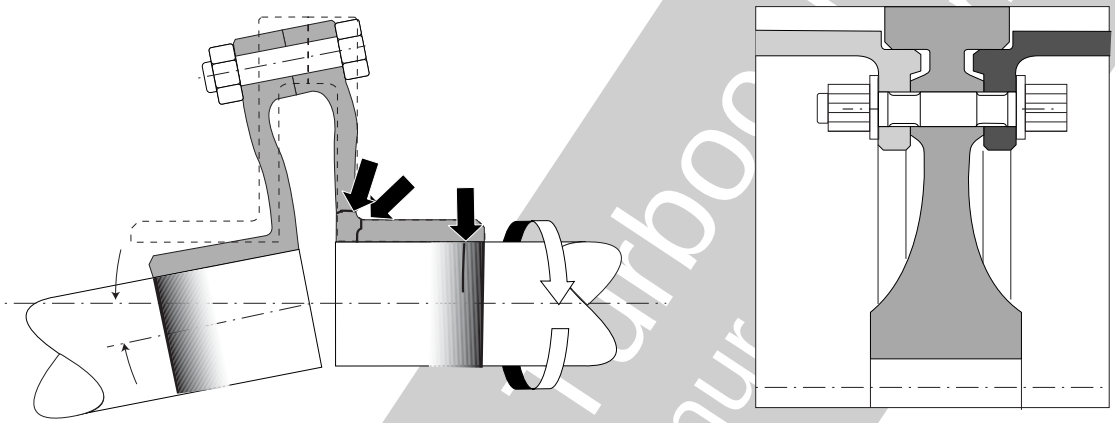
6.6.3-8 D.Wünsch, A.Christianhemmers, R.Käster, „Drehschwingungsbeeinflussung durch den Einsatz von Elastomeren“, Artikel in der Zeitschrift ‘KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe’, 53 Jahrgang, 6/2000, Seite 321-327.

6.6.3-9 „Wellenausrichten leicht gemacht“, Fa. Prüftechnik AG, www.pruftechnik.com, Stand Mai 2002, Seite 1-60.

6.6.3-10 „Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Seite 386.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.6.4 Flanschkupplungen von Wellen



Flanschkupplungen erscheinen zunächst unproblematisch. Bei der Auslegung geht es dem Konstrukteur zuerst um eine **sichere Verbindung des Flanschs mit der Welle**. Dafür muss die **Nabe** so ausgelegt werden, dass die **Haftreibung zur Welle** unter allen Betriebsbedingungen ausreichend groß ist. Weniger Aufmerksamkeit gilt anscheinend der Festigkeit am **Übergang von der Scheibe zur Nabe** (Bild 6.6.4-2). Auch der **Verschraubungsbereich** erleidet erfahrungsgemäß Schäden (Bild 6.6.4-1). Von großer Bedeutung für das Versagen von Flanschkupplungen ist **Schwingverschleiß** (Reibrostbildung, Reibkorrosion, engl. Fretting; Band 1 Kapitel 5.9.3). Dem wird die Auslegung nicht unbedingt gerecht. Dies liegt daran, dass sich Schwingverschleiß bis heute einer exakten Berechnung entzieht. So bleibt letztendlich zur **Absicherung nur die Erprobung**. Schwingverschleiß **vermindert die Schwingfestigkeit signifikant** (Bild 6.6.4-3 und Bild 6.6.4-6). **Riss-/Bruchbedroht** ist insbesondere die **Welle** (Bild 6.5-3.1). In dem Zusammenhang ist die exponierte **Schwachstelle** eine **Passfedernut** (Bild 6.5-3.3). **Reibrost** auf der Anlagefläche (Bild 6.6.4-4) kann sich auch auf die **Belastung des Nabenbereichs** auswirken. Es besteht die Möglichkeit, dass der Reibrost von **Schlupfbewegungen und Auswaschen** (Flüssigkeitszutritt) aus dem Spalt **transportiert** wird (Bild 6.6.4-5, Band 1 Bild 5.9.3-2). Dabei dürfte das Öffnen und Schließen im Betrieb (Umlaufbiegung, Bild 6.6.3-4) eine **oszillierende Pumpwirkung** auf Flüssigkeiten (z.B. Schwitzwasser) haben. So vergrößert sich der Spalt und **nimmt die Flächenpressung bzw. der Fugendruck ab**. Die Nabe kann sich bis zum Totalausfall **lockern**. Ein gegenteiliger Effekt entsteht, wenn der Reibrost im Spalt ‘gefangen’ bleibt (Bild 6.6.4-4).Weil Reibrost als Oxid ein größeres Volumen als das ursprüngliche Metall hat, kommt es zu einem **Anstieg des Fugendrucks**. Dies kann eine **Demontage** so weit erschweren, dass die Verbindung beschädigt wird (Fressen). Im Extremfall genügt der Fugendruck die **Nabe zu sprengen** (Rissbildung durch **Sprengwirkung**).

Bei hochbelasteten **Kupplungsflanschen an Hohlwellen** (z.B. Turbomaschinen, Kapitel 6.5.1.1, Bild 6.6.4-8) müssen **weitere Auslegungsparameter** berücksichtigt werden. Dazu gehören **Steifigkeit** (E-Modul) und **Wärmedehnung**. Dies kompliziert die Werkstoffwahl.

Die **Montageeignung** darf bei der Gestaltung einer Flanschkupplung nicht in den Hintergrund treten. Beispielsweise geht es um Schädigung durch **Schmutzpartikel auf den Flanschflächen** (Bild 6.6.4-7). Ein anderes Problem ist die **Zugänglichkeit** für das Anziehen der **Verschraubung** (Bild 6.6.4-8 und bild 6.6.4-11) und eventuelle visuelle Kontrollen.

© Vorlesungsunterlage nur zum Eigenstudium - Turbomaschinen

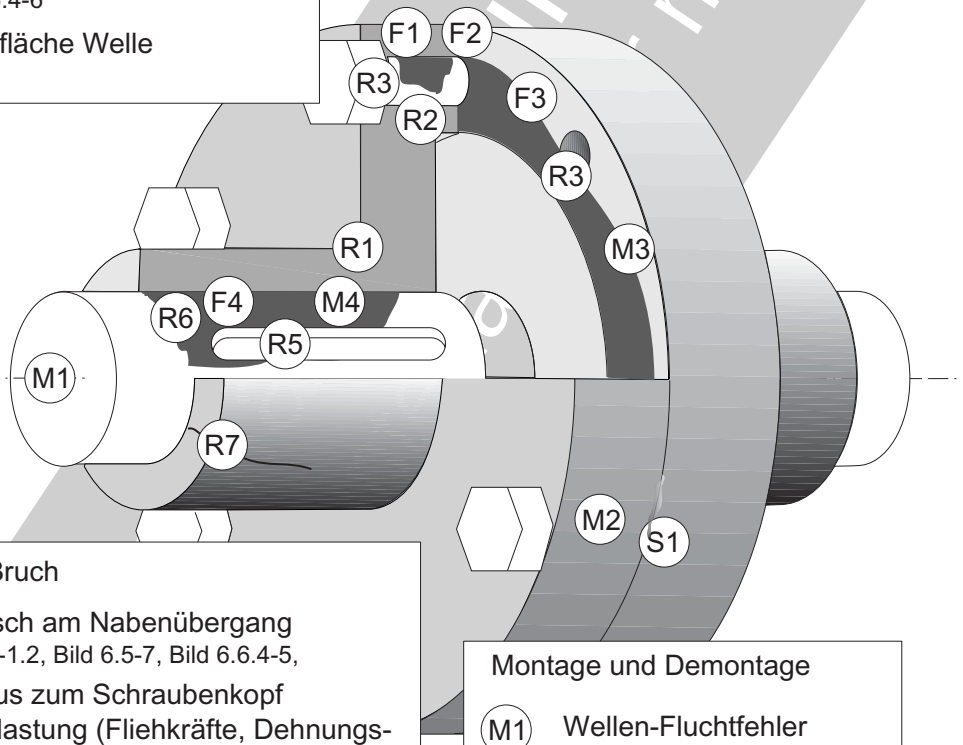
Probleme und Schäden an Flanschkupplungen von Wellen.

Fretting, Schwingverschleiß, Reibrost

- F1 Wand der Schraubenbohrung Bild 6.6.4-9
- F2 Schraubenschaft
- F3 Anlagefläche Flansch Bild 6.6.4-6
- F4 Anlagefläche Welle

- S1 Stromdurchgang: Anschmelzungen, Verschweißungen Mikrorissbildung.

Bild 6.5-3.1, Bild 6.6.1-3



Rissbildung, Bruch

- R1 Flansch am Nabenübergang Bild 6.5-1.2, Bild 6.5-7, Bild 6.6.4-5,
- R2 Radius zum Schraubenkopf Überlastung (Fliehkräfte, Dehnungs-unterschiede Bild 6.6.4-8
- R3 Schraubenschaft Frettingschädigung Versprödung Korrosion, Metallschmelzen, Wasserstoff. Kapitel 6.1.1.2. Gewalt Bild 6.1.1.2-2.
- R4 Wand der Schraubenbohrung Bild 6.6.4-6, Bild 6.6.4-9
- R5 Bereich der Passfedernut Bild 6.5-3.3
- R6 Wellenschaft in der Ebene der Nabenkante , Bild 6.6.4-2, Bild 6.6.4-3
- R7 Nabe, "Sprengen"

Montage und Demontage

- M1 Wellen-Fluchtfehler
- M2 Unwuchten
- M3 Verunreinigung "Tiretrack" auf der Anlagefläche des Flanschs durch harte Partikel.
- M4 Aufschrumpfen, Aufpressen
- M5 Klemmen durch Reibrost, Fressen führt zu Beschädigung.

Bild 6.6.4-1

Maschinenelemente: Flanschkupplungen

Bild 6.6.4-1 *(Lit. 6.6.4-1 bis Lit. 6.6.4-4): Die Erfahrung lehrt, die* ***konventionelle Auslegung*** *mit dem Schwerpunkt* ***Festigkeit und Funktion*** *(z.B. Kraftübertragung in der Naben/ Wellenverbindung) ist zwar eine Voraussetzung für schadensfreien Betrieb, dafür ist es jedoch beispielsweise notwendig, mögliche* ***Fluchtungsfehler*** *der Wellen zu berücksichtigen (Bild 6.6.3-4 und Bild 6.6.4-2). Aber selbst dies reicht unter dem Gesichtspunkt vielfältiger Betriebseinflüsse häufig nicht aus. Erforderlich ist, dass die wichtigsten Probleme von Flanschkupplungen für Gestaltung und Auslegung bewusst sind. Das gilt umso mehr für* ***hochbelastete Leichtbauten,*** *wie sie in Turbomaschinen zum Einsatz kommen.*

Schwingverschleiß *(Reibrost, Reibkorrosion, engl. Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3) tritt in mehreren Zonen einer Flanschkupplung auf. Hier finden Mikrobewegungen an Anlageflächen statt („****F1****" bis „****F4****"). Offenbar handelt es sich um eine Hauptursache für Schäden bis zum Versagen. In besonderem Maß ist gegebenenfalls der* ***Sitz der Nabe auf der Welle*** *betroffen (Bild 6.5-3.1 und Bild 6.6.4-2). Durch die Schädigung gefährdet ist besonders die Welle. Selbst bei Vergütungsstählen kann im Extremfall die* ***Schwingfestigkeit auf einen Bruchteil*** *(auf bis zu ca. 25 %) abfallen (Bild 6.6.4-3). Mit einer solchen Schädigung ist bei* ***Titanlegierungen*** *immer zu rechnen (Band 1 Bild 5.9.3-4), wenn nicht* ***vorbeugende Maßnahmen*** *getroffen wurden. Das ist gewöhnlich* ***Kugelstrahlen*** *(Band 1 Bild 5.9.3-8).*
Eine weitere Versagensgefahr entsteht durch verschleißbedingte ***Lockerung des Nabensitzes*** *(Bild 6.6.4-4). Dies begünstigt bzw. beschleunigt den Ausfall.*
Auch ein gegenläufiger Effekt ist möglich, wenn der Reibrost nicht aus der Fuge 'geschwemmt' wird sondern 'gefangen' ist. So kann der ***Fugendruck in der Nabenbohrung gefährlich ansteigen*** *(„****R7****", Bild 6.6.4-4 und Bild 6.6.4-5).*

Bei dünnwandigen Flanschen tritt gefährliches ***Fretting*** *als Folge elastischer Verformungen in den* ***Schraubenbohrungen*** *und deren* ***Stirnseiten*** *auf (Bild 6.6.4-6 und Bild 6.6.4-8).*

Rissbildung und Bruch *steht wohl in den meisten Fällen des allgemeinen Maschinenbaus bei Flanschkupplungen im Zusammenhang mit Fretting („****R3****" bis „****R7****"). Besonders empfindlich sind* ***Passfedernuten*** *(„****R5****", Bild 6.5-3.3) Weisen Wellen Fluchtungsfehler auf, besteht die Gefahr der* ***Schwingermüdung am Übergang der Flanschmembrane zur Nabe*** *(„****R1****", Bild 6.6.4-2). Die* ***Verschraubung*** *der Flansche wird dann von umlaufenden Biegekräften dynamisch gefährlich hoch belastet. Dabei spielen weitere Effekte eine Rolle. Generell gilt,* ***je höher die Schraubenfestigkeit, umso größer die Gefahr von Sprödbrüchen*** *durch Einflüsse wie* ***Wasserstoff*** *(Band 1, Kapitel 5.7) und* ***Risskorrosion*** *(Band 1, Kapitel 5.6.3.1.1). Bei* ***hohen Betriebstemperaturen*** *gibt es besondere Probleme.* ***Verunreinigungen*** *sind in der Lage, Sprödbrüche durch* ***Hochtemperaturkorrosion*** *wie* ***Sulfidation*** *(Band 1 Kapitel 5.6.1.4) oder* ***Diffusionsversprödungen*** *(Band 1, Kapitel 5.8) auszulösen.*
Bei hochtourigen Maschinen ist auch die ***fliehkraftbedingte Biegung der Flansche und der Schrauben*** *zu berücksichtigen (Bild 6.6.4-8). Hier können seltene Effekte wie 'versteifende'* ***Kreiselkräfte*** *bei Fahrzeugen und Flugzeugen überlagert sein (Bild 6.6.4-10).*

Montage und Demontage*: In vielen Fällen lassen sich solche Probleme bereits vom Konstrukteur minimieren. Dazu gehören geeignete Spezifikationen zu Hardware und Nachweis. Dies gilt z.B. für* ***Fluchtfehler*** *von Wellen („****M1****", Bild 6.6.3-4 und Bild 6.6.3-5). Besonders bei hochtourigen Maschinen ist die* ***Wuchtung*** *(„****M2****") wichtig. Zunächst ist die Voraussetzung vom Konstrukteur zu schaffen. So dürfen* ***Wuchtentnahmen*** *nicht die Struktur der Kupplung schwächen. Das kann* ***Wuchtgewichte*** *erfordern (Bild 6.6.4-9).* ***Verunreini-***

© Ayet Ressourcen - Tungsun Assistenzunterlagen Linz

gungen auf Passitzen und Anlageflächen *können im Betrieb eine* ***Lockerung*** *der Flansche begünstigen oder durch 'Wandern' unter den Mikroschlupf gefährliche* ***Kerben*** *erzeugen (Bild 6.6.4-7).*
Bereits beim ***Aufschrumpfen*** *oder* ***Aufschieben*** *der Nabe auf die Welle besteht Beschädigungsgefahr. Auch kann die Nabe unbemerkt* ***nicht weit genug aufgeschoben*** *(z.B. bis zu einem Anschlag) werden. Das führt dazu, dass sie sich im Betrieb* ***lockert*** *oder zu* ***hohe Axialkräfte*** *entstehen. Zunächst muss der Konstrukteur die Voraussetzung schaffen, derartige Probleme zu vermeiden. Das erfordert die gestalterische Voraussetzung und Festschreibung einer möglichst unproblematischen* ***Montage.*** *Klemmt die Nabe bereits auf der Welle, besteht bei der Demontage* ***Beschädigungsgefahr*** *(„****M5****"). Durch '****Fressen****' (Band 1, Kapitel 5.9.2) entstehen während des Abziehens vorzugsweise axial orientierte gefährliche* ***Riefen****. Selbst eine Glättung als Nacharbeit kann diese Schädigung oft nicht ausreichend beseitigen.*

Stromdurchgang *(Bild 6.6.1-3) ist ein eher ungewöhnlicher Vorgang. Die Häufigkeit dürfte jedoch mit der Einführung elektrischer Fahrzeugantriebe zunehmen. Stromdurchgang ist bei Kupplungen zu elektrischen Maschinen wie Generatoren und Elektromotoren zu berücksichtigen. Gegebenenfalls muss ihn eine geeignete Konstruktion verhindern. Andernfalls können örtliche* ***Überhitzungen*** *und/oder* ***Anschmelzungen*** *(durch Lichtbogen, Funken) mit unzulässigem Festigkeitsabfall auftreten.*

Bild 6.6.4-2 *(Lit. 6.6.4-2 und Lit 6.6.4-5): Flanschkupplungen als* ***starre Kupplungen*** *unterliegen indirekt den Forderungen nach* ***Leichtbau****. Bei geringerem Gewicht und Raumbedarf steigt die Übertragungsleistung. Damit werden neben der reinen* ***Torsion*** *auch* ***Biege- und Querkraftbelastungen*** *mit Biege- und Schubbeanspruchungen zu* ***Auslegungsgrößen****. Entscheidend sind* ***Fluchtfehler*** der Wellen. *Es geht um das* ***elastisch nachgiebige Verhalten bei Klaffung*** *(Klaffverhalten, Bild 6.5-6) und* ***Radialverschiebung*** *(Winkelrotation). Diese dürfen jedoch nicht zum Abheben der Flanschanlagen führen. Damit treten Biegung und Torsion für die Kupplungskomponenten in den Vordergrund. Die* ***Flanschscheiben*** *unterliegen dynamischen Biegebeanspruchungen (Skizze oben). Das erfordert für Berechnung und Auslegung computergestützte Verfahren (FEM). Untersuchungen zeigten, dass* ***konservative Annahmen*** *zwar ein Duchrutschen der Nabe ausschließen. Das gilt jedoch offenbar nicht für ein '****Wandern****' der Flanschhälften gegeneinander und auf der Welle (Lit. 6.6.4-2). Als Folge tritt an den Schrauben unerwünschter Formschluss auf. In der Nabe selbst laufen* ***Ungleichmäßigkeiten des Fugendrucks*** *zwischen vorderem und hinterem Nabenende bei jeder Umdrehung um. Hier entsteht auch* ***auf der Zugseite der durchgebogenen Welle*** *bei Überwindung der Reibkraft ein besonders intensiver Schlupf als oszillierende Mikrobewegung (Detail Mitte links). Einen* ***Zusammenhang zwischen Schlupf und Anpresskraft*** *lässt das Diagramm Mitte rechts erkennen. Bei Schlupf entsteht* ***Reibrost*** *(Bild 6.6.4-1 und Bild 6.6.4-4). Besonders betroffen sind Welle (Bild 6.6.4-3) und Nabenbohrung sowie die Flanschflächen (Bild 6.6.4-5 und Bild 6.6.4-6). Damit kann die dynamische Festigkeit extrem abfallen (Bild 6.6.4-3, Bild 6.6.4-5 und Band 1, Bild 5.9.3-4). So besteht unmittelbare Riss- bzw. Versagensgefahr (Bild 6.6.4-6). Die möglichen* ***Versagensformen*** *zeigt Diagramm unten links. Es kann also* ***vom Schadensbild auf die dynamische Beanspruchung rückgeschlossen*** *werden. Umgekehrt kann der Konstrukteur abhängig von der* ***Reibdauerbeanspruchung (RDB) auf lebensdauerbestimmende Bauteilbereiche schließen****.*

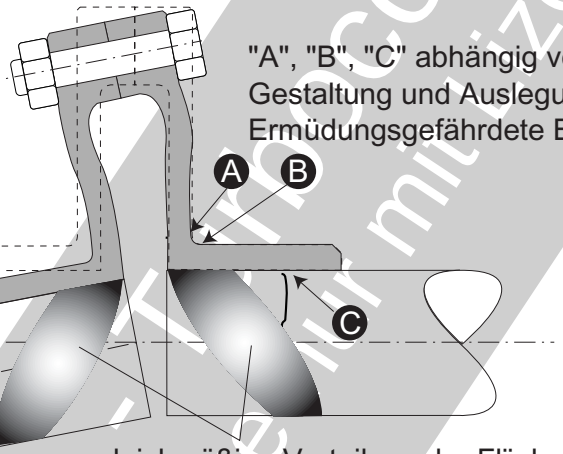
© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Flanschkupplungen

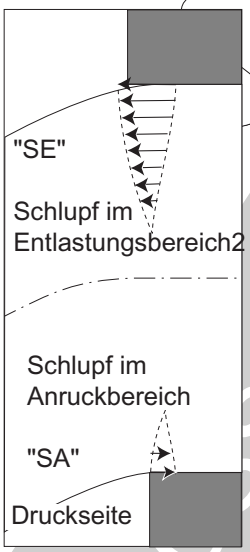
Beispiel für festigkeits- und reibverschleißkritische Bereiche von Flanschkupplungen.

Umlaufende Verformung und Verteilung der Flachenpressung nicht fluchtender Wellen mit fest verschraubten Flansche und Presssitz auf der Welle.

frei nach Lit. 6.6.4-2

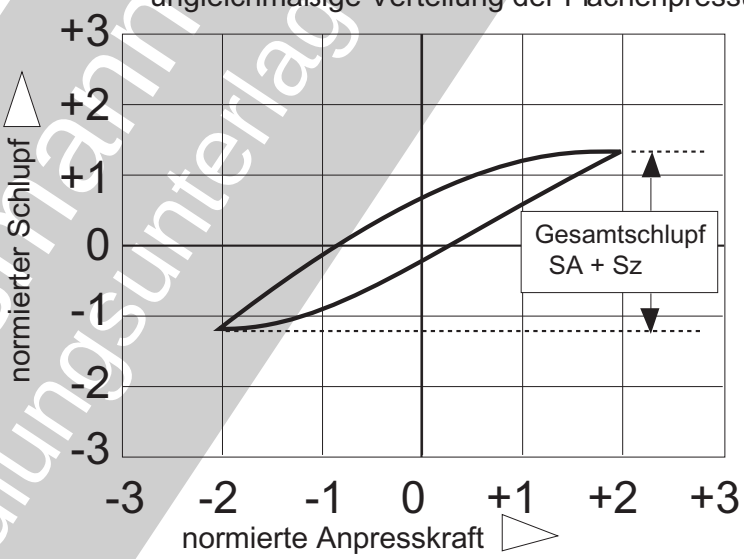


"A", "B", "C" abhängig von Gestaltung und Auslegung Ermüdungsgefährdete Bereiche.



frei nach Lit. 6.6.4-5

ungleichmäßige Verteilung der Flächenpressung



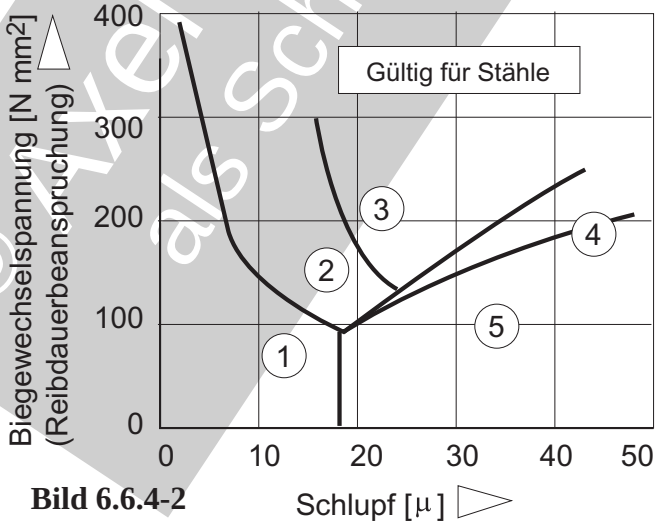


Bild 6.6.4-2

Schadensformen in nAbhängigkeit von der Reibdauerbeanspruchung

1. Leichter Abrieb, kleine Grübchen, keine Anrisse
2. Anrisse, kein Bruch
3. Bruch mit weiteren Anrissen
4. Bruch ohne weitere Anrisse
5. Starker Abrieb keine Anrisse

nach Nishioka

© Axel Rossmann - Ingenieurconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Der Schwingfestigkeitsabfall unter Schwingverschleiß (RBD) ist eine Gefahr die vom Konstrukteur bei Kupplungen zu berücksichtigen ist.

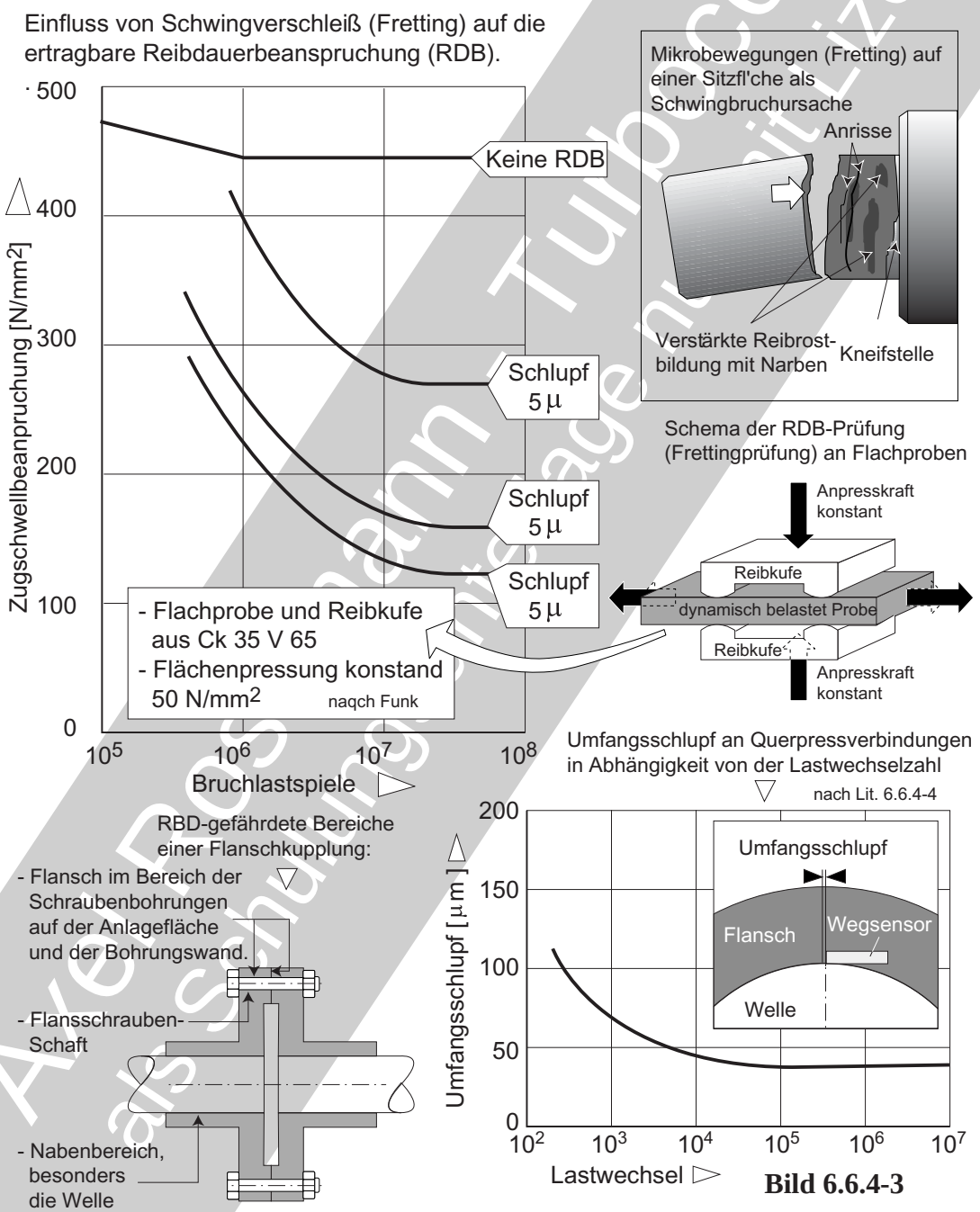


Bild 6.6.4-3

Bild 6.6.4-3 *(Lit. 6.6.4-3 und Lit 6.6.4-4): Die* ***Schädigung durch Schwingverschleiß*** *(Reibrost, engl. Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3)* ***kann extrem hoch*** *sein. In Flugtriebwerken muss man potenzielle Dauerfestigkeitsminderung bei Titanlegierungen um bis zu 75 % beherrschen (Lit. 6.6.4-6). In ähnlichen Größenordnungen können sich entsprechend Diagramm oben links Vergütungsstähle bewegen. Üblicherweise geht man jedoch eher von einem Abfall um lediglich 10 % aus.*

© Axel Rossmann - Turbocad Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Im Triebwerksbau hat sich Kugelstrahlen (engl. shot peening) als probates Mittel erwiesen. Damit ist es möglich, bei Titanlegierungen (Band 1, Bild 5.9.3-4) eine nutzbare Schwingfestigkeit von 80% des nicht frettingbeanspruchten Werkstoffs zu erreichen. Für einen aussagekräftigen ***Frettingparameter*** *gibt es mehrere Ansätze.*

Kerbwirkungszahl *ohne eine geometrische Kerbe***.** *Sie entspricht einer vergleichbaren Spannungserhöhung durch Fretting bzw. einer entsprechenden Schwingfestigkeitsminderung. Für Wellenwerkstoffe werden Kerbwirkungszahlen bis über drei angenommen. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass diese Schädigung von vielen betriebspezifischen Einflüssen wie Schwingweite, Fugendruck und zutretende Medien (Luft, Wasser, Schmierstoff, Prozessmedien, Schmutz) abhängt. So dürfte es kaum möglich sein, die hohen Belastungen bei* ***Leichtbaukonstruktionen*** *ohne umfangreiche Versuche befriedigend abzusichern.*

Reibdauerbeanspruchung *(****RBD****) führt zum 'Reibdauerbruch' durch eine Schädigung der Oberfläche (Band 1, Bild 5.9.3-3).* ***Gefährdete Bereiche*** *einer Flanschkupplung zeigt die Skizze unten links. Ermittelt wird die RBD gewöhnlich mit dynamisch belasteten Flachproben an die steife Brücken gepresst sind (Skizze Mitte rechts). Dabei ist die Lebensdauer stark zeitabhängig. Das ist mit einer Inkubation im Zusammenhang mit chemischen Prozessen und den Verschleißpartikeln zu erklären (Bild 6.6.4-4 und Bild 6.6.4-5). So gilt nicht wie üblich bei martensitischen Stählen die Dauerfestigkeit ab 10^7 Lastwechseln. Kennzeichnend ist der Schlupf (Relativbewegung, Diagramm oben links) der Kontaktflächen. Der RBD unterliegt materialspezifisch vielen Einflüssen (Lit. 6.6.4-5) wie*

- Schlupf in Größe, Frequenz,
- Pressung/Fugendruck,
- Oberflächenzustand wie Rauigkeit, Verfestigung,
- Beschichtungen, Reaktionsschichten,
- Umgebung: Feuchtigkeit, Temperatur, Sauerstoffangebot, korrosive Medien.

Der RBD wird deshalb ***für die Auslegung bisher nicht verwendet****. Er ist jedoch ausagefähig, um* ***frettinggefährdete Bereiche bereits bei der Auslegung*** *(FEM-Rechnungen) zu* ***identifizieren****.*

Grenzschlupf *ab dem Ermüdungsrisse zu erwarten sind. Die* ***Ermittlung*** *benötigt eine kombinierte Vorgehensweise. Mit Hilfe einer FE-Berechnung wird in Abhängigkeit von der äußeren Belastung der Schlupf bestimmt. Es ist jedoch mit Effekten wie einer Veränderung des (Umfangs-) Schlupfs (Bild 6.6.4-4 und Bild 6.6.4-5) in Abhängigkeit von Lastwechselzahl bzw. Lebensdauer zu rechnen. (Diagramm unten rechts). Das gilt auch für den Verschleißeinfluss auf den Schlupf (Bild 6.6.4-5) der sogar die Lebensdauer verlängern kann. Deshalb erfordert die Bewertung der Berechnung* ***Erfahrung*** *zusammen mit bauteilspezifischen* ***Versuchen****.*

Fatigue Fretting Damage Parameter *(****FFDP****) kommt aus dem Bereich der Turbo-Flugtriebwerke (Lit. 6.6.4-6). Er wurde in Verdichtern an Schwalbenschwanzfüßen aus Titanlegierungen angewandt.*

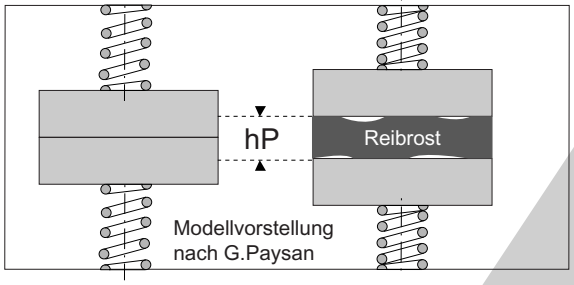
FFDP = Reibschlupfamplitude x Reibschubspannnung x Zugspannung an der Oberfläche.

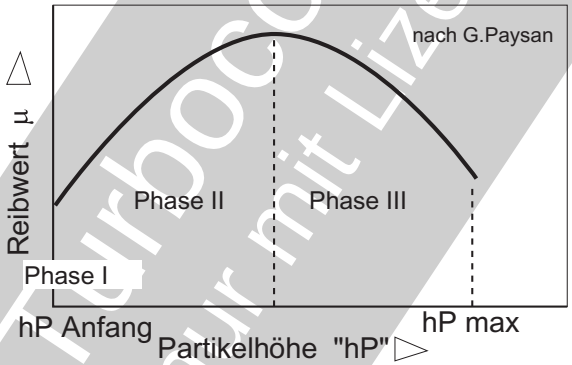
Bei biegebeanspruchten Wellen (typisch für Nabensitz) handelt es sich um die Axialspannung. Unklar scheint zu sein, ob die Oberspannung oder die Ausschlagspannung während eines Umlaufs zu verwenden ist.

Offenbar sind (bisher) für auslegungsgeeignete Grenzwerte des FFDP für die Ermüdungsrissbildung Versuche erforderlich. Der Kennwert hat jedoch eine wichtige ***praktische Bedeutung****.* ***Je höher der FFDP um so wahrscheinlicher sind Anrisse****. Damit lassen sich die* ***gefährdeten Bereiche*** *ähnlich der RBD* ***bereits bei der Auslegung mit Hilfe einer FEM erkennen****. So ist die Voraussetzung für gezielte Abhilfen gegeben.*

© Axel Pobeschan, Technische Universität Clausthal, Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Konstruktionstechnik

Reibrost verändert für die Auslegung eines Pressverbands wichtige Parameter wie Fugendruck und Reibwert.





Anstieg des Fugendrucks durch Reibrostbildung.
Das Reibrostvolumen (Oxide) ist größer als das metallische Abriebvolumen. Verbleibt der Reibrost in der Pressverbindung kommt es zum Druckanstieg.

Wirkzonenkonzept berücksichtigt die Veränderung des Reibwerts μ bei Reibrostbildung.
μ steigt vom Beginn in Phase I (metallischer Kontakt) auf einen Maximalwert in Phase II (Fressen) und fällt dann in Phase III (Reibung innerhalb der Schicht) wieder ab.

Bild 6.6.4-4

Bild 6.6.4-4 *(Lit. 6.6.4-4):* ***Reibrost*** *(Band 1, Bild 5.9.3-2 und Bild 5.9.3-3)* ***verändert zeitabhängig*** *die Bedingungen in einem* ***Pressverband****. Zunächst führt die Oxidation zur Volumenvergrößerung. Der* ***Fugendruck steigt*** *(Skizze rechts).* ***Transportvorgänge*** *verändern die Bedingungen* ***im Spalt.*** *Das gilt gleichzeitig für den Reibwert μ und erfolgt in 3 Phasen (Diagramm rechts). Er steigt von einem Anfangswert (Phase I) in Phase II an und fällt dann in Phase III ab. Eine Erklärung für dieses Verhalten gibt Bild 6.6.4-5.*

Bild 6.6.4-5 *(Lit. 6.6.4-4): Bei der Partikelgröße und dem Abtrag lassen sich ebenfalls über die Betriebsdauer (Lastwechsel- bzw. Lebensdauer) unterschiedliche Phasen erkennen (Diagramm oben). Nach einer Inkubationszeit scheint sich der Verschleißabtrag bis zu einem Plateauwert zu vergrößern. Eine* ***Erklärung ist in den Mikrovorgängen bei der Reibrostbildung*** *(Band 1, Bild 5.9.3-3) zu suchen.*

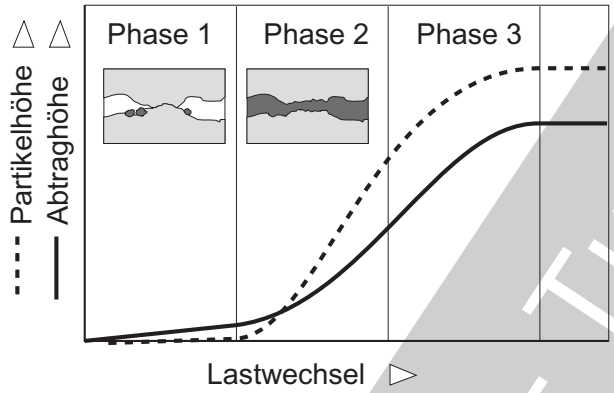
Das mittlere Diagramm zeigt Versuchsergebnisse zum ***Verschleiß*** *und Lastwechsel/ Lebensdauer in Abhängigkeit von der* ***Schlupfamplitude****. Dabei kommt es in einem bestimmten Bereich sogar zur deutlichen Abnahme des Verschleißes. Diese wird mit unterschiedlichen* ***Schlupfmechanismen*** *erklärt. Sie dürften ausgeprägt werkstoffspezifisch sein.*
Reibrost beeinflusst den Fugendruck *und dieser umgekehrt auch den Reibrosteffekt. Die oszillierenden Schlupfbewegungen, insbesondere deren Geschwindigkeit, führen zum* ***Transport*** *der Rostpartikel (Driften). Im Rahmen unten finden sich typische Beispiele. Falls bei einem Schadensfall eine mikroskopische Auswertung (REM) der Auswaschungsspuren möglich sein sollte, besteht die Chance für Rückschlüsse auf Mikrobewegungen und so auf Betriebsbelastungen. Werden die* ***Partikel*** *aus dem Spalt* ***transportiert,*** *nimmt der Fugendruck zumindest örtlich ab. Er steigt bei Ansammlungen. Grundsätzlich werden die* ***Partikel zum niedrigeren Fugendruck hin wandern****.*

© Axel Possmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Flanschkupplungen

Effekte der "Reibrostbildung" sind von großer Bedeutung für die Zuverlässigkeit einer Naben-Wellen-Verbindung.

nach G.Paysan

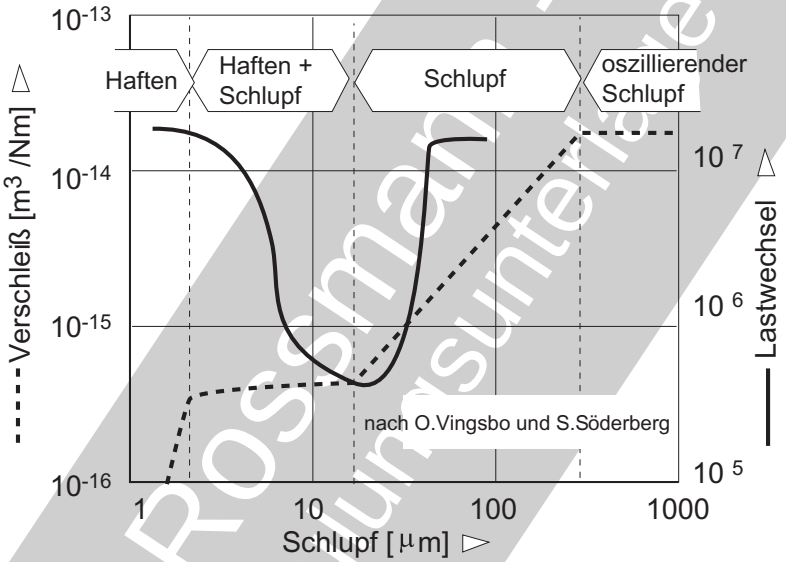


Phasen des Materialabtrags nach G.Paysan

Phase 1: Materialkontakt bestimmend

Phase 2: - Verschleißpartikel wirken zusätzlich durch "Schleifwirkung".
- Abtragsgeschwindigkeit sinkt mit zunehmender Relativbewegung in der Oxidschicht.

Phase 3: Abtrag findet nicht mehr statt



Ein **Anstieg der Lebensdauer** einer Pressverbindung **bei Reibrostbildung** lässt sdich mit dem Abtrrag von Mikroanrrissen durch verstärkten Verschleiß bei größeren Schlupfamplituden erklären.

Transportbewegung von Partikeln bei ein- und mehrachsiger Schlupfbewegung

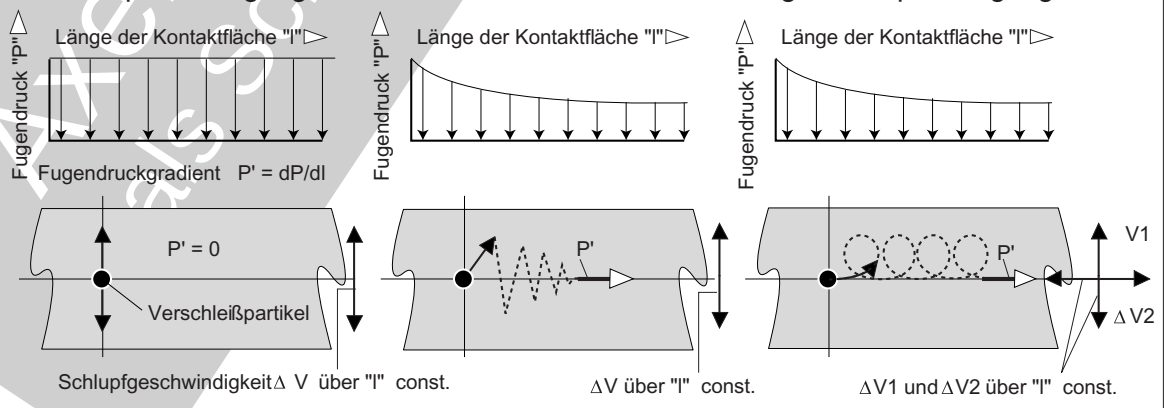


Bild 6.6.4-5

© Axel Rossmann - Turbocad
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.6.4-6 *(Lit 6.6.4-4 und 6.6.4-6): Turbotriebwerke hatten wegen der leichten (elastischen) und hochbelasteten Bauteile besondere Probleme mit* ***von Fretting ausgelösten Schwingbrüchen*** *(Rahmen unten). Deshalb gab es hier umfangreiche Untersuchungen, die zur Einführung des sog.* ***Fatigue Fretting Damage Parameter*** *(FFDP Bild 6.6.4-3) führten. Mit Hilfe computergestützter Berechnungsverfahren (Finite Elemente) lässt sich der FFDP bestimmen. Im Bereich von dessen* ***Maximum ist mit hoher Wahrscheinlichkeit der Ermüdungsanriss*** *zu erwarten. Leider gibt der FFDP* ***keine Auskunft, ab welchem Grenzwert mit Anrissbildung*** *zu rechnen ist.*

Im unten dargestellten Fall handelt es sich um den Turbinenrotor eines ältereren Triebwerkstyps. Die von der Frettingschädigung betroffenen Zonen der Flansch-Anlageflächen und in den Bolzenbohrungen sind besonders Mikro-Relativbewegungen (Schlupf) ausgesetzt. Es handelt sich hier offenbar nicht um eine Verschraubung, welche die Bauteile fest gegeneinander verspannt, sondern lediglich um eine ***Verdrehsicherung****. Die Verspannung übernimmt die als Büchse eingesetzte Hohlwelle innen.*

Es kam zur ***Ermüdungsrissbildung in Bolzenbohrungen*** *einer Niederdruckturbinenscheibe. Bei dem Scheibenmaterial handelt es sich um einen 13% igen Cr-Stahl.*

Die Anrisse gingen von ***Frettingzonen der Flanschanlageflächen und von Zylinderflächen der Bolzenbohrungen*** *aus. Es gab zwei typische Anrissstellen (Detail unten): An der Kante zur Fase „1“ und in der axialen Mitte der Zylinderfläche „2“. Neben den Makrorissen traten in den Frettingzonen Felder mit Mikrorissen und typisch bogenförmigem Verlauf auf.*

Aus diesem Beispiel lässt sich erkennen, dass solche ***Verdrehsicherungen ohne eine Verspannung der Flanschflächen frettinggefährdet sind und deshalb vermieden*** *werden sollten.*

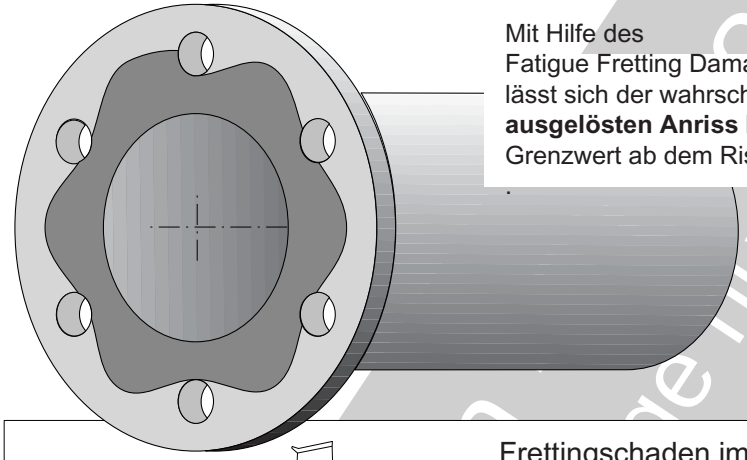
© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Flanschkupplungen

"Fretting" kann auch Risse auf der Kontaktfläche von Wellenflanschen auslösen.

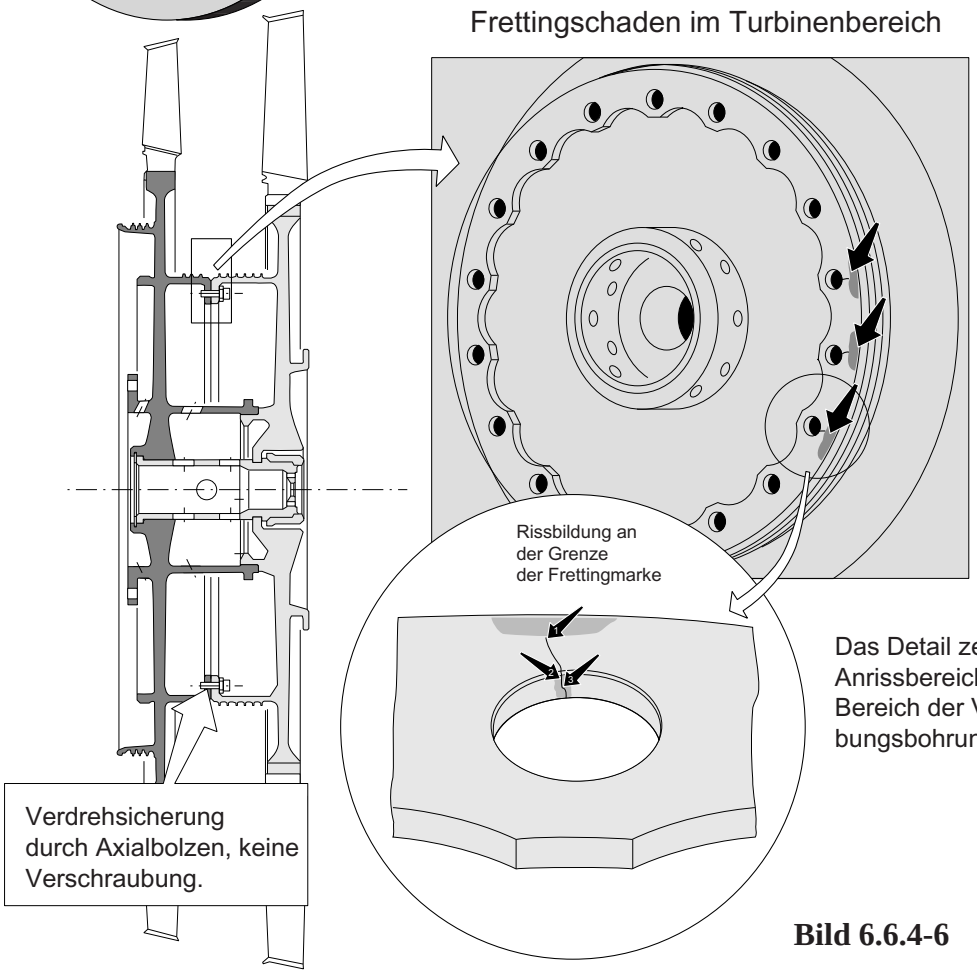
FFDP = Reibschlupfamplitude x Reibschubspannung x Zugspannung an der Oberfläche

nach Ruiz und Chen



Mit Hilfe des Fatigue Fretting Damage Parameters "FFDP" lässt sich der wahrscheinliche **Ort eines von Fretting ausgelösten Anriss bestimmen**. Nicht dageben der Grenzwert ab dem Rissbildung erfolgt.

Frettingschaden im Turbinenbereich



Das Detail zeigt typische Anrissbereiche im Bereich der Verschraubungsbohrungen.

Bild 6.6.4-6

Wenn bei der Montage Partikel zwischen Flansche geraten, können dort im Betrieb gefährliche Riefen entstehen.

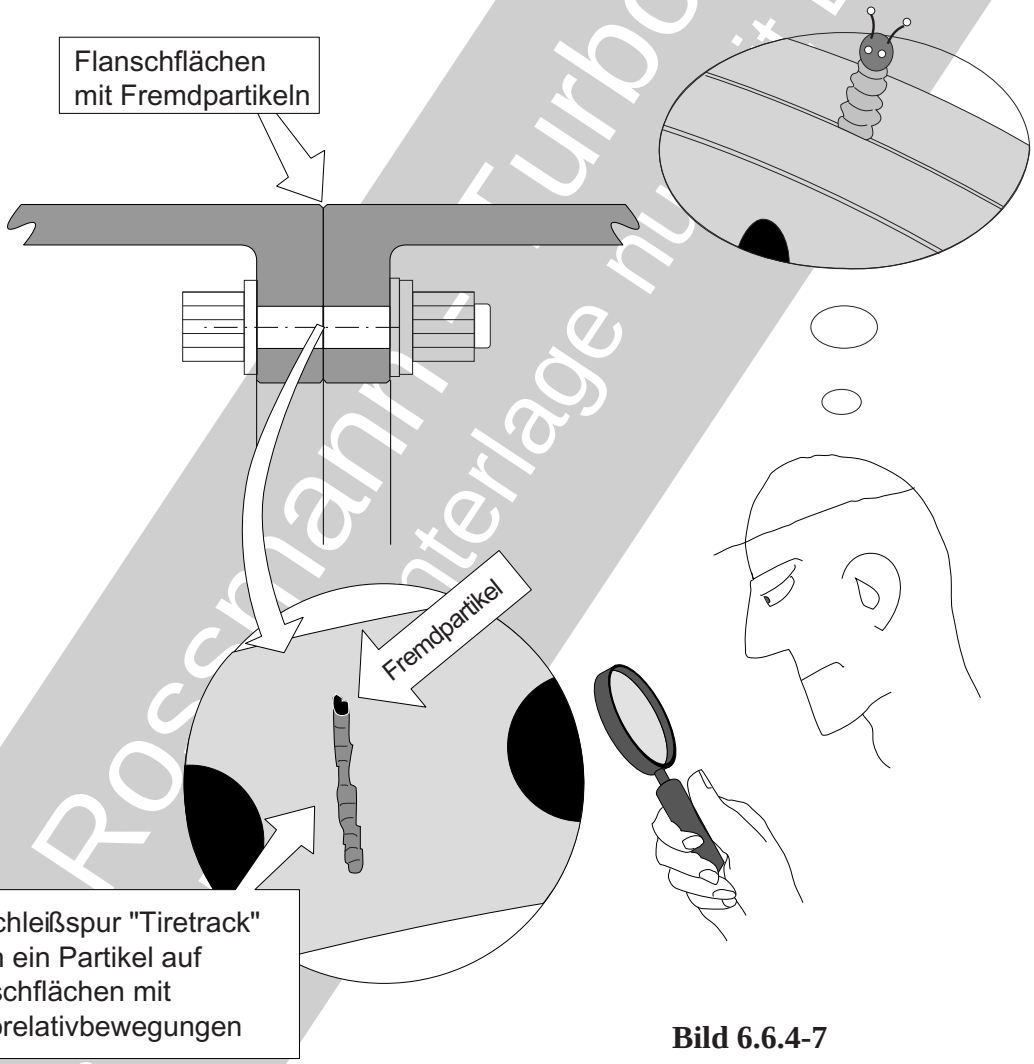
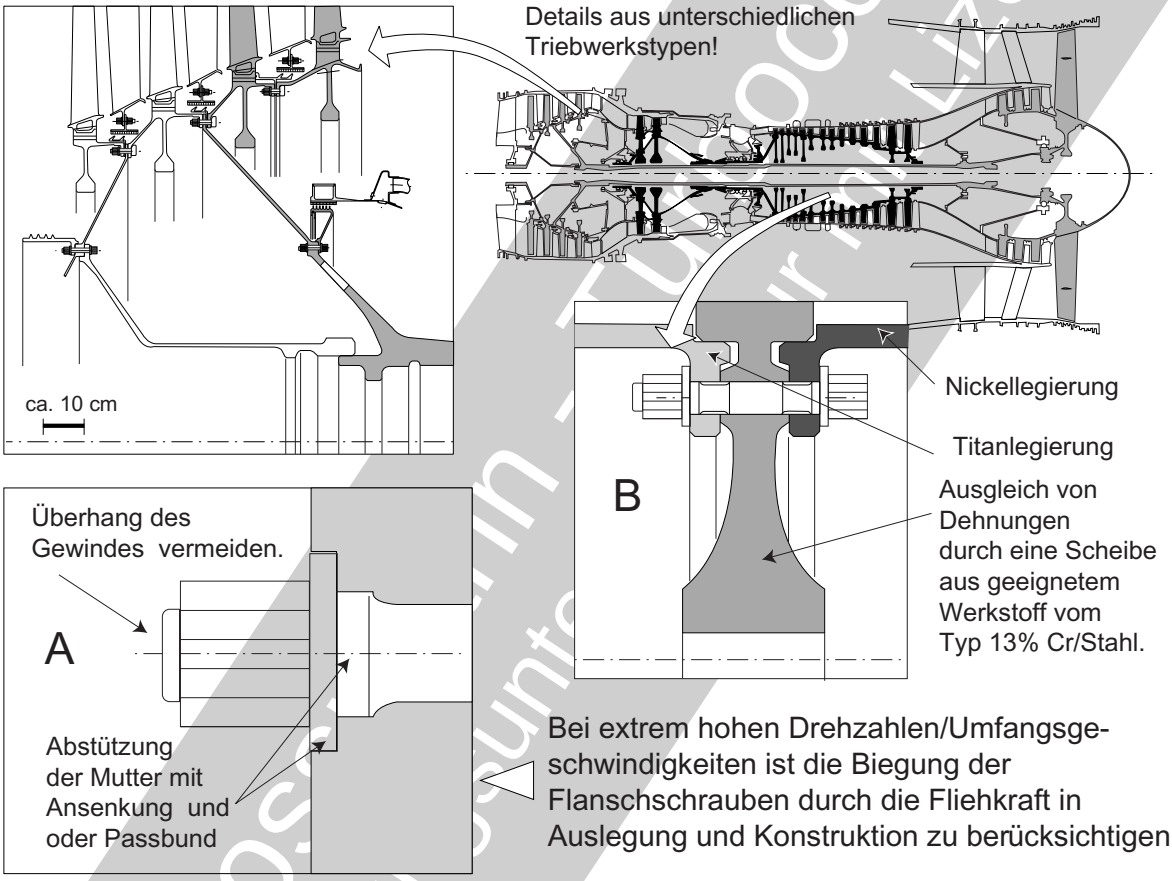


Bild 6.6.4-7

***Bild 6.6.4-7**: **Verschmutzte Anlageflächen von Flanschen** sind in der Lage, im späteren Betrieb Beschädigungen oder Unwuchten zu erzeugen. Geraten feste/harte Partikel wie **Strahlgut oder Metallspäne** zwischen Anlageflächen (Skizze oben) oder Passsitze, wird eine **satte Auflage verhindert**. Beim Zusammenschieben von Passsitzen tritt Fressen auf. Damit steigen die Fügekräfte stark an und verhindern ebenfalls die gewünschte Anlage (Bild 6.6.4-12). Gräbt sich später im Betrieb das Partikel ein oder wird durch Verschleiß eingeebnet, setzt sich der Flansch bzw. die Passfläche. Als Folge entstehen **Unwuchten** die sich in **Vibrationen** zeigen. Als Folge können offenbar **Partikel zwischen den Anlageflächen wandern** und so **radiale**, **riefenartige Beschädigungen** (engl. 'Tiretracks') erzeugen (Detail). Damit können sie als Rissauslöser wirken. Das erfordert später zumindest eine aufwändige **Reparatur**.*

Maschinenelemente: Flanschkupplungen

Flanschverbindungen hochtouriger / hochbelasteter Hohlwellen am Beispiel von Fluggasturbinen.



Was bei der Auslegung von Flanschverbindungen hochbelasteter Rotoren zu beachten ist.

C

Ursachen für unterschiedliche Dehnungen von Scheibe und Flansch.

- unterschiedliche E-Moduli
- Belastungs- /Spannungsunterschiede
- unterschiedliche Wärmedehnungs-koeffizienten
- unterschiedliche Betriebstemperatur

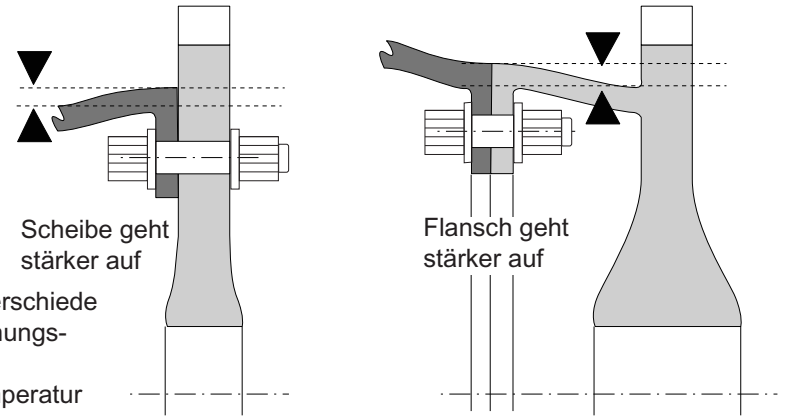
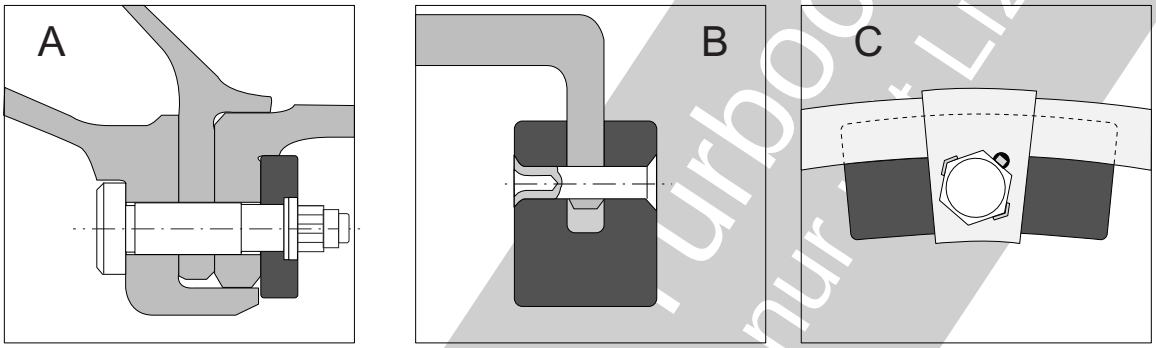


Bild 6.6.4-8

Bild 6.6.4-8: *In Turbomaschinen, besonders Flugtriebwerken kommen Hohlwellen mit Flanschverbindungen zum Einsatz. Diese gehen aus Gründen der Gewichtseinsparung an die Belastungsgrenze. Die Flansche zeichnen sich durch hohe Umfangsgeschwindigkeiten*

Das Wuchten von Rotorteilen kann an Flanschen einer Kupplung vorgenommen werden.



In die Rotorverschraubung integriertes Ausgleichsgewicht

Eingenietetes Ausgleichsgewicht

Am Wuchtflansch angeschraubtes Ausgleichsgewicht

Bild 6.6.4-9

aus. Sie können im Bereich mehrerer 100 m/s liegen. Das führt bei Wellen mit einem Durchmesser in der Größenordnung von 0,1m zur Zentrifugalbeschleunigung von mehreren 10000 „g". Damit entsteht durch 1 Gramm des Schraubenkopfs oder einer Mutter mit Überstand eine Biegelast im Bereich von 10^2 - 10^3 N auf die Flanschschraube. So kann es bei vielen Drehzahländerungen zum ***Ermüdungsbruch der Schraube*** *kommen. Um das zu vermeiden, wird der Schraubenkopf und/oder die Mutter mit* ***Passflächen*** *zum Flansch (Detail "**A**") **abgestützt**.*

*Ein weiteres Problem 'filigraner' Flansche der Hohlwellen in Turbomaschinen sind Dehnungsunterschiede im Betrieb. Diese gehen auf Wärmedehnungen und elastische Verformungen zurück (Details „**B**" und „**C**"). Besonders anspruchsvoll ist eine Flanschverbindung in einem Turbomaschinenrotor mit ausgeprägtem* ***radialen*** *und* ***axialen Temperaturgradienten***. *Er steigt bei einem Verdichter mit der Kompressionstemperatur in Strömungsrichtung. Das Umgekehrte gilt für die Turbine. Die hohen Kompressionstemperaturen bis zu 600 °C am Austritt moderner Verdichter erfordern* ***angepasste Werkstoffe***. *Vorne kommen heute bei Triebwerken* ***Titanlegierungen*** *zum Einsatz, dahinter* ***Nickellegierungen***. *Um die unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften (E-Modul, Wärmedehnungskoeffizient) auszugleichen und so eine Überlastung der Flansche zu vermeiden, wird eine einzelne Rotorscheibe aus geeignetem Werkstoff dazwischengesetzt (Detail „**B**"). Gewöhnlich besteht sie aus martensitischem 13%-Cr-Stahl mit 'ausgleichender' Wärmedehnung.*

Bild 6.6.4-9 *(Lit.6.6.4-8): Hochtourige Maschinen erfordern eine Wuchtung am Flansch. Dies* ***kann an 'gebauten' Rotoren separat erfolgen***. *Dafür ist am Flansch ausreichend* ***abtragbare Masse*** *ohne bedenkliche Schwächung vorzusehen.*

Ist das nicht möglich, lassen sich ***Wuchtgewichte*** *anbringen. Bei* ***Modulbauweise*** *wird der bereits im Modul gelagerte Rotor gewuchtet. Das erfolgt an den Einzelteilen wie Scheiben oder Schaufeln beim Zusammenbau entsprechend festgelegter Schritte. Die 'Details* ***A,B,C*** *zeigen* ***übliche Wuchtmöglichkeiten*** *mit kleinen* ***Wuchtgewichten an Flanschen***.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Auswirkung der Kreiselwirkung auf die Belastung des Flanschs einer Wellenkupplung.

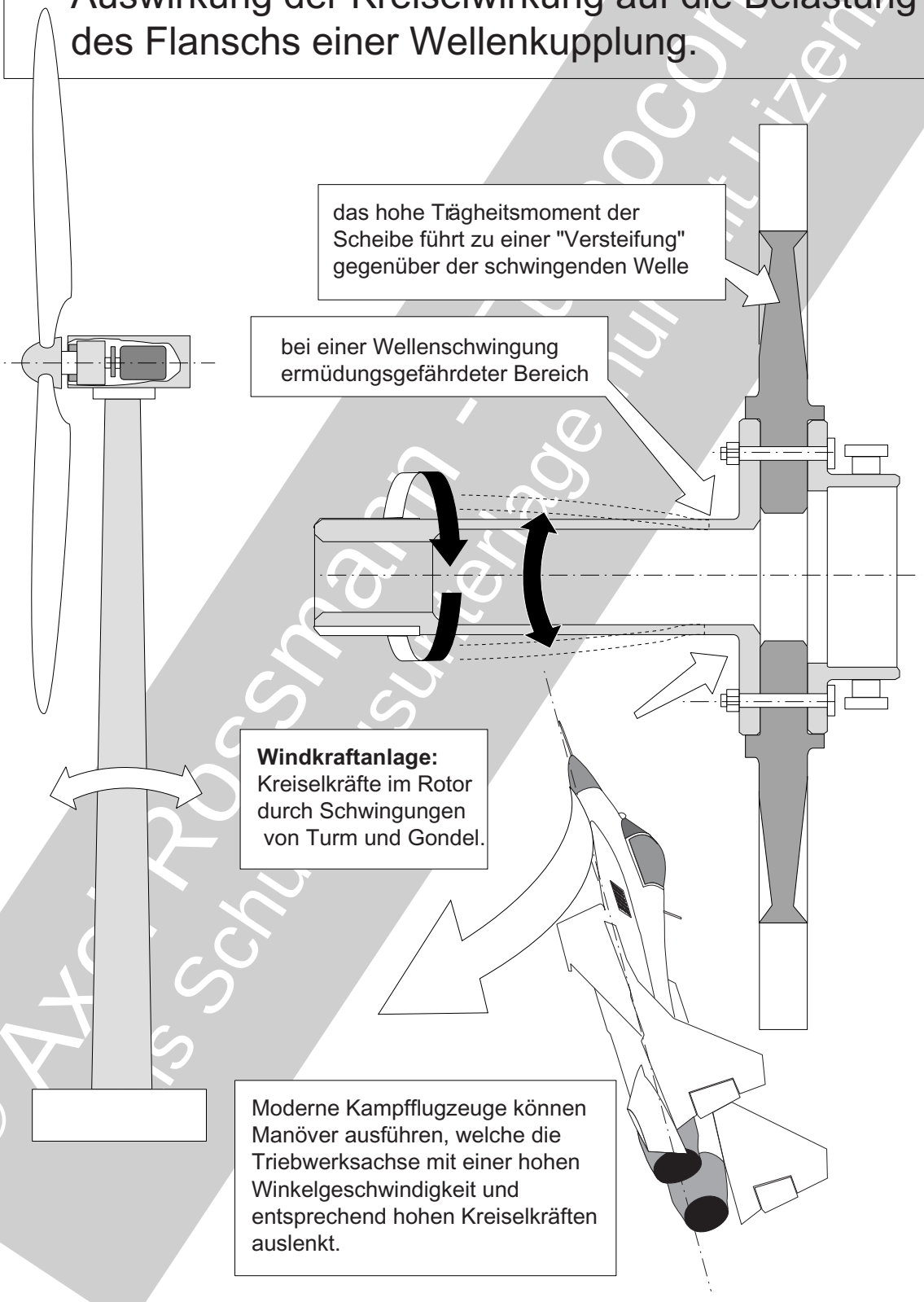


Bild 6.6.4-10

© Axel Rossmann - Technoconsult
Das Schulungsunterlagen nur mit Lizenz

Bild 6.6.4-10: Kreiselkräfte *wirken gewöhnlich einer Auslenkung der Rotationsachse entgegen. Scheiben mit einem großen polaren Trägheitsmoment* ***versteifen*** *sich unter der Kreiselwirkung. Damit erhöhen sich* ***Schwingspannungen im Bereich von Wellenansätzen****. So ist es z.B. denkbar, dass, bei gleicher Amplitude der Biegeschwingung einer Welle, im Flugbetrieb (Manöver), gefährlichere dynamische Belastungen induziert werden als in einem* ***Umlaufbiegeversuch im Labor*** *an einer fest eingespannten Welle. Eine ähnliche Überlastung kann bei einer Auslenkung der Drehachse in einem Flugmanöver auftreten (Lit. 6.6.4-6).*

Auf einen Schadensmechanismus im Zusammenhang mit Kreiselkräften weist eine ***Rissbildung im Flanschbereich*** *einer Turbinenwelle hin (Skizze unten links), deren* ***Fortschrittsgeschwindigkeit langsamer*** *wird. Trotz vieler Risse die den tragenden Flanschquerschnitt extrem schwächen, kam es nie zu einem Bruch. Offenbar konnte das geschädigte Bauteil auch hunderte von Betriebsstunden 'überleben'. In einem solchen Fall liegt die Vermutung nahe, dass* ***infolge der Rissbildung die Wellenverbindung elastischer*** *wird und die Wirkung der Kreiselkräfte abbaut.*

Bild 6.6.4-11 *(Lit. 6.6.4-7): Der Konstrukteur verantwortet nicht nur Gestaltung und Auslegung. Er muss auch auf die Voraussetzungen für eine sichere* ***Montage*** *achten. Dazu gehören:*

- *Angabe der Anzugsmomente und des*
- *Schmierstoffs für das Gewinde.*
- *Spezifizierung der Schraubenverbindung wie Werkstoff, Härte/Festigkeit, gegebenenfalls Beschichtung.*
- *Anwendung möglichst genormter Werkzeuge.*
- *Zugänglichkeit für den Montagevorgang.*
- *Einsehbarkeit und möglichst direkte visuelle Kontrolle. Wie wichtig bzw. sicherheitsrelevant dies sein kann zeigt folgendes Beispiel:*

*Während das Flugzeug zur Startbahn rollte waren alle Cockpitanzeigen normal. Bei Startbeginn trat nach drei Sekunden ein rauschendes Geräusch auf, gefolgt von einem „****hohlen Knall****". Im gleichen Augenblick schwenkte das Flugzeug nach rechts und vibrierte stark. Der Pilot lenkte gegen und leitete den* ***Startabbruch*** *ein. Während des Abbremsens ging an einem Triebwerk die Niederdruckdrehzahl auf 0, die Hochdruckdrehzahl auf 107,5 % und die Abgastemperatur auf 657°C. Obwohl kein Warnlicht einen Triebwerksausfall anzeigte, schaltete der Pilot das Triebwerk ab. Äußere Beobachter sahen* ***Rauch oder Dampf aus dem Triebwerk treten****. Der informierte Pilot betätigte darauf die* ***Feuerlöschanlage*** *des Triebwerks.*

Austretende Bruchstücke *hatten die Tragfläche beschädigt und Teile des Pylons abgerissen. Reifen und Räder der Hauptfahrwerke waren beschädigt, zwei Reifen platt. Das elektrische und hydraulische System zum Rumpf war ebenfalls von Einschlägen betroffen.*

Die nachträgliche Zerlegung und ***Untersuchung ergab****:*

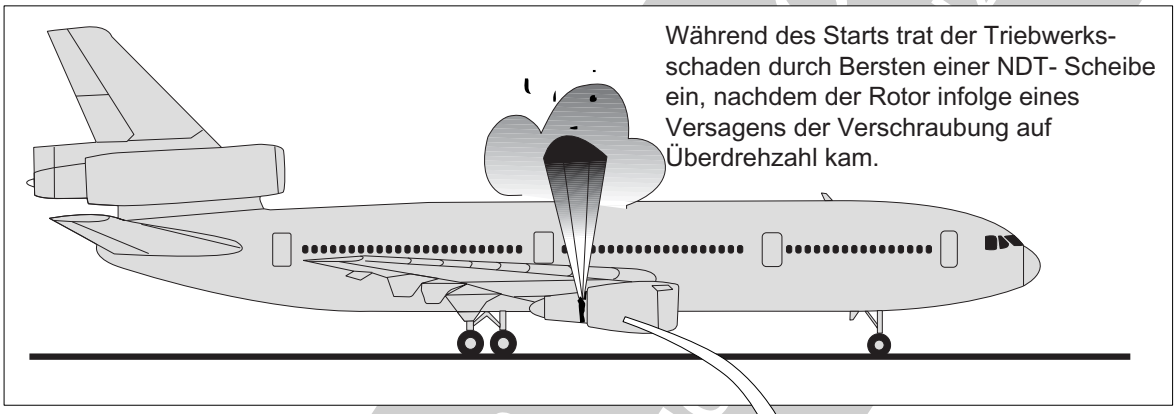
Das Gehäuse der Niederdruckturbine (NDT) hatte sich über den gesamten Umfang entlang

Fortsetzung auf Seite 6.6.4-19

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Flanschkupplungen

Bei der Gestaltung einer Flanschverbindung geht es nicht nur um die Haltbarkeit. Auch für eine sichere Montage muss der Konstrukteur sorgen.



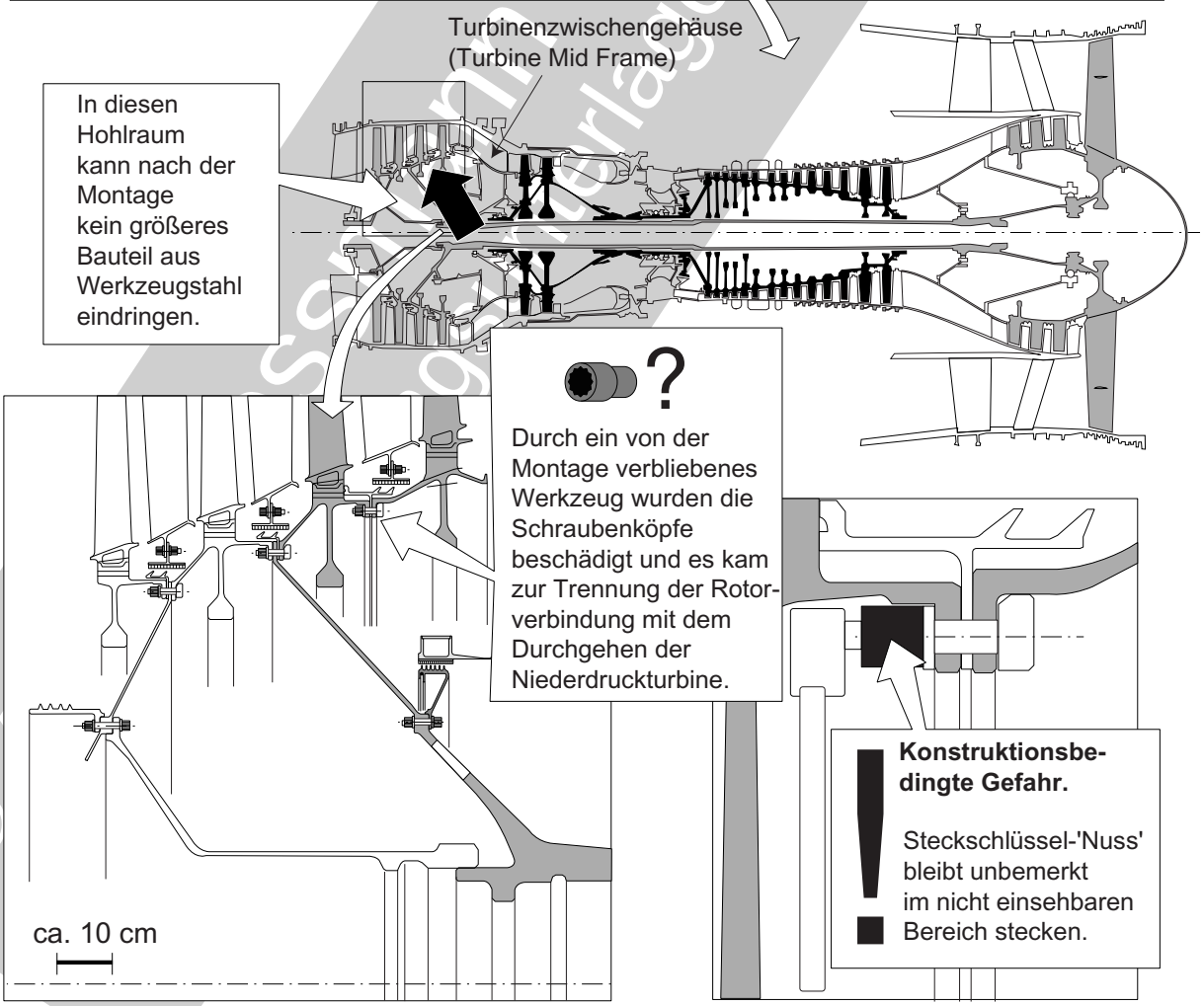


Bild 6.6.4-11

Fortsetzung von Seite 6.6.4-17

dem Flansch vom Turbinenzwischengehäuse gelöst (mittlere Skizze).
***Die erste Stufe des NDT-Rotors war von der 2. Stufe im Flansch getrennt und fehlte**. Zugehörige Bruchstücke der 1. Stufe konnten in der Umgebung sichergestellt werden. Sie wiesen nur Gewaltbrüche auf.*
*34 Gewindebolzen und Muttern der Verbindung zwischen 1. und 2. NDT Rotorstufe und dem Zwischenstufenlabyrinth (Rahmen unten) wurden gefunden. Sie zeigten **Einschläge mit rostbraunen Verfärbungen**.*
Alle im Flansch der 2. Stufe verbliebenen Schraubenköpfe waren gleichsinnig in Drehrichtung verbogen und hatten Einschlagbeschädigungen.
*Der Flansch war an vier Stellen gerissen. Der Wellenansatz (spacer arm) **auf der Innenseite** wies 'unzählige' **Einschläge** auf.*
*Die Analyse der rostverfärbten Stellen ergab, dass es sich um Abrieb eines **hochfesten Werkzeugstahls vom Typ M-50** handelte. Er wird für Montagewerkzeuge (z.B. Schraubenschlüssel) und Wälzlager verwendet. Zusätzlich fand man mehrere kleine **Stücke mit ca. 4 mm Wandstärke** desselben Werkstoffs im NDT-Rotor **im Bereich von Stufe 1 und 2 und auf der Startbahn**.*

***Vorgeschichte**: Ca. **2 Jahre vor dem Unfall tauschte der Betreiber bei einer Überholung die Scheibe der 1. NDT-Stufe**. Alle Dokumente waren ordnungsgemäß erstellt und vorhanden. Ab diesem Zeitpunkt wurde der NDT-Rotor nicht mehr geöffnet. Der anschließende Prüfstandslauf ließ, selbst nach dem damaligen relativ großzügigen Standard, keine unzulässigen Vibrationen erkennen. Ein halbes Jahr später musste das Triebwerk wegen unzulässig starker Vibrationen entsprechend einem eingeengten Standard, ausgebaut werden. **Ein Nachwuchten verringerte die Beschleunigung der Vibration auf 1/25 des beanstandeten Werts**. Am Unfalltag hatte die Scheibe der 1. NDT-Stufe seit dem Einbau ca. 2 500 Betriebsstunden mit ca. 600 Start-Abstellzyklen.*
*Das Flugzeuglogbuch enthielt vier Einträge der Piloten über Vibrationen, von denen aber nur zwei das Schadenstriebwerk betrafen. **Beide Male wurde das Triebwerk inspiziert ohne etwas zu finden, das sich direkt den Vibrationen zuordnen ließ**.*
***Schadensursache**: Die Stahlteile konnten nur bei der Montage in den NDT-Rotor gelangt sein. Sie schlugen über längere Zeit im Rotor gegen die Flanschverschraubung und schädigten diese. Während der Startbeanspruchung versagte dann die Flanschverbindung.*
*Obwohl die Reststücke des **Fremdkörpers aus Werkzeugstahl** bestanden, war dessen Identifikation nicht mehr möglich. Trotzdem liegt der Verdacht nah, dass es sich um ein **vergessenes Montagewerkzeug** handelte. Lagerteile aus ähnlichem Werkstoff konnten ausgeschlossen werden.*
*Denkbares Szenario: Eine auf einer Mutter **steckengebliebene „Nuss"** würde sich, solange sie nicht abfällt, **beim Durchdrehen des Rotors nicht mit Geräuschen bemerkbar** machen. Sie wäre konstruktionsbedingt auch **visuell nur schwer zu erkennen**. Anscheinend waren die Wuchttoleranzen zu diesem Zeitpunkt noch groß genug, um die Unwucht beim Abnahmelauf nicht ungewöhnlich erscheinen zu lassen. Später sind diese Grenzen offenbar gesenkt und von Unwuchten dreimal überschritten worden. **Nachwuchten war keine ausreichende** Maßnahme. Stattdessen wäre es unbedingt **notwendig gewesen, die Ursache der Vibrationen bzw. der Unwucht zu erklären**.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.6.4-12 *(Lit. 6.6.4-9): Die Verbindung von Bauteilen, gewöhnlich Wellen und Naben, durch* ***Aufschrumpfen*** *ist ein häufiges und bewährtes Verfahren. Üblicherweise wird dabei die* ***Welle*** *auf Raumtemperatur belassen oder* ***abgekühlt****. Dies kann entsprechend der Montagevorschrift mit* ***Trockeneis oder flüssigem Stickstoff*** *geschehen. Die* ***Nabe*** *des aufzuschrumpfenden Teils wird gewöhnlich* ***erwärmt****. Alle Temperaturen sollten vom OEM vorgeschrieben sein.*

Die besondere ***Problematik des Aufschrumpfvorgangs*** *liegt darin, die notwendigen/vorgeschriebenen* ***Temperaturen der Komponenten beim Aufschieben einzuhalten****. Diese hängen entscheidend von der* ***Zeitspanne bis zum Fügen*** *der Teile ab. Vergeht zu viel Zeit, dass die Temperatur der Nabe zu stark abfällt bzw. die der Welle ansteigt, kommt es beim Aufschieben zum Klemmen. Dies verstärkt sich beschleunigt mit der Wärmeleitung bei zu engem Kontakt zwischen Welle und Nabe und/oder einem zu langsamen Aufschieben. Damit erhöht sich die Kraft zum Aufschieben. Lassen* ***Montagevorschriften in der kritischen Fügephase Ermessensspielraum*** *ist* ***Erfahrung und Fachkunde zum Vermeiden oder Erkennen von Problemen*** *entscheidend.*

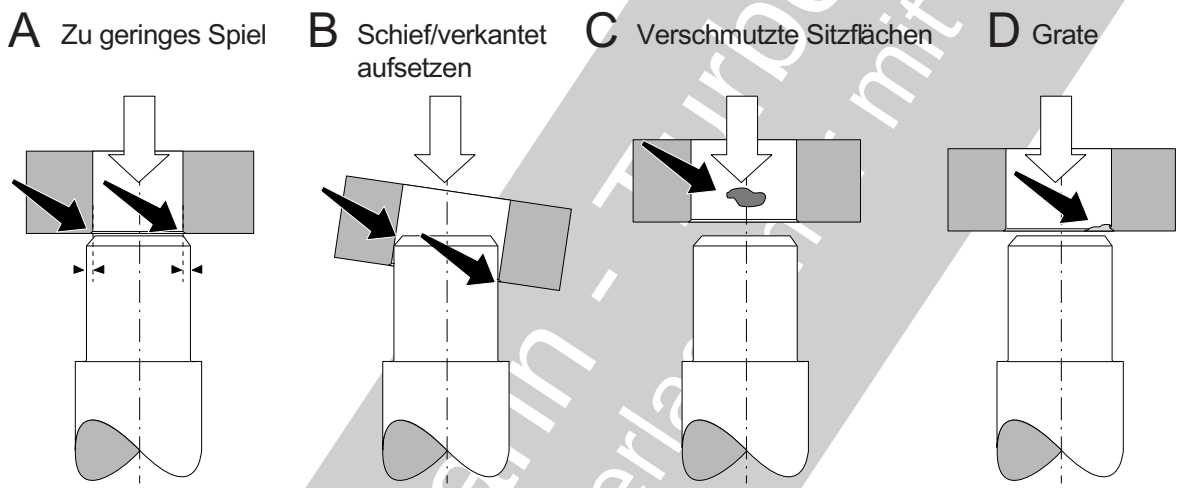
Zu den ***Problemen des Aufschrumpfens*** *gehören:*

- ***Ungeeignete Temperatur*** *(„****A****“): Ist die* ***Welle*** *nicht ausreichend abgekühlt, hat sie sich z.B. beim Handling oder während des Aufschiebens beim Kontakt mit der Nabe wieder erwärmt, können die* ***Fügekräfte*** *mit einem entsprechenden Schadenspotenzial zu hoch werden.*
Eine zu starke Abkühlung der ***Nabe*** *beim Handling oder Aufschieben lässt ebenfalls die Fügekräfte ansteigen.*
Gefährlich ist aber auch eine ***schädigend hohe Erwärmung****. Ursachen sind Unachtsamkeit oder fehlerhafte Aufheizung (z.B. Fehlfunktion von Temperatursensoren). Wird die Anlasstemperatur eines* ***gehärteten oder vergüteten Stahlteils*** *(z.B. Zahnräder) überschritten, fällt die* ***Festigkeit/Härte unzulässig ab****.*
Schiefes/verkantetes Aufsetzen *(„****B****“): Diese Gefahr erhöht sich mit dem* ***Fügedurchmesser****. Grundsätzlich bedeutet eine* ***schief angesetzte*** *Nabenbohrung, dass der projizierte Nabendurchmesser zu klein ist. So wird ein* ***Klemmen*** *wahrscheinlich. Besteht örtlicher Kontakt zwischen Nabe und Welle, werden sich hier auf Grund einer intensiveren Wärmeleitung die Temperaturen angleichen. Der Klemmvorgang verstärkt sich. Damit können die zulässigen Fügekräfte überschritten werden. Als Folge werden die Bauteile deformiert und/oder durch Fressen geschädigt. Kommt es zum einseitigen Kontakt der* ***Bohrungskante****, kann sich diese in die Welle eingraben und die Welle schädigen (Bild 6.5-7).*
- ***Verschmutzte Fügeflächen*** *(„****C****“) können den Fügevorgang behindern,* ***Riefenbildung*** *auslösen, nach dem Fügen die* ***Verteilung der Flächenpressung*** *verschlechtern oder* ***Kerben*** *eindrücken.*
- ***Fertigungsprobleme****: Um den Fügespalt einzuhalten ist eine entsprechende* ***Maßgenauigkeit*** *(Durchmesser „A“, Geometrie, Rundheit) von Welle und Nabe notwendig. Auch* ***Höhe und Orientierung der Rauigkeit*** *(z.B. Bearbeitungsriefen), kann besonders bei reparierten Flächen von Bedeutung sein. Eine Rolle spielt gegebenenfalls auch Art und Eigenschaften (Härte, Gleiteigenschaften) einer Beschichtung. Wichtig ist, dass* ***keine Grate im Bereich der Nabenbohrung*** *(„****D****“) oder der* ***Wellenanfasung*** *den Fügevorgang behindern.*

Die ***Folgen eines unbefriedigenden oder fehlerhaften Aufschrumpfvorgangs*** *können äußerst vielfältig sein (Rahmen unten):*
- ***Festigkeitsabfall*** *des Bauteils (z.B. Zahnrad) durch zu starke Erwärmung (siehe „****A****“). Das kann zu Betriebsschäden wie* ***Verschleiß*** *(z.B. an einer Verzahnung) oder* ***Ermüdungsrissbildung*** *beitragen.*
-Plastische Verformung *der Bauteile. An Zahnrädern ist eine örtliche Überlastung von Zahn-*

© Axel Rossmann - Turbodoktor - Ausschließlich Unterlage für Unterricht

Das Aufschrumpfen von Naben auf Wellen kann viel Fingerspitzengefühl und Erfahrung verlangen. Gelingt es nicht, können schwere Schäden die Folge sein.



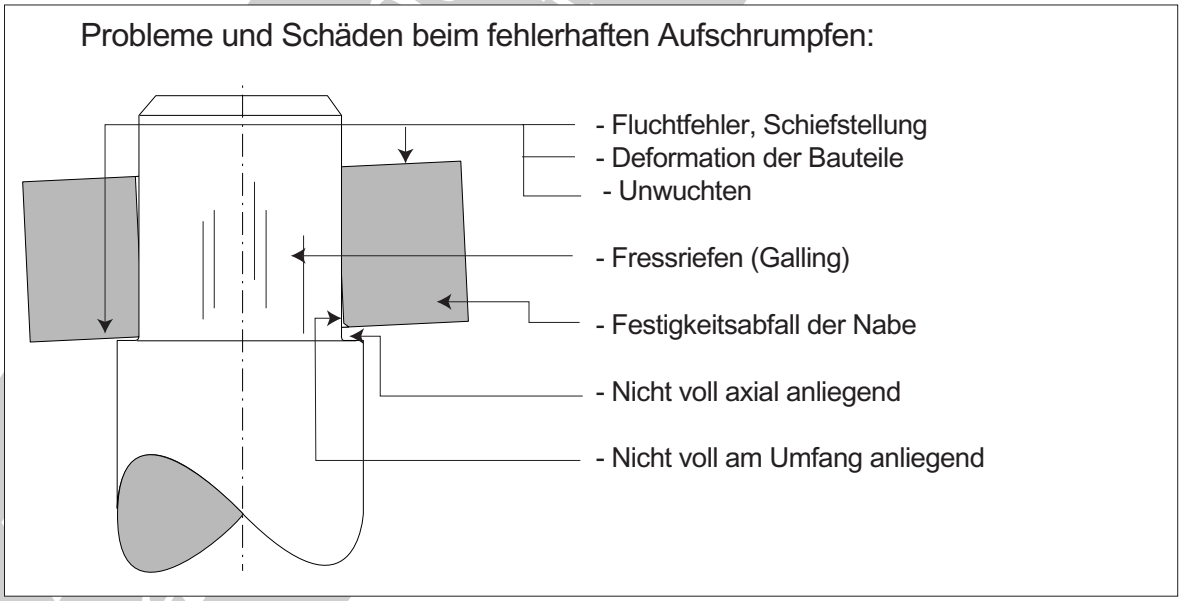


Bild 6.6.4-12

flanken/ ***schlechtes Tragbild*** *(Bild 6.4.1-10 und Bild 6.4.1-9.1) zu erwarten.*

- ***Schiefstellung, Fluchtfehler*** *kann Unwuchten mit gefährlichen Vibrationen, Schwingbrüche (Bild 6.4.1-11, Bild 6.4.1-18), verstärkter* ***Reibverschleiß*** *(Fretting) und Verzahnungsschäden zur Folge haben.*

- ***Fressriefen*** *(Band 1, Bild 5.9.2-2 und Bild 5.9.2-3)****, Kerben*** *können die* ***Schwingfestigkeit*** *entscheidend absenken und so Risse und Brüche auslösen (Bild 6.5-3.1.1 und Bild 6.5-1).*

*-****Lockerung****: Verhindert die Notwendigkeit einer* ***zu hohen Fügekraft*** *unbemerkt die 'satte' axiale Anlage, kann sich im Betrieb die Fü-*

gung bzw. eine axiale ***Verspannung*** *(z.B. Verschraubung)* ***setzen und lockern****. Dann besteht die Gefahr einer beschleunigten Schädigung im Zusammenspiel mit* ***extremem Reibverschleiß*** *(Bild 6.5.3.1 und Bild 6.5-3.3). Ähnliches ist auch zu erwarten, wenn als Folge von* ***Maßproblemen, Verzug*** *oder* ***Deformation*** *der Nabe ein ungleichmäßiger Kontakt der Anlageflächen besteht.*

Merksatz:

Das Aufschrumpfen erfordert Erfahrung und Fachkenntnis. Besonders kritisch ist der **Zeitraum zwischen Temperatureinstellung der Komponenten und dem Aufschieben.**

© Axel Rossmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.6.4

6.6.4-1 „Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Seite 377.

6.6.4-2 I.Mupende, St.Otto, „Festigkeitsnachweis für Flanschkupplungen“, IMV-Industriemitteilung Nr. 27 (2002), Seite 25-29.

6.6.4-3 U.Hartmann, „Neue Erkenntnisse zur Simulation der Reibkorrosionsvorgänge in torsionsbeanspruchten Welle-Nabe-Verbindungen“, Dissertation an der TU-Berlin, D 83, November 2005, Seite 1-25 und Seite 87-89.

6.6.4-4 T.Schwämmle, „Betriebsverhalten von konventionellen und fugenhomogenisierten Pressverbänden unter Biegelast“, Dissertation an der TU-Stuttgart, September 2010, Seite 1-25 und Seite 149-157.

6.6.4-5 „Hinweise für das Ausrichten von Motoren mit elastischer Lagerung“, Veröffentlichung der Fa. KPM ® Krahwinkel, KPM 2006, Seite 1-4.

6.6.4-6 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 6.1, Bild 6.1-11, Kapitel 6.2 und Kapitel 7.1.2, Bild 7.1.2-7.

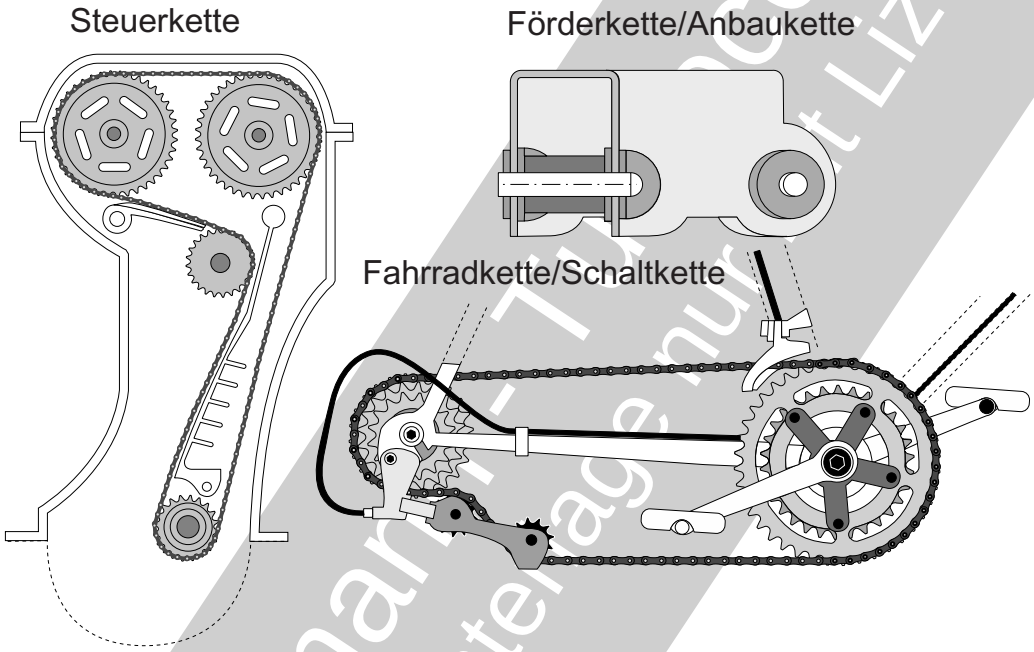
6.6.4-7 National Transportation Safety Board, Aircraft Accident Report NTSB-AAR-82-3, „Air Florida Airlines, Inc., McDonnell-Douglas, Inc., DC-10-30CF, N101TV, Miami, Florida, September 22, 1981“, Seite 1-32.

6.6.4-8 K.Steffens, „Technik der Luftfahrtantriebe“, Vorlesungsskriptum WS 2002/03.

6.6.4-9 Australian Transport Safety Bureau (ATSB), Transport Safety Investigation Report/ Aviation Occurrence Report No. 200501912, „Tower Shaft Failures on PWC Engines“, 10 May 2007, Seite 1-28.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.7 Ketten
6.7.1 Rollenketten



Die Vielfalt genormter Kettenypen ist groß*). **Rollenketten** sind im Maschinenbau die häufigsten. Darüber hinaus gibt es anwendungsspezifische Ausführungen. In den Standardwerken und der 'Firmenliteratur' findet man ausreichend Angaben zur Auslegung/Berechnung der statischen und dynamischen Festigkeit. Sie können sich mit der Betriebszeit verschlechtern. Bei der Auslegung sind unterschiedliche Kriterien zu berücksichtigen. Hierzu gehören (Reihenfolge keine Wertung):

- Betriebsspezifischer **Verschleiß** als lebensdauerbestimmend (Verschleißgrenzen, Bild 6.7-3 und Bild 6.7-6.2).
- Prinzipbedingte **Stoßbelastungen** von Kette und Kettenrad beim 'Eingriff' (Bild 6.7-4)
- **Wartung** bzw. **Schmierung** (Bild 6.7-3).
- **Wirkungsgrad** (reibungsbedingter Leistungsverlust, Bild 6.7-3).
- **Betriebstemperatur** (Umgebung, Reibungswärme).
- **Montage** (Fluchtung der Kettenräder, Bild 6.7-6.1 „B").
- Konstruktiv bedingte **Schwingungen** der Kette (Bild 6.7-1).
- **Lärm**/Schallabstrahlung durch Stoßbelastung beim Ketteneingriff (Bild 6.7-2 und Bild 6.7- 5).
- **Werkstoffbesonderheiten** (Korrosion, Versprödung Bild 6.7-6.3).

Vorteile von Kettentrieben sind **Schlupffreiheit** (Formschluss), Realisierung auch größerer Achsabstände, niedrige Belastung von Wellen und Lagern, einfache Montage durch Auflegen der Kette und geringe Empfindlichkeit gegenüber Betriebseinflüssen wie Temperatur und Staub.

Es gibt aber auch **Probleme**: '**Polygoneffekt**' (Bild 6.7-1), Kettenschwingungen und -stöße (Bild 6.7-2), verschleißbedingte Kettenlängung (Bild 6.7-3) und gegebenenfalls zusätzliche Kettenspanner.

Schadensbilder ermöglichen Rückschlüsse auf die Ursachen und so gezielte Abhilfen. Deshalb wurde hierzu umfangreiches Bildmaterial zusammengestellt (Bild 6.7-6.1, Bild 6.7- 6.2 und Bild 6.7- 6.3).

*) Lamellenkette für stufenloses Getriebe siehe Band 1 Bild 5.9.4-3

© Axel Rossmann - Turbomconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

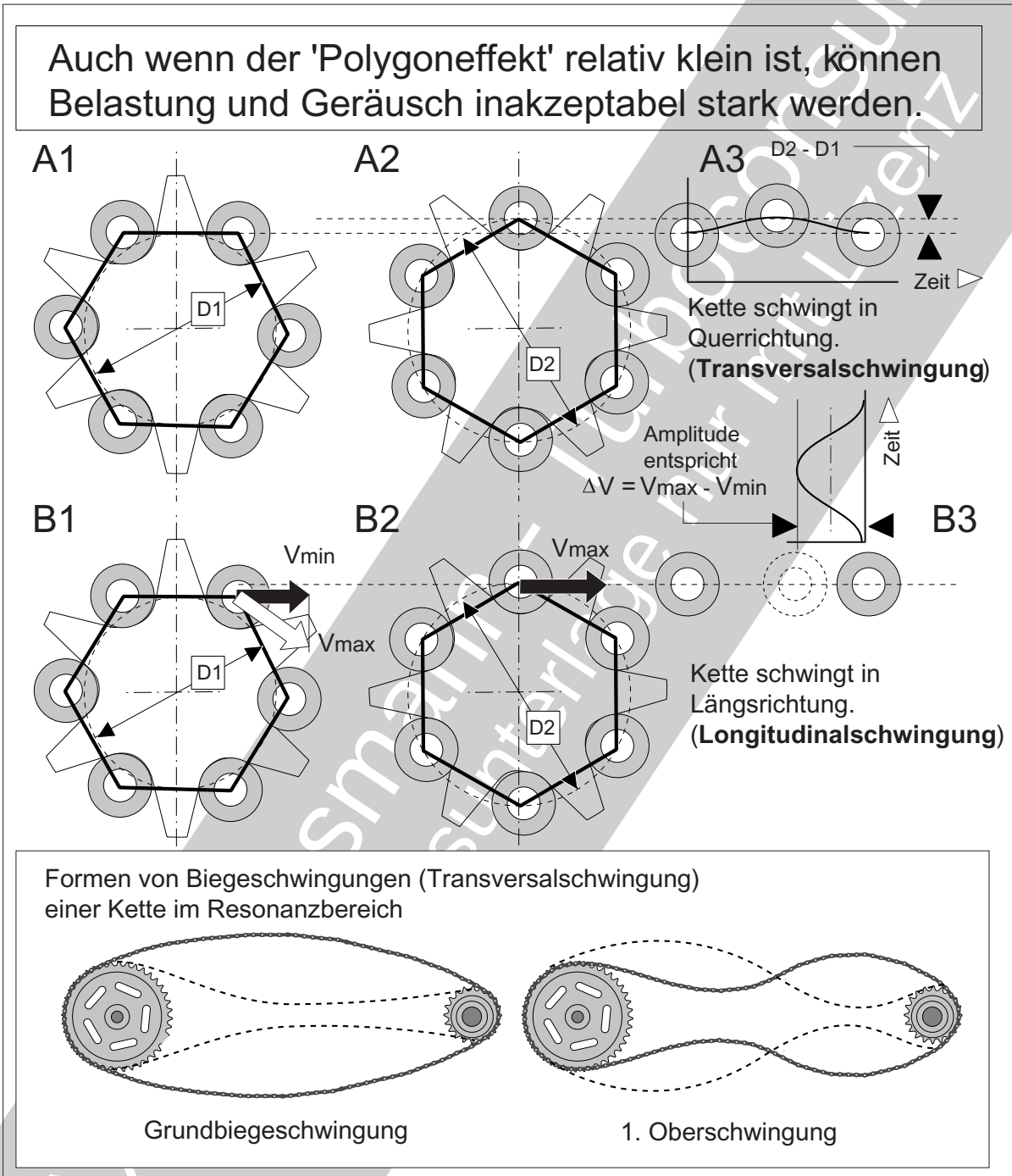


Bild 6.7-1

Bild 6.7-1*(Lit. 6.7-3, Lit. 6.7-6 und Lit. 6.7-13): Entgegen dem flüchtigen Eindruck beschreibt eine Kette auf dem Kettenrad* ***keine Kreisbahn****. Bei genauerer Betrachtung erkennt man, dass die Rollen der Kette auf den Ecken eines Polygons angordnet sind. Je weniger Zähne das Rad besitzt, umso ausgeprägter ist dieser sog. '****Polygoneffekt****' (Skizzen oben). Verläuft die Polygonseitenfläche am Auslauf der Kette parallel zur Kettenrichtung („****A1****"), ist der* ***wirksame Radius*** *des Rades kleiner als an einer Polygonspitze („****A2****"). Auf diese Weise wird während des Ablaufs der Kette an jeder Rolle eine, wenn auch kleine,* ***Querschwingung*** *angeregt („****A3****").*

Mit der Änderung der effektiven Radien am Auslauf ändert sich auch die ***Geschwindigkeit*** *der freien Kette bei jeder Rolle zyklisch („****B1****"*

Der Ungleichmäßigkeitsgrad einer Kette beeinflusst die Aufschlagkraft der Rolle auf die Zahnflanke des Kettenrads und damit dessen Verschleiß und mechanische Beanspruchung.

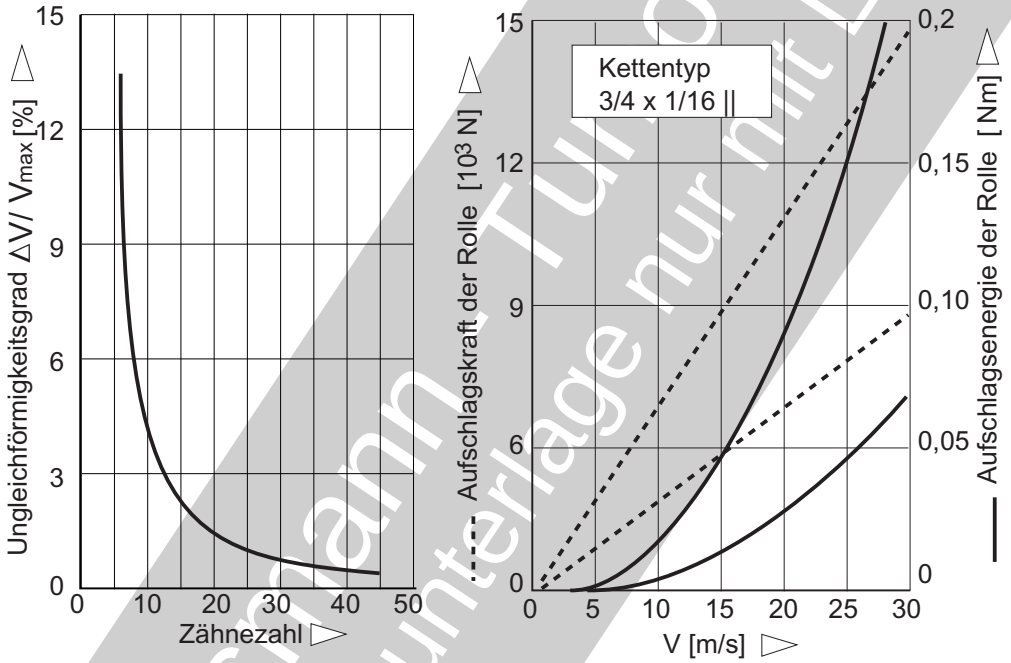


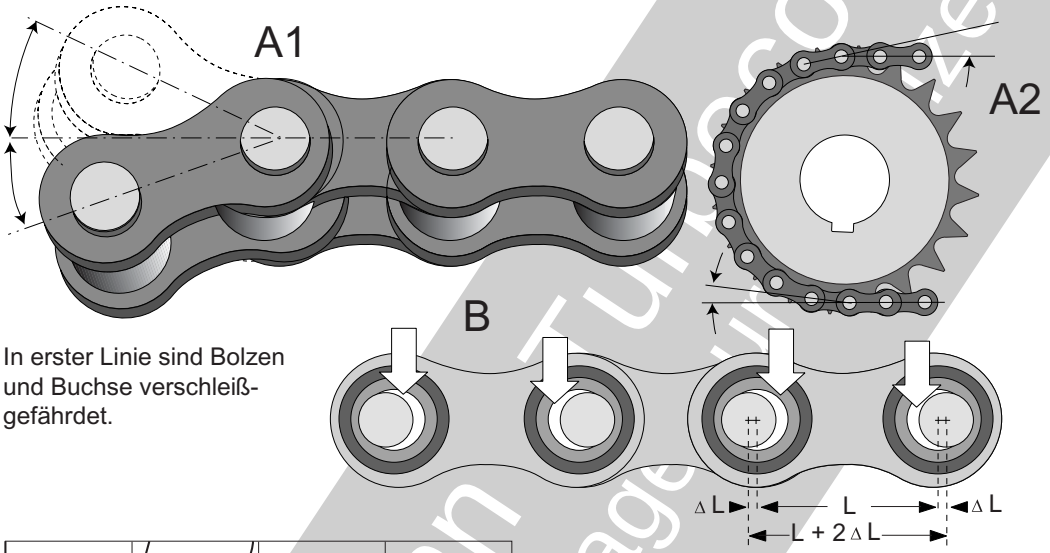
Bild 6.7-2

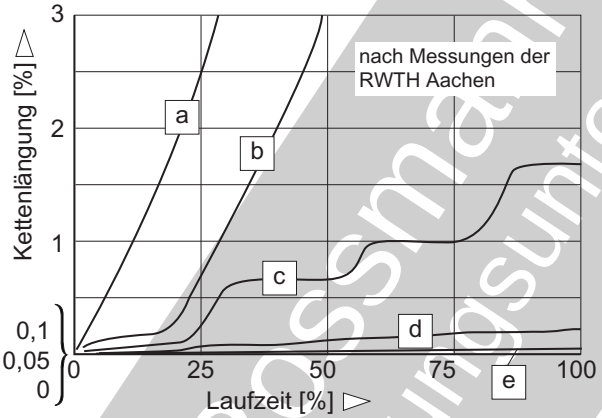
*und „**B2**“). Man spricht vom **Ungleichförmigkeitsgrad**. Er hängt von der Zähnezahl ab (Bild 6.7-2). So entsteht eine Längsschwingung (Longitudinalschwingung, „**B3**“).*
*Diese Schwingungen sind insbesondere für die **Geräuschentwicklung** und die **dynamische Belastung** der Kette von Bedeutung. Kommt es zur **Resonanz,** schwingt die Kette weiter aus (Rahmen unten). Dabei dürfte sich das **Lostrum** wegen der größeren Masse (größere Länge) und der fehlenden Vorspannung, anders als dargestellt, merklich **vom Lasttrum unterscheiden**.*

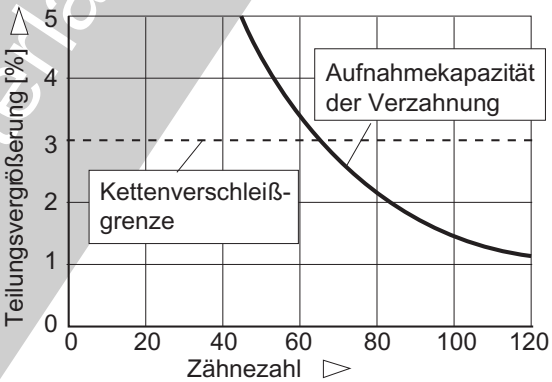
***Bild 6.7-2** (Lit. 6.7-3, Lit. 6.7-6 und Lit. 6.7-13): Der **Eintrittskontakt** der Rolle mit dem Zahn ist ein **Aufschlag** (Bild 6.7-4). Drehzahl und Zähnezahl des Kettenrads bestimmen Aufschlaggeschwindigkeiten bis zu 20 - 30 m/s. Bei **hohen Drehzahlen** und **kleinen Zähnezahlen** (Diagramm links) kann eine sehr hohe **Aufschlagskraft** in der Größenordnung einer 'Tonne' entstehen (Diagramm rechts). Für die Flanken des Kettenrads (Bild 6.7-3) muss der Konstrukteur deshalb eine ausreichende **Oberflächenhärte** vorsehen.*
*Von diesen Einflüsssen sind auch die **lebensdauerbestimmenden Verschleißvorgänge** an Kette und Kettenrad betroffen (siehe Bild 6.7-3).*

© Axel Rossmann, Turnoo
als Schulungsunterlage nur mit L

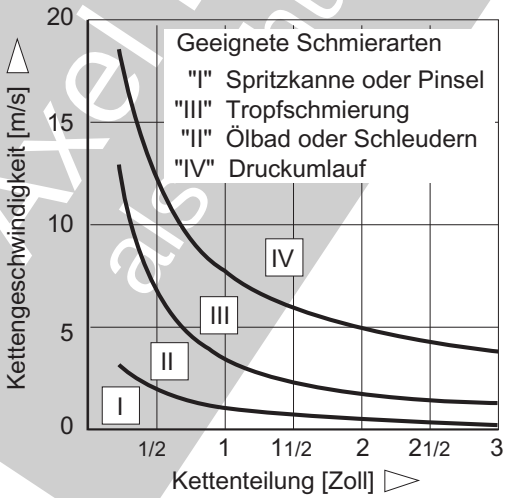
Verschleiß ist der lebensdauerbestimmende Einfluss bei Rollenketten, entscheidend ist die Schmierung.







a Trockenlauf
b einmalige Schmierung
c zeitweiser Trockenlauf (Nachschmierungsintervall zu lang)
d unzureichende Schmierung
e ausreichende Schmierung



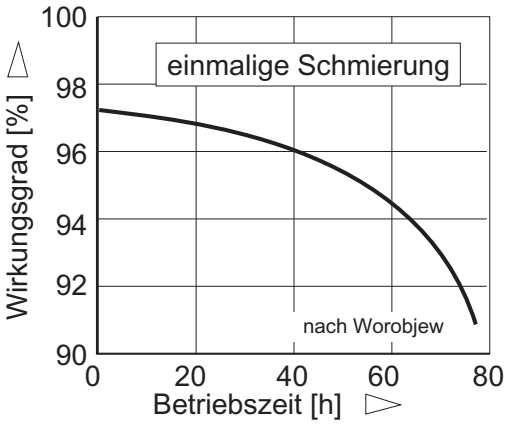


Bild 6.7-3

© Axel Rossmann Turboconsult als Verhütungsunterlagen für Lehrzwecke

Bild 6.7-3 *(Lit. 6.7-3, Lit. 6.7-6, Lit. 6.7-7, Lit. 6.7-9 und Lit. 6.7- 13): Von entscheidender Bedeutung für die Betriebslebensdauer eines Kettentriebs ist der* ***Verschleiß an Kette und Kettenrad****. Es handelt sich in erster Linie um* ***Reibkorrosion*** *(Band 1, Kapitel 5.9.3)* ***und Fresserscheinungen*** *(Band 1 Kapitel 5.9.2) die zu typischen Schädigungen führen:*

- *Schwergängige (versteifte) Gelenke (Bild 6.7--6.1 „A1“).*
- *Verdrehte Bolzen (Bild 6.7-6.1 „A3“),*
- *Geräusche/Lärm durch Stoßbelastung beim Ketteneingriff (Bild 6.7-2 und Bild 6.7-5-),*
- *Ermüdungsausbrüche (Ermüdungspittings).*

Verschleiß wird von den folgenden ***Parametern*** *und* ***Einflüssen*** *bestimmt:*

Kette*: Im Vordergrund steht die Relativbewegung der Kontaktflächen und die verschleißende* ***Gleitbewegung*** *an* ***Buchsen und Bolzen*** *(Bild 6.7-6.2 „G“). Sie wird von den 'Schwenkwinkeln' der Glieder beim Ein- und Austritt am Kettenrad („****A1****“, „****A2****“) bestimmt. Das führt zur '****Längung****' der Kette als Folge der Addition der* ***verschleißbedingten Spiele zwischen Bolzen und Buchse*** *(„****B****“). Sie bestimmt gewöhnlich die* ***Betriebslebensdauer****.*

Kettenräder*: Hier geht es in erster Linie um die* ***tragende Zahnflanke****. Es wirken Aufschlagkräfte beim Eingriff (Bild 6.7-2) und der Reibvorgang mit den Kettenrollen. Sie führen zu einem, aufgrund der verschleißbedingten Teilungsvergrößerung* ***selbstverstärkenden Verschleißvorgang*** *(Diagramm Mitte rechts und Bild 6.7-6.4 „****L****“). Im Extremfall kommt es zum* ***Überspringen*** *der Kette (Bild 6.7-6.4) da die Teilung am Kettenrad zu weit abweicht. Die* ***Schmierung ist von entscheidender Bedeutung*** *für die* ***Verschleißminimierung*** *und damit die Betriebslebensdauer (Diagramm Mitte links).*

*Ca. 60% der Kettenschäden werden auf '****falsche' Schmierung*** *zurückgeführt (Lit. 6.7-7). Dazu tragen besonders nicht ausreichend* ***fließfähige Schmierstoffe*** *bei. Sie haften nur äußerlich, dringen jedoch nicht zu den eigentlichen Schmierflächen (siehe hierzu auch '****Tixotropie****' in Band 1 Kapitel 5.2.3). In diesem Zusammenhang wird vor* ***verdünnten Schmiermitteln*** *(besonders in Sprühdosen) gewarnt. Sie lösen mit dem Verdünner lediglich die bereits vorhandene Fettschicht an und verbrauchen sich dabei. Damit wird die 'Grundviskosität' zu hoch. Äußerlich baut sich der Schmierstoff zwar auf, er täuscht jedoch eine Schmierung nur vor. Wegen der hohen Viskosität ist er nicht in der Lage, zu den eigentlichen Reibflächen vorzudringen.*

Wurden zum Aufbringen des Öls ***Sprühdosen*** *gewählt, muss sich der Konstrukteur bei der Auswahl davon überzeugen, dass nach dem* ***Verdunsten der Trägerflüssigkeit*** *das vorgesehene Öl die notwendige (Grund-)* ***Viskosität*** *hat. Dazu muss das Produkt bzw. dessen Eigenschaften (Spezifikation) verbindlich, identifizierbar und verfügbar sein. Die* ***erforderlichen Eigenschaften des Kettenschmierstoffs*** *sind vom Einsatzfall abhängig und vom Konstrukteur zu berücksichtigen. Es handelt sich um*

- *Haftfähigkeit,*
- *Verträglichkeit mit der Erstschmierung,*
- *Korrosionsschutz,*
- *Tragfähigkeit des Schmierfilms,*
- *Kriechfähigkeit,*
- *Notlaufeigenschaft,*
- *Fließfähigkeit bei ausreichend hoher Viskosität.*
- *Temperaturstabilität,*
- *Wasserunempfindlichkeit, wasserabweisend,*
- *Beständigkeit gegen potenzielle Kontaktmedien.*

Bei der Überprüfung der Schmierung einer Kette ist Schmutzfreiheit Voraussetzung. Einen Eindruck ***befriedigender Schmierung*** *erhält der Praktiker, wenn bei Berührung der Kette der* ***Finger ölbenetzt*** *wird. Dabei zeugt ein Abtropfen von Öl eher von einer zu intensiven Schmierung.*

Geeignete Schmierarten *in Abhängigkeit von Kettenteilung und Kettengeschwindigkeit zeigt das Diagramm unten links.* ***Optimale Schmierung*** *sollte die auslegungsgemäße Le-*

© Kurt Sattler - Technische Universität Dresden - Lehrstuhl für Maschinenelemente

*bensdauer gewährleisten Solche Bedingungen können in geeigneten Fällen mit '**selbstschmierenden**' Ketten erreicht werden.*

*Im Diagramm nach Versuchsergebnissen der RWTH Aachen (Mitte links) wird unter typischen '**Schmierstrategien**' unterschieden.*
***Trockenlauf** („**a**") führt in kürzester Zeit zum Ausfall. Dieser Zustand verrät sich bei überprüfender Bewegung mit **quietschenden** und/ oder **knarrenden Geräuschen**. Im Betrieb beobachtet man ebenfalls Geräusche. Sie beruhen auf metallischer Reibung mit 'Fressen'. Weiter treten eine **Versteifung der Kette** und Stick-Slip-Effekte (Band 1 Kapitel 5.9.1) auf. Dies beeinträchtigt den gleichmäßigen Kettenlauf.*
***Einmalschmierung** („**b**") erfolgt gewöhnlich am Neuteil (Erstschmierung). Selbst ein hochwertiger Schmierstoff wird von der Schwenkbewegung des Kettenglieds in Abhängigkeit von der Kettenbelastung verbraucht. Damit verschlechtert die ansteigende Reibung in der Kette den „Wirkungsgrad" (Diagramm unten rechts). Bereits nach relativ wenigen Laufstunden ist mit ca. 10 % reibungsbedingtem **Wirkungsgradverlust** zu rechnen. Eine optimale Schmierung verdoppelt die zu erwartende Betriebslebensdauer gegenüber dem Trockenlauf. Das ist jedoch häufig nicht ausreichend, sodass eine Nachschmierung erforderlich ist.*
***Handschmierung** („**c**") als **Nachschmierung** ist dem **zeitweisen Trockenlauf vergleichbar** wenn **Nachschmierintervalle** überschritten werden. Dann kommt es zum **treppenartigen Verschleißverlauf**. Trotzdem ist gegenüber der Einmalschmierung eine mehrfach verlängerte Betriebsdauer zu erwarten. Um eine auslegungsgemäße Lebensdauer zu gewährleisten, muss der **Konstrukteur die Nachschmierintervalle festschreiben**. Dazu bedarf es verpflichtender Vorschriften. Zusätzlich sind alle relevanten Voraussetzungen für den Schmiervorgang zu schaffen. Dies sind die Angabe des Schmiermittels, einfacher Zugang zum Schmierort sowie gegebenenfalls Vorrichtungen.*
***'Fehlerhafte' Schmierung** mit **ungeeignetem Schmiermittel** („**d**", schlechte Qualität, verschmutzt) oder zu geringer **Menge** (Verteilungsproblem, Zumessung) dürfte sich erst nach längeren Laufzeiten bemerkbar machen. Das erschwert die Identifikation der Ursache.*

***Bild 6.7-4** (Lit. 6.7-3, Lit. 6.7-6, Lit. 6.7-7, Lit. 6.7-9 und Lit. 6.7- 13): **Kettengeräusche** werden besonders bei Fahrzeugmotoren (**Steuerkette**) als gravierende **Komfortminderung** wahrgenommen. Mit erheblichem Aufwand wird für Geräuscharmut gesorgt. Bei den folgenden Betrachtungen ist zu berücksichtigen, dass 6 dB etwa eine Verdoppelung des empfundenen Lärms bedeuten.*
*Geräusche entstehen als **Luftschall** direkt von der Kettenschwingung. Mögliche Anregungen sind:*
- Einflüsse von An- und Abtrieb.
*- Polygoneffekt (Bild 6.7- 1). Je niedriger die **Zähnezahl,** umso größer ist die **Amplitude der Kettenauslenkung** und damit der **Schalldruck** (Diagramm oben links).*
- Abweichungen an den Kettenrädern: Exzentrizität zur Wellenachse, Höhen und Seitenschlag sowie Teilungsfehler.
*Die Kettenschwingungen werden im **Resonanzfall** deutlich verstärkt.*
***Körperschall** entsteht beim **Zahneingriff** und erzeugt dann Luftschall. Dabei ist der '**Aufschlag**' der Kettenrolle auf den Zahn des Kettenrads beim Eingriff (Skizze unten links) entscheidend.*
Der Körperschall ist von folgenden Einflüssen abhängig:
*- Drehzahl des Kettenrads, Rundlauffehler, Teilungsfehler (Diagramm unten rechts) und Verschleiß der Verzahnung . So verdoppelt **Verschleiß** von ca. 2,8% bereits die **Kon-***

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Um die Schallabstrahlung von Rollenketten zu minimieren sind mehrere Einflüsse zu berücksichtigen.

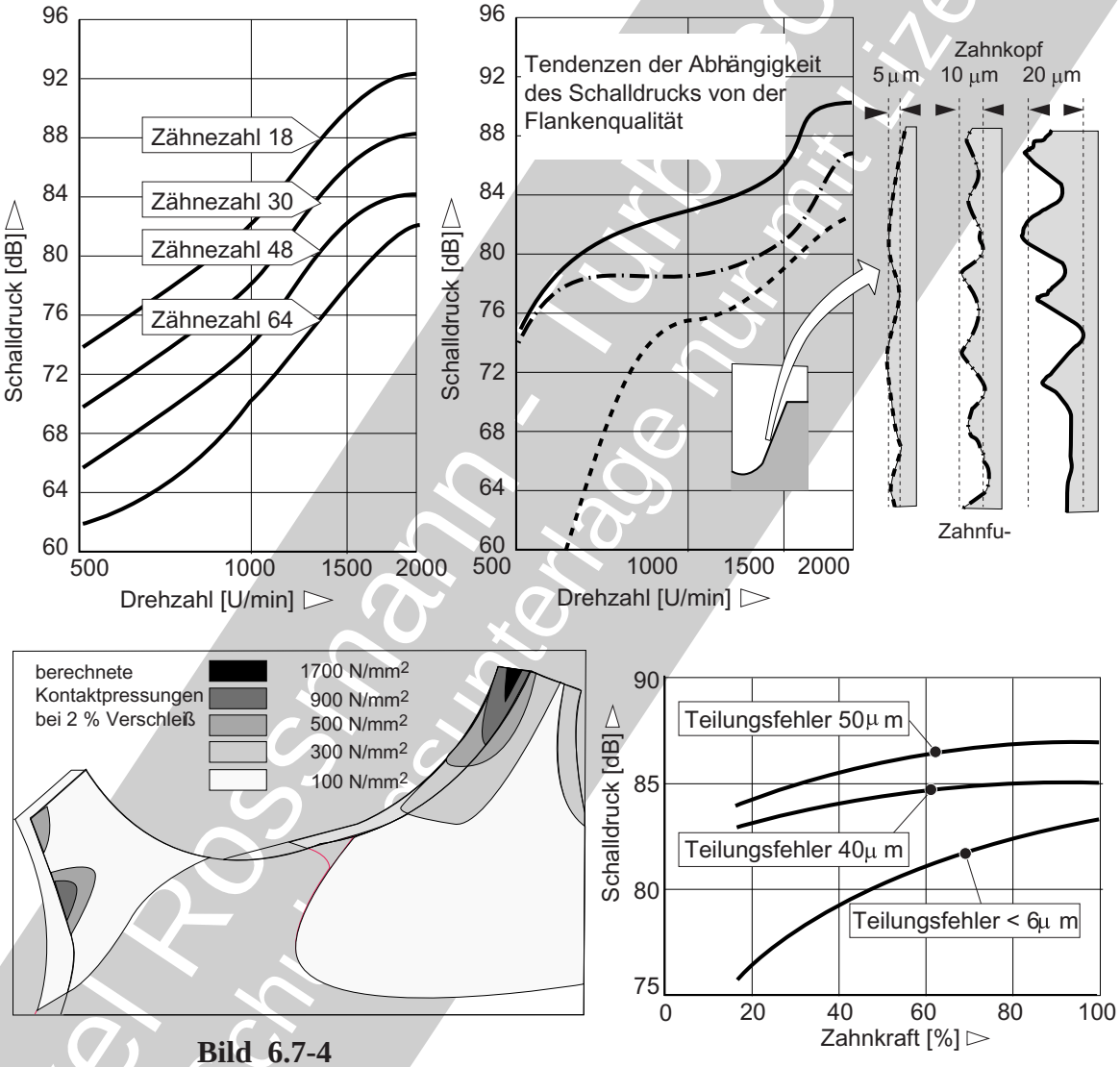


Bild 6.7-4

taktpressung *beim Aufschlag der Rolle.*

- *Zahneingriffsfrequenz.*
- *Bei der Kettenumlauffrequenz wirken sich Ungleichmäßigkeiten der Kette aus. Dazu gehören Teilungsfehler, Verschleiß und Schwergängigkeit.*
- *Die* ***Oberflächenqualität der Zahnflanke*** *(Diagramm oben rechts) hat einen merklichen Einfluss auf den Schalldruck.*

Die ***Kettenspannung*** *wirkt ebenfalls auf das Schwingverhalten (Bild 6.7-1) einer Kette.* ***Längsschwingungen*** *gehen mit einer rythmischen* ***Veränderung der Kettenspannung*** *einher. Deren Intensität ist bei weniger Zähnen größer.*

Querschwingungen *werden von langen,* ***losen Strängen*** *begünstigt. Fällt die Impulsfrequenz beim Ein-und Austritt des Lasttrums mit einer der Eigenfrequenzen der Kette bzw. des Kettentriebs zusammen (****Resonanzfall****), werden die Schwingungen deutlich stärker.*

Schwingungen der Kette lassen sich durch optimales Spannen und mit Führungen minimieren.

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Beispiele für Anlagen bei denen eine erhöhte Stoßbelastung von Kettenantrieben zu erwarten ist.

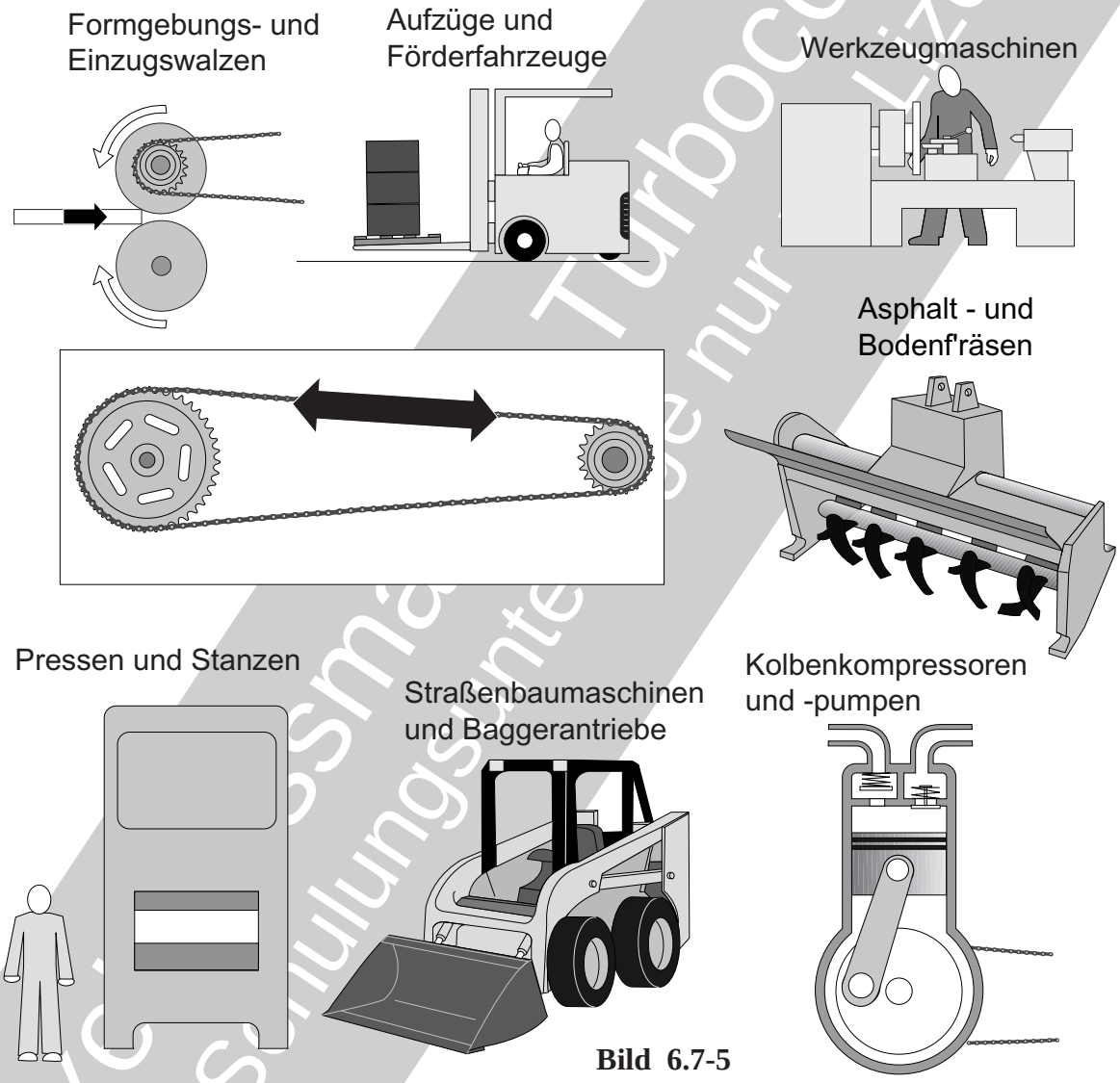


Bild 6.7-5

Bild 6.7-5 *(Lit. 6.7-3 und Lit. 6.7-6): Die übertragbare* ***Leistung eines Kettenantriebs*** *ist deutlich von zu erwartenden* ***Stoßbelastungen*** *abhängig. Sie sind besonders für* ***Schwingrissbildung*** *verantwortlich (Bild 6.7-6.1 „D"). Dies ist vom Konstrukteur bei der Auslegung durch einen anwendungsspezifischen* ***Stoßbeiwert*** *„Y" (mittel oder hoch) zu berücksichtigen. Bei hoher* ***Stoßbelastung*** *wird ein Wert von 1,7, d.h. eine 70% höhere Auslegungsleistung angesetzt, um die gewünschte Lebensdauer zu erreichen. Es gibt jedoch auch extreme Fälle, insbesondere wenn ein* ***Verbrennungsmotor als Antrieb*** *dient. In solchen Fällen gelten entsprechend hohe Werte. Z.B. für Kreiselpumpen Y = 2,8 oder Hammermühlen Y=5.*

Merksatz*: Grundsätzlich ist bei Antrieben mit* ***Kolbenmotoren*** *mit wenigen Zylindern (1 oder 2) von hohen Stoßbelastungen als Folge der ungleichförmigen Bewegung auszugehen.*

Bild 6.7-6.1, Bild 6.7-6.2 und Bild 6.7-6.3 *(Lit. 6.7-1, Lit. 6.7-4 und Lit. 6.7-7): Mit diesen Schadensbildern sollte es dem Konstrukteur möglich werden,* ***aus Versuchsergebnissen Schlüsse auf Schadensursachen zu ziehen, um gezielte Abhilfen vorzusehen****.*

Schwergängigkeit *(„**A**“): Beim 'Handling' fällt zunächst die Neigung der Kette zum* ***Abknicken*** *auf („**A1**“). Ursache ist überwiegend klemmender* ***Reibrost*** *der nicht aus den Gleitspalten treten kann. Merkmal ist eine* ***rotbraune Verfärbung*** *(„**A 1.1**“ und „**A1.2**“) der Gleitflächen und ihrer Umgebung. Der Bereich der Bolzenenden kann Reibrost bereits im unzerlegten Zustand anzeigen („**I 2**“). Weitere äußere Merkmale sind* ***Quietschgeräusche****,* ***verdrehte*** *(„**A3**“) und/oder axial* ***verschobene*** *(„**A4**“)* ***Bolzen*** *sowie* ***Anlauffarben*** *(„**A2**“). Sie weisen auf viel Reibungswärme hin.*
Ursachen *für Schwergängigkeit sind Mangelschmierung, Schräglauf („**B**“) oder produktionsbedingte zu hohe Gelenkpressung.*

Einseitiger Verschleiß *an Rollen, Buchsen und/oder Innenlaschen. Die betroffenen Stellen sind* ***metallisch blank****. Üblicherweise handelt es sich ursächlich um* ***Lagefehler der Kettenräder*** *(„**B**“). Sie können axial versetzt sein und/oder ihre Achsen schräg zueinander stehen (verschränkt, verdrallt).*

Plastisch verformte Risse und Brüche *an Laschen und Bolzen („**C**“) sind Merkmale eines* ***Gewaltbruchs****.* ***Zähe Bruchmerkmale*** *sind bei entsprechenden Werkstoffen makroskopisch eher an Laschen zu finden. Bei spröderen Werkstoffen, die an Bolzen Verwendung finden, ist Mikrozähigkeit an der Bruchfläche bzw. dem aufgebrochenen Riss nachweisbar (REM, Band 1 Bild 2.2.2.4-3, Band 1, Bild 4.4-4).*
Ursachen *können Überlastung durch* ***zu hohe stoßartige Betriebskräfte****,* ***Schwächung*** *des Querschnitts durch* ***Verschleiß*** *oder ein* ***Folgeschaden*** *sein****.***

Schwingrisse *und* ***-brüche*** *('**Dauerbrüche**' „**D**“, Band 1 Kapitel 4.4) wirken auch bei zähen Werkstoffen* ***verformungslos****. Betroffen können alle Komponenten der Kette sein, auch* ***Rollen*** *und* ***Buchsen*** *(„**E**“). Makroskopisches Merkmal eines Rissfortschritts in Phasen sind makroskopisch (Binokular) erkennbare '**Rastlinien**' (Band 1, Bild 4.4-2). Eine mikroskopische Auswertung mit dem REM kann Gewissheit schaffen, dass es sich nicht um einen echten Sprödbruch handelt.*
Ursache *eines Schwingbruchs ist dynamische Überlastung. Sie ist auf eine länger einwirkende Schwingung oder häufige Stoßbelastung zurückzuführen. Auch alle Einflüsse die* ***Kerben*** *verursachen kommen als Anrissursachen in Frage, ohne dass äußere Belastungen die Auslegung überschreiten. Als Kerben wirken Beschädigungen sowie Fertigungsmängel in Form von Graten und Mikrorissbildung aus der Bearbeitung. Herstellungsbedingte ungewöhnlich* ***niedrige Festigkeit/Härte*** *kann ebenfalls ohne äußere Überlastung zum Versagen führen. Ursachen sind z.B. Fehler/Mängel der Wärmebehandlung. Weitere mögliche Ursachen für Ausfälle sind ein zu hohes Spannungsniveau (Mittelspannung, Band 1 Bild 5.4-11) durch verschleißbedingte* ***Querschnittsschwächung****.*
Verschleiß der Rollen *(„**F**“): Es dürfte sich um Fresserscheinungen (Kaltverschweißen, Band 1 Bild 5.9.2-1) und/oder Ermüdungsausbrüche (Ermüdungspittings, Bild 6.3.1.1-4) handeln. Sie entstehen bei einer zu hohen Kontaktbelastung der Rolle. Wird der* ***Schmierfilm durchbrochen,*** *kommt es zum intensiven metallischen Kontakt mit* ***Kaltverschweißung****.*
Denkbare Überlastungsursachen sind:
*- Schräglauf („**B**“),*
- hohe Aufschlagkräfte (Kontaktpressung, Bild 6.7-4) als Folge von Zahnverschleiß des Kettenrads.
- Kantenauflage (verdrallt) oder ungünstige Führungsschienen.

Fortsetzung auf Seite 6.7-13

© Axel Kossmann - Turbopensum
Schutzunterlassen nicht nutzen

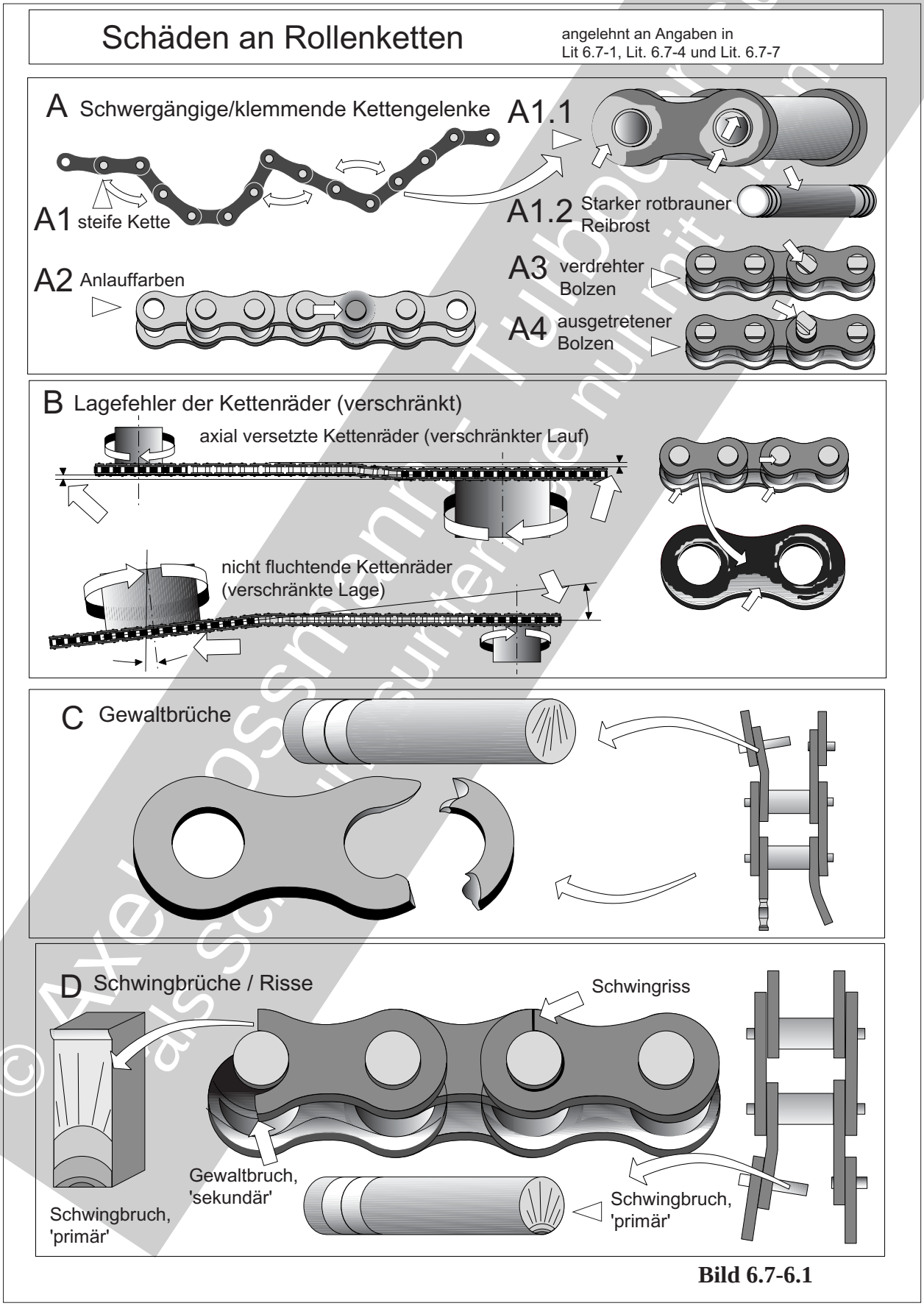


Bild 6.7-6.1

© Axel Rossmann - Turbocontrult
als Schutzmaßnahme nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Ketten: Rollenketten

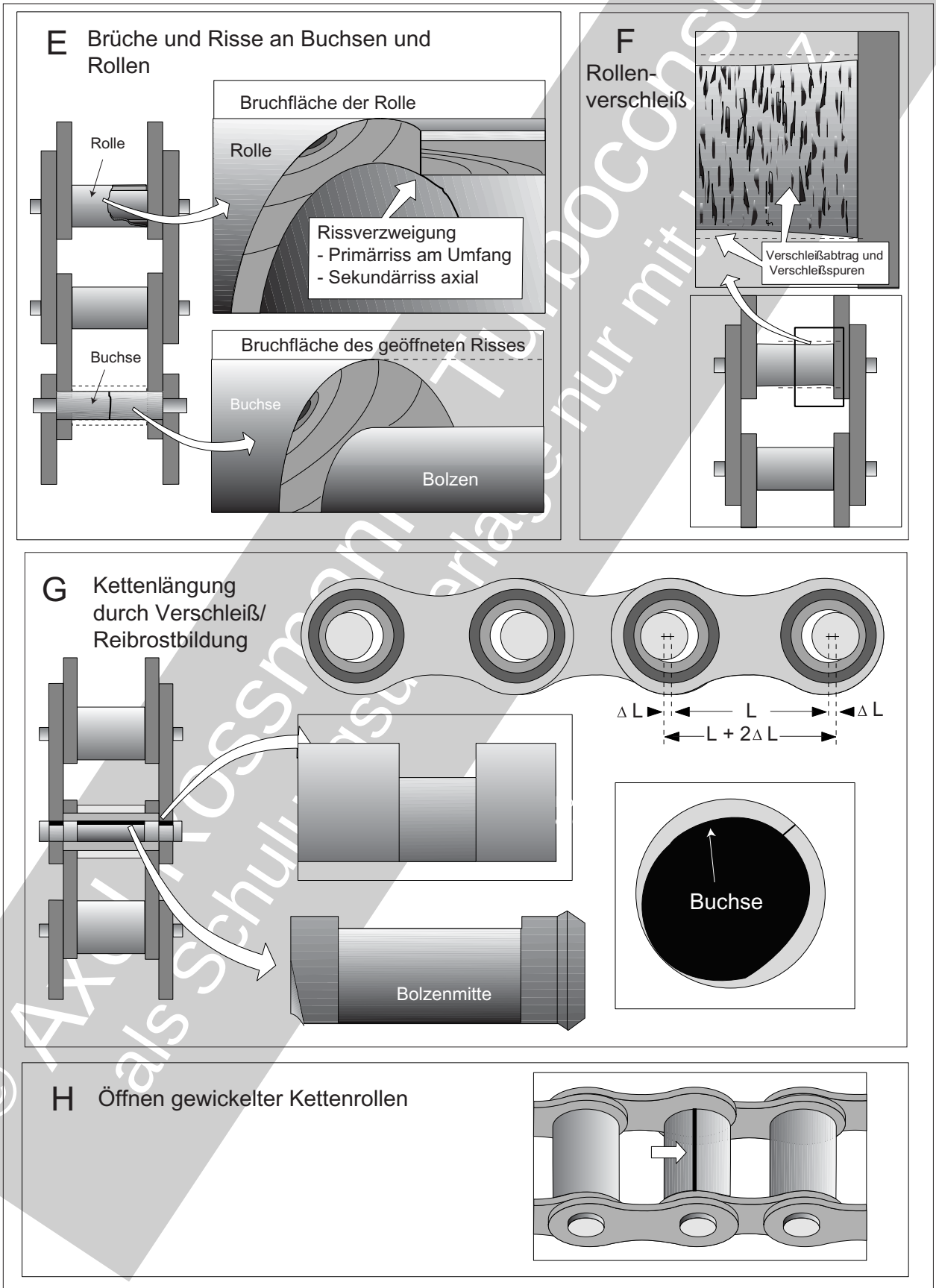


Bild 6.7-6.2

© Axel Kossmann Turbocons
als Schulunterlage nur mit

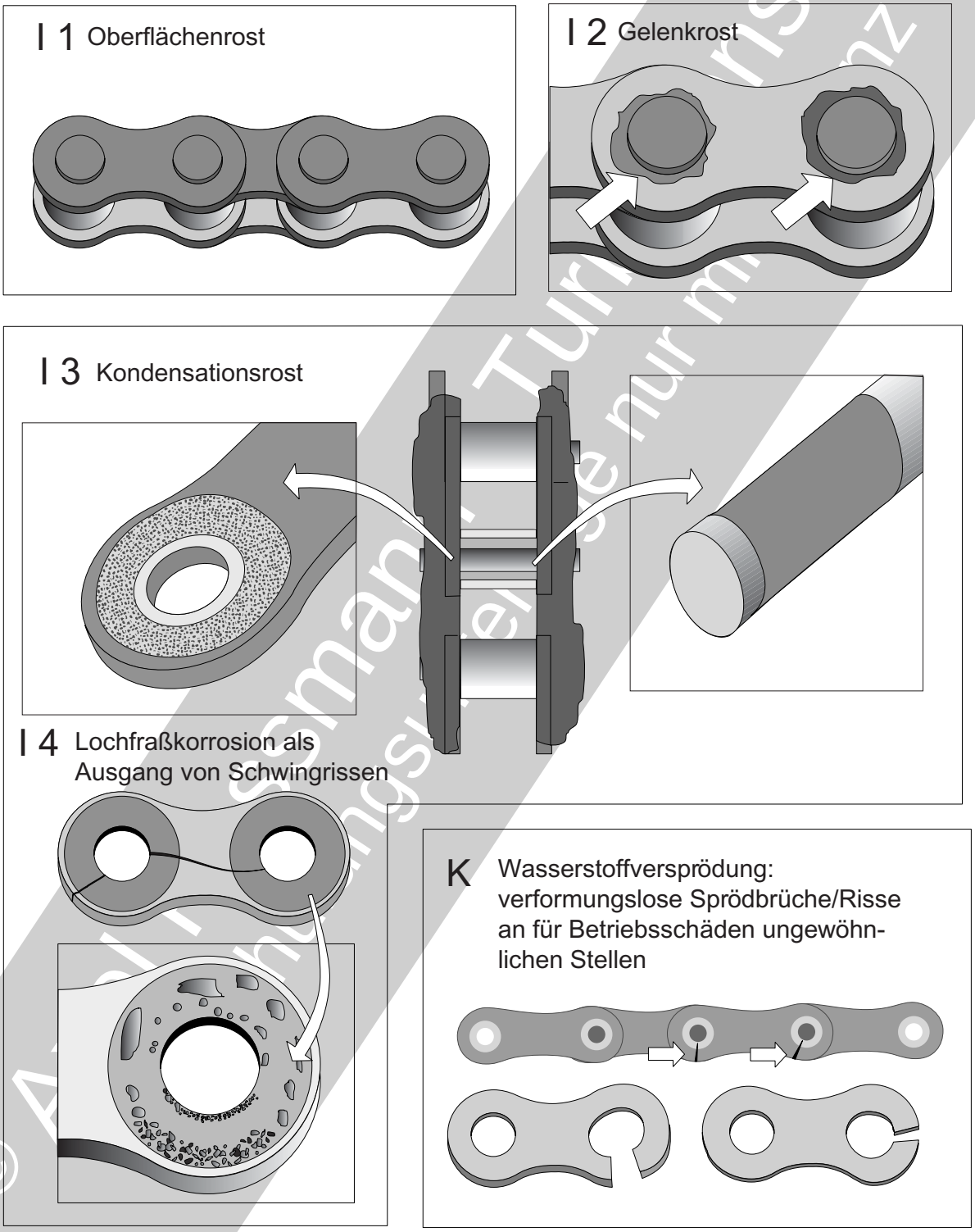


Bild 6.7-6.3

© Arbeitsmann Turnkonsult
Nachdrucksrechte nur mit Genehmigung

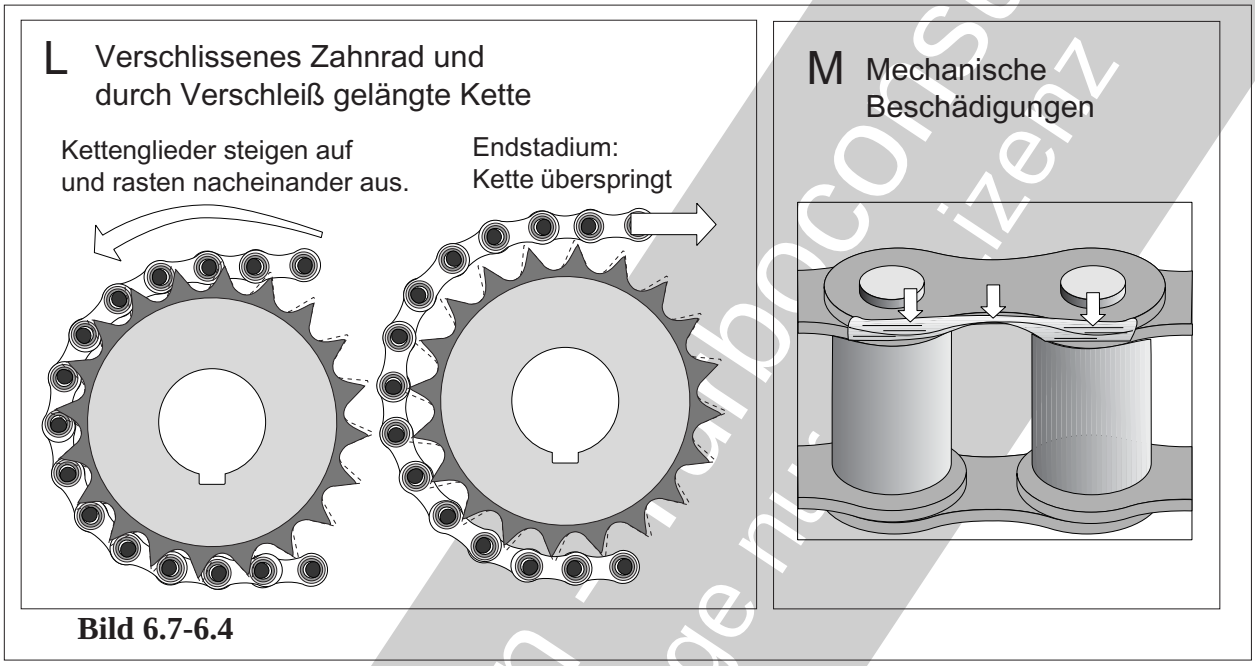


Bild 6.7-6.4

Fortsetzung von Seite 6.7-9

Kettenlängung *ist* ***<u>das</u>*** *lebensdauerbestimmende Merkmal. Sie beruht auf dem Verschleiß („**G**“) an den Berührungsflächen von* ***Buchsen und Bolzen*** *(Bild 6.7-3). Dadurch vergrößert sich der Bolzenabstand “**L**“. Üblicherweise liegt die* ***max. zul. Längung*** *bei 3%, für Hochleistungsanwendungen 2 % und für Synchronisierung oder Positionierung 1 %. Im Extremfall kommt es zum* ***Überspringen*** *der Kette auf dem Kettenrad („**L**“). Mit Beschichtungen (z.B. stromlos Nickel, Badnitrieren) und Sonderwerkstoffen (z.B. poröse Sintermaterialien als Gleitfläche und Schmiermittelreservoir, Lit. 6.7-2) lassen sich deutliche Verbesserungen erzielen.*

Öffnen gewickelter Rollen *(„**H**“) wird auf* ***Überbelastung*** *der Kette oder* ***Klemmen*** *(z.B. durch* ***Reibrost****, „**A**“) zurückgeführt.*

Rost *(„**I**“) tritt als* ***Oberflächenrost*** *(“**I 1**“) an Außenflächen nicht reibbelasteter Flächen auf. Betroffen sind ‘trockene’ bzw.* ***schlecht gewartete*** *Ketten bei Zutritt von* ***Feuchtigkeit****. Diese Korrosionsform entsteht vorzugsweise im* ***Stillstand****. Eine braune Verfärbung der Laschen kann auch ein Indiz für gefährlichere Rostarten sein.*

Kondensationsrost *(„**I.3**“, Lit. 6.7-7) tritt bei einer Abdeckung durch eine* ***dichte Fettschicht*** *auf. Es kommt bei den Schwenkbewegungen in den Gelenken zur Bildung von* ***Hohlräumen*** *in die das hochviskose Fett nicht nachdringt. Hier bildet sich bei Temperaturwechseln, z.B. zwischen Tag und Nacht oder in Kühlräumen* ***Kondenswasser****. Das ermöglicht Rost, der das Gelenk versteift (Bild 6.7-6.1 „**A1**“) oder bei längeren* ***Stillstandzeiten*** *durch* ***Festrosten*** *blockiert.*

Kerben von ***Lochfraßkorrosion*** *(„**I 4**“) senken (Band 1, Kapitel 5.4.4) die ertragbare Schwingfestigkeit. Gleichzeitig unterstützt* ***Schwingungsrisskorrosion*** *(Band 1 Kapitel 5.6.3.1.1) Anriss und Rissfortschritt. Solche* ***Schäden an scheinbar ausreichend geschmierten Ketten*** *kommen für den Betreiber verständlicherweise unerwartet*

Rost in den Kettengelenken *(****Gelenkrost****, Reibrost, ‘****Bluten****’ „“**I 2**“) führt je nachdem ob der Rost austreten kann oder im Spalt verbleibt, zumindest zu unterschiedlichen*

© AXA Rossmann Consulting
Alle Rechte vorbehalten
Nutzung nur mit Lizenz

*Symptomen. Anfangs zur Schwergängigkeit (Versteifung „**A1**“ und verdrehte Bolzen „**A3**“) und später zum vergrößerten Spiel (Längung „**G**“). Ursache ist eine zumindest zeitweise* ***Mangelschmierung****. Diese kann auch nur örtlich durch zu hochviskoses Schmiermittel entstehen (siehe ‘Kondensationsrost’). Der Zustand lässt sich äußerlich am* ***austretenden rotbraunen Rost um den Gelenkspalt*** *erkennen („**I 2**“). Ist der Bolzen merklich* ***axial gewandert*** *(Bild 6.7-6.1 „**A4**“) wurde bereits ein sehr gefährlicher Zustand erreicht. Der Bruch der Außenlaschen steht dann kurz bevor.*

Überspringen der Kette *(„**L**“) ist die Folge* ***extremer Längung durch Verschleiß*** *an der Kette zwischen Bolzen und Buchse („**G**“) und Verschleiß der vom Lasttrum* ***belasteten Zahnflanke des Kettenrads*** *(Bild 6.7-4). Der Vorgang lässt sich wie folgt beschreiben: Die austretende Rolle steigt am Zahn hoch und zieht das folgende Glied nach (Skizze links). Dies wiederholt sich gegen die Drehrichtung um das Kettenrad bis die gesamte Kette außer Eingriff gerät (Skizze rechts).*

Wasserstoffversprödung *(„**K**“) entsteht bei Schritten im* ***Fertigungsprozess*** *wie Ätzen, galvanisch Beschichten und Einsatzhärten (Band 1 Kapitel 5.7). Es handelt sich um einen* ***zeitverzögerten Vorgang*** *der nicht mit Kerbschlagversuchen nachweisbar ist. Das gelingt dagegen gut und sicher mit einer mikroskopischen Bruchflächenanalyse (Band 1 Bild 5.7.1-2). Kettenkomponenten sind* ***umso mehr gefährdet, je höher die Festigkeit/Härte*** *ist.*

Mechanische Beschädigungen *(„**M**“) sind zuerst an den Laschen zu erwarten. Sie können von unsachgemäßer Montage (ungeeignete Werkzeuge, Schlagmarkierungen) oder Verschleiß im Gleitkontakt mit Umlenkrollen und Führungen herrühren. Beschädigungen sind wegen ihrer Kerbwirkung und davon ausgehenden Schwingbrüchen ernst zu nehmen. Eine Bewertung muss nach Vorgaben des Konstrukteurs bzw. des Herstellers erfolgen. Dabei geht es um Tausch oder Nacharbeit.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente:
Ketten: Rollenketten

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.7

6.7-1 „Ketten, Kettenräder, Rollenketten, Buchsenketten, FörderkettenRollenketten „ Fa. Wippermann-Engineering - FAQ, www.wippermann.com/index.php?spath=356, 12-7.2011, Seite 1-11

6.7-2 G.Gödecke, „Wartungsfreie Rollenketten - Fallbeispiel aus der praktischen Anwendung“, Fa. Wippermann, VDI-Berichte Nr. 1758, 2003, Seite 1-58.

6.7-3 „Handbuch der Kettentechnik - Konstruktionsunterlagen / Berechnungsbeispiele“, Fa. IWIS, www.iwis.com, EB DE 08 / 2010. Seite 1-51.

6.7-4 „Antriebselemente - Wissenswertes zu Kettenrädern, Kettenradscheiben und Zahnstangen“, Fa. ERIKS GmbH, www.eriks.de Seite 1-9

6.7-5 A.C.Schmidt, „Rechnergestützte Optimierung des akustischen Verhaltens von Steuerkettentrieben“, Dissertation 2006, Seite 1-26.

6.7-6 „Die Auslegung des Kettentriebes - eine Anleitung zur Berechnung und Auslegung von Kettentrieben unter Berücksichtigung von anwendungdsbezogenen Kriterien“, Fa. Rexnord, Stand 2011, Seite 1-63.

6.7-7 „Die Technik der Flyerkette - Eine Anleitung zur realistischen Betrachtung und Auslegung der Flyerkette als Sicherheitselement“, Fa. Rexnord, Stand 2011, Seite 1-59.

6.7-8 „Verschleiß & Wechsel von Schaltungsketten“, Fa. Rohloff, www.rohloff.de/Kettentrieb/Kettenverschleiss/, Stand 2011, Seite 1 und 2.

6.7-9 F.Friedrich, „Beitrag zur Entwicklung von neuen Traglaschenketten in der Fördertechnik“, Dissertation 2004, Seite 1-55.

6.7-10 G.Gödecke, „Verschleißarme Kettengelenke“, www.wippermann.com, Seite 1 und 2

6.7-11 „Fahrradkette“, de.wikipedia.org, Stand Juni 2011, Seite 1-4.

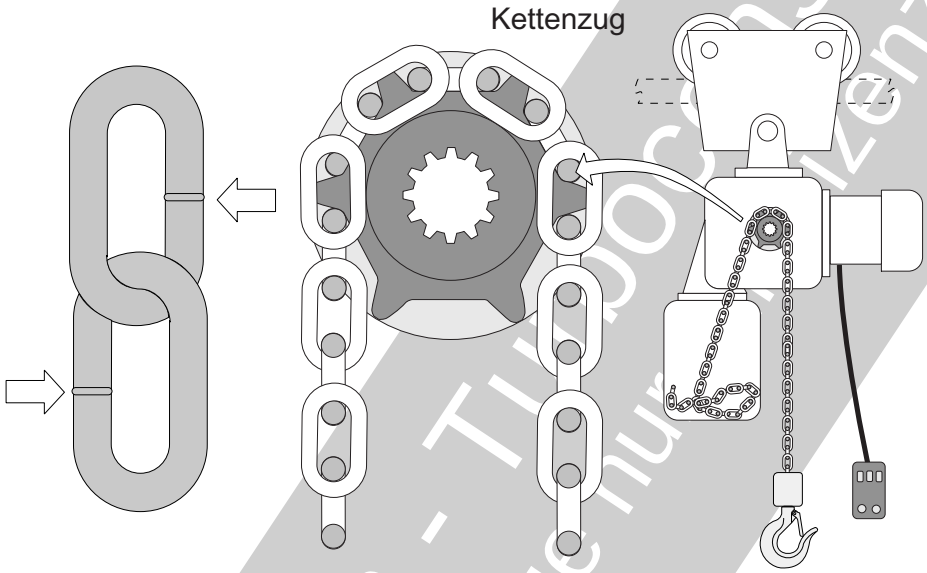
6.7-12 „Kettenverschleißmessung“, de.wikipedia.org, Stand Juni 2011, Seite 1 und 2

6.7-13 J.G.Paulick, „Chaindrives - Kettengetriebe“, Studienunterlage der Fachhochschule Landshut, Stand 2011, Seite 20_100 - 20_139.

6.7-14 „Steuerkette“, de.wikipedia.org/wiki/Steuerkette, Stand Juni 2011, Seite 1-4.

© Axel Rossmann Tutoconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.7.2 Gliederketten / Rundstahlketten



Rundstahlketten (Gliederketten, Rundgliederketten) kommen auch heute in unterschiedlichen Anwendungen zum Einsatz. Dazu gehören in erster Linie Hebezeuge. **Anschlagketten** dienen der Befestigung von Lasten (siehe auch Kapitel 6.9.1). Weitere Anwendungen sind **Ankerketten**, Zurrketten (Fixieren von Lasten) und **Transportketten**.

Die Bezeichnung kommt vom **Rundstahl,** aus dem die Ketten gefertigt sind. Dazu werden die abgelängten Stücke gebogen und verschweißt. Bevorzugt erfolgt dies im erwärmten/teigigen Zustand nach einem vorgeschriebenen Verfahren. Die Glieder werden mit automatischen Verfahren (maschinelle Schweißungen) wie Pressschweißverfahren geschlossen. Das sind Abbrennstumpfschweißen oder Widerstands-Pressstumpf-Schweißen. Man findet auch mit Hand ausgeführte Schmelzschweißverfahren, beispielsweise bei Ankerketten kleinerer Schiffe (Lit. 6.7.2-13). Obwohl die Schweißungen eine höhere Festigkeit als der sonstige Querschnitt aufweisen, zeigen Einzelfälle, dass sie doch an einer **herstellungsbedingten Fehlstelle** (Lit. 6.7.2-13) im Betrieb versagen können (Lit. 6.7.2-5).

Gliederketten haben gegenüber Drahtseilen einige **Vorteile**. Dazu gehört die gute Zugänglichkeit für visuelle Prüfung auch mit Eindringstoff sowie die magnetische Prüfung. **Qualitätssicherung erfolgt gewöhnlich bei der Herstellung mit Festschreibung und Überwachung der Verfahrensparameter**. Auf diese Weise wird bei Ketten eine hohe Ausfallsicherheit gewährleistet. Es gilt auch hier, dass ein Herstellungsverfahren, das eine direkte, ausreichend sichere Prüfung ermöglicht, immer zu bevorzugen ist. Das ist leider bei **Pressschweißverfahren** und Verfahren mit sehr schmaler Schmelzzone (z.B. Elektronenstrahlschweißen, Laserschweißen) mit dem Fehlertyp '**Klebestelle**' (engl. 'Kissing Bonds) offenbar zweifelhaft (Lit. 6.7.2-5). Diese Fehlstellen entziehen sich einer befriedigend sicheren Detektion mit Ultraschall, magnetischer Rissprüfung, Röntgenprüfung und Eindringprüfung. Eine hohe Sicherheit gegen Bruch ist besonders bei Ketten erforderlich, weil sie sonst nahezu spontan katastrophal versagen. Im Gegensatz zu Stahlseilen (Bild 6.9.1-10) ist also nicht davon auszugehen, dass sich eine gefährliche Schwächung ausreichend sicher frühzeitig ankündigt, um einen Austausch zu gewährleisten (Bild 6.9.1-10). Ketten haben anders als Drahtseile **kein** vergleichbares '**Fail Safe - Verhalten**'.

Auch das Auslegen einer Kette ist nicht mehr *die* Herausforderung für den **Konstrukteur**. Das kann von der fachkundigen Bezugsquelle übernommen werden. Konstrukteur und besonders der **Betriebsingenieur** unterstützen die **Sicherheit in der 'Begleitung' der Anwendung**. So besteht die Chance, Probleme und gefährliche Schwächungen, z.B. bei der Wartung, rechtzeitig zu erkennen.

© Kai Pospiech - TU Dresden - Institut für Maschinenelemente
Alle Rechte vorbehalten. Nutzung nur mit Lizenz

© Verlag Europa-Lehrmittel Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG
Alle Rechte vorbehalten. Nur zur Verwendung an Schulungsstätten mit Lizenz

Montage, Handhabung und Wartung von Rundstahlketten

Die Sicherheit von Rundstahlketten wird nicht zuletzt von der richtigen **Behandlung** im Betrieb gewährleistet. Dabei spielt die Anwendung eine Rolle. Hier einige Angaben ohne Anspruch auf Vollständigkeit:

Hebezeugketten:

In Hebezeugen werden die Ketten von einem Hubwerk (Motor, Handbetrieb) angetrieben (Lit. 6.7.2-10, Lit. 6.7.2-12 und Lit. 6.7.2-19).

Aufbau und Montage: Um ein **Überspringen** der Kette auf dem Antriebsrad (Taschenrad) bei gering- oder unbelasteter Losseite (Leertrum) zu verhindern, ist eine geeignete **Führung** notwendig. Ist diese nicht vorgesehen, muss die Kette, um ein **Abheben** vom Rad sicher zu verhindern, immer unter einer angepassten **Vorspannung** stehen. Sie sollte möglichst niedrig, aber höher als die Reibkräfte im Leertrum sein. Die Kette darf nicht **verdreht einlaufen**. Dies gewährleistet ein sogenannter 'Kettenknoten'. Eine geeignete **Überlastungssicherung,** wie Endschalter, Rutschkupplung oder Abscherstifte, muss vorhanden sein Die **Arbeitssicherheit** kann je nach Aufbau einen zusätzlichen **Schutz** erfordern.

Wartung: In festgelegten Intervallen muss eine **Schmierung** mit dem vorgeschriebenen oder empfohlenen **Schmierstoff** erfolgen. Regelmäßige **Verschleißkontrolle** (**Ablegegrenze** muss definiert sein) gewährleistet die vorgesehene Lebensdauer. Sie kann sich **ungeschmiert** (trocken) um den Faktor 20 verkürzen. Besonders wichtig ist die Schmierung der sog. **Umschaltglieder**. Meist sind diese bei Umschaltung von Hebe- auf Senkbewegung und umgekehrt im Radeingriff.

Die **Prüfung** der Kette auf Fehler, Verformungen, Anrisse, Verschleiß und Korrosion ist entsprechend den **Vorschriften** vorzunehmen. Die festgelegten **Inspektionsintervalle** richten sich nach den spezifischen Betriebsbedingungen wie Betätigungshäufigkeit, Verschleiß, Korrosion, Temperatur und Störanfälligkeit. Liegt für eine Anwendung nicht ausreichend Erfahrung vor, erfolgt die Prüfung bei jedem Nachschmieren.

Betrieb: Untere und obere Betriebstemperatur sind vom Hersteller anzugeben und vom Betreiber einzuhalten.

Anschlagketten:

Dienen der **Befestigung von Lasten** an Hebezeugen (Lit. 6.7.2-8 und Lit. 6.7.2-17). Hier gelten Vorgaben wie BG-Regeln (Berufsgenossenschaft). Diese beziehen sich wiederum auf **Vorschriften** und **Normen**. Das gilt für anwendungsspezifische Güteklassen, Werkstoffe, Herstellung, Kennzeichnung und erforderliche Dokumente der Ketten. Danach richten sich auch die Betriebsgrenzen wie Maximaltemperatur bei der gegebenenfalls Erwärmung durch Strahlung zu berücksichtigen ist. Scharfe **Umlenkungen an Kanten** sind unzulässig. Das **Lebensdauerende** (Ablegereife) ist entsprechend spezifizierter Grenzen bei Bruch, Anrissen, Oberflächenbeschädigung, Korrosion, Verformung wie Längung, Verbiegung und Querschnittsabnahme gegeben.

Zurrketten:

Sie **fixieren** beispielsweise **Lasten beim Transport** (Lit. 6.7.2-16). Eine besondere Gefährdung sind **scharfe Kanten der Ladung**. Kontrolle und Wartung entsprechend weitgehend denen bei Anschlagketten. Eine Besonderheit sind angebaute **Anschlag-, Spann- und Längenänderungsteile**. **Lagerung und Reinigung** sind erfahrungsabhängig zu beachten. Eine **Reparatur** erfordert zugelassenes Personal.

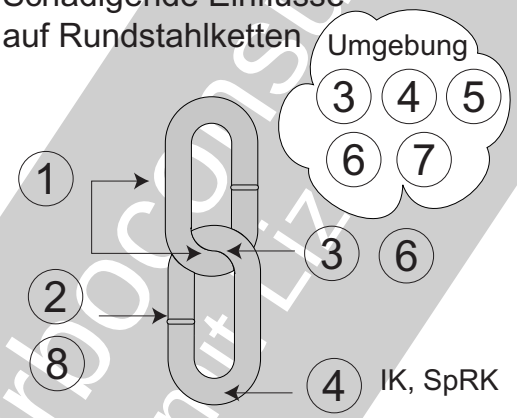
Maschinenelemente: Ketten: Rundstahlketten

***Bild 6.7.2-1**: Technische Gliederketten, insbesondere **Rundstahlketten** als häufigste Variante, sind vielfältigen lebensdauer- und funktionsrelevanten **Einflüssen** ausgesetzt. Diese muss der für die **Sicherheit** der Anlage (Auslegung Anwendung) verantwortliche Konstrukteur berücksichtigen. Heute ist die **Auslegung** weitgehend der Bezugsquelle überlassen. Sie beruht auf anwendungs-spezifischen Angaben, zu denen die **Erfahrung des Anwenders** mit den **Einsatzbedingungen** zumindest beiträgt. Sie zu ermitteln wird zur wichtigen Aufgabe des **Konstrukteurs**. Die folgende Zusammenstellung soll dabei das Bewusstsein des Konstrukteurs für potenzielle Probleme schärfen.*

***Überlastung** („**1**"). Die **Wahrscheinlichkeit** dürfte im Zusammenhang mit den **Einsatzbedingungen** stehen. Dazu gehört '**rauer Betrieb**' mit sehr unterschiedlichen Herausforderungen. **Stoßbelastungen,** wie ruckartiges **Anheben** und **Absetzen** einer Last, können ein mehrfaches der statischen Last erreichen. Örtliche, **querwirkende Krafteinleitung** (Führung um Kanten) sind zu berücksichtigen. Nicht zu vergessen sind **Langzeitschwächungen** der tragenden Querschnitte durch **Verschleiß** (Bild 6.7.2-3) und/oder **Korrosion**. Handelt es sich um **einsatzgehärtete** Ketten, ist bei plastischer Verformung (Bild 6.7.2-2) mit **Rissbildung** in der Schicht zu rechnen. Dies bedeutet insbesondere einen unzulässigen **Abfall der Schwingfestigkeit**.*

***Schwingermüdung** („**2**"): Allein von der Zahl der Lasthübe sind keine **Lastwechselzahlen** im Dauerfestigkeitsbereich zu erwarten. Sie liegen eher im **LCF Bereich** (Band 1 Bild 5.4.1.1-2), dem auch die übliche spezifizierte Auslegung mit 20 000 LW gerecht wird. Die **Elastizität** (Federsteifigkeit) des gesamten Kettenstrangs/-zugs ermöglicht von Stoßbelastungen angeregte **Eigenschwingungen**. Dies wird von einer, im Vergleich zu einem Drahtseil, **geringeren Dämpfung** der Kette unter Last begünstigt. Der **Polygoneffekt** erzeugt **Schwingungen** beim*

Schädigende Einflüsse auf Rundstahlketten



1 Überlastung
- Zu hohe Last
- Scharfe Umlenkung

2 Schwingermüdung
- Vibrationen
- Stöße
- "Zwangsführung"

3 Verschleiß
- Abrasiv (Staub, Sand)
- Plastische Verformung
  - Kontaktbereiche
  - Gesamtform
  - Beschädigungen (Kerben)

4 Korrosion / Abzehrung
- Atmosphäre, Medien (Meerersatmosphäre, aggressive Flüssigkeiten)
- Werkstoffzustand
  - Interkristalline Korrosion
  - Spannungsrisskorrosion

5 Versprödung
- Metallschmelzen
- Wasserstoff
- Niedrige Temperatur

6 Anschmelzungen
- Stromdurchgang
- Funken / Metalltröpfchen (Gießerei, Schmiede, Stahlbau - Trennarbeiten)

7 Werkstoff
- Festigkeitsverlust
  - Betriebstemperatur
  - 'Diffusionsvorgänge'

8 Qualität/Herstellung
- Schweißung
- Oberflächenzustand

Bild 6.7.2-1

© Axel Rossmann - Turbocons
Lizenz zum Unterlage

gesamten ***Hubvorgang*** *(Bild 6.7.2-3). Wegen der Häufigkeit ist mit einer großen Lastwechselzahl im* ***HCF-Bereich*** *zu rechnen. Das senkt die ertragbare Schwingbelastung entsprechend dem Wöhler Diagramm (Band 1 Bild 5.4-1) ab. Neben Schädigungen wie Kerben (z.B. Korrosionsgrübchen) sind* ***Betriebstemperatur*** *und statische Spannung durch die Last (****Mittelspannung****) zu berücksichtigen (Band 1 Bild 5.4-11).*
Bei 'korrosionsfesten' Ketten aus ***austenitischen Stählen*** *ist von einer niedrigeren* ***Schwingfestigkeit*** *als bei üblichen Kettenstählen auszugehen. Gerade bei austenitischen Werkstoffen kann gegebenenfalls eine* ***Kaltverfestigung*** *aus der Herstellung die Schwingfestigkeit deutlich anheben.*

Verschleiß *(„****3****"): Kettenglieder erleiden an den* ***kraftübertragenden Auflagen*** *Verschleiß. 'Es handelt sich um* ***Schwingverschleiß*** *(Fretting, Reibrost Band 1 Kapitel 5.9). Grund sind eher die Hebe-/Abstellzyklen (Bild 6.7.2-3) als höherfrequente Schwingungen. Durch elastische Mikrobewegungen bei der Straffung und Ausrichtung sowie Anformung der Kettenglieder treten* ***Mikrobewegungen*** *auf. Anwendungsspezifische Erfahrung sollte einen zulässigen Verschleißabtrag für die vorgesehene Lebensdauer gewährleisten. Die* ***verschleißbedingte Lebensdauer*** *einer Kette kann sich mit geeigneter* ***Schmierung*** *gegenüber einer '****trockenen****' Kette bis zum 20-fachen erhöhen.*
Problematisch ist der Betrieb von Ketten in ***abrasiver Umgebung*** *(Stäube, Bild 6.7.2-3).*
Zur Minimierung von Verschleiß verwendet man ***einsatzgehärtete*** *Ketten (Bild 6.7.2-2 und Bild 6.7.2-3).*

Korrosion *(„****4****"): Eine vorschriftsmäßige* ***Wartung****,* ***Lagerung*** *und die vorgesehene/auslegungskonforme Anwendung dürften lebensdauergefährdende Korrosionsvorgänge eher unwahrscheinlich machen. So lange es sich um* ***flächige Korrosion*** *handelt, ist diese 'beherrschbar' und bei einer* ***Lebensdauerbetrachtung*** *abschätzbar. Problematischer ist, wenn werkstoff-/herstellungsbedingt und/oder durch ein aggressives* ***Korrosionsmedium*** *örtliche* ***Anfressungen*** *(Lochfraß, Band 1 Bild 5.6.1.1-1) entstehen. Solche* ***Korrosionskerben*** *setzen die Schwingfestigkeit gefährlich herab. Für korrosive Bedingungen wie Ankerketten werden '****Rostfreie Stähle****' vom Typ CrNi 18 10 angeboten. Diese Korrosionsfestigkeit ist nur bei geeigneter Legierung (auch scheinbar geringfügige Bestandteile spielen eine Rolle!) und Gefüge gewährleistet. Das gilt besonders für den Bereich der* ***Schweißungen****. Bilden sich auf den Korngrenzen zuviel Cr-Karbide ('****Sensibilisierung****' beim Fehlen stabilisierender Karbidbildner Ti oder Nb) steht Chrom nicht mehr dem Korrosionsschutz zur Verfügung (Band 1 Bild 5.6.1.1-4). Es kommt zu interkristalliner Rissbildung (****Interkristalline Korrosion*** *= IK, Band 1 Bild 5.6.1.1-1).*
Die Empfindlichkeit für ***Spannungsrisskorrosion*** *(SpRK, Band 1 Kapitel 5.6.3.1) steigt tendenziell mit der* ***Werkstofffestigkeit*** *(Härte). Das gilt für die üblichen 'martensitischen' Stähle und Cr-Stähle (Typ 13 % Cr).*
Verschmutzungen*, Beläge oder Ablagerungen (z.B.* ***Algen*** *an Ankerketten) sind suspekt. Sie können Korrosion begünstigen oder auslösen.*

Versprödung *(„****5****"): Grundsätzlich gilt: je höher* ***Werkstofffestigkeit****/-härte umso mehr ist mit einer* ***Neigung zur Versprödung****/Sprödbrüchen zu rechnen (Band 1 Bild 4.1-1). Kommt es zur Benetzung mit einer* ***Fremdmetallschmelze*** *unter Last (Zugspannungen) kann Rissbildung durch* ***Lötrissigkeit*** *(engl. Liquid Metal Embrittlement = LME, Band 1 Bild 5.3-6) auftreten. Diese Gefahr besteht bei Ketten in Fertigungsprozessen mit* ***Metallschmelzen****. Das gilt offenbar nicht (?) für Zinkbäder (Verzinken) oder ist zumindest beherrschbar (Lit. 6.7.2-17).*
Mit der Härte/Festigkeit der Kettenstähle steigt die Gefahr einer ***Wasserstoffversprödung*** *(Lit. 6.7.2-21, Band 1 Kapitel 5.7). Der notwendige atomare Wasserstoff kann während der* ***Herstellung*** *(Einsatzhärten in Gasphase, Bild*

© Axel Kissner - Tippconsult
ausschließlich für Lizenznehmer

6.4.1-6; Ätzen/Reinigen) eindiffundieren. Es sei hier darauf hingewiesen, dass die Merkmale einer Wasserstoffversprödung auch bei wasserstoffinduzierter Spannungsrisskorrosion auftreten (siehe Abschnitt 'Korrosion'). Die vorliegende Literatur berichtet jedoch nicht über nachgewiesene Fälle. Ein Grund könnten fertigungsbedingte ***Druckspannungen*** *an der Oberfläche (z.B. Einsatzhärten, plastische Verformung) sein.*
Bei sehr ***niedrigen Temperaturen*** *besteht die Gefahr von* ***Sprödbrüchen*** *unter* ***Schlagbeanspruchung*** *(Bild 6.7.2-2 und Band 1 Bild 5.3.1-2). Die auslösenden Kerben können fertigungs- (Lit. 6.7.2-3) oder betriebsbedingt sein. Wegen dem mit der Härte ansteigenden Risiko sind vorgeschriebene bzw. bewährte* ***Härtegrenzen*** *einzuhalten. So wird in Lit. 6.7.2-3 berichtet, dass es in einem Fall bei neuen Lieferungen mit Härten im Bereich 375 - 444 HB zu mehreren Brüchen kam, nicht jedoch bei älteren Ketten mit 302 - 375 HB (Bild 6.7.2-2).*

Anschmelzungen *(„**6**"): Grundsätzlich ist bei* ***Anschmelzungen*** *im Mikrobereich von einem signifikanten Abfall der Schwingfestigkeit auszugehen (Lit. 6.7.2-20). Ursachen sind örtliche* ***Aufhärtung*** *mit* ***Versprödung***, ***Kerben*** *und* ***Zugeigenspannungen*** *(Band 1 Bild 5.3-2). Gefährliche Anschmelzungen treten bei* ***Stromdurchgang*** *(z.B. Schweißstrom, Blitz, Berührung eines blanken Stromkabels) auf. Auch* ***Schmelztröpfchen*** *('Funken') aus spanender Bearbeitung mit Trennverfahren (mit Trennscheibe,Trennschweißen) sind gefährlich. Selbst wenn keine Anschmelzung erfolgt, kann eine kurze intensive* ***Wärmeeinwirkung*** *durch Aufhärtung oder Anlassen die Festigkeit des Kettenglieds gefährlich mindern.*

Festigkeitsverlust *("**7**") tritt im Betrieb werkstoffabhängig durch* ***Gefügeveränderung*** *auf. Dabei kann es sich um* ***Anlassvorgänge*** *oder* ***Kriecheffekte*** *handeln. Werden bewusst oder unbewusst fertigungsbedingte* ***Oberflächenverfestigung*** *und* ***Druckspannungen*** *genutzt, (Schwingfestigkeit, Abriebfestigkeit) kann dieser Vorteil durch* ***Kriechen*** *(Band 1 Bild 5.3.2-10) während langer Betriebszeiten verschwinden.*
Diffusion*, z.B. bei Oxidation, ist in der Lage zumindest im Oberflächenbereich Legierungsverarmung mit Festigkeitsabfall auszulösen.*

Qualität / Herstellung *(„**8**"): Eine potenzielle Schwachstelle ist trotz* ***Produktionsüberwachung*** *und* ***zerstörungsfreier Prüfung*** *die* ***Schweißung*** *(Pressschweißung) der Kettenglieder (Bild 6.7.2-4). Festigkeitsmindernd wirken sich neben* ***Bindefehlern*** *auch* ***Kerben*** *im Bereich der Wulste aus.*
Härte/Festigkeit *muss auch an den Schweißungen im spezifizierten Bereich liegen. Das gilt sowohl für die untere Grenze (Verformung, Verschleiß, Ermüdung) als auch für die obere (Kerbempfindlichkeit, Versprödungsneigung).*
Der ***Oberflächenzustand*** *der Kettenglieder umfasst neben festigkeitsrelevanten Eigenschaften Rauigkeit und Kerben. Sie haben nicht nur Auswirkung auf die Schwingfestigkeit, sondern beeinflussen auch die Handhabung einer Kette.*
Besonders anwendungsrelevant ist die ***Anhaftung von Belägen***, ***Schmutz*** *und* ***Biofilmen*** *(Algen, Band 1 Bild 5.6-6) an Ketten im Wasser (Anker). Davon ist nicht nur die* ***Handhabung*** *und der Wartungsaufwand betroffen. Solche Beläge können* ***Korrosion*** *(z.B. auch bei 'rostfreien'Stählen) in Stärke und Form beeinflussen.* ***Rissbildung*** *(interkristalline Korrosion) und* ***Lochfraß*** *werden begünstigt.*

© Axel Rossmann, Tutorconsult
als Stützunterlage für mit Lizenz

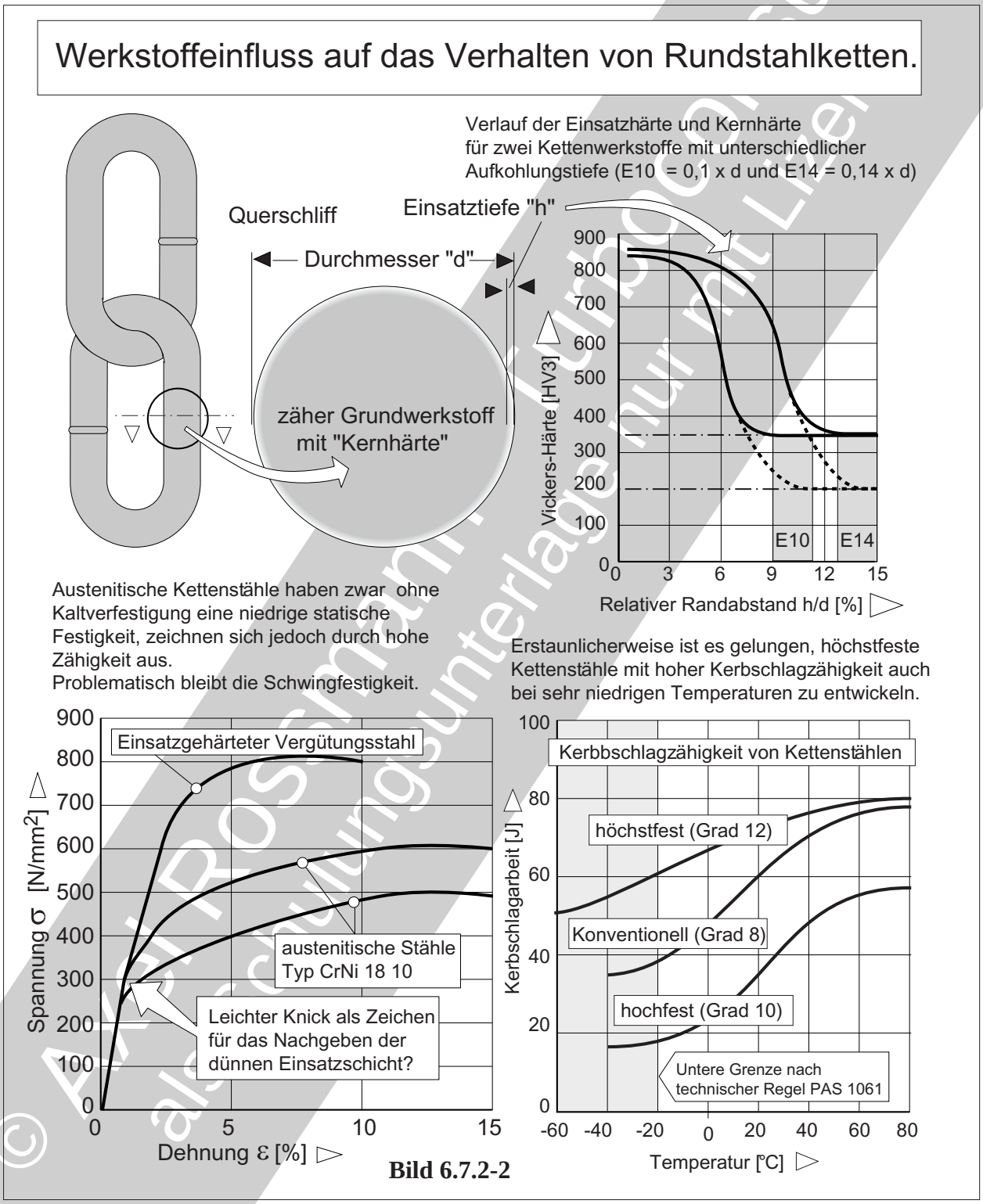


Bild 6.7.2-2

Bild 6.7.2-2 *(Lit. 6.7-2 und Lit. 6.7.2-6): Besonders bei* ***verschleißbeanspruchten*** *Ketten (Bild 6.7.2-3) ist der* ***Lebensdauer****anstieg mit höherer* ***Härte*** *gravierend. Dies wird üblicherweise mit einer* ***Einsatzhärtung*** *erreicht (Diagramm oben rechts). Zusätzlich wirken sich die* ***Druckspannungen*** *in der Einsatzschicht positiv auf die* ***Schwingfestigkeit*** *aus (Reduzierung der Betriebs-Mittelspannung). Problematisch könnte* ***Rissbildung bei Überlastung*** *mit merklicher plastischer Verformung sein.*

© Axel Rossmann Turbocon Consult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Ketten: Rundstahlketten

Das Spannungs-Dehnungs-Diagramm unten links lässt die vergleichsweise niedrige Festigkeit oder hohe Zähigkeit (Duktilität) ***austenitischer Stähle*** *(korrosionsbeständig) gegenüber* ***martensitischen*** *(Vergütungsstählen) erkennen. Austernite sind mit einer* ***Kaltverformung*** *noch deutlich zu* ***verfestigen****. Trotzdem dürfte die auslegungsrelevante Schwingfestigkeit immer noch niedriger als bei martensitischen Stählen liegen.*

Die Kurve des einsatzgehärteten Vergütungsstahls wird sich bei dickeren Querschnitten nicht deutlich von einem nicht einsatzgehärteten unterscheiden. Die relativ dünne Einsatzschicht hat dann nur einen kleinen Anteil des tragenden Querschnitts. Offenbar steht ein kaum wahrnehmbarer ***Knick*** *in der Anfangsgeraden der Kurve im Zusammenhang mit der Einsatzschicht. Wird die Einsatzschicht von der Plastifizierung überfordert, tritt Mikrorissbildung ein, was den Knick erklären könnte.*

Offenbar ist es gelungen, auch bei höheren Festigkeiten die ***Kerbschlagzähigkeit*** *dank spezieller Werkstoffentwicklungen ansteigen zu lassen, wenn auch nicht proportional mit der Festigkeit (Diagramm unten rechts). Als untere* ***Temperaturgrenze*** *des Materials für eine noch akzeptable Kerbschlagzähigkeit gelten meist -20°C. Erstaunlicherweise verhält sich auch darin ein neu entwickelter höchstfester Kettenwerkstoff ('Grad 12', Lit. 6.7.2-21) überlegen. Eigentlich wäre ein umgekehrter Trend zu erwarten. Den zeigt der Vergleich der Kurven des 'konventionellen' Werkstoffs ('Grad 8') und hochfesten Werkstoffs ('Grad 10'). Dieses, bei den üblichen Kettenwerkstoffen typische Verhalten zeigt das folgende* ***Beispiel*** *(Lit. 6.7.2-3):*

Mehrere Ketten einer neuen Lieferung brachen offenbar während der ***Wintermonate*** *im Betrieb. Die Brüche gingen von der Innenseite der Glieder an der* ***Widerstandsschweißung*** *aus. Weil keine merkliche plastische Verformung auftrat und sich die Brüche kaum öffneten, waren sie anscheinend nur schwer zu erkennen. Bis auf die vergleichsweise* ***hohe Härte*** *von 375 bis 444 H zur Verschleißminimierung lagen kein Besonderheiten wie Fehlstellen vor. Die Härte der Ketten früherer Lieferungen lag mit 302 - 375 deutlich tiefer. Die Schadensursache wurde auf die* ***Kerbempfindlichkeit bei hoher Härte im Zusammenhang mit niedrigen Betriebstemperaturen*** *zurückgeführt.*

Bild 6.7.2-3 *(Lit. 6.7-2 und Lit. 6.7.2-14): Rundstahlketten unterliegen an den* ***Auflagestellen*** *der Glieder* ***Mikrobewegungen****. Hier kommt es zu* ***Schwingverschleiß*** *(Fretting, Reibrost). Zusammen mit abrasiv wirkenden Partikeln (Staub) kann er unzulässig* ***lebensdauerverkürzend*** *wirken (Diagramm).*

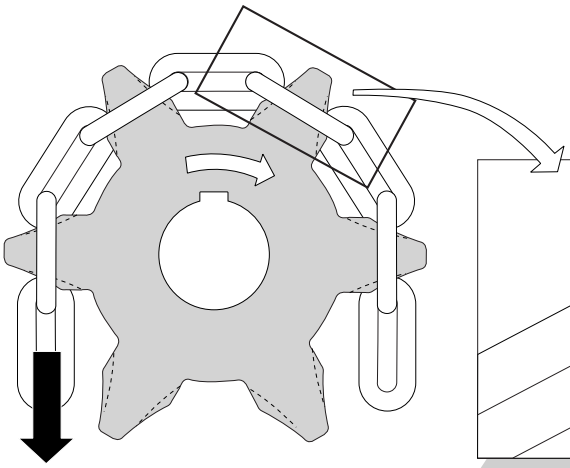
Verschleiß *ist auch* ***abrasiv*** *(Gleitverschleiß, Band 1 Bild 5.9.1-10) möglich. Dazu treten im Bereich eines* ***Kettenrads*** *größere Gleitbewegungen auf. Abrasive Partikel wirken sich sowohl auf die Kette als auch auf das Kettenrad besonders verschleißend aus (Skizze oben). Der* ***tragende Querschnitt*** *der Kette wird gefährlich geschwächt (Rahmen Mitte). Der Verschleiß am Kettenrad kann ein* ***Überspringen*** *der Kette ermöglichen (siehe auch Bild 6.7.2-2 und Bild 6.7.2-5).*

Man spricht von einem ***Dreikörper-Abrasionsverschleiß****. Ist ein* ***Verschleißkörper*** *weicher, betten sich hier die harten Verschleißpartikel ein. So kommt es, auf den ersten Blick überraschend, besonders* ***am härteren Körper zum Verschleiß****. Dieser Mechanismus ist bei der Auslegung der Kette z.B. in* ***Förderern*** *zu berücksichtigen.*

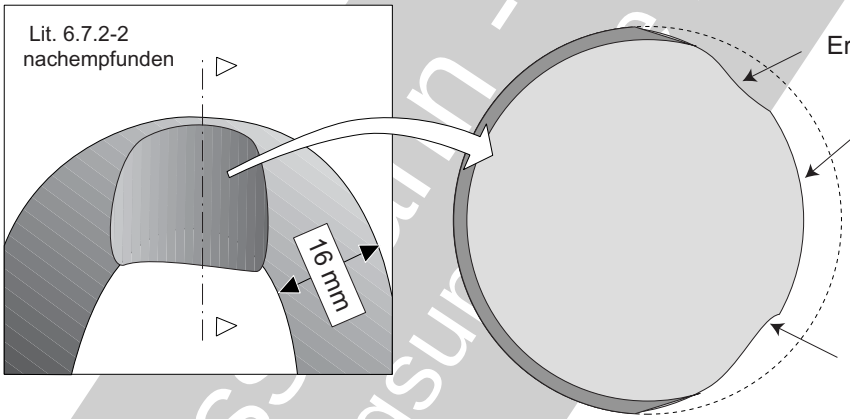
Gegebenenfalls sind ***Versuche*** *mit potenziellen Abrasivpartikeln notwendig. Beispielsweise verdoppelt ein Anstieg des Quarzgehalts in*

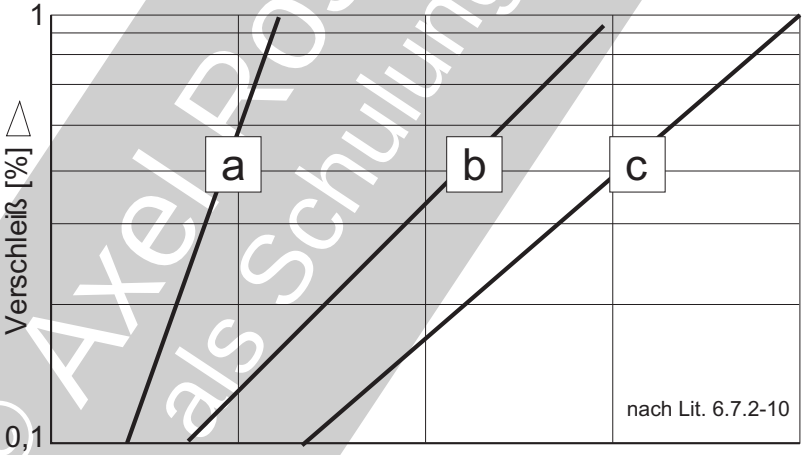
© Axel Rossmann - Turbocorsus
als Unterlage nur mit Lizenz

Verschleißverhalten von Rundstahlketten.



Verschleißmechanismen an Kettengliedern eines Förderers abrasiven Guts.





Tendenzen von Prüfstandsergebnissen aus Verschleißversuchen an unterschiedlich tief einsatzgehärteten Ketten (Diagramm in Bild 6.7.2-3) in abrasivem Staub.

"a" Rel. Einsatztiefe '3'

"b" Rel. Einsatztiefe '6'

"c" Rel. Einsatztiefe '8'

Bild 6.7.2-3

Flugasche von 4% auf 8% den Verschleißabtrag.
Das Diagramm zeigt das Verschleißverhalten ***einsatzgehärteter*** *Ketten. Von großem Einfluss auf die Verschleißlebensdauer ist die* ***Dicke der Einsatzschicht*** *(siehe auch Bild 6.7.2-2). Untersucht wurde das Verhalten in abrasivem Staub unter Mikrobewegungen beim Be- und Entlasten der Kette.*

© Axel Rossmann - Ingenieurbüro
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Ketten: Rundstahlketten

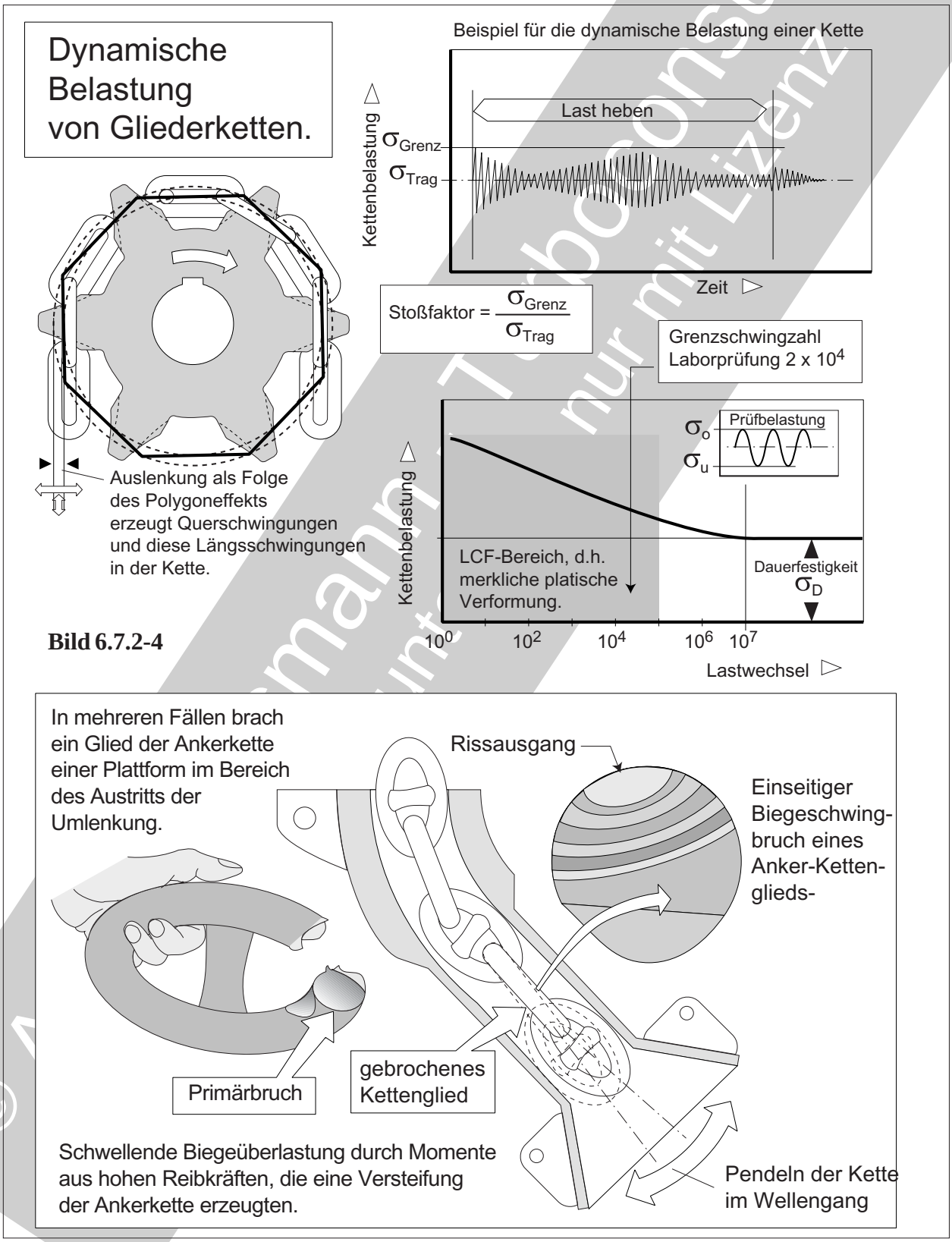


Bild 6.7.2-4

Bild 6.7.2-4 *(Lit. 6.7.2-3 und Lit. 6.7.2-10): Bei der Auslegung von Ketten ist besonders auch die* ***dynamische Beanspruchung*** *zu berücksichtigen. So wirken* ***kleine Fehlstellen,*** *welche die Bruchfestigkeit nicht beeinflussen, als Ausgang von* ***Schwingbrüchen*** *(Bild 6.7.2-4) Die Zahl der* ***Hebe-/Ablasszyklen*** *liegt eher im LCF-Bereich (Wöhlerdiagramm oben) und wird*

*mit **20 000 Lastwechseln** bei der Auslegung (Werkstoffdaten) berücksichtigt. Lastwechsel **im Bereich der Dauerfestigkeit** gehen auf vergleichsweise **hochfrequente Schwingungen** in der Resonanz des Kettenstrangs beim **Hub- und Absenkvorgang** (Diagramm oben rechts) zurück. Auch der **Polygoneffekt** (Skizze oben links, Bild 6.7-1) an einem Kettenrad trägt zu vielen Lastwechseln bei.*

*Gefährlich hohe dynamische Belastungen können auch im Zusammenhang mit einer '**Zwangsführung**' entstehen (Lit. 6.7.2-6). Im gezeigten **Beispiel** (Rahmen unten) brachen **Ankerketten** großer Plattformen im Meer (Ölladebojen). In allen Fällen versagte das Kettenglied am Ende eines führenden Rohrbogens. Eingehende Untersuchungen ließen den Schluss auf eine einseitige Biegeschwellbelastung zu (siehe Bruchflächendetail, Band 1 Bild 4.4-6). Sie entsteht bei der Bewegung der Ankerkette unter hoher Zuglast. Mehrere Effekte wirkten sich aus. Einmal entstand infolge der Zugkraft eine hohe **Mittelspannung** welche die ertragbare Schwingfestigkeit verringert (Band 1 Bild 5.4-11). Darüber hinaus wurden die **Kraftübertragungspunkte plastisch abgeflacht**. Dies, zusammen mit hohen **Reibungskräften,** führte zum **Verklemmen der Kettenglieder** untereinander. So **versteift sich die Kette** bis zum Verhalten eines Stabs. Das ist eine erstaunliche Erkenntnis, welche die Vorstellung einer Allgemeingültigkeit der Nachgiebigkeit einer Kette relativiert und vom Konstrukteur zu berücksichtigen ist.*

***Bild 6.7.2-5** (Lit. 6.7.2-2 und Lit. 6.7.2-6): Beispiele weisen auf die **Schweißung** ('Schließnaht') **als potenzielle Schwachstelle** von Rundstahlketten hin. Solche Fälle sind jedoch auf Grund der sicherheitsorientierten Qualitätsüberwachung äußerst selten. **Schmelzschweißungen** werden von Hand durchgeführt. Man findet sie an Ketten aus korrosionsfesten **austenitischen CrNi-Stählen** (Bild 6.7.2-5). Üblicherweise handelt es sich jedoch um **Widerstandsschweißungen** (Pressschweißung, Stumpfschweißung). Dabei heizt Stromübergang die Schweißzone in den teigigen Zustand (keine Schmelze!) auf. Die Fügung erfolgt dann unter Druck. Der entstehende **Wulst** verbleibt gewöhnlich. Die Tragfähigkeit der Schweißungen liegt über dem normalen Kettenquerschnitt. Es gibt jedoch bei diesem Verfahren auch typische **Probleme**. Dazu gehören **Kerben** und **Risse** an der Wulstoberfläche und zerstörungsfrei kaum nachweisbare innere **Bindefehler** (Klebestellen, Lit. 6.7.2-20).*

***Beispiel** 1 (Lit. 6.7.2-5, Rahmen oben): Es handelt sich um eine **Zurrkette** zur Verspannung von Lasten. Der Bruch trat in der 'Schließnaht', einer Widerstandsschweißung auf. Bruchausgang war eine „**Klebestelle**" mit ungenügender Bindung. Eine mikroskopische Bruchflächenuntersuchung zeigte, dass es beim Schweißprozess zu Anschmelzungen gekommen war. Diese dürfen nicht auftreten, um den Stauchprozess im für ein optimales Gefüge notwendigen teigigen Zustand zu gewährleisten. Die Fehlstelle wurde offenbar mit der obligatorischen Prüfung beim Hersteller nicht gefunden. Solche Fehler müssen mit einer exakten **Überwachung des Schweißprozesses**, insbesondere der Parameter ausgeschlossen werden.*

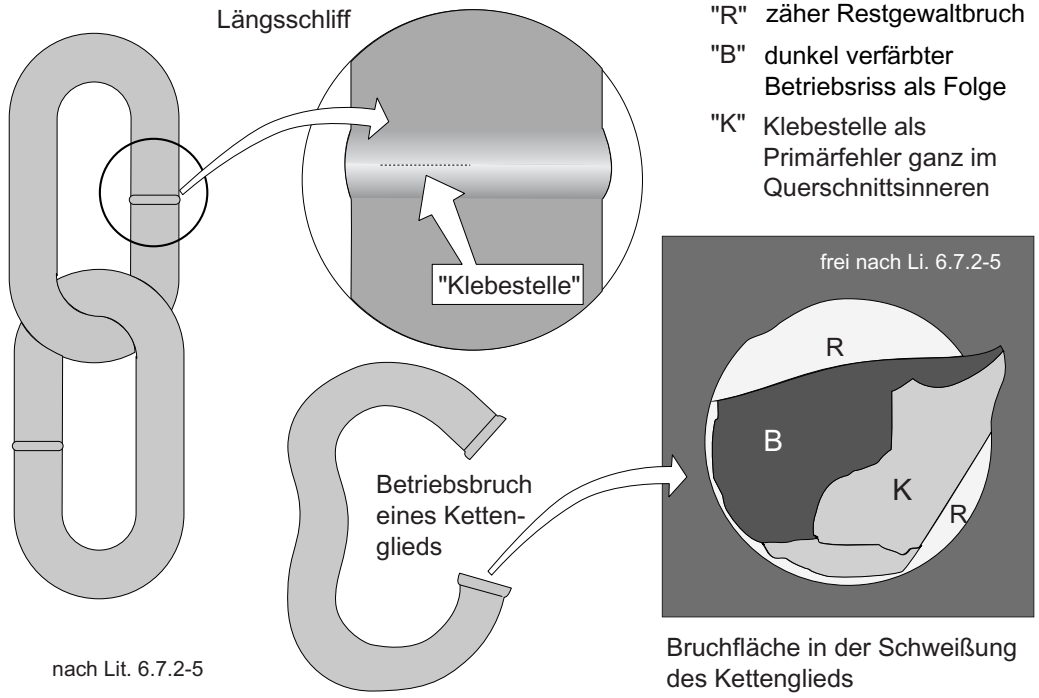
***Beispiel** 2 (Lit. 6.7.2-3, Rahmen unten): Die Kette brach in der Widerstandsschweißung nach ca. einem Jahr Betriebszeit beim Ablassen einer hohen Last. In dieser Zeit erfolgte keine Überprüfung im Rahmen der Wartung. Es handelte sich um einen **Schwingbruch,** der auf der Innenseite des Kettenglieds von **Schweißkerben** (Detail) ausging. Deshalb fielen die Risse im Betrieb nicht rechtzeitig auf. Um das Risiko zu minimieren, wurde der Schweißvorgang geändert.*

© Axel Rossmann - Turbokonsult
als Schlingenunterlage mit Lizenz

Maschinenelemente: Ketten: Rundstahlketten

Trotz höchster Sicherheitsstandards sind doch Kettenbrüche nicht ganz auszuschließen.

Schwer zerstörungsfrei nachweisbarer Schweißfehler als Ursache für den Betriebsbruch eines Kettenglieds.



Fehler in der Widerstandsschweißung lösen einen Schwingbruch aus

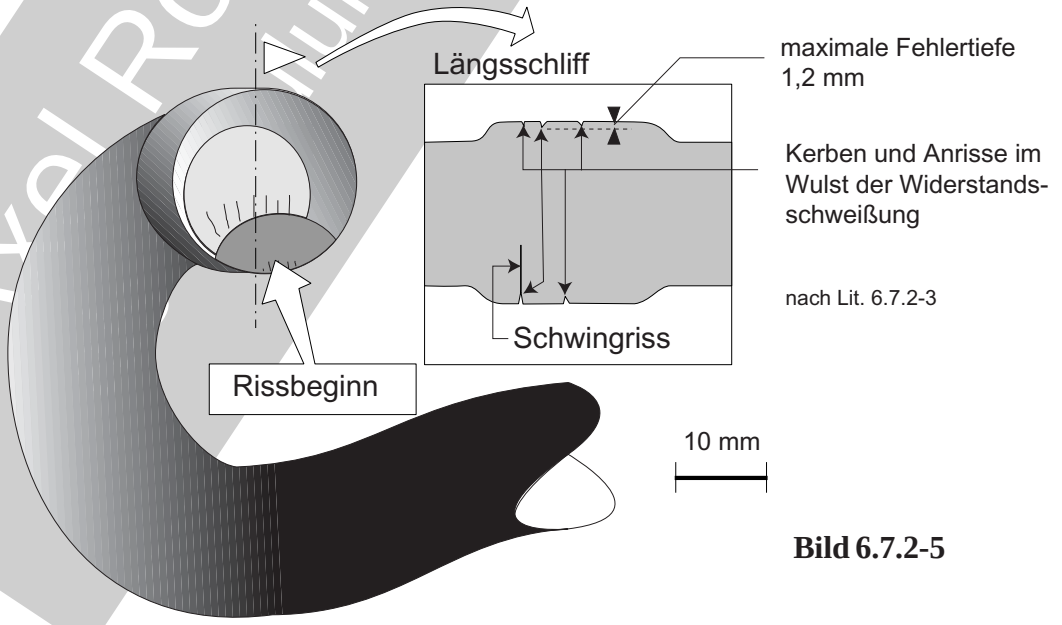


Bild 6.7.2-5

Trotz Fehlstellen erreichen handgeschweißte Glieder von Ankerketten aus korrosionsfestem Stahl vom Typ CrNi 18 10 die geforderte Mindestbruchlast. Risswachstum dürfte trotzdem problematisch sein.

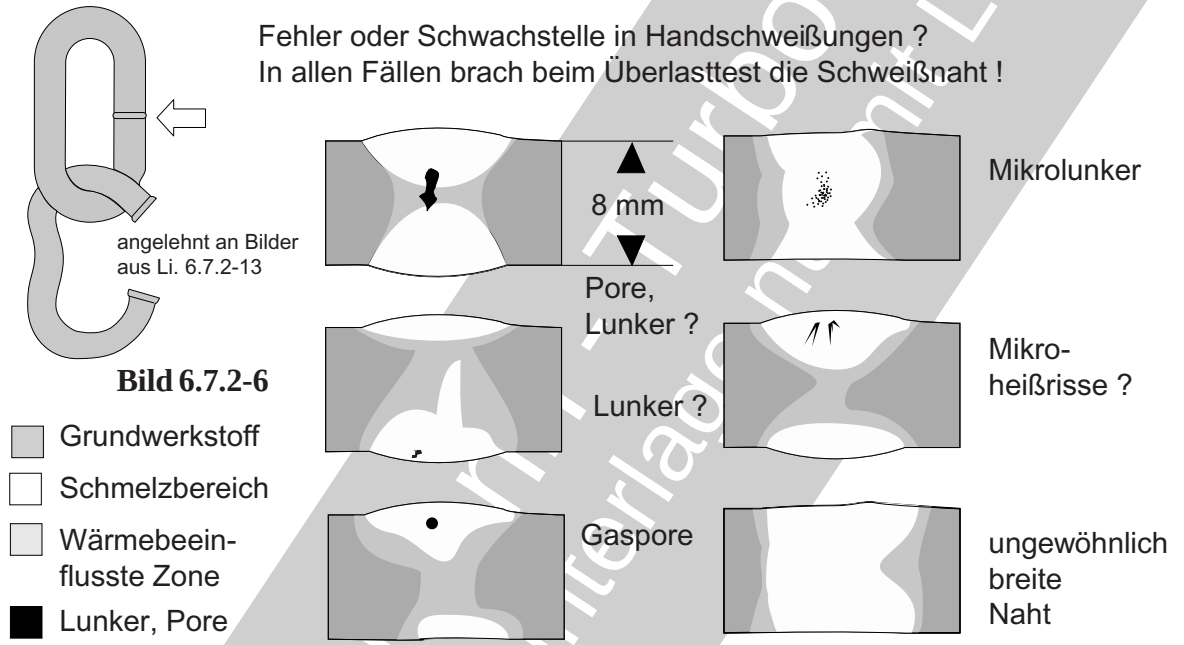


Bild 6.7.2-6

Bild 6.7.2-6 *(Lit. 6.7.2-13): 'Korrosionsfeste' Ketten aus austenitischen CrNi-Stählen werden auch* ***Hand-Schmelzgeschweißt****. Dabei steigt die Wahrscheinlichkeit von Fehlstellen in der Naht gegenüber automatischen Verfahren. Die Bilder zeigen Ergebnisse (Querschliffe) einer Prüfreihe mit Produkten unterschiedlicher Hersteller. Unabhängig von diesem Befund erreichten alle Ketten die* ***Mindestbruchfestigkeit****. Dies sagt jedoch noch nicht, dass die* ***Schwingfestigkeit*** *ausreicht.* ***Kerbwirkung*** *und* ***Querschnittsschwächung*** *können bereits bei sehr viel niedrigeren dynamischen Belastungen zum Versagen durch* ***Risswachstum*** *führen. Dabei spielt* ***Lage und Art/ Form der Fehlstelle*** *ein große Rolle.*

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlagen mit Li...

Literatur zu Kapitel 6.7.2

6.7.2-1 E.v.Ende, „Rundgliederketten“, aus „Hütte - Des Ingenieurs Taschenbuch - Maschinenbau Teil A“, Verlag Wilhelm Ernst & Sohn, 28. Auflage, 1954, Seite 192 - 194.

6.7.2-2 J.Föhl, „Schadensbilder bei Verschleißbeanspruchung“, J.Grosch, „Schadenskunde im Maschinenbau, 5.Auflage, 2010, Reihe der TAE „Kontakt & Studium Band 308“, ISBN 978-38169-2702-0, Seite 316 - 319.

6.7.2-3 F.L.Jamieson, „Failures of Lifting Equipment“, „Metals Handbook Ninth Edition - Volume 11 - Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), 1986, ISBN 0-87170-007-7, Seite 521-524.

6.7.2-4 „Failure of Anchor, Chain, Stopper and Windlass.“, Safety Alert Bulletin, 16. Januar 2010, www.infomarine.gr, Seite 1 und 2.

6.7.2-5 R.C.Jerner, „Load Binder Chain Link Failure“, Fa. J.E.I.Metallurgical INC, 29. Juni 2011, www.metallurgist.com/html/ChainFailure.htm, Seite 1-6.

6.7.2-6 RD.Denney, „Chain Failure by Bending on Deepwater Mooring Systems“, Zeitschrift JPT, February 2006, www.spe.org/spe-site/spe/spe/jpt/2006/02Syn17238.pdf, Seite 72 und 73.

6.7.2-7 „Wichtige Begriffe rund um das Thema Ketten“, www.schulte-becker.de/mn_lexikon/index.php, Stand Sept. 2011, Seite 1 und 2.

6.7.2-8 „Prüfung von Anschlagketten“, www.lenzen-hft.de/ser/fsakp.pdf, Stand Sept. 2011, Seite 1 - 5.

6.7.2-9 „Kettenzug“, http://de.wikipedia.org/wiki/Kettenzug, Stand Juli 2011, Seite 1 und 2.

6.7.2-10 „Anforderungen an die Kette“, Firmenveröffentlichung RUD-Antriebstechnik, ‘Stand Sept. 2011, www.rud.com, Seite 6 -8.

6.7.2-11 „Hochfeste Rund- und Profilstahlketten für Hebezeuge und Kettentriebe“, Firmenangaben, www.pewag.com/Products/Hebezeugketten.aspx, Stand Sept. 2011, Seite 1- 28.

6.7.2-12 „... Betriebs- und Montageanleitung Druckluft - Hebezeuge..“, Firmenangaben, www.,jdn.de, Stand Sept. 2011, Seite 1- 33.

6.7.2-13 T.Bock, „.Kettenreaktion.“, Zeitschrift „boote“ 12/08, Ketten-waelder.de/pdf/de/Boote-12-08.pdf, Seite 62 - 65.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.7.2-14 „.Bauelemente für Kettenförderer„ Firmenangaben www.heko.com, Stand Sept. 2011, Seite 1 - 34.

6.7.2-15 „Qualitätsmerkmale einsatzgehärteter Rundstahlketten“, Firmenangaben Pewag Austria, Stand Sept. 2011, http://www.hebezone.org/doocs/32/news-32-736.html, Seite 1.

6.7.2-16 „Zurrketten - Gebrauch und Instandhaltung“, Firmenangaben RUDketten, Stand Sept. 2011, http://www.hebezone.org/docs/32/news-32-736.html, Seite 1 - 5.

6.7.2-17 „Rundstahlketten als Anschlagmittel in Feuerverzinkereien“, Berufsgenossenschaften BGR 150 , April 1992; www.Arbeitssicherheit.de, 10 Seiten.

6.7.2-18 „Betriebsanleitung für Ankerketten“, Firmenangaben www.ketten-waelder.de, Stand Sept. 2011, Seiten 1 - 4.

6.7.2-19 „Hinweise zur Erzielung optimaler Betriebsverhältnisse - Wartung und Überwachung - Montageanleitung“, Firmenangaben RUDketten, Stand Sept. 2011, http://www.rud.com/de/Produkte/foerdersysteme-foerderanlagen/tecdos/hinweise.html, 4 Seiten.

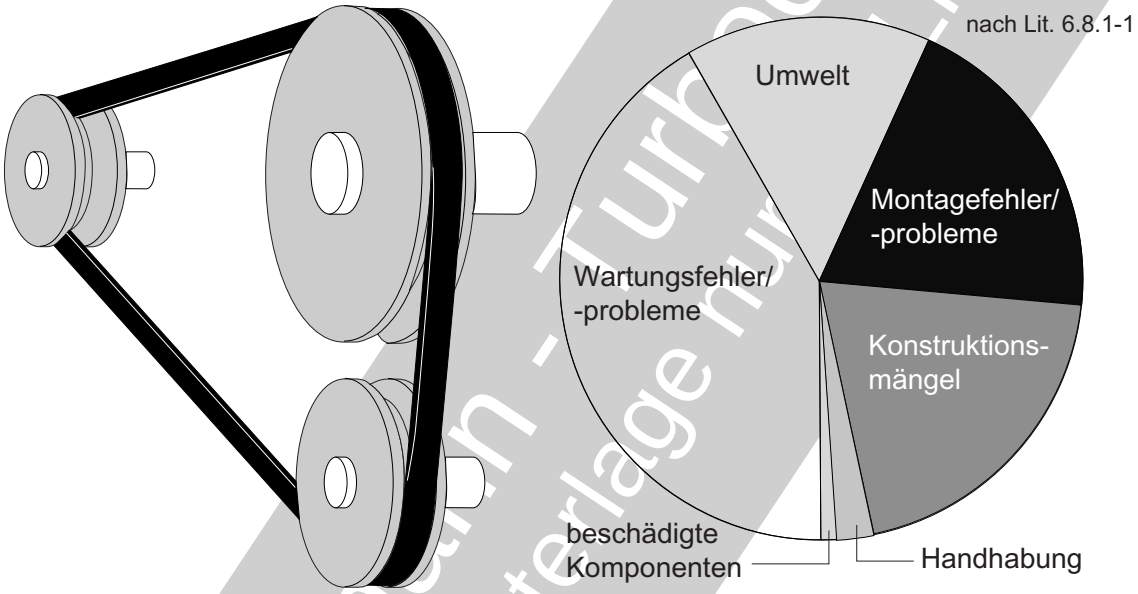
6.7.2-20 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, problemorientierte Triebwerkstechnik - Band 4“, 2005, ISBN 3-00017734-5, Bild 16.2.1.3-35, Kapitel 16.2.2.6, Bild 16.2.2.6-7.

6.7.2-21 „Einmaliges Kettenprogramm der Güteklasse Grad 120 mit vielen Ideen voraus“, Firmenangaben www.rud.com/de/unternehmen/aktuelles/presseinformation/anschlagmittel/fachaufsatz_ice.html, , Stand Sept. 2011, 2 Seiten.

© Axel Rossmann - Turbconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.8 Riementriebe
6.8.1 Keilriemen

Einflüsse auf die Lebensdauer von Keilriemen



Keilriemen sind in unterschiedlichen **Typen anwendungsspezifisch** weit verbreitet. Deshalb verwundert es, dass man über Probleme in den Standardwerken der Maschinenelemente recht wenig findet. Diese Erfahrungen könnten aber gerade die bekannte Zuverlässigkeit gewährleisten. Damit sind die Veröffentlichungen der Hersteller (siehe Lit. Hinweise auf das Internet) umso nützlicher. Statt des klassischen Keilriemens findet man heute sog. **Schmalkeilriemen**.

Die Kraftübertragung von Keilriemen beruht auf **Reibung**. Es handelt sich also um einen Kraftschluss über die Seitenflächen (’Flanken’). Dazu benötigt der Riemen eine ausreichende **Vorspannung**. Auslegungskonform beanspruchte **Riementriebe** sind ein zuverlässiges Maschinenelement. Entsprechend der vom Konstrukteur vorgesehenen **Lebensdauer** ist das **Austauschintervall** anzugeben und bei der Wartung zu gewährleisten. Der Tausch hängt von Auslegungsparametern wie Laufgeschwindigkeit, Belastung und tatsächlicher Laufzeit ab. Ungünstige Konstruktionsmerkmale wie Rückenspannrollen erhöhen die dynamische Biegebelastung auf Kosten der Lebensdauer. Normalerweise sollte die Lebensdauer mindestens 3 Jahre betragen. Unter ‘schweren’ Bedingungen kann sie jedoch auslegungskonform unter einem Jahr liegen.

Vorteile von Riementrieben:
- Langzeittauglich,
- keine ‘aktive’Wartung d.h. schmierungsfrei, kein Nachspannen.
- Akzeptabler Wirkungsgrad über ca. 93 % bis 97%,
- stoßarme, dämpfende Kraftübertragung,
- laufruhig mit geringem Lärm,
- elektrisch isolierend,
- langsame, rechtzeitig erkennbare Schädigung und
- einfacher und schneller Tausch.

© Axel Rossmann - Turbomaschinen
Abschlussunterlage nur für Lizenz

Riementriebe haben aber auch Schwächen. So muss, anders als bei Zahnradgetrieben und Rollenketten, in Abhängigkeit von der Auslegungslebensdauer in regelmäßigen Abständen ein Austausch stattfinden.

Ein **Keilriemen besteht aus drei** Hauptzonen. Die **Umhüllung** bildet auch die **verschleißbeanspruchten Seitenwände**. Dem eigentlich **kraftübertragende Zugbereich** mit einem Zuggurt aus längsorientierten **Verstärkungsfasern**. Er befindet sich in der Nähe der Riemenoberseite. Die **Druckseite** liegt im Bereich des Riemenbodens.

Versagen Keilriemen vorzeitig, lässt sich aus Merkmalen des Riemens (Bild 6.8.1-1), der Scheiben (Bild 6.8.1-2) sowie des Umfelds (Bild 6.8.1-3) auf die Ursachen schließen. In vielen Fällen ist von einem **Zusammenwirken mehrerer Ursachen** auszugehen. Es handelt sich entsprechend dem Diagramm oben rechts in erster Linie um **Wartungsfehler**. In diesem Zusammenhang sind **Montagefehler**/-probleme zu sehen. Viele Hersteller bieten kostenlose **Computerprogramme für die Auslegung** an. Trotzdem ist mit **Konstruktionsmängeln** durchaus zu rechnen. Das gilt für **nicht betriebsrealistische Auslegungsparameter** wie gefährliche Stoßbelastungen sowie **Umgebungseinflüsse** wie Temperaturen (Bild 6.8.1-3) oder schädigende Medien (z.B. Öl, Kraftstoff). Den relativ hohen Anteil **montagebedingter Abweichungen** (Bild 6.8.1-2 und Bild 6.8.1-3) kann die Auslegung ebenfalls nicht auffangen. Dagegen spielen erstaunlicherweise die **Handhabung** der Riemen sowie beschädigte Komponenten kaum eine Rolle. Darüber hinaus scheint die Wahrscheinlichkeit schadensursächlicher Produktfehler äußerst gering.

© Axel Rossmann - Rupbo Consult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Maschinenelemente: Riementriebe: Keilriemen

Bild 6.8.1-1 *(Lit. 6.8-1, Lit. 6.8-2 und Lit. 6.8-3): Diese Zusammenstellung der* ***Schadensbilder von Keilriemen*** *soll* ***Rückschlüsse auf die Ursachen ermöglichen****. Sie sind in Kombination mit Befunden an Komponenten des Gesamttriebs wie Riemenspannung,* ***Scheiben*** *(Bild 6.8.1-2) und der* ***Peripherie*** *wie* ***Schutzabdeckungen*** *(Bild 6.8.1-3) zu sehen. In den meisten Fällen ermöglicht der optische Befund der Wartung das rechtzeitige* ***Erkennen einer Schwächung vor dem Ausfall****. Grundsätzlich entsprechen die Schadensbefunde des vorzeitigen Ausfalls auch denen bei Überschreiten der auslegungsgemäßen Lebensdauer.*
Den Ausfall bzw. die Lebensdauer verkürzende Schäden:

Bruch *(„**A**“) zeigt sich mit dem plötzlichen Funktionsausfall.* ***Vorzeitiger*** *Ausfall ist auch immer ein Indiz, dass bei der* ***Auslegung*** *nicht alle relevanten Betriebseinflüsse berücksichtigt wurden. Wenn ein vorzeitiger* ***Austausch*** *gegen einen neuen Riemen erfolgt, sollte die* ***Ursache ermittelt und behoben*** *werden. Fehlen dafür erkennbare Symptome, spricht dies für eine zu schwache Auslegung. Das kann die Neuauslegung erfordern. Beispielsweise wenn mit schweren Stoßbelastungen zu rechnen ist. Typische, nicht der Auslegung anzulastende Ursachen sind* ***Überlastungsschädigungen*** *wie:*
- Eintritt von ***Fremdkörpern*** *oder*
- ***gewaltsames Auflegen*** *des Keilriemens durch ‘Einrollen’ bzw.* ***Überdehnung****.*
In beiden Fällen ist der Konstrukteur gefordert Abhilfe wie einen ***Schutz*** *oder eine* ***Montagehilfe*** *zu schaffen.*
Darüber hinaus ist ein scheinbar harmloser Effekt zu vermeiden: Besonders schwerere Keilriemen sollten ***weder hängend noch bei erhöhter Temperatur gelagert*** *werden. Sie neigen sonst dazu auf Kosten der Lebensdauer* ***Falten*** *zu bilden.*

Beschädigung des Verstärkungsgurts *(„**B**“): Ursache sind gewöhnlich* ***Fluchtungsfehler*** *der Scheiben (Bild 6.8.1-2) oder ein* ***beschädigtes Spannelement****. In jedem Fall ist die Scheibennut auf* ***Flankenverschleiß*** *zu prüfen (Bild 6.8.1-2) und gegebenenfalls nachzuarbeiten oder die Scheibe zu ersetzen. Möglicherweise ist eine Veränderung der* ***Scheibenpositionen*** *zu korrigieren. Andernfalls ist beim Ersatzriemen ebenfalls mit vorzeitigem Versagen zu rechnen.*

Ungewöhnlicher Verschleiß *(„**C**“) hat unterschiedliche, teils sich gegenseitig beeinflussende Ursachen. Dazu gehören neben Wartung, Konstruktion/Auslegung und Montage auch* ***Umgebungseinflüsse*** *wie Überhitzung und Verschmutzungen. Die Umgebungstemperatur des Riementriebs sollte 74°C nicht überschreiten. Für bis zu 110°C werden Sondertypen angeboten. Ein Anstieg der* ***Riemen****temperatur um ca.* ***8°C halbiert dessen Lebensdauer****.* ***Staub*** *und* ***Sand*** *der Umgebung werden in der Scheibennut gesammelt und wirken extrem verschleißend.*
Alle Flächen des Riemens sind auf Verschleiß zu kontrollieren*. Das gilt auch für die eigentlich nicht verschleißbeanspruchte ‘****Kopffläche****’. Sie kann gegen die Schutzabdeckung streifen oder von einer Abstützungsrolle geschädigt werden.*
Verschleiß der Kopfecken *(„**C1**“) ist ein Indiz für einen zu schmalen Riemen.*
Verschleiß der Seitenwände *(„**C2**“) weist auf folgende Ursachen hin:*
- ***Durchrutschen*** *auf Grund ungenügender Riemenspannung. Die Folge ist neben dem Verschleiß eine* ***Überhitzung****. Sie führt zu Versprödung und Rissbildung.*
- Fluchtungsfehler der Scheiben (Bild 6.8.1-2). Dies kann den Austausch erfordern.
- Nicht passende Riemengröße.
Verschleiß am Riemenboden *(„**C3**“, „**C4**“): Passt der Riemen nicht zur Scheibennut, z.B. weil diese verschlissen ist, sind die* ***Bodenecken*** *betroffen.*
Verschleiß der Bodenfläche *(„**C4**“) kann mehrere Gründe haben:*

© vdf Kopieren + Turbocourse
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

- *Abriebpartikel des Riemens in der Scheibennut.*
- *Verschleiß der Scheibennut.*
- *Ausbeulender Boden eines nicht passenden Riemens.*

Für ***Untergurtrisse*** *(„**D**“) gibt es verschiedene Gründe:*
- *Hohe oder niedrige Temperaturen (außerhalb der Auslegung),*
- *ungeeignete Aufbewahrung,*
- *Durchrutschen, meist wegen ungenügender Vorspannung,*
- *zu enge Umschlingung einer zu kleinen Führungsrolle, bzw.*
- *zu enge Krümmung einer Führung des Rückens.*

Überhitzung der Seitenwand *(„**C2**“, „**E**“)* ***ist ein Zeichen, dass der Riemen durchrutscht*** *und dabei viel* ***Reibungswärme*** *entsteht. Das führt zu hohen Temperaturen. Der Riemenwerkstoff wird* ***bleibend geschädigt****. Zumindest ist mit einer* ***Versprödung*** *zu rechnen („**F**“). Ebenso wirkt eine lang einwirkende zu hohe* ***Umgebungstemperatur****. Eine versprödete Riemenoberfläche ist äußerst rissgefährdet. Offenbar können an Riemen eng begrenzte Überhitzungszonen aufreten („**E**“). Im Extremfall kommt es zu umfangreichen sichtbaren Schädigungen („**C2**“).*
Mögliche Ursachen für eine ***ungenügende Vorspannung*** *im Betrieb:*
- *Verschlissene Scheiben/Rollen,*
- *unterdimensionierter Riementrieb oder verringerter Wellenabstand infolge Versatz/ Auslenkung.*

Gequollene Oberflächen *(„**G**“) können* ***schuppig*** *und* ***klebrig*** *sein. Sie entstehen bei unerwartetem Kontakt mit Medien wie Öl und Reinigungsflüssigkeiten.*

Verdrehte oder von der Scheibe abgesprungene Riemen *(„**H**“) können viele Ursachen haben (Lit. 6.8-1).*
- *Stoßbeanspruchung oder Schwingungen.*
- *Scheibennuten verschmutzt, verschlissen.*
- *Zu kleiner Umschlingungsdurchmesser.*

Bei ***Mehrriemenantrieb****:*
- *Fluchtproblem der Wellen,*
- *Gebrochener Zuggurt,*
- *ungünstige Riemenkombination (Typ, Hersteller).*

Überdehnte Riemen *sind die Folge von*
- *Dehnung beim Auflegen des Riemens über die Scheibenschulter.*
- *Starke Überlastung eines unterdimensionierten Riementriebs.*
- *Gebrochene Zugelemente (Zuggurt).*

© Autodesk - Timpoconsult
alsschulungsunterlage mit Lizenz

Maschinenelemente: Riementriebe: Keilriemen

Schadenbilder von Keilriemen sind Indizien ursächlicher Einflüsse.

nach Angaben aus Lit. 6.8-1

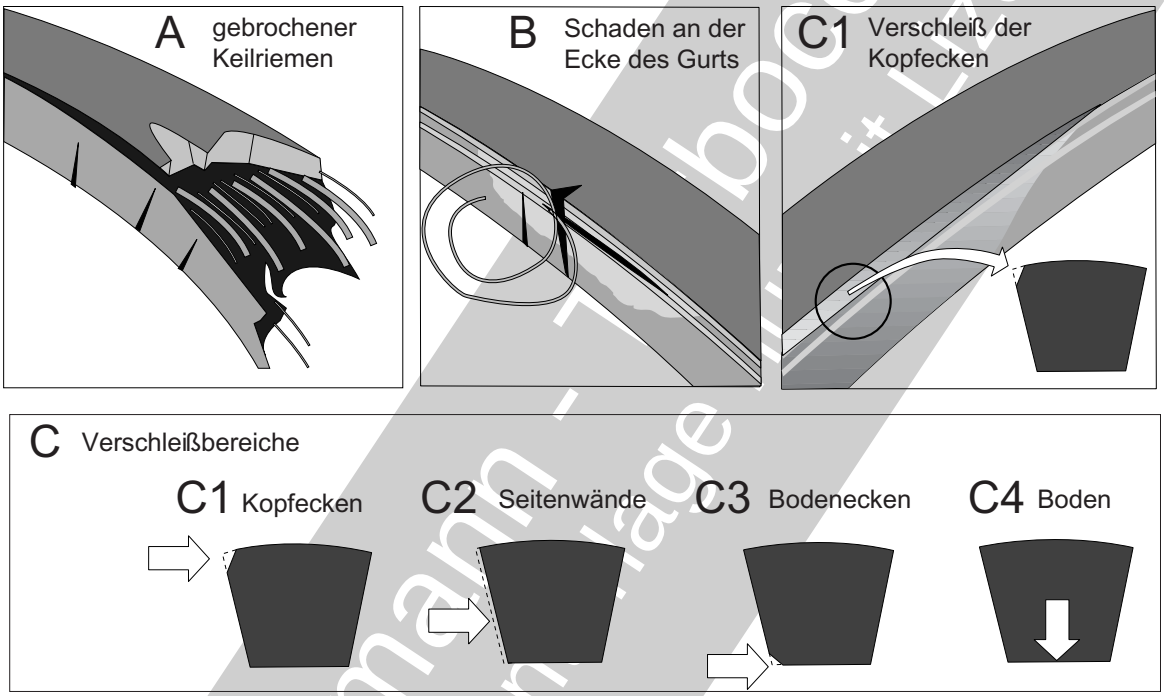


Bild 6.8.1-1

© Axel Ssmann - Illustration

Bild 6.8.1-2 *(Lit. 6.8-2 und Lit. 6.8-3): Probleme und Schäden an Keilriemen gehen zum überwiegenden Teil auf andere* ***Antriebskomponenten*** *und das 'Umfeld' (Bild 6.8.1-3) zurück. Deren* ***Zustand****,* ***Bewertung und Prüfung*** *kann über das Schadensbild hinaus (Bild 6.8.1-1) wichtige Hinweise auf Probleme des Riementriebs, insbesondere der Keilriemen geben.*

Riemenspannung *(„****A****“): Der erfahrene Praktiker nutzt den* ***Daumendruck****. Diese Methode ist jedoch in vielen Fällen nicht genau genug. Deshalb werden unterschiedliche Messgeräte und -prinzipien angeboten.*
Die meisten sind mechanisch und basieren auf einem ablesbaren ***Federdruck****. Es handelt sich um stiftartige Geräte. Für bestimmte Anwendungen (z.B. an Kfz-Motoren) sind sie angepasst. Auch die Biegung flexibler Sensoren lässt sich nutzen.*
Elektronische Geräte *werten Messdaten induktiver Sensoren oder abgestrahlten Schalls aus. Die Riemenspannung wird hochgenau über die Eigenfrequenz eines freien Riementrums bestimmt.*

Fluchtung der Scheiben *bzw. deren Achsen („****B****“): Fluchtungsfehler gehören zu den häufigsten Schadensursachen von Keilriemen (Lit. 6.8-5). Typische sind* ***Montageprobleme*** *oder* ***Versatz der Maschinen****. Deshalb ist deren Position und Verschraubung bei der Wartung zu kontrollieren. Die Folge von Fluchtungsfehlern sind Verschleiß- und Ermüdungsschäden. Entsteht viel Reibungswärme an den Riemenflanken, wird die* ***Alterung des Riemenwerkstoffs*** *beschleunigt (Versprödung, Bild 6.8.1-1). Dabei bedeutet 10°C Temperaturanstieg eine Verdoppelung der Schädigungsgeschwindigkeit (Arrhenius-Gleichung). Die Fluchtung der Scheibennuten lässt sich von einem erfahrenen Fachmann mit einem Lineal (Haarlineal) überprüfen. Dabei muss er gegebenenfalls verfälschende Maßunterschiede wie eine unterschiedliche Flankendicke berücksichtigen. Auch darf die Welle nicht verbogen sein oder die Scheibe schief sitzen. Die Addition der Abstands-Messwerte zwischen Scheibe und Lineal für Parallel- und Winkelversatz ergibt den* ***Gesamtfluchtfehler****. Dieser sollte um die auslegungsgemäße Lebensdauer zu gewährleisten* ***1/2° nicht überschreiten****.*

Zustand der Scheiben-Nutflanken *(„****C****“): Bereits ein ungleichmäßiges* ***Laufbild*** *(Laufspur) über den Umfang lässt auch ohne merklichen Verschleiß Fluchtungsprobleme erkennen. Typisch ist eine* ***Taumelbewegung*** *(„****G****“) bei schiefem Sitz der Scheibe auf der Welle oder einer verbogenen Welle.*
Verschleißbedingte Formänderungen lassen sich mit ***Lehren*** *aus Blech ermitteln.*

Bewertung des Riemenbodens und Nutgrunds *(„****D****“) erfolgt an Hand der Laufspur bzw. des Verschleißbilds. Grundsätzlich sollte der Riemenboden den* ***Nutgrund nicht berühren****. Mögliche Ursachen siehe Bild 6.8.1-1 „C4“.*

Mechanische Beschädigungen der Scheiben *(„****F****“) sind gewöhnlich auf Handhabung, Montage und Fremdkörper zurückzuführen. Für die Festlegung von Nacharbeits- bzw. Austauschgrenzen sollte der Konstrukteur sorgen. Dabei kann er sich auf Angaben der Riemenhersteller stützen.*

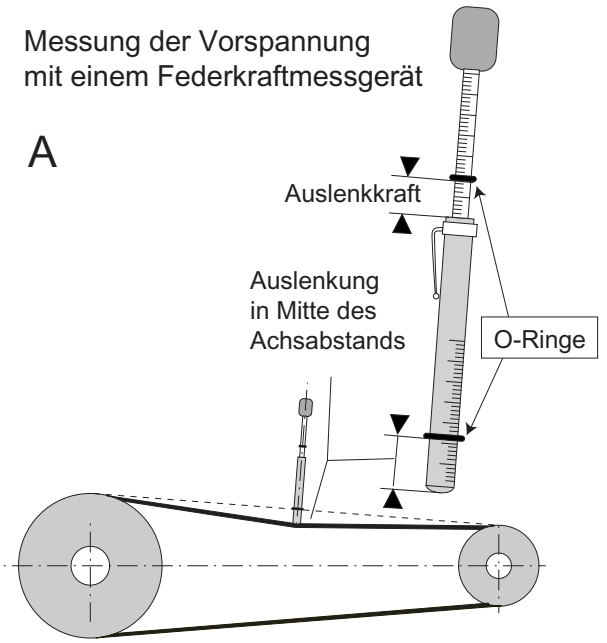
© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Riementriebe: Keilriemen

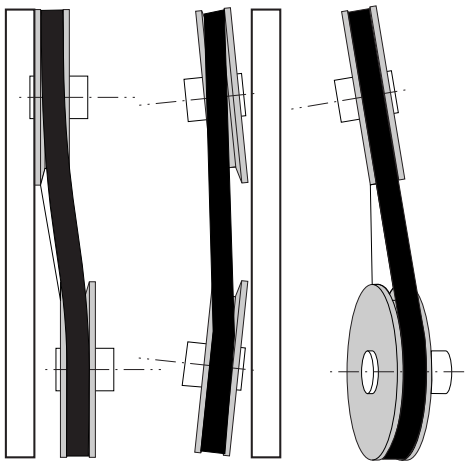
Überprüfung der Komponenten eines Riementriebs .

Messung der Vorspannung
mit einem Federkraftmessgerät

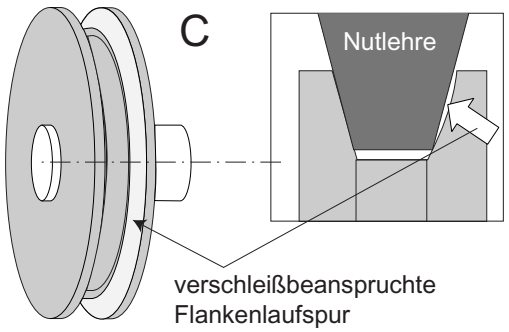
A



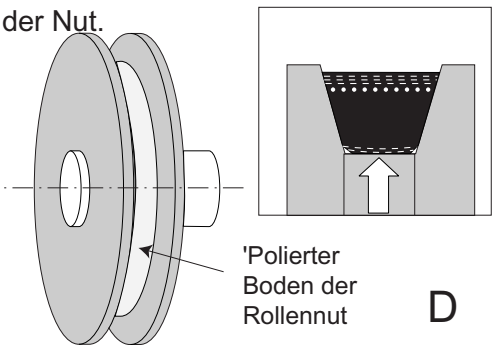
Achsversatz B
Bestimmung mit Hilfe von Linealen



Verschleiß an den Flanken der Nut.

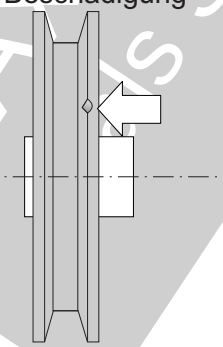


Aufsetzen des Riemenbodens in
der Nut.



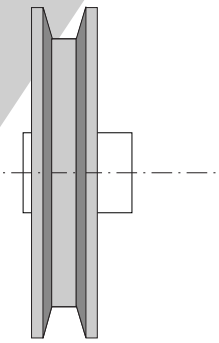
mechanische
Beschädigung

E



Verschmutzung
der Flanken

F



Laufspur einer Flanke bei einer
Taumelbewegung der Scheibe

G

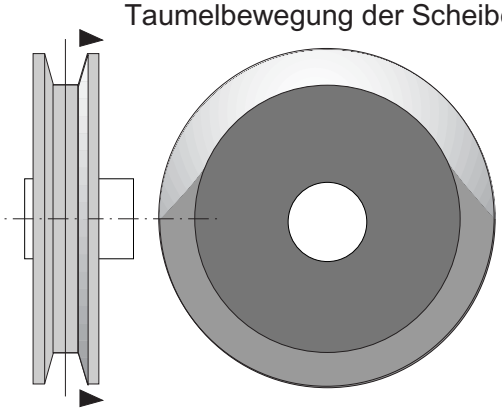


Bild 6.8.1-2

Bild 6.8.1-3 *(Lit. 6.8-2 und Lit. 6.8-3): Auch das '**Umfeld' eines Keilriementriebs** kann Aussagen zu Ursachen von Problemen und Schäden ermöglichen.*
*Interessant sind Befunde der **Schutzhaube** (Skizze oben). Einschläge oder Verschleißspuren (Vibrationsbewegungen an der Stelle wo der Fremdkörper lag) sowie Bruchstücke von **Fremdkörpern** wie Muttern geben Hinweise im Zusammenhang mit einem Riemenschaden. Auch wenn der Fremdkörper nicht mehr vorhanden ist, lässt eine **Mikroanalyse** (REM, Band 1 Bild 2.2.2.4-3) an Hand aufgeschmierter Werkstoffreste mit etwas Glück eine **Identifikation** zu. Das ist für die Vermeidung weiterer Fälle Voraussetzung und so von großer Bedeutung.*
***Ablagerungen** abgeschleuderter Schmiermittel, z.B. Fett aus der Scheiben-/Wellenlagerung können auf Zusammenhänge mit dem Schaden hinweisen. Zusammen mit **Abrieb** aus Riemenverschleiß lässt sich die Aufeinanderfolge **zeitlicher Abläufe** erkennen.*
***Schwingrisse/-brüche** an den Flanschen und Befestigungen oder in der Wand des Schutzes lassen auf **Vibrationen** schließen. Z.B. sind **flächige Ausbrüche** typisch für hochfrequente Plattenschwingungen. Schwingrisse weisen auf einen Zusammenhang mit unruhigem Lauf des Riemens über längere Zeit hin. Hier stellt sich beispielsweise die Frage nach der **Reihenfolge** von Schwingungen und **Schleifspuren** des Riemens und der Scheiben am Schutz.*

***Schwingungs-/Vibrationsmessungen** mit **Beschleunigungsaufnehmern** während des Betriebs. Sie sind an ruhenden Teilen wie dem Schutz relativ einfach. Aufwändiger gestalten sich Messungen an rotierenden Teilen wie Scheiben und Wellen. Hier erfolgt die Signalübertragung über Funk.*
*Von großem Nutzen kann ein **Stroboskop** sein (Skizze unten Mitte). Mit ihm ist man in der Lage, das durchaus komplexe Zusammenspiel mehrerer Einflüsse auf **Schwingungen/Vibrationen** der Komponenten des Riementriebs zu verstehen. Dazu gehört die Klärung des zeitlichen Auftretens und der Ursachen. Auch kurzzeitige **Ungleichmäßigkeiten der Drehzahl** sind erkennbar.*

***Schall-/Lärmmessung, Geräuschbeurteilung** gehören ebenfalls in den Bereich der Schwingungen. Für eine Bewertung ist **Erfahrung** erforderlich. Aufmerksamkeit gebührt allen **ungewöhnlichen Geräuschen** wie Quietschen (z.B. beim Anfahren).*

*Die **Leistungsaufnahme bzw. Abgabe** der Aggregate am Riementrieb. Gemessen wird der **Strom** des antreibenden **Elektromotors**. Das erfolgt während **schadensrelevanter Betriebszustände** berührungslos (Skizze unten links). So lassen sich ungewöhnliche Reibungsverluste des Riementriebs (verschlechterter Wirkungsgrad) erkennen, ein Anzeichen für Fluchtungsfehler der Scheiben/Wellen (Bild 6.8.1-2).*

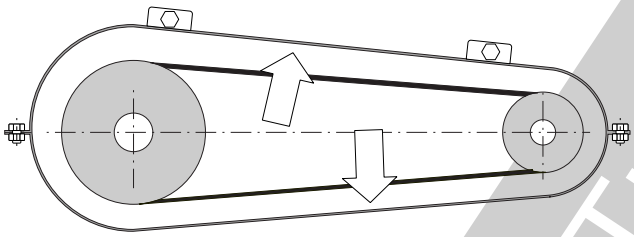
***Temperaturmessung** (Skizze unten rechts). Bereits der **Geruch von heißem Gummi** ist ein Warnzeichen für zu hohe Betriebstemperaturen am Riemen und sollte Messungen veranlassen. Sowohl für berührende Messungen im Stillstand (**Taster**) als auch berührungslose Messungen (**Pyrometer, Thermografie**) im Betrieb stehen geeignete Geräte (Bild 6.3.1.2-14.2) am Markt zur Verfügung.*
Nicht nur am Riemen sind die Betriebstemperaturen von Interesse. Sie sind auch für Lager- (Überlastung, Schmierungsprobleme) und Scheibentemperaturen wichtig.

© Axel Rossmann - TuMconsult
als Suchmaschinenunterstützung mit Lizenz

Maschinenelemente: Riementriebe: Keilriemen

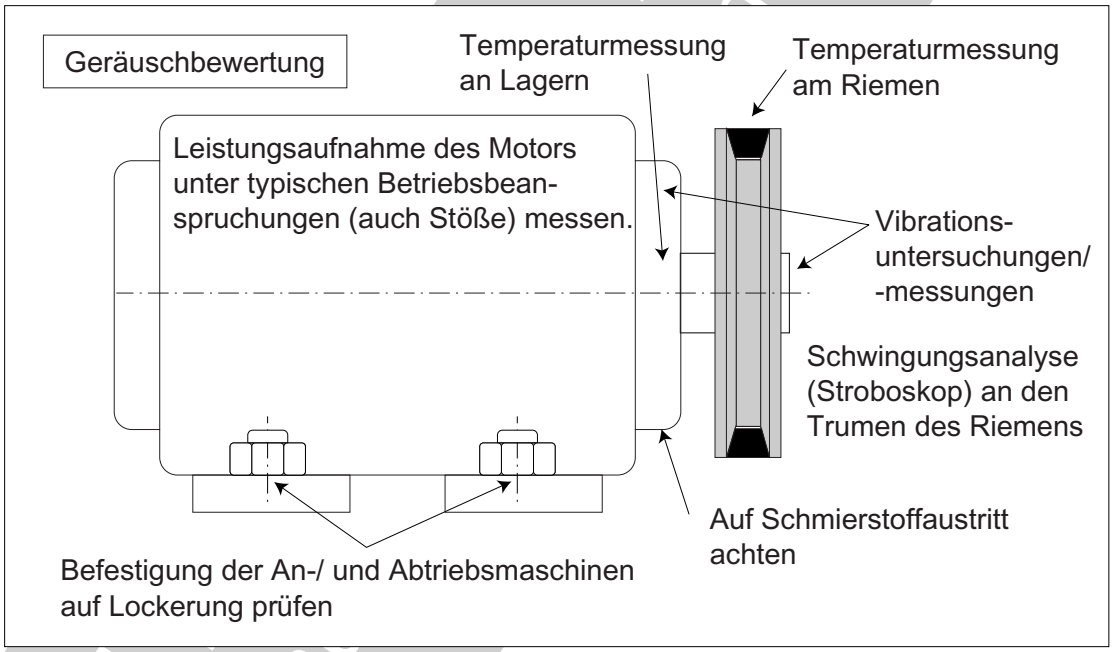
Auswertung des Umfelds eines Riementriebs und Prüfungen während des Laufs.

Die Schutzhaube kann vor Schäden warnen und wichtige Aussagen zu Schadensursachen ermöglichen.

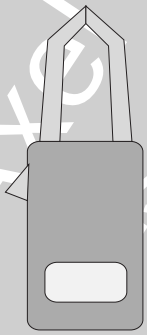


Innenseite der Schutzhaube inspizieren auf

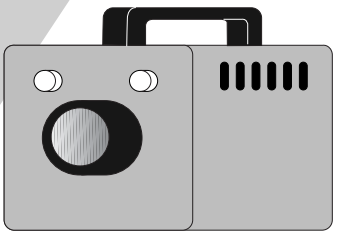
- Fremdkörper: Muttern/Schrauben
- Ablagerungen: Abrieb, Schmiermittel
- Beschädigungen wie Einschläge



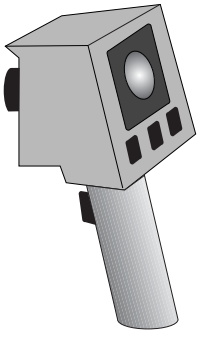
Überwachungsgeräte



Elektrische Leistungsmessung



Stroboskop

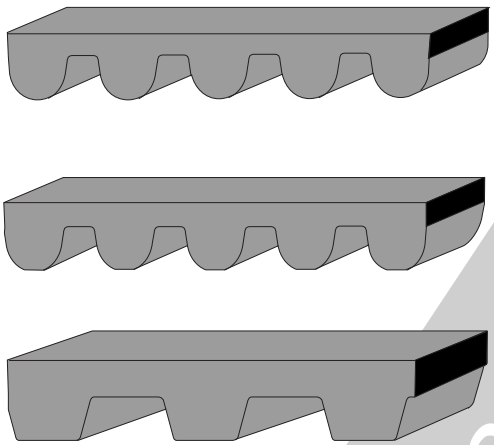


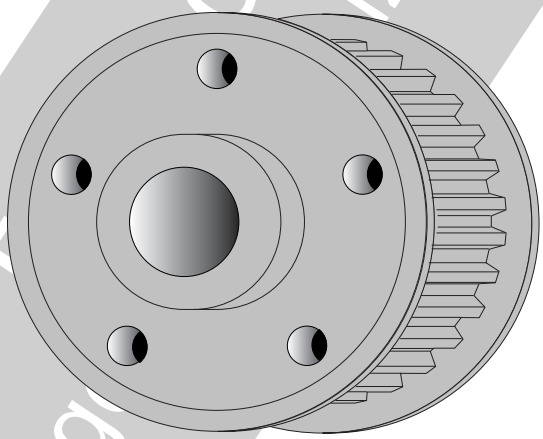
berührungslose Temperaturmessung

Bild 6.8.1-3

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.8.2 Zahnriemen / Synchronriemen





Zahnriemen werden auch als **Synchronriemen** bezeichnet. Sie ermöglichen mit Formschluss eine schlupffreie/synchrone Kraftübertragung in Stellgetrieben. Zahnriemen sind mit unterschiedlichen Zahnprofilen (Lit. 6.8-9) erhältlich.

Vorteile (Lit. 6.8-9) im Vergleich zu Kettentrieben (Steuerketten in Verbrennungsmotoren):
- Laufruhe,
- kleine Masse,
- Niedrige Kosten,
- Austauschbarkeit,
- äußere Prüfbarkeit bei Zugänglichkeit.
- Wartungsfrei (z.B. Schmierung entfällt).
- Enge Umschlingungswinkel realisierbar.
- Antrieb mehrerer Wellen ohne Spannschienen.
- Im Vergleich zu Keil- (ca. 30%) und Flachriemen (ca. 70%) deutlich niedrigere Lagerbelastung aus der Vorspannung.
- Hohe Lebensdauer bei Einhaltung der Wartungs- und Tauschvorschriften.
- Keine merkliche Längung während der Betriebslebensdauer.

Nachteile und Probleme (Lit. 6.8-9) im Vergleich zu Kettentrieben (Steuerketten):
- Mögliche Drehzahl und Belastung niedriger als bei Kettentrieb.
- Plötzlicher Bruch des Riemens ohne ausreichende Vorankündigung wie die Verschleißlängung bei Ketten (Bild 6.7-6.2).
- Temperatur-, öl- und lösungsmittelempfindlich. Gegebenenfalls Abdichtungen erforderlich.
- Alterungsempfindlich.
- Größere Baubreite,
- Arbeits-/kostenintensiver vergleichsweise häufiger Tausch.
- Leistungsverlust (ca. 1%) etwas höher als bei Ketten, jedoch geringer als bei Keil- und Flachriemen.

© Axel Rossmann - Technische Konsulenz
als Schulungsunterlagen

Zahnriemen werden im Maschinenbau und der Feinwerktechnik zur exakten Positionierung in Servoantrieben, Handlingvorrichtungen (Industrieroboter) und Linearantrieben (Verpackungsmaschinen) eingesetzt. Bei Motorrädern nutzt man in einigen Fällen Zahnriemen als Hinterradantrieb. Die wichtigste großtechnische Anwendung dürfte die Steuerung von Ventilen und Einspritzsystemen in Verbrennungsmotoren sein.

Die Erfahrung zeigt, dass die meisten **Schäden** als Folge einer zu hohen oder zu niedrigen (Lit. 6.8-6) '**Trumkraft**' (Trum = freie Riemenlänge'). Bei Nockenwellenantrieben ist besonders das die Zahnscheibe abstützende **Lager** der Nockenwelle von einer zu hohen Trumkraft gefährdet. Ein zu **lockerer Zahnriemen** kann dagegen abspringen und einen kapitalen Motorschaden als Folge eines Kontakts von Ventilen und Kolben auslösen. Die Gefahr solcher Schäden lässt sich mit Einhalten der vom Hersteller/Konstrukteur festgelegten Zeitspanne (60×10^3 -120×10^3 Fahrkilometer oder Nutzungszeit) bis zum Riementausch minimieren. Zusätzlich ist eine Prüfung der Riemenspannung bei der Wartung vorgesehen. Hierzu werden Messgeräte angeboten.

Zu beachten ist, dass ein Zahnriementrieb in **Wechselwirkung mit mehreren Baugruppen** wie Kurbelwelle, Nockenwelle und dem Spannsystem steht. Dabei spielt auch die **Reibung** eine Rolle. Folgende Gesichtspunkte sind bedeutsam:

- Schwingungen/Resonanzen mit Kraftspitzen.
- Verschleißvorgänge, insbesondere Beeinflussung der Lebensdauer.
- Geräusche.

Zahnriementriebe sind Gegenstand von Forschung und Entwicklung (Lit.6.8-10, Lit. 6.8-12 und Lit. 6.8-13). Es entstanden **computergestützte Auslegungs- und Auswahlhilfen** (Lit. 6.8-11 und Lit. 6.8-13). Üblicherweise erfolgt jedoch die Auslegung beim Hersteller, da nur ihm die notwendigen Parameterdaten vorliegen. Trotzdem ist eine **betriebsnahe Erprobung** beim Anwender dringend angeraten. Im Vordergrund steht die **Lebensdauer**. Sie geht in die festzulegenden Wartungsintervalle ein. Sind Verbesserungen erforderlich, müssen zielgerichtete Entwicklungen definiert werden. Dabei werden die relevanten Ausfallmechanismen betrachtet (Lit. 6.8-10.1). Sie sind zunächst anwendungsspezifisch zu identifizieren. Basis bilden Schadensmechanismen gelaufener Riemen für die das **Schadensbild** (Bild 6.8.2-4 und Bild 6.8.2-5) dem Fachmann entscheidende Hinweise gibt.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Riementriebe: Zahnriemen

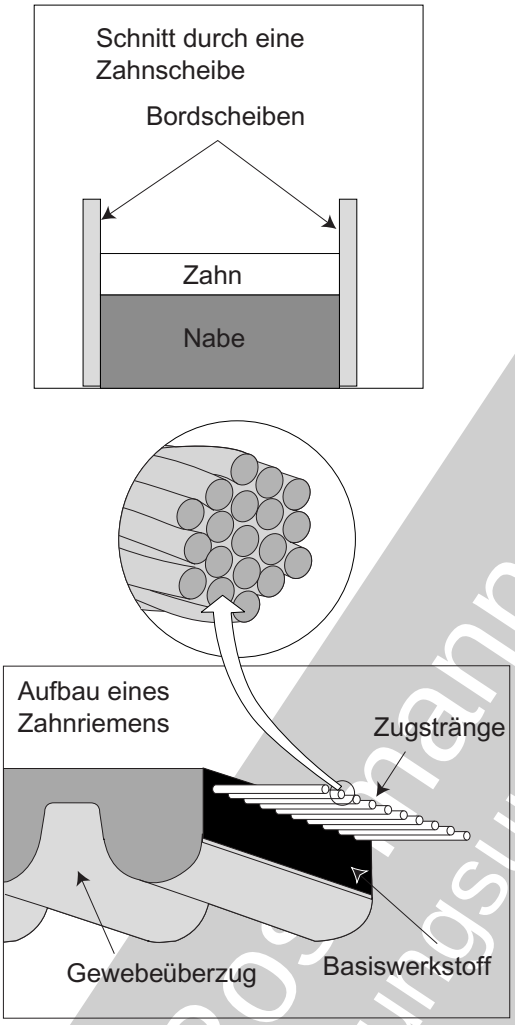


Bild 6.8.2-1

Bild 6.8.2-1 *(Lit. 6.8-9): Insbesondere für eine Schadensklärung im Labor sind neben dem makroskopischen Schadensbild (Bild 6.8.2-2 und Bild 6.8.2-3)* ***mikroskopische Untersuchungen*** *(Bild 6.8.2-3 und Band 1 Kapitel 2.2.2.4) notwendig. Dazu benötigt man Kenntnisse zu Aufbau und Werkstoff mit betriebsspezifischem Verhalten der Zahnriemen.*

Für die Kraftübertragung im Riementrum ist der aus mehreren Einzelsträngen aufgebaute ***Zugstrang*** *verantwortlich. Diese 'Filamente' bestehen meist aus* ***Glas-*** *oder* ***Aramidfasern****, manchmal auch aus* ***Stahlseilen****.*

Von Bedeutung für die Verbindung des Basiswerkstoffs mit dem Zugstrang und damit der Kraftübertragung ist die ***Infiltration*** *(Lit. 6.8-12). Um diese zu unterstützen, werden die Fasern locker gepackt (Sperrung). Die zu Litzen verbindende Infiltration wird herstellerspezifisch optimiert. Sie ist ein* ***Qualitätsmerkmal*** *und somit bei Schäden mikroskopisch zu bewerten.*

Die Litzen unterliegen beim Zahneingriff hohen dynamischen Beanspruchungen (Biegung/Zug). Das kann zur ***Schwingermüdung*** *von* ***Filamentdrähten*** *und zum Versagen des Riemens führen. Eine mikroskopische* ***Bruchflächenuntersuchung*** *(Band 1 Kapitel 4.4) gebrochener Drähte (REM, Band 1 Bild 2.2.2.4-3) kann überprüfen, ob dieser Schadensmechanismus vorliegt.*

Osmose/Hydrolyse *ist bei Zugsträngen aus* ***Glas*** *(Band 1 Bild 5.3.1-6) problematisch.* ***Stahldrähte*** *haben ein mögliches* ***Korrosionsproblem*** *mit Zutritt von Wasser-/Feuchtigkeit oder aggressiven Medien.*

Die ***Zahnauflagen*** *sind von einem verschleißfesten Gewebe (Armierungsgewebe) abgedeckt. Der Basiswerkstoff ist* ***Gummi*** *oder* ***Polyurethan*** *bzw. deren Spezialmischungen (Bild 6.8.2-2). Er ist von zeitabhängigen Veränderungen (****Alterung****) beeinflusst (Bild 6.8.2-2 und Bild 6.8.2-4). Neben der* ***Betriebstemperatur*** *spielt die* ***Einwirkung von Medien*** *wie Öl oder schädlichen Chemikalien eine Rolle. Das kann zur Versprödung aber auch zum Quellen mit Erweichung/Festigkeits- und Elastizitätsabfall führen. Zur Einschätzung sind definierte Laborversuche notwendig. Sie orientieren sich an den spezifischen Betriebsbelastungen.*

Der Einfluss maßlicher ***Fertigungstoleranzen*** *an Riemen und Scheiben wird leicht unterschätzt. Er ist jedoch „von drastischem Einfluss" (Lit. 6.8-7) auf das Übertragungsverhalten eines Synchron-Riementriebs (Bild 6.8.2-3 uns Bild 6.8.2-4).*

© Axel Rossmann - Tu Dortmund - Ausschulungsunterlagen Umdruck

Eigenschaften des 'Basis-'Werkstoffs ' von Zahnriemen	Gummi	Polyurethan
Einsatztemperaturen	-30 bis + 130 °C (HNBR) -40 bis + 150°C (HNBR peroxidisch vernetzt) -30 bis +120°C (CR)	-30 bis + 80 °C -30 bis + 100°C (Sondermischung)
Beständigkeit gegen Öl und Fett	bedingt (Sondermischung ja)	Ja
Beständigkeit bei Tropenbedingung	Ja	Ja
Beständigkeit bei Ozon	Ja	Ja
Witterungsbeständig	Ja	bedingt bei Wasserkontakt (Sonderzugstränge Ja)
Alterungsbeständig	Ja	Ja

Bild 6.8.2-2

Bild 6.8.2-2 *(Lit. 6.8-9): Ein wichtiger Aspekt der Riemenwahl ist die* ***Beständigkeit*** *gegenüber potenziellen äußeren Einflüssen (Band 1 Bild 5.3.1-5). Diese sollten beim Betreiber durch* ***betriebsnahe Versuche*** *überprüft werden. Der* ***Grundwerkstoff*** *von Zahnriemen wird in zwei 'Familien' angeboten -* ***Gummimischungen*** *und* ***Polyurethane****.*

Riementemperaturen*: Bei Elastomeren gilt, dass ein Temperaturanstieg von ca. 10 °C die Alterungsgeschwindigkeit verdoppelt (Band 1 Kapitel 5.3.1-8, Arrhenius-Gleichung) und damit die Riemenlebensdauer halbiert. Das heißt für den Konstrukteur, dass eine im Vergleich zu Metallen scheinbar kleine Steigerung der nutzbaren Einsatztemperatur eine deutliche Lebensdauerverlängerung zur Folge hat. Deshalb ist der Grundwerkstoff des Riemens mit Bedacht auszuwählen, festzulegen und zu gewährleisten.*

Beständigkeit gegen äußere Medien:

Öle und Fette *(Band 1 Kapitel 5.3.1.1): Folgende Effekte sind mikroskopisch und makroskopisch zu erwarten:*

-Festigkeitsabfall.
- Zähigkeitsabfall/Versprödung.
- Steifigkeitsabfall/Erweichung
- Maßänderung/Volumenänderung durch Schrumpfen oder Quellen.
- Schädigung der Haftfestigkeit/Kraftübertragung zwischen Elastomer und Zugsträngen.

Witterungsbeständigkeit *(Band 1 Kapitel 5.3) ist mit* ***einsatzspezifischen Versuchen nachzuweisen****. Es ist zu bedenken, dass es sich um eine kombinierte Beanspruchung aus Temperatur, UV-Strahlung, Feuchtigkeit und gegebenenfalls Luftbestandteilen/-verunreinigungen wie Ozon oder Industrieabgase handelt. So können unerwartet schädigende Effekte auftreten.*

Zur Witterungsbeständigkeit lässt sich auch ***Osmose/Hydrolyse*** *an Zugsträngen aus* ***Glasfasern*** *zählen. Sie wird von Feuchtigkeit/Wasser ausgelöst (Band 1 Bild 5.3.1-6). Diese Gefahr lässt sich mit unempfindlicherer Glassorte und Haftbeschichtung minimieren.*

Ein weiteres Problem ist die Empfindlichkeit von Gläsern gegen Spannungsrisse. Diese entstehen bei Zug- bzw. Biegespannungen unter Feuchtigkeit (Band 1 Bild 5.6.3.1.1-8).

Hilfsstoffe der Montage oder Wartung *wie Reinigungsflüssigkeiten, Gleitmittel, Rostlöser sind zuzulassen, zu spezifizieren und gegebenenfalls mit Warnhinweisen bereitzustellen (Logistikproblem).*

© Prof. Eigmann - Turbo Consult
Als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Die Kontaktbedingungen, insbesondere der vorspannungsabhängige Flankenwechsel der Riemenzähne am Ein- und Austritt der Zahnscheiben sind für die Lebensdauer eines Zahnriemens von großer Bedeutung.

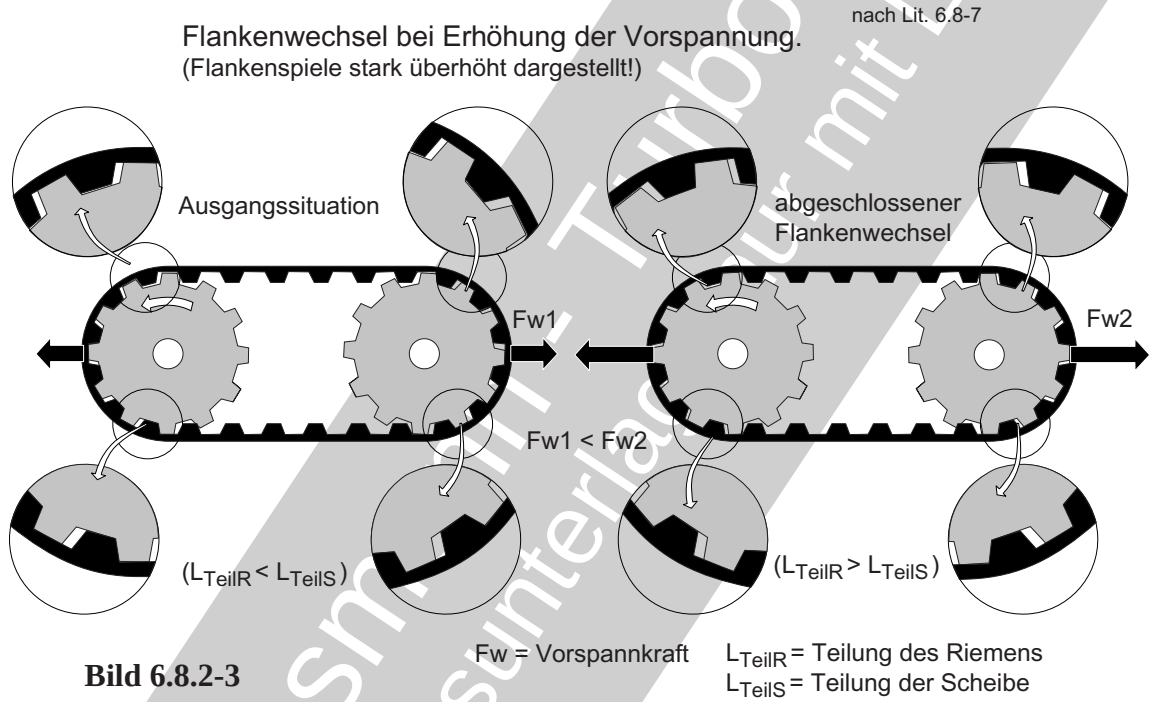


Bild 6.8.2-3

Bild 6.8.2-3 *(Lit. 6.8-7): Dargestellt ist ein vorgespannter Zweischeiben-Zahnriementrieb ohne Übertragungsmoment. Mit diesem Modell erhält man durch* ***Computersimulation*** *wichtige Erkenntnisse zur* ***Lebensdauer*** *bei auslegungskonformer Betriebsbelastung. Gerade* ***mikroskopische Ausfallmechanismen*** *in sehr begrenzten Riemenbereichen sind von großer Bedeutung (Bild 6.8.2-1). Das zeigt wie unerlässlich derartige Berechnungen für das Verständnis und die Optimierung von Technologien sind. Sie erfordern einen iterativen Prozess mit definierten Laborversuchen und betriebsnaher Verifizierung.*

Nach dem ***Anfangszustand*** *stellt sich der stabilisierte Betriebszustand mit dem abgeschlossenen* ***Flankenwechsel*** *erst nach mehreren Umdrehungen der Scheiben ein.*

In den Ecken der Zahnfüße (Lit. 6.8-12) sind hohe ***Walktemperaturen*** *(Bild 6.8.2-5, Bild 6.8.2-2 und siehe auch Bild 6.6.3-2) und zyklische Dehnungen zu erwarten. Sie beschleunigen die Alterung und machen* ***Rissbildung im Zahnfußübergang*** *plausibel (Bild 6.8.2-4 „E1“ und Bild 6.8.2-5 „E2“).* ***Örtlich erhöhte Temperaturen*** *durch innere* ***Reibung und Walkarbeit*** *dürften auch am Übergang zu den Faser-Zugsträngen (Bild 6.8.2-1) auftreten. Damit wird eine* ***Ablösung des Elastomers vom tragenden Filament*** *zumindest unterstützt (Lit. 6.8.2-10.1). Von einer örtlichen, zyklischen Krafteinleitung ist eine* ***Schwingermüdung der Faserstränge mit Rissbildung und Bruch*** *zu erwarten.*

© Axel Rossmann - Turbo... als Schulungsunterlage nur mit L...

Bild 6.8.2-4 *und* ***Bild 6.8.2-5*** *(Lit. 6.8-3, Lit. 6.8-6 und Lit 6.8-10.1): Für die* ***Auswertung und Klärung von Schadensmechanismen*** *und Abläufen ist die Zuordnung der* ***Schadensbilder*** *entscheidend. Die Detailbilder zeigen* ***makroskopische Befunde****. Sie sind Besonderheiten des jeweiligen Riementriebs zuzuordnen. Dies ist eine anspruchsvolle Aufgabe, weil es sich um jeweils verschiedene* ***Einflüsse und deren Kombination*** *handeln kann. Hier ist eine systematische Problemanalyse/Schadensanalyse (Band 1 Kapitel 2.2.2) dringend anzuraten.*
Die ***Schadensanalyse*** *stützt sich nicht nur auf die hier dargestellten* ***makroskopischen Befunde****. Sie erfordert auch* ***mikroskopische Untersuchungen*** *(Bild 6.8.2-3 und Band 1 Kapitel 2.2.2.4). Gewöhnlich lassen sich bei Laboruntersuchungen drei* ***Hauptschadensmechanismen*** *erkennen:*

- ***Verschleiß des Armierungsgewebes*** *(„**C3**“, Bild 6.8.2-1).*
- ***Elastomeralterung*** *(„**E1**“, „**H**“) als Folge von Betriebstemperatur, einwirkenden Medien (Bild 6.8.2-2) und Walkarbeit (Bild 6.8.2--3).*
- ***Bruch*** *der Filamente im Zugstrang („**D**“, „**E1**“, Bild 6.8.2-1).*

Erarbeitung von Abhilfen aus dem Schadensbefund*: In der praxisbezogenen Fachliteratur (Lit. 6.8-3 und Lit. 6.8-6) werden* ***dem jeweiligen Makroschadensbefund Abhilfen zugeordnet****. Bei vorzeitigem Ausfall ist diese Vorgehensweise im Rahmen von* ***Montage- und Wartungsarbeiten*** *durchaus zielführend. Sie erfordert jedoch Erfahrung.*
Im Rahmen von ***Entwicklung*** *und* ***Erprobung*** *oder Ausfällen in* ***Großserien*** *ist eine* ***mikroskopische Bewertung*** *in vielen Fällen unbedingt erforderlich. Die Schadensmechanismen spielen sich insbesondere bei Lebensdauerproblemen in eng begrenzten Riemenzonen ab. Um das zu vertehen, können* ***computergestützte Simulationen*** *(Lit. 6.8-12) zur Schadensklärung äußerst hilfreich sein.*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

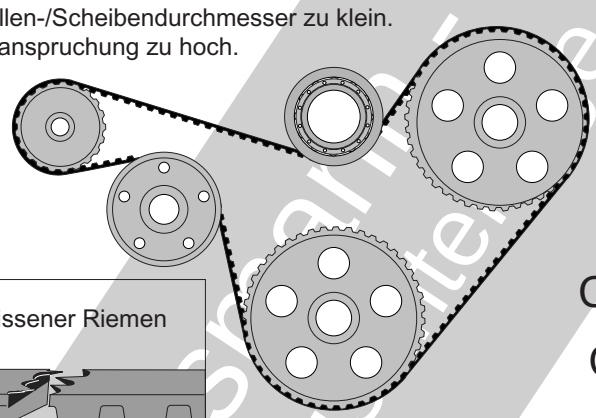
Maschinenelemente: Riementriebe: Zahnriemen

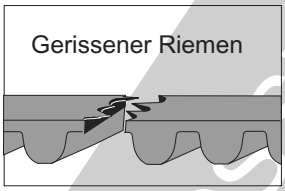
Probleme an Zahnriemen/Synchronriemen.

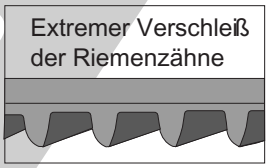
Lit. 6.8-3 und Lit. 6.8-6

A Mögliche Ursachen für Probleme die sich mit einem ungewöhnlichen **Laufgeräusch** bemerkbar machen.

- Fluchtungsfehler,
- ungünstige Vorspannung zu niedrig oder zu hoch.
- Rücken-Führungsrolle,
- Zahnverschleiß,
- verbogene Bordscheibe,
- Riemengeschwindigkeit zu hoch.
- Nicht passendes Riemenprofil, falscher Riementyp.
- Resonanzdrehzahlen,
- Rollen-/Scheibendurchmesser zu klein.
- Beanspruchung zu hoch.







D Gerissener Riemen

- Zu hohe Stoßbelastung.
- Starke Schwingungen.
- Zu kleine Scheibendurchmesser
- Schädigende Behandlung, unsachgemäße Aufbewahrumg, gewaltsames Aufziehen.
- Abriebpartikel oder Fremdkörper
- Extremer Scheibenverschleiß.
- Zu hohe "Wärmespannung" durch Abstandsvergrößerung der Rollen

E1 Rissbildung, Rückenrisse

- Zu kleine Scheiben-/Rollendurchmesser
- Rückseitenführungsrolle
- Umgebungstemperatur außerhalb - 40 °C bis + 100 °C. zu niedrige Temperatur besonders beim Start gefährlich.
- Einwirkung aggressiver Chemikalien.
- Schräglauf.
- zu hohe Vorspannung.

B Ursachen für Vorspannungsverlust:

- Zu schwache Abstützungen.
- Extremer Zahnverschleiß
- Fehlende Nachstellung.
- Starke Verschmutzung.
- Überlastung.
- zu kleine Durchmesser
- Triebkomponenten (Riemen, Zahnscheiben, Rollen, Wellen/Achsen zu heiß

C1 Starker Verschleiß der Riemenkanten

- Handhabungsbeschädigung.
- Bordscheibe beschädigt.
- Riemenbreite zu groß.
- Riemenspannung zu niedrig,
- zu rauhe Bordscheibe.
- Axialversatz der Scheiben.
- Schlechte Riemenführung/ Ausrichtung.
- Riemen streift am Schutz.
- Fluchtungsfehler.

C2 Verschleiß der Zahnflanken

- Ursachen siehe "F".

C3 Früher Zahnverschleiß am Riemen

- Ungeeignete Riemenspannung (zu niedrig, zu hoch).
- Riemen läuft seitlich verschoben auf der Zahnscheibe.
- Fluchtungsfehler.
- Nicht passendes Riemenprofil, falscher Riementyp.
- Verschlissene Zahnscheibe.
- Raue Verzahnung der Scheibe.
- Beschädigte Zahnscheibe,
- Maßproblem der Zahnscheibe, nicht nach Vorschrift.
- Riemen berührt Schutz oder Halterungen.
- Überlastung.
- Zu weicher Zahnscheibenwerkstoff.
- Zu viel Abriebpartikel.
- Schräglauf.

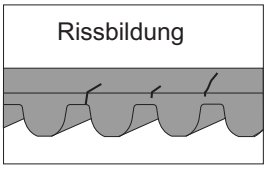
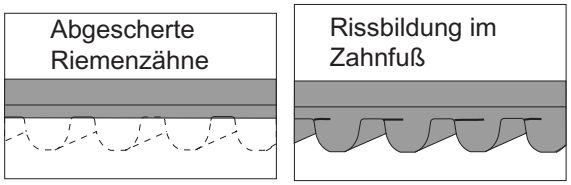


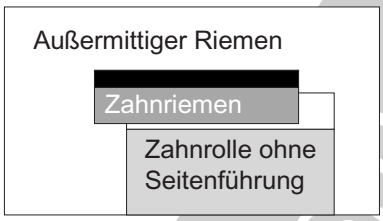
Bild 6.8.2-4

© Axel Rossmann - Turbocon
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz



F Abgescherte Riemenzähne, Ausbrüche

- Zu hohe Stoßbelastung.
- Unterschiedliche Trumkräfte verschlechtern das Teilungsverhältnis.
- Verschleiß der Scheibenzähne,
- Teilungsfehler weil Steggewebe verschlissen.
- Nicht passendes Riemenprofil, falscher Riementyp.
- Längentoleranz wird nicht eingehalten.
- Rückenführungsrolle - Fluchtungsfehler
- Riemen unterdimensioniert.
- Resonanzschwingungen.
- Reaktion mit Fremdstoffen wie Öl.



G Schlechte Riemenspur

- Der Riemen verschiebt sich von der Zahnscheibe.
- Scheibenabstand > 8 x kleinstem Zahnscheibendurchmesser. Beide Scheiben haben Bordscheiben.
- Starker Verschleiß der Riemenkanten.

H Hohe Betriebstemperaturen der Komponenten des Triebs.

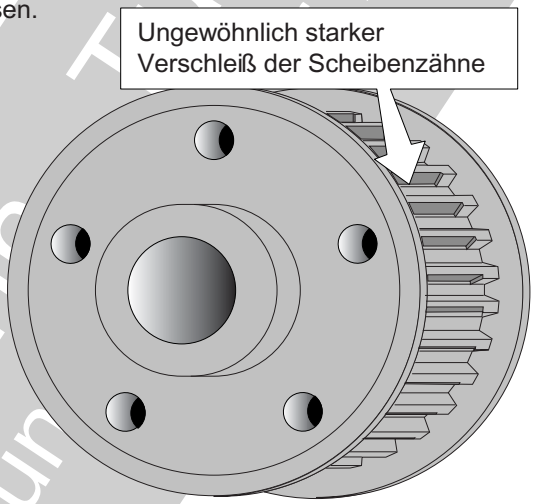
- Fluchtungsproblem
- Fehlerhafte Riemenspannung (zu hoch oder zu niedrig) Beide Scheiben haben Bordscheiben.
- Nicht passendes Riemenprofil, falscher Riementyp.

I Schaden an Bordscheibe

- Seitenkraft des Riemens überlastet die Zahnscheibe.

E2 Riemenzähne und Gewebe lösen sich vom Zugstrang ab.

- Umfangskräfte/Belastung zu hoch.
- Trumkraft nicht auslegungsgemäß. Deshalb Teilungsverhältnis durch elastische Riemendehnung ungünstig.
- Riemenlänge stimmt nicht.
- Verschlissenes Steggewebe verändert Teilungsverhältnis.
- Steggewebe beschädigt (Montage)
- Resonanzbetrieb, starke Trumschwingungen.
- Reaktion mit Fremdstoffen wie Öl.



K Keine Synchronisation der Wellen

- Konstruktions-/Auslegungsfehler.
- Ungeeigneter/falscher Riemen.

L Vibrationen

- Nicht passendes Riemenprofil, falscher Riementyp.
- Fehlerhafte Riemenspannung (zu hoch oder zu niedrig)
- Lose Nabe/Keil

M Vorschädigung

- Handhabung, Montage (Knickstellen) falscher Riementyp.
- Zu hohe Vorspannung.

Bild 6.8.2-5

© Axel Kossmann Technikconsult
Schulungsunterlagen mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.8

6.8-1 „Analyze Your Way to Longer Lasting, Better Performing V-Belt Drives“, Fa. Gates Corporation, www.gates.com/cool/images/V-Belt, Seite 1-10.

6.8-2 „Service Manual for Industrial V-Belt Drives“, Fa. Carlisle - Power Transmission Products, Inc. Corporation, www.carlislebelts.com, Seite 1-41.

6.8-3 „Belt Drive Preventive Maintenance &Safety Manual“, Fa. Gates Corporation, 2001, www.gates.com/cool/images/V-Belt, Seite 1-46.

6.8-4 H.-D.Zeuschner, „Keilriemen - ein Überblick“, www.kfztech.de. 2008, Seite 1-7.

6.8-5 D.Parsons, „Simple Techniques for Preventing Drive Belt Alignment Problems“, Plant Engineering Magazine, 2000, www.maintenancesources.com/referencelibrary/v-belts, Seite 1-3.

6.8-6 E.Greuter, „Motorschäden - Schäden an Verbrennungsmotoren und deren Ursachen“, Vogel Buchverlag, 1994, 1. Auflage ISBN3-8023-1515-4, Seite 255-260.

6.8-7 R.Librentz, „Das Übertragungsverhalten von Synchronriemengetrieben“, Dissertation an der TU-Berlin, 2006, D 83, Seite 1-34 und 95-99.

6.8-8 „Zahnriemen“, de.wikipedia.org/wiki/Zahnriemen, Stand Mai 2011, Seite 1-3.

6.8-9 T.Nagel, „Zahnriemengetriebe - Stand der Technik 2010 - neueste Entwicklungen und Trends“,Beitrag zur 14. Tagung „Zahnriemengetriebe“, www.ifte.de/forschung/zahnriemen/literatur-ab01, Seite 1-6.

6.8-10 T.Nagel, „10. Tagung Zahnriemengetriebe Rückblicke“, Thema: „10 Jahre Zahnriementagung - 35 Jahre Zahnriemenforschung in Dresden“, vom 13.09./14.09.2005, www.ifte.de/forschung/zahnriemen/literatur88-95, Seite 1-11.

- **6.8-10.1** P.Urban, „Lebensdauerprognose für den Synchronriemen auf Basis von Ausfallmechanismen“.
- **6.8-10.2** H.Schulte, „Meilensteine und Innovationen der Zahnriemenentwicklung“.
- **6.8-10.3** M.Beiersdorf, „Neue Untersuchungen zur Problematik Vorspannung“.
- **6.8-10.4** W.Terschüren, „Erhöhung der Lebensdauer von Zahnriemen durch Verbesserung der Glaschordeigenschaften“.

6.8-11 G.Weser, T.Nagel, „Riemen endlich vergleichbar - Allgemeingültiger Algorithmus zur Dimensionierung von Zahnriemengetrieben“, Zeitschrift „Antriebstechnik“ 7/2008, Seite 2-5.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Skriptunterlage nur mit Lizenz

6.8-12 R.Witt, „Modellierung und Simulation der Beanspruchung von Zugsträngen aus Stahllitze“, Beitrag zur 13. Tagung “Zahnriemengetriebe“ Beitrag zur Tagung 16./ 17.9.2008 am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design, Seite 1-9.

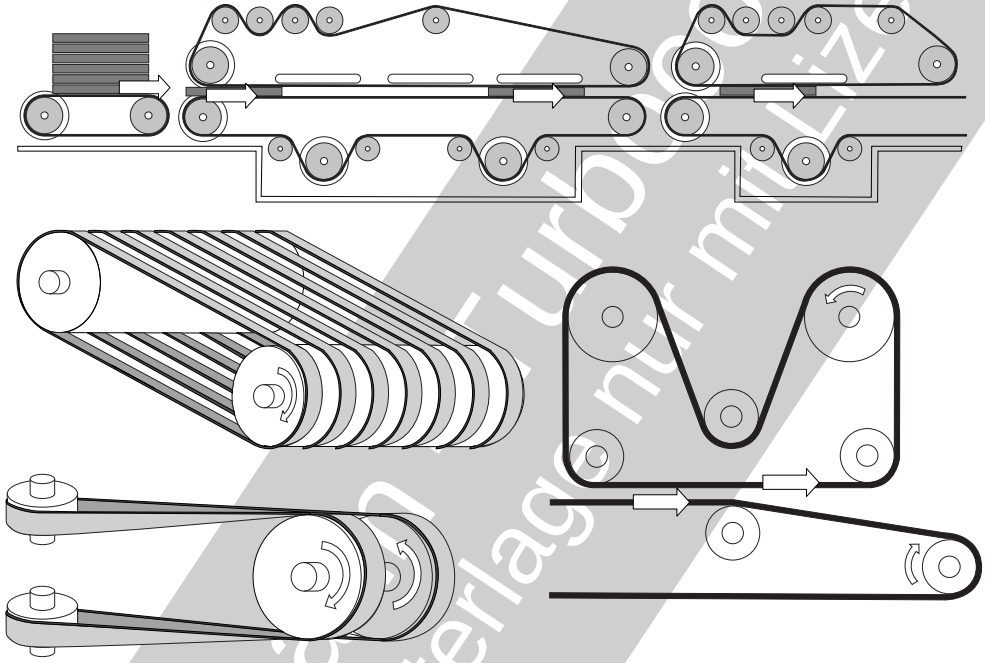
6.8-13 P.Schaffstaedter, „Betrachtungen zur Teilungsabweichung von Zahnriemen“, Beitrag zur 13. Tagung “Zahnriemengetriebe“ Beitrag zur Tagung 16./17.9.2008 am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design, Seite 1-7.

6.8-14 S.Fraulob, T.Nagel, „Analyse von Zahriemengetrieben unter Nutzung der FEM“, Beitrag zur ANSYS Conference & 27th CADFEM Users Meeting November 18-20, 2009, Leipzig, Seite 1-12.

© Axel Rossmann - Turbo Consult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.8.3 Flachriemen

Teil einer Falz-Klebemaschine



Flachriemen sind als **Treibriemen** mit flachem Querschnitt definiert (Lit. 6.8.3-4) und werden in diesem Kapitel so verstanden. Verwirrend ist, wenn unter diesem Begriff auch Zahnriemen, Keilrippenriemen und Verbundkeilriemen genannt werden. Flachriemen waren ein wichtiges Kraftübertragungselement des frühen Maschinenbaus. Sie haben heute scheinbar weitgehend an Bedeutung verloren. Man findet sie noch im **Antrieb hochtouriger Spindeln** wie von Schleifmaschinen. Der Eindruck, die Zeit der Flachriemen wäre vorbei, täuscht, wie eine nähere Betrachtung zeigt. Flachriemen haben **weitere Anwendungen** in der Druck-, Papier- und Kartonindustrie, Buchherstellung, Textilindustrie und Verpackungsmaschinen gefunden (Lit. 6.8.2-1). Dazu eine kleine Zusammenstellung:

- Transportbänder,
- Förderriemen,
- Prozessbänder,
- Maschinenbänder,
- Druckdecken,
- Hochtemperaturbänder,
- Zuführungen,
- Ab- und Aufrollen,
- Klebe und Bindeanlagen.

Die Auslegung von Flachriemen wird in den Standardwerken der Maschinenelemente (z.B. Lit. 6.8.3-1) behandelt. Geht es zusätzlich um **anwendungsspezifische Eigenschaften** (Bild 6.8.3-1) wie die Mitnahmefähigkeit von Transportbändern mit Hilfe angepasster **Oberflächenprofilierung** für das Transportgut, ist die Expertise des Anbieters zu empfehlen. Über **Probleme und Schäden** moderner Flachriemen findet man in der Literatur herzlich wenig. Also ist es notwendig, aus den (Hersteller-) Angaben zur Auswahl des

© Axel Possmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

geeigneten Riemens Schlüsse auf potenzielle Probleme zu ziehen (Bild 6.8.3-1) und ungeeignete Riemen auszuschließen.

Doch Flachriemen haben neben **Niederleistungsanwendungen** in Kleingeräten durchaus Potenzial für die Übertragung **hoher Leistungen** bei **extremen Drehzahlen**. So wurden in den achtziger Jahren vielversprechende Versuche für militärische Kurzzeitanwendungen an Flachriementrieben mit extrem hohen Geschwindigkeiten (>100 m/s) durchgeführt. Dabei zeigten sich ungewöhnliche spezifische aber offenbar lösbare Probleme. Die Sogwirkung des Riemens beim Auflaufen auf die Scheibe erzeugt einen Effekt ähnlich dem Ölkeil eines dynamisch geschmierten Gleitlagers (Bild 6.3.2-1). Es kommt zur Bildung eines äußerst starken **Luftkeils**. Um den Riemen am Abheben zu hindern, ist eine sehr **hohe Vorspannung** erforderlich. Sie lässt die Lager der Riemenscheiben zur Schwachstelle werden. Lösungsansätze finden sich in einer **Profilierung der Rollenoberfläche** und/oder der **Riemeninnenseite**. Ein weiteres Problem machen auch kleinste **Ausfransungen der Riemenkanten**. Es entstehen starke Geräuschentwicklung, heftiges Schlagen und Vibrationen.

Flachriemen sind heute 'High Tech'.

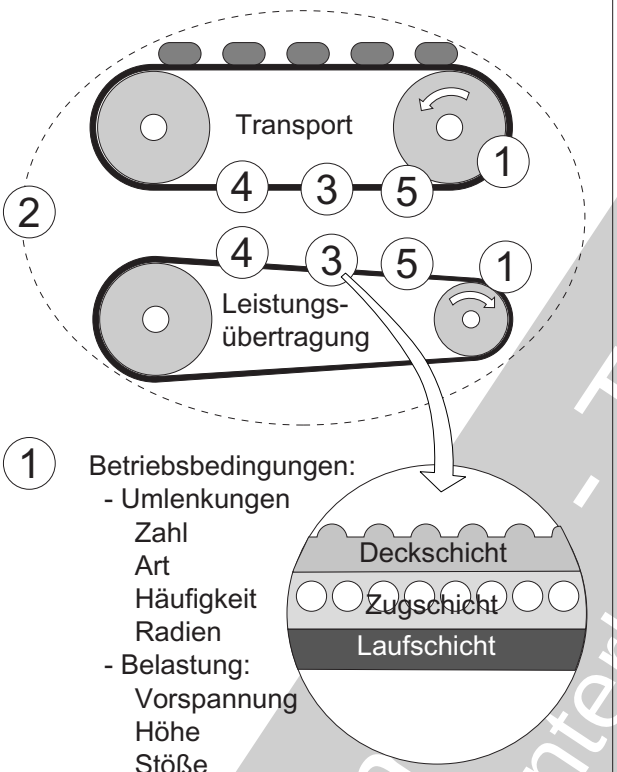
Moderne Flachriemen sind mehrschichtig. Die Eigenschaften.der Oberflächen außen und innen werden anwendungsspezifisch optimiert bzw. angepasst. Die Zugkräfte nehmen Lagen hochfester Kunststoffe (z.B. Fasern aus Polyamid, Polyester, Aramid) oder Stahldrähten auf. Die äußere Kunststoffschicht (PVC, PU, Gummi) von Transportbändern kann auf das Transportgut abgestimmt **profiliert** werden (**Mitnahmefähigkeit**, Lit. 6.8.3-2 und Lit. 6.8.3-3). Grundsätzlich ist ein ausreichender Reibbeiwert durch die Werkstoffwahl der Außenschichten gewährleistet. Flachriemen werden als Endlosbänder oder abgelängt für eine Fügung angeboten. Dem Bereich einer Fügung gilt besondere Aufmerksamkeit. Sie ist als potenzielle Schwachstelle anzusehen.

Bild 6.8.3-1 *(Lit. 6.8.3- 2 und Lit. 6.8.3-3): Heutige 'Hochleistungs'-Flachriemen' haben sehr unterschiedliche Anwendungen und unterliegen entsprechend vielen* ***auslegungsrelevanten Einflüssen****. Dabei muss die Einschätzung der Betriebstauglichkeit oft dem Anbieter überlassen werden. Dem Konstrukteur/Anwender bleibt trotzdem die wichtige Aufgabe, alle betriebsrelevanten Einflüsse zu erkennen. Die Zusammenstellung in diesem Bild soll dabei helfen. Eine Vollständigkeit ist jedoch nicht garantiert.*
Betriebsbedingungen *(„**1**“):* ***Belastungen*** *und* ***Umlenkungen*** *beeinflussen die* ***statische und dynamische Lebensdauer*** *des Riemens. Gerade die Einschätzung der dynamischen Belastung (Stöße, Schwingungen, Vibrationen, Anfahr- und Abbremsvorgänge) erfordert Erfahrung mit dem gesamten Antriebssystem. Das kann sogar eine* ***Erprobung*** *bzw.* ***Messungen*** *im Betrieb erforderlich machen. Bei Transportriemen für empfindliche Güter wie in Verpackungsmaschinen ist die* ***Auflagefläche*** *des Riemens mit dem Produkt abzustimmen. Dabei müssen Vorgänge (z.B. Falzen) sicher und ohne Beschädigung des Guts ablaufen.*
Umgebung *(„**2**“): Neben der* ***Betriebstemperatur*** *können* ***Medien*** *die Eigenschaften des Riemenmaterials über die Betriebszeit unzulässig verändern (Band 1 Kapitel 5.3.1.1). Festigkeitsverlust, Versprödung und bleibende Längung sind typische Folgen. Dazu kommen Veränderungen des* ***Reibwerts*** *durch das Medium. Eine Folge bei Öleinwirkung ist großer*

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Riementriebe: Flachriemen

Was man bei Flachriemen berücksichtigen muss.



1 Betriebsbedingungen:
- Umlenkungen
  - Zahl
  - Art
  - Häufigkeit
  - Radien
- Belastung:
  - Vorspannung
  - Höhe
  - Stöße
  - Schwingungen/Vibrationen
  - Standzeit
  - Abdrücke auf Transportprodukt

2 Umgebung:
- Temperatur
- Medien:
  - Feuchtigkeit
  - Schmiermittel/Öle
  - Staub/Partikel

3 Riemeneigenschaften:
- Dimensionsstabilität
- Flexibilität
- Reibung
  - Mitnahmefähigkeit
  - (Profilierung)
- Elektrische Aufladung
- Chemische Beständigkeit

4 Verbindung von Riemenenden
- Festigkeit
  - statisch
  - dynamisch
- Herstellung
- Steifigkeit

5 Verschleiß
- Abrieb auf Transportseite
- auf der Innenseite

Bild 6.8.3-1

Schlupf *bis zum* ***Durchrutschen*** *des Riemens. Auch die Oberfläche von Transportriemen muss die Einwirkung von Medien, beispielsweise aus dem Transportgut, schädigungsfrei ertragen.*
Riemeneigenschaften *(„**3**“) müssen den Forderungen aus „1“ und „2“ entsprechen. Daneben spielen anwendungspezifische Vorgaben eine Rolle. Dazu gehören z.B. bei* ***Transportriemen*** *gegebenenfalls eine abgestimmte* ***Profilierung*** *der Auflage (Außenfläche). Diese darf sich im Betrieb nicht funktionsgefährdend verändern. Für besondere, über den reinen Transport hinausgehende Vorgänge mit scharfen Umlenkungen (Falzen?) muss eine ausreichende* ***Flexibilität*** *über die gesamte Einsatzzeit gewährleistet sein. Wenn sich Riemen ähnlich einem van de Graaf-Generator (Bandgenerator, Lit. 6.8.3-5, Band 1 Bild 5.12.1-1) gefährlich statisch* ***elektrisch aufladen****, kann dies unterschiedliche Auswirkungen haben. Dazu gehören neben dem Auslösen von Explosionen (z.B. Staub, Band 1 Kapitel 5.11.2) und der Arbeitssicherheit (Stromschlag?) auch die* ***Schädigung von Lagern*** *(Bild 6.3.1.1-24) und* ***Getrieben*** *(Bild 6.4.1-14) als Folge des* ***Stromdurchgangs*** *(Band 1 Kapitel 5.12). Gegen diese Gefahren ist eine geeignete kontrollierte Entladung/****Ableitung*** *vorzusehen.*
Verbindung von Riemenenden *(„**4**“): Riemen werden geschlossen (endlos), oder offen angeboten. Offene Riemen müssen an der* ***Stoßstelle*** *verbunden werden. Dies geschieht mit mechanischen* ***Verschlüssen*** *oder durch* ***Kleben****. Solche Verbindungen benötigen ausreichende statische und dynamische Festigkeit sowie* ***Flexibilität****. Auch die Herstellung der Verbindung dürfte Fachkenntnis und Erfahrung erfordern. Sie ist zumindest bei den Anbietern zu erwarten.*
Verschleiß *(„**5**“): Es geht sowohl um Verschleiß der* ***Lauffläche*** *(innen) als auch der* ***Kanten*** *und der* ***Oberfläche*** *bei Transportriemen. Dabei sind besondere Bedingungen wie abrasive* ***Stäube*** *oder* ***raues Transportgut*** *zu berücksichtigen.*

© Axel Rossmann - Tutorensystem - Schulungsunterlagen - Turbomaschinen

Literatur zu Kapitel 6.8.3

6.8.3-1 G.-Niemann, H.Winter, „Maschinenelemente Band 3“, ISBN 3-540-10317-1, 2. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1986, Seite 163-170.

6.8.3-2 „Transportbänder“, Firmenangaben der Egger Handels GmbH, www.eggerhandel.com/katalog/01_Antri/Antriebs.pdf, Seite 1-20.

6.8.3-3 „Transport-, Maschinenbänder und Hochleistungs - Flachriemen für die Druck-, Papierindustrie und Papierverarbeitung“, Angaben der Fa. Chiorino, www.chiorino.com, Seite 1-11.

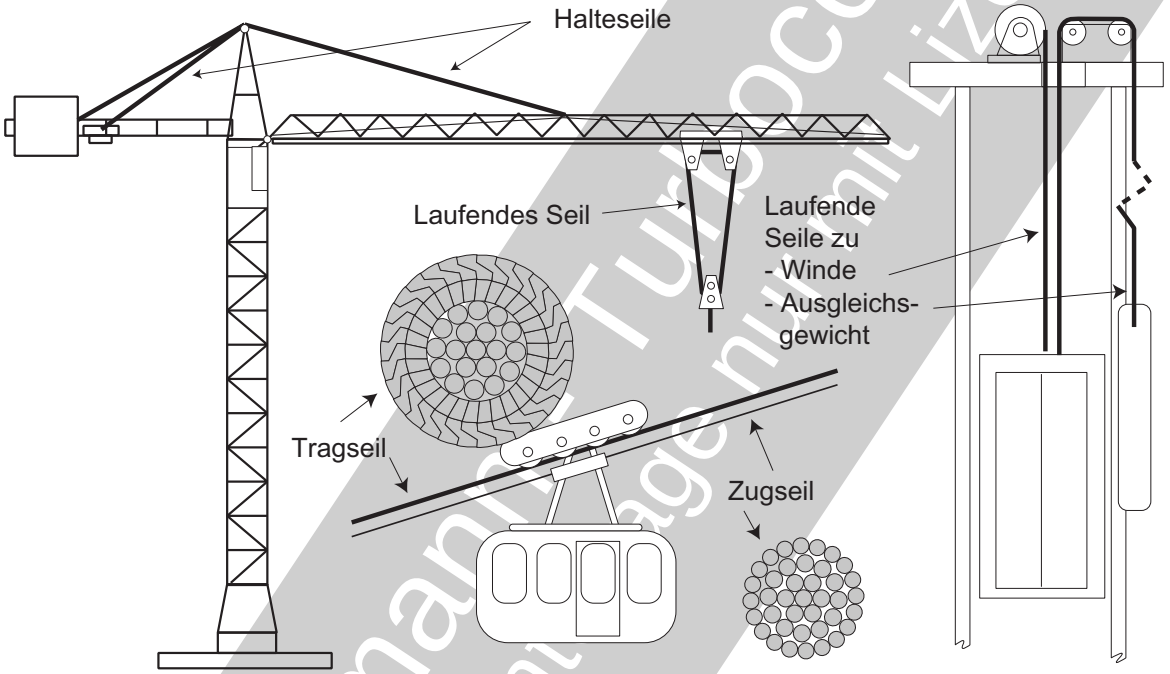
6.8.3-4 „Flachriemen“, http://de.wikipedia.org/wiki/Flachriemen, Sept. 2011, Seite 1

6.8.3-5 „Van-de-Graaf-Generator“, http://de.wikipedia.org/wiki/Van-de-Graaf-Generator, Sept. 2011, Seite 1-3

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage mit mir Lizenz

6.9 Seile und Seilzüge

6.9.1 Seile



Seile sind klassische, häufig **hoch sicherheitsrelevante Maschinenelemente**. Sie werden in einer großen Typenvielfalt anwendungsspezifisch angeboten. Eine Einteilung erfolgt nach der Anwendung. **Laufende Seile** bewegen sich und bestehen gewöhnlich aus **Litzen**. **Anschlagseile** dienen der Befestigung von Lasten und sind ebenfalls Litzenseile. **Stehende Seile** sind statisch und meist **Spiralseile** (Bild 6.9.1-4). **Tragseile** (vollgeschlossene Ausführung) werden über laufende Rollen geführt und dabei auch quer belastet (Beispiel Bergbahn). **Werkstoffe** und innere **Seilaufbauten** gibt es in großer Zahl. In diesem Kapitel werden im Schwerpunkt **Stahl-/Drahtseile** behandelt, obwohl Seile aus Kunstfasern weit verbreitet sind. Auch Drahtseile haben häufig im Inneren eine 'Seele' aus Kunstfasern. Sie beeinflusst Eigenschaften wie Verschleißempfindlichkeit und Dämpfung sowie elastische und bleibende Längung (Setzen). Die **Auslegung** eines Seils erfolgt heute zumindest unter Beratung des Herstellers.

Damit bleibt dem verantwortlichen Ingenieur/Konstrukteur vorrangig die **Gewährleistung der Sicherheit im Betrieb**. Heute hat er sich im Schwerpunkt mit entsprechenden Themen auseinanderzusetzen. Hier kommt ihm eine sehr positive Eigenschaft von Drahtseilen entgegen. Das sog. '**Fail Safe**' Verhalten. Dieses beruht auf der **Redundanz** der Einzeldrähte (Bild 6.9-9). Mit Hilfe der Reibung übernehmen benachbarte Drähte bereits über eine geringe Länge die Last eines gebrochenen Drahts. Man vermisst (deshalb?) jedoch eine befriedigende Behandlung von **Problemen** und **Schäden** in den Standardwerken der Maschinenelemente. Das ist besonders bedauerlich, weil es sich bei einem Seil in technischen Anlagen gewöhnlich um ein Bauteil mit **hohen Sicherheitsanforderungen** handelt. Um dem gerecht zu werden, ist die Kenntnis der typischen **Versagensmechanismen** und deren **Erscheinungsbild** notwendig. Sie sind eine Voraussetzung für die Vermeidung von Schäden und gegebenenfalls für gezielte Abhilfen. Wichtig ist die regelmäßige **Überprüfung** der Seile während der **Lebensdauer**. Dafür sollte man die **Grenzen der geeigneten zerstörungsfreien Verfahren** kennen. Der Inhalt dieses Kapitels beruht im Schwer-

© Axel Rossmann Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

punkt auf Firmenveröffentlichungen aus dem Internet. Die Schadensbilder in dieser Literatur wurden für den möglichst gleichen Eindruck nachempfunden.

Werkstoffbesonderheiten

Drahtseile bestehen aus **kaltgezogenen Drähten**. Verwendet werden hauptsächlich unlegierte **Kohlenstoffstähle** (0,4-0,9 % C, Lit. 6.9-33). Für Sondereinsätze mit Korrosionsbelastung werden Seile aus hochlegierten Stählen verwendet. Damit erreicht man mit Hilfe von Kaltverfestigung und abgestimmten Wärmebehandlungen ('Patentieren') eine sehr hohe Festigkeit/Härte. Sie liegt je nach Produkt im Bereich von ca. 1400 - 2000 N/mm^2 und wird mit hohen Zugspannungen im Betrieb genutzt. Eigentlich ist unter solchen Bedingungen eine hohe Empfindlichkeit für **versprödende Betriebseinflüsse** wie **Spannungsrisskorrosion** (SpRK, Band 1 Kapitel 5.6.3.1) und **Wasserstoffversprödung** (Band 1 Kapitel 5.7) sowie **Kerbempfindlichkeit** gegeben. Das wäre z.B. an Verschleißmarken (Fretting) und Fressspuren (Bild 6.9-7) zu erwarten (Band 1 Bild 5.9.2-2). Offenbar ist das jedoch nicht der Fall. Das günstige Verhalten lässt sich mit den besonderen Eigenschaften eines gezogenen Drahts erklären. Mehrere Effekte werden wirksam.

- Die ausgeprägte **feinkörnige Längsorientierung des Gefüges** (Textur) minimiert empfindliche querorientierte Korngrenzen.
- **Druckspannungen an der Drahtoberfläche** schützen vor SpRK und Wasserstoffversprödung.
- Die hohe **Oberflächenhärte** erschwert Beschädigungen/Kerben infolge Schwingverschleiß (Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3), Fressen (Band 1 Kapitel 5.9.2) und Riefen.

Leider konnten dazu in der vorliegenden Literatur keine befriedigenden, bestätigenden Dokumentationen gefunden werden. So bleiben es Annahmen.

Seildrähte erhalten gegen Korrosion und Verschleiß eine **Beschichtung**. Es handelt sich meist um **Verzinken** im Metallbad vor dem letzten Ziehvorgang oder im Endzustand. Darüber hinaus kennt man auch galvanisch Verzinken. Druckspannungen und Verformung der Drahtoberfläche scheinen dabei vor Wasserstoffversprödung zu schützen. Andere Metalle wie Kupfer oder Zinn sind bei Sonderausführungen möglich.

Interessanterweise scheinen erfahrungsgemäß gerade **Drähte aus 'rostreien Stählen'** vom Typ Cr Ni 18/8 von **Korrosionsgrübchen** (Lochfraß) und interkristalliner SpRK gefährdet. Ursache sind offenbar Chlorionen, z.B. in Salzwasser bzw. Meeresatmosphäre.

Anmerkung: Bei der Auswertung der vorliegenden Literatur fehlen bis auf wenige Ausnahmen (Lit. 6.9.1-21) **mikroskopische Untersuchungen** (REM, Metallografie) und Bewertungen von Drahtschäden in Seilen des praktischen Einsatzes . Dies ist um so verwunderlicher, da Rückschlüsse auf wichtige, **lebensdauerbeeinflussende Effekte** zu erwarten wären.

- Ort des **Bruchausgangs** und **Anrissschwachstellen**. Dazu gehören Bruchart, Restbruchanteil, **Zyklische Betriebsvorgänge** (Rastlinien), **Rissfortschritt**, Einfluss von **Korrosion** (SRK Band 1 Kapitel 5.6.3.1; SpRK Band 1 Kapitel 5.6.3.2, Lit- 6.9-21) und **Versprödungen** (z.B. Wasserstoffeinfluss (Band 1 Kapitel 5.7).
- **Plastische Verformungen** durch Pressungen, Stauchen, Knicken) und Überdehnungen.
- **Schwingverschleiß** (Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3). Insbesondere weil die Schwingfestigkeit an Frettingstellen extrem abfallen kann (Bild 6.6.4-3). Zusätzlich bietet sich die Chance, **Richtung und Länge der Verschleißbewegung** festzustellen. Das ermöglicht Rückschlüsse auf die Belastung in Art und Höhe. Dazu sind definiert ermittelte Vergleichswerte notwendig (Lit. 6.9.1-20)

© Axel Rossmann Tribconsult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Ein weiterer Mangel sind fehlende schadenserklärende Untersuchungen zu **Gefüge** und **Eigenspannungen**. Sie sind besonders für die **Schwingermüdung bei Beschädigungen** und die Empfindlichkeit für **rissbildende Korrosion** (SpRK und SRK) und **Schwingverschleiß** von großer Bedeutung. Dagegen wirken z.B. Druckeigenspannungen schützend. Von besonderem Interesse sind:

- **Korngrößenverteilung** und **Textur** im Drahtquerschnitt.
- **Härte-/Festigkeitsverläufe** von außen nach innen.
- **Eigenspannungsverteilung** von außen nach innen.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.9.1-1 *(Lit. 6.9-21): Zu den auslegungskonformen Betriebsbelastungen sind noch eine größere Zahl* ***anwendungsspezifischer Schädigungen*** *für die* ***Lebensdauer bis zum Ablegen*** *(Austausch) zu berücksichtigen. Diese können sich gegenseitig verstärken. Das ist z.B. bei Schwingrissbildung an Korrosionskerben der Fall. Auch mechanische Reibung ist in der Lage, in Wechselwirkung mit Korrosion verstärkend zu wirken (Lit. 6.9-21). Die folgende Zusammenstellung soll den Konstrukteur sensibilisieren.*

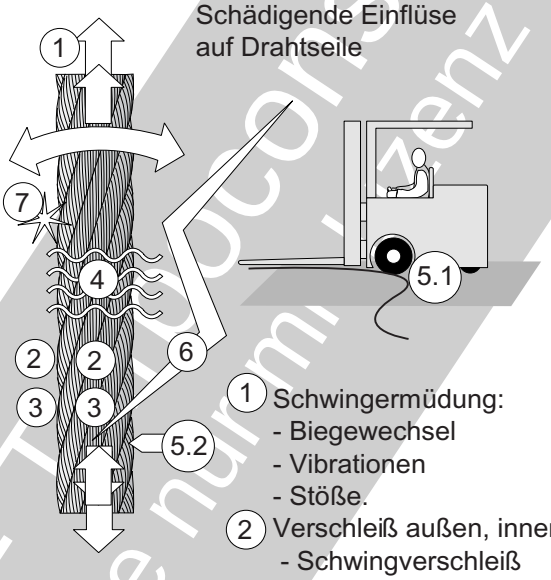
Schwingermüdung *(„**1**“, Band 1 Kapitel 5.4). In erster Linie geht es um* ***Biegebeanspruchungen****. Sie treten schwellend oder bei Gegenbiegung wechselnd auf (Bild 6.9.1-2 und Bild 6.9.1-5, „C1“).* ***Vibrationen*** *und* ***Stöße,*** *wie in Aufzugsseilen zu erwarten, wirken als* ***Zugschwellbeanspruchung****.*

Verschleiß *(„**2**“) tritt in unterschiedlichen Formen auf.*

Mit ***Schwingverschleiß*** *(Fretting , Band 1 Kapitel 5.9.3) ist sowohl an der Außenfläche des Seils an Führungen und Rollen zu rechnen (Bild 6.9.1-5 „A“ und „B“) als auch im Inneren der Drähte gegeneinander (Bild 6.9-8). Bei diesem Verschleißmechanismus tritt im Mikrobereich Fressen auf (Band 1 Kapitel 5.9.2).*
Abrasiver Verschleiß *ist bei einwirkendem Fremdmaterial (Sand) möglich.*

Plastische Verformungen *durch überhöhte* ***Pressung*** *(„**3**“) an inneren (Bild 6.9.1-8) und äußeren Drahtauflagen (Bild 6.9.1-2 und Bild 6.9.1-6). Dabei entstehen nicht nur Kerben und Querschnittsabnahme sondern auch mikroskopische Gefügeveränderungen. Es handelt sich um sog.* ***Reibmartensit*** *(Lit. 6.9-21), der auch bei Drähten ‘korrosionsfester’ Seile auftreten kann und diese örtlich korrosionsempfindlich macht.*

Korrosion *in unterschiedlicher Form („**4**“): Zunächst ist bei ungenügendem Korrosionsschutz (Drahtbeschichtung, Schmierung), für die Einsatzbedingungen (z.B. in Meeresatmosphäre) mit* ***flächiger Korrosion innen und außen*** *(Lit. 6.9-21) am Seil zu rechnen. Die Gefahr besteht in einer Schwächung des tragenden Querschnitts bis zu Drahtbrüchen. Begünstigt wird Korrosion von örtlicher* ***Elementbildung*** *zwischen Drahtwerkstoff und ‘**aufgeschmiertem**’* ***Fremdmaterial*** *(Band 1 Bild 5.9.2-3) z.B. von einem ‘Seilschuh’ (Lit. 6.9-21). Der Übertragungsmechanismus ist gewöhnlich* ***Kaltverschweißen*** *(Fressen Band 1 Kapitel 5.9.2).*
Besonders gefährlich ist sog. ***Lochfraß*** *(Band 1 Bild 5.6-2 und Bild 5.6.1.1-1). Korrosionskerben senken die Schwingfestigkeit des Drahts dramatisch. Zusammen mit Rissbildung sind wider Erwarten gerade sog. ‘**rostfreien Seile**’ (Typ 1CrNi 18 8, Lit. 6.9-27, Band 1 Kapitel 5.6.3.1) gefährdet, wenn Chlor (Ionen) einwirkt.*
Rissbildende Korrosionsarten *wie* ***Spannungsrisskorrosion*** *(SpRK Band 1 Kapitel*



1 Schwingermüdung:
- Biegewechsel
- Vibrationen
- Stöße.

2 Verschleiß außen, innen
- Schwingverschleiß (Fretting)
- Abrasiver Verschleiß
- Fressen (Kaltverschweißen)

3 Pressmarken
- innen und außen

4 Korrosion:
- Oberflächlich (querschnittsmindernd)
- Lochfraß,
- rissbildend
  SpRK
  SRK

5 Beschädigungen (mechanisch)
- Montage/Handling
- Steinschlag, FOD
- Deformation durch Überfahren, Lastenauflage

6 Elektrische Funken/Lichtbogen
- Blitzschlag
- Fremdströme
- Elektroschweißen

7 Schmelzfunken:
- Schweißen,
- Brennschneiden,
- Trennarbeiten

Bild 6.9.1-1

© Axel Rossmann - Technoconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

5.6.3.1) und ***Schwingungsrisskorosion*** *(SRK, Band 1 Kapitel 5.6.3.2). Die Erscheinungsformen sind werkstoff- und belastungsspezifisch. So können Risse trans- oder interkristallin verlaufen (Band 1 Bild 5.6.3.1.1-6 und Bild 5.6.3.2-2).*
SpRK zeigt oft die Merkmale einer ***wasserstoffinduzierten*** *Spannungsrisskorrosion (Lit. 6.9-21, Band 1 Bild 5.7.1-2 und Bild 5.7.1-4).*
Schwingungsrisskorrosion setzt die Dauerfestigkeit herab und begünstigt so einen ***Schwinganriss****. Zusätzlich wird der* ***Rissfortschritt*** *beschleunigt.*

Mechanische Beschädigungen *(„**5.1**“) von Seildrähten entstehen bei* ***unsachgemäßem Handling*** *(Transport, gewaltsames Auflegen). Das gilt auch für das Einwirken von* ***Fremdkörpern*** *(Werkzeuge, Steinschlag) oder ungeeigneten Werkzeugen in Montage und Betrieb.*
Zu mechanischen Schädigungen gehören ***Verformungen /Abplattungen*** *(„**5.2**“) infolge örtlicher Druckkräfte auf das Seil (Lit. 6.9-4). Sie entstehen beim* ***Überfahren*** *oder* ***Abstellen schwerer Lasten****. Betroffene Seile müssen ausgetauscht werden.*

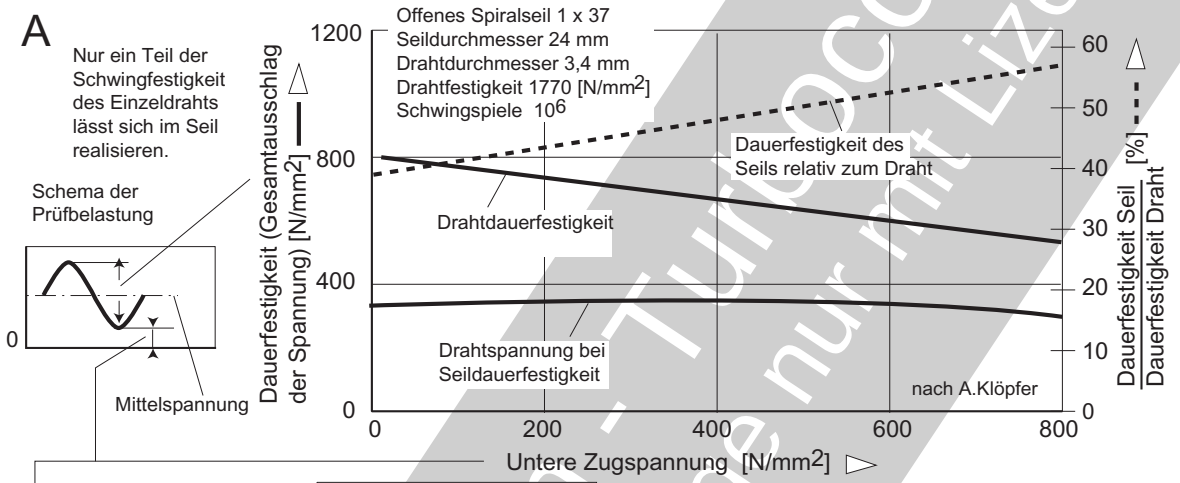
Elektrische Funken *(„**6**“, Lit. 6.9-4, Band 1 Kapitel 5.12.1) können an einzelnen Drähten örtliche, kleine* ***Anschmelzungen*** *auslösen. Diese setzen die Schwingfestigkeit deutlich herab. Schädigend wirken Versprödung, Kerbwirkung und hohe Zugeigenspannungen. Mögliche Ursachen solcher Funken sind* ***Blitzschlag*** *(Bergbahnen) sowie ungenügende Sorgfalt bei* ***elektrischen Schweißarbeiten****. Ursachen sind Mängel am Stromanschluss (Lit. 6.9-4), Stromdurchgang oder Schweißspritzer. Ähnlich wirkt sich* ***Kontakt*** *(z.B. von Kranseilen)* ***mit stromführenden Kabeln*** *aus.*

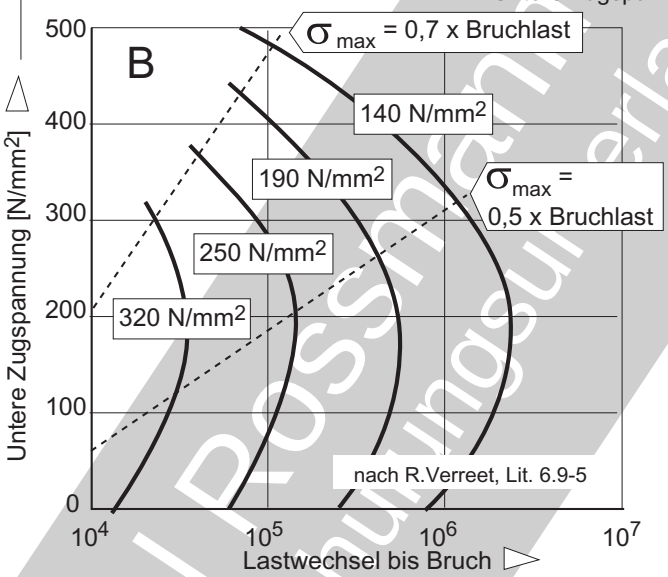
Metalltropfen *(„**7**“) entstehen beim Verbindungs- und* ***Trennschweißen*** *sowie* ***Trennarbeiten*** *und* ***Schleifen****. Diese ‘Funken’ erzeugen mit* ***Anschmelzungen Kerben****.* ***Anlassen*** *oder* ***Aufhärten*** *verändert das Gefüge und damit die* ***Drahtfestigkeit****.*

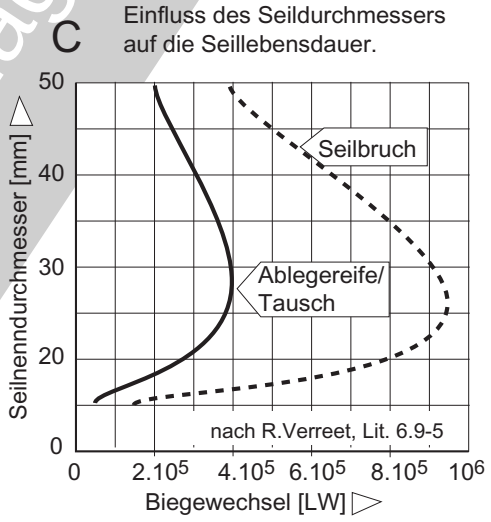
Bild 6.9.1-2 *(Lit. 6.9-5, Lit. 6.9-10 und Lit. 6.9-16): Das Diagramm „**A**“ lässt erkennen, dass bei dynamischer Belastung nur* ***etwa die Hälfte des Festigkeitspotenzials eines Einzeldrahts*** *nutzbar ist (gestrichelte Linie). Nur etwa zu 50% der Drahtdauerfestigkeit (obere durchgezogene Linie) kann also für das Seil in die Auslegung eingehen (untere durchgezogene Linie).*
Steigt die untere Zugspannung und mit ihr die Mittelspannung, fällt Dauerfestigkeit bzw. Lebensdauer nicht wie beim Einzeldraht ab (Band 1 Bild 5.4-11). Sie erreicht im Seil bei ***ca. 50% der Seilbruchkraft ein Lebensdauermaximum*** *(„**B**“).*
*Ähnlich verhält sich die Biegewechsellebensdauer in Abhängigkeit vom Seildurchmesser („**C**“). Eigentlich steigt die Randfaserspannung bei Biegung mit dem Seildurchmesser. Aber auch hier ist von einem Seil mit einem* ***mittleren Nenndurchmesser die höchste Ermüdungslebensdauer*** *zu erwarten. Das gilt sowohl für den Austausch (Ablegereife) als auch den Bruch. Die Erklärung steht im Zusammenhang mit dem* ***Spannungsausgleich zwischen den Drähten****. Er ist auf* ***Längsverschiebung*** *der Drähte und gegebenenfalls die Nachgiebigkeit einer weichen (Kunststoff-)* ***Faserzwischenlage*** *zurückzuführen. Mit einem kleineren* ***Scheibendurchmesser*** *fällt die ertragbare Lastwechselzahl bzw. die Lebensdauer dramatisch ab („**D**“). Dies liegt am engen Biegeradius und damit einer höheren Randfaserspannung sowie erhöhtem Verschleiß durch intensivere Reibbewegungen der Drähte untereinander.*
Die ***Rillenform der Seilscheiben*** *(Bild 6.9.1-6) hat einen merklichen Einfluss auf die* ***Ermüdungslebensdauer*** *(„**E**“). Hier dürften sich Pressung und Verschleiß auswirken. Man erkennt, dass sich ein Unterschnitt und besonders eine keilförmige Nut ungünstig auswirken.*

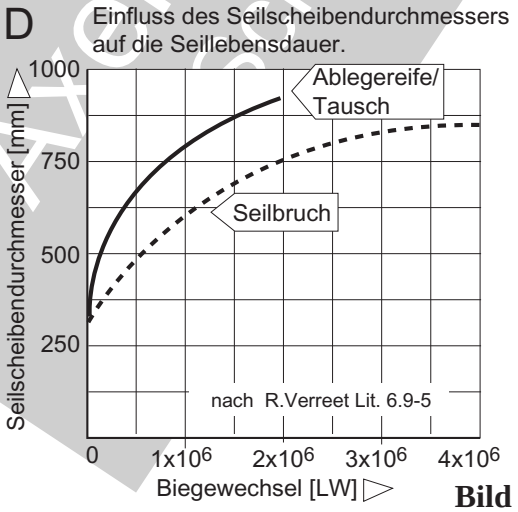
© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Einflüsse auf die lebensdauerbestimmende Zahl der ertragbaren Biegelastwechsel von Drahtseilen.









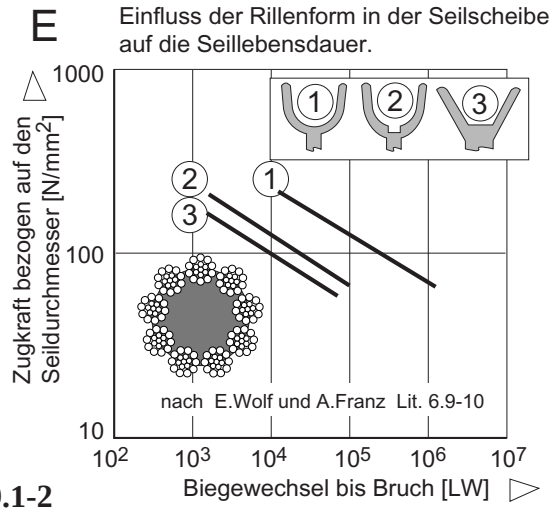


Bild 6.9.1-2

© Axel Rossmann - Turbocad Consult
Vervielfältigung nur mit Lizenz

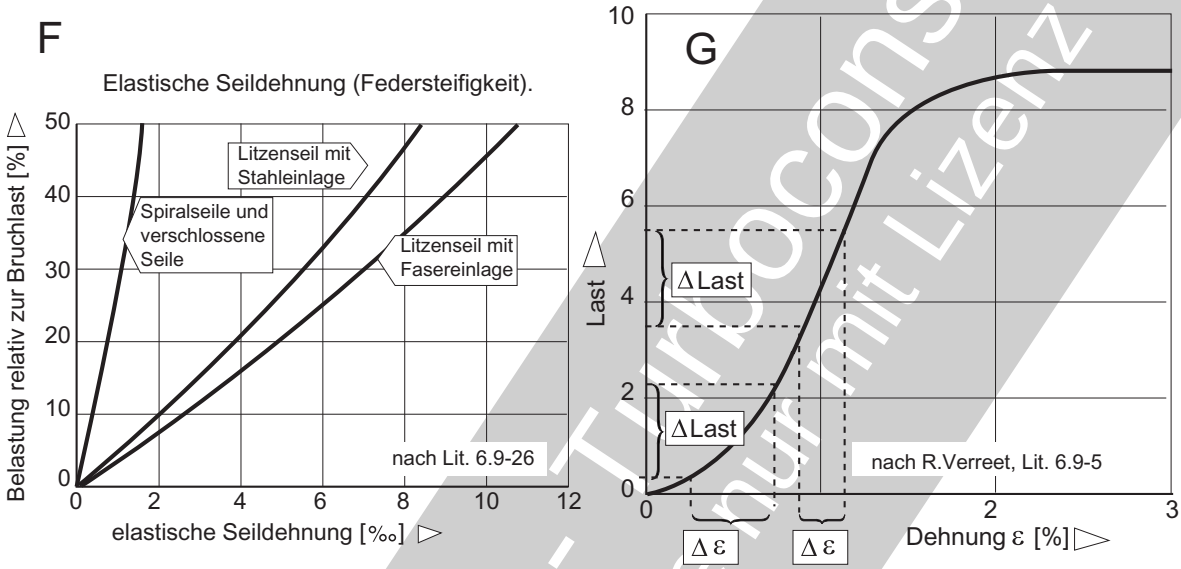


Bild 6.9.1-3

Bild 6.9.1-3 *(Lit. 6.9-5, Lit. 6.9-6 und Lit. 6.9-26): Je nach Typ dehnen sich Seile bei Belastung reversibel (**elastisch**) unterschiedlich stark („**F**“). Bei **Fasereinlagen** ist wegen deren Nachgiebigkeit die Dehnung im Vergleich zu Seilen mit **Stahleinlage** besonders ausgeprägt. Durch **Vorstrecken** (Recken) lässt sich dieses Verhalten minimieren. Deutlich geringere Dehnungen weisen sog. **geschlossene Seile** (Bild 6.9.1-4) auf. Auch der '**Schlag**' der Drahtlagen ist für die Dehnung von Bedeutung. Kreuzschlagseile sind steifer als Gleichschlagseile.*

*Die Dehnung eines Seils hat beim Aufbringen der Last einen typischen Verlauf („**G**“). Zunächst **steigt die Steifigkeit** des Seils als Verhältnis von Last zu Dehnung. Dann beobachtet man eine **zur Last proportionale Dehnung (gleichbleibende Steifigkeit)** entsprechend dem Hook' schen Gesetz. Ist der Überlastungs-/Versagensbereich erreicht, geht die Kurve in die Horizontale. Damit wird die **Steifigkeit äußerst gering**. Dieses Verhalten erklärt sich mit **Setzvorgängen** bei Belastung. Es finden sowohl Bewegungen der Einzeldrähte gegeneinander als auch gegebenenfalls gegen eine Fasereinlage statt. Im Überlastungsbereich kommt es zur plastischen Verformung der Drähte bis zu Drahtbrüchen. In diesem Bereich beobachtet man deshalb eine bleibende Dehnung.*

Bild 6.9.1-4 *(Lit. 6.9-6): Drahtseile lassen sich in vielfältigen Typen für **spezifische Betriebsbedingungen** wie in Aufzügen, Seilbahnen oder Hebezeugen optimieren. Dabei geht es um Biegung, Dehnung/Steifigkeit (Bild 6.9.1-2) und Verschleiß (Bild 6.9.1-6 und Bild 6.9.1-7). Die Skizzen oben zeigen eine Auswahl charakteristischer Seilquerschnitte.*

Bewegungsseile *werden gewöhnlich über Scheiben geführt. Dabei erfahren sie eine **Biegebeanspruchung**. Ein Seil ist wegen seiner spiralig verlaufenden Einzeldrähte anders als ein massiver Querschnitt in der Lage, die **Längendifferenz** zwischen äußerem und inneren Biegeradius **auszugleichen**. Dies geschieht durch Gegeneinanderverschieben der entsprechend dem Seilschlag verlaufenden Drähte (Rahmen unten). Bei jedem **Lauf über eine Rolle** erfolgen also solche **Relativbewegungen**. An den Auflagstellen der Drähte kommt es*

© Axel Rossmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Grundlagen zu Drahtseilen.

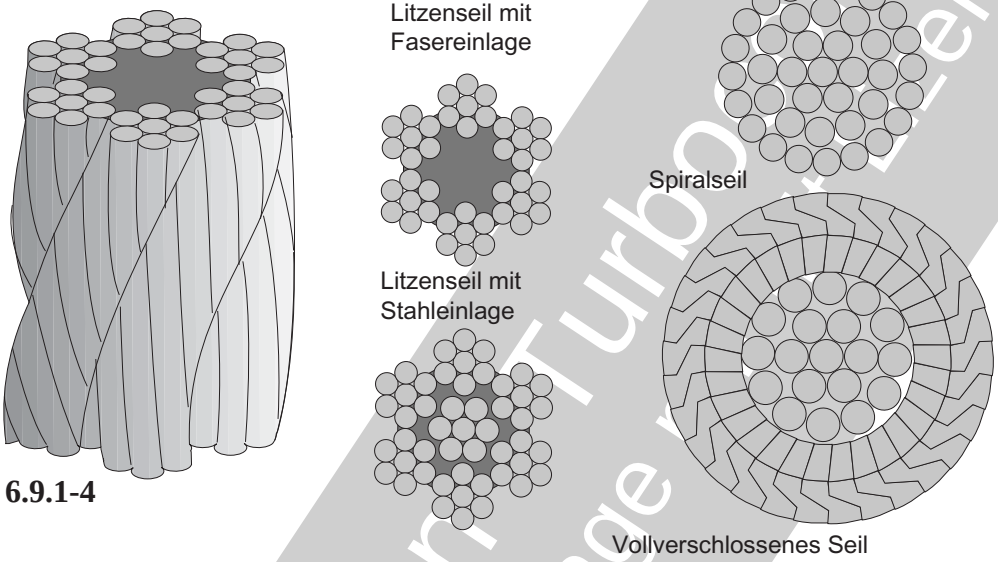
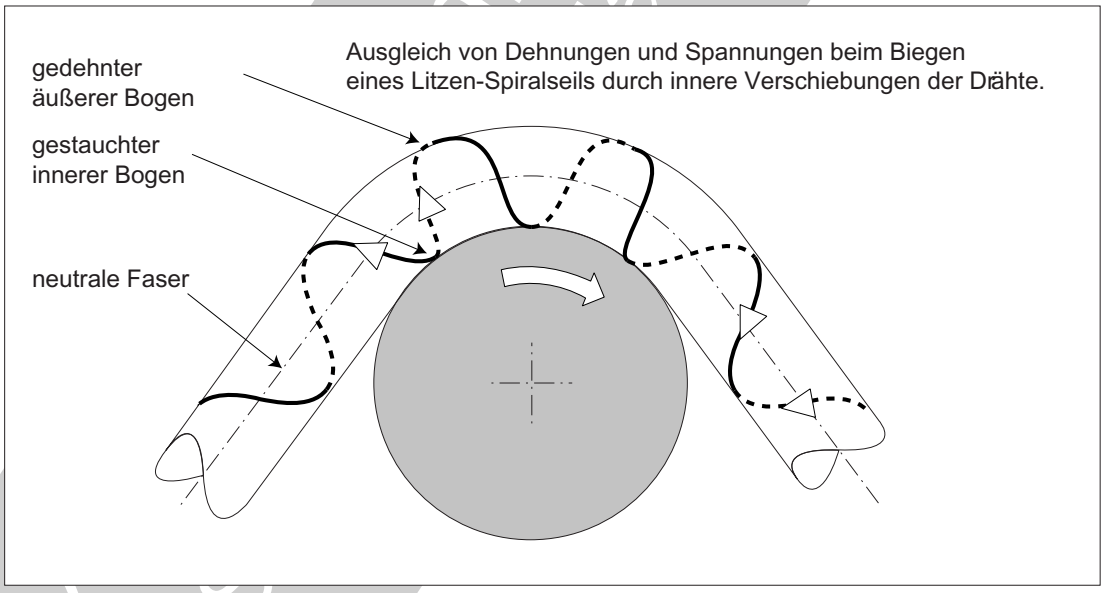


Bild 6.9.1-4



dabei zu ***Verschleiß*** *(Bild 6.9.1-8). Er lässt sich mit einer geeigneten* ***Beschichtung*** *(meist Zink) und* ***Schmiermittel*** *verhindern bzw. minimieren.*

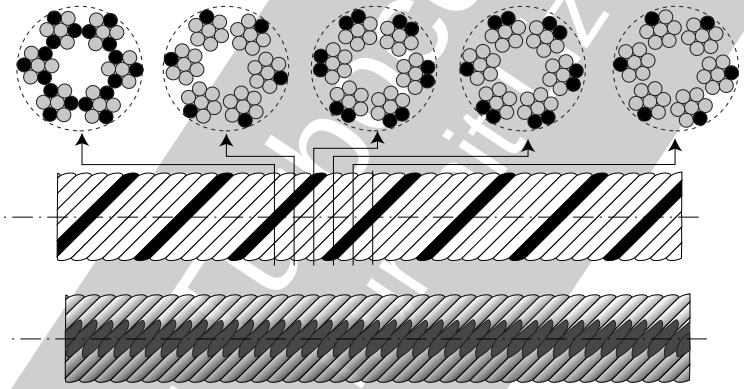
Bild 6.9-4 *(Lit. 6.9-5):* ***Schädigende Seilbelastungen*** *sind*

- ***Verschleiß*** *innen (Bild 6.9.1-7) und außen („**A**“ und „**B**“) am Seil. Einen Eindruck für die unterschiedlich verschleißbeanspruchten Außendrähte gibt die Skizze oben rechts.* ***Schräger Einlauf*** *des Seils erhöht ebenfalls den Verschleiß an Scheibe oder Trommel (Bild 6.9.1- 5).*
- ***Pressmarken*** *durch plastische Verformung an Auflagen (Bld 6.9.1-6 und Bild 6.9.1-7, „**B**“).*
- ***Schwingermüdung*** *mit Rissbildung und Bruch durch Biegewechsel an Scheiben und Trommeln („**C**“, Bild 6.9.1-2).*

Die Schädigung ist bei einer Seilführung mit ***Gegenbiegung*** *(„**C1**“) besonders intensiv.* ***Spiralseile*** *sind nur für einen Einsatz geeignet der das* ***Aufdrehen*** *verhindert. Dies gilt für Betätigungs- und Abspannseile.*

Einfluss des Hebezeugs auf schädigende Seilbelastungen.

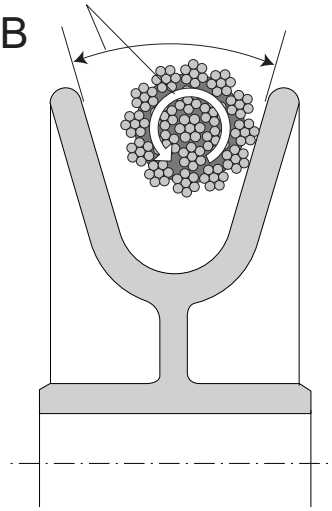
A Schnitte durch ein Seil mit innerem und äußerem Verschleiß



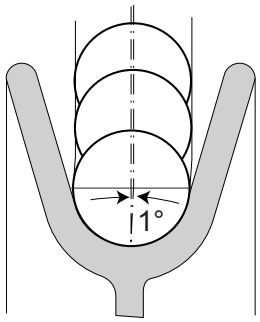
Äußerer Verschleiß an einem Litzenseil

Je größer der Rillenöffnungswinkel imso kleiner die Seilverdrehung.

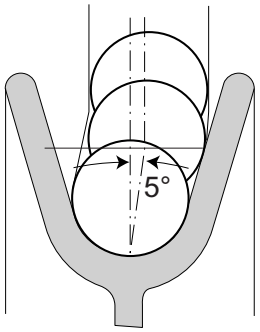
B



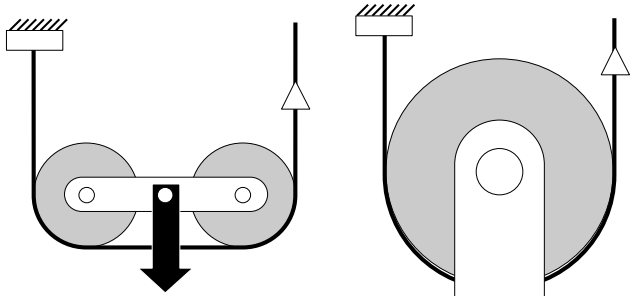
Außermittig einlaufendes Seil 'rollt' an der aufliegenden Nutflanke ab. Das führt zur Seilverdrehung.



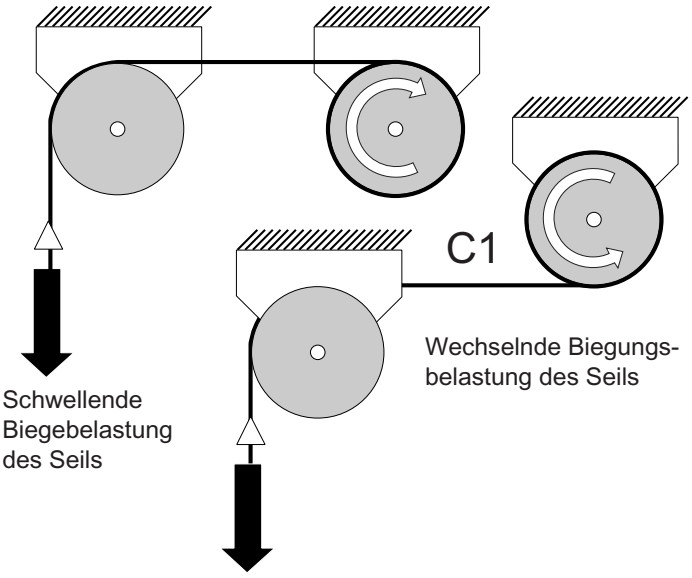
Je größer der Ablenkwinkel um so stärker die Seilverdrehung.



C



hohe dynamische Belastung:
- Je Durchlauf 2 Biegelastwechsel.
- Hohe Biegespannung da kleiner Rollendurchmesser.



Schwellende Biegebelastung des Seils

Wechselnde Biegungs-belastung des Seils

Bild 6.9.1-5

Typische Schädigung von Seilen durch Handhabung und Wickelvorgänge.

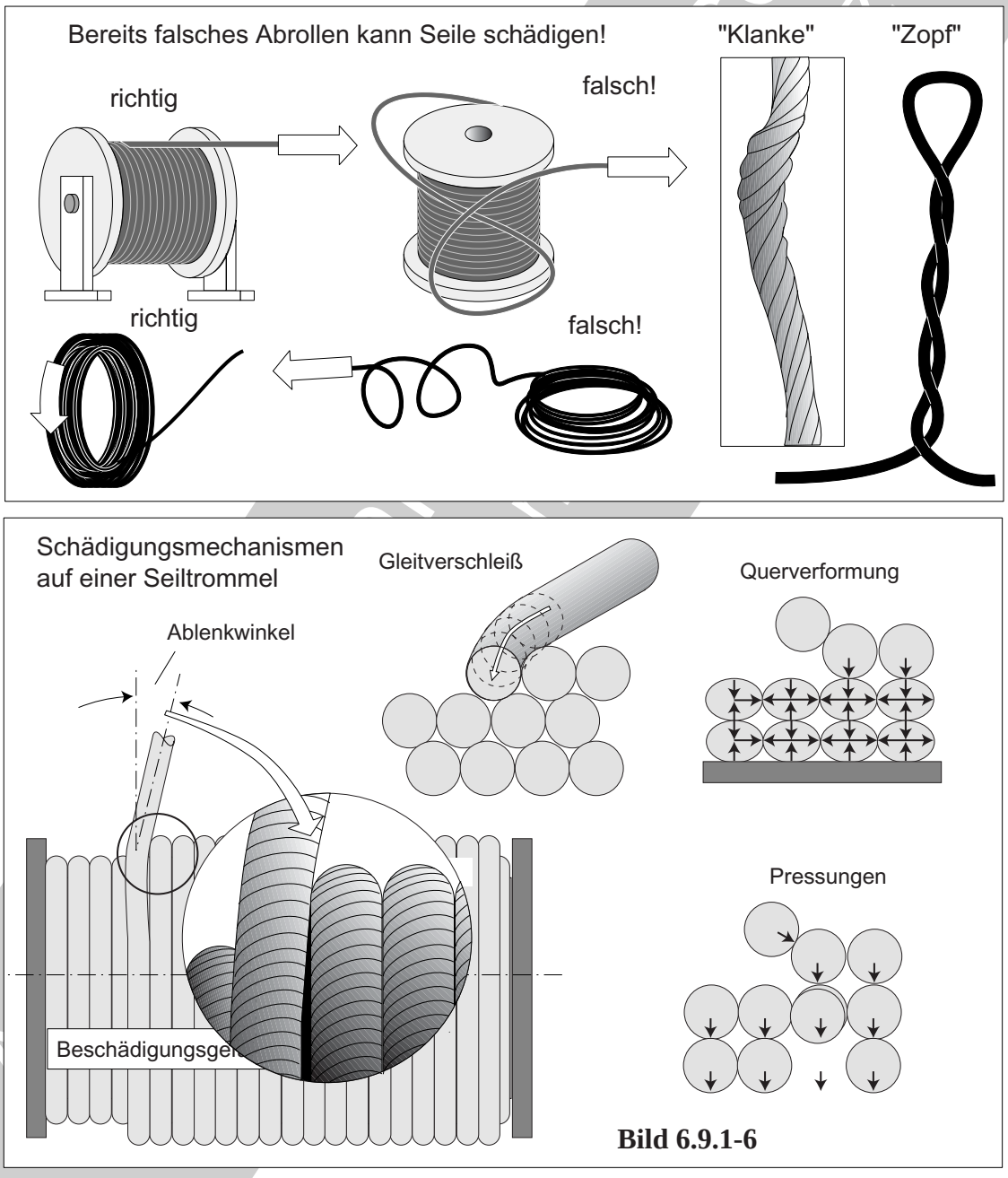
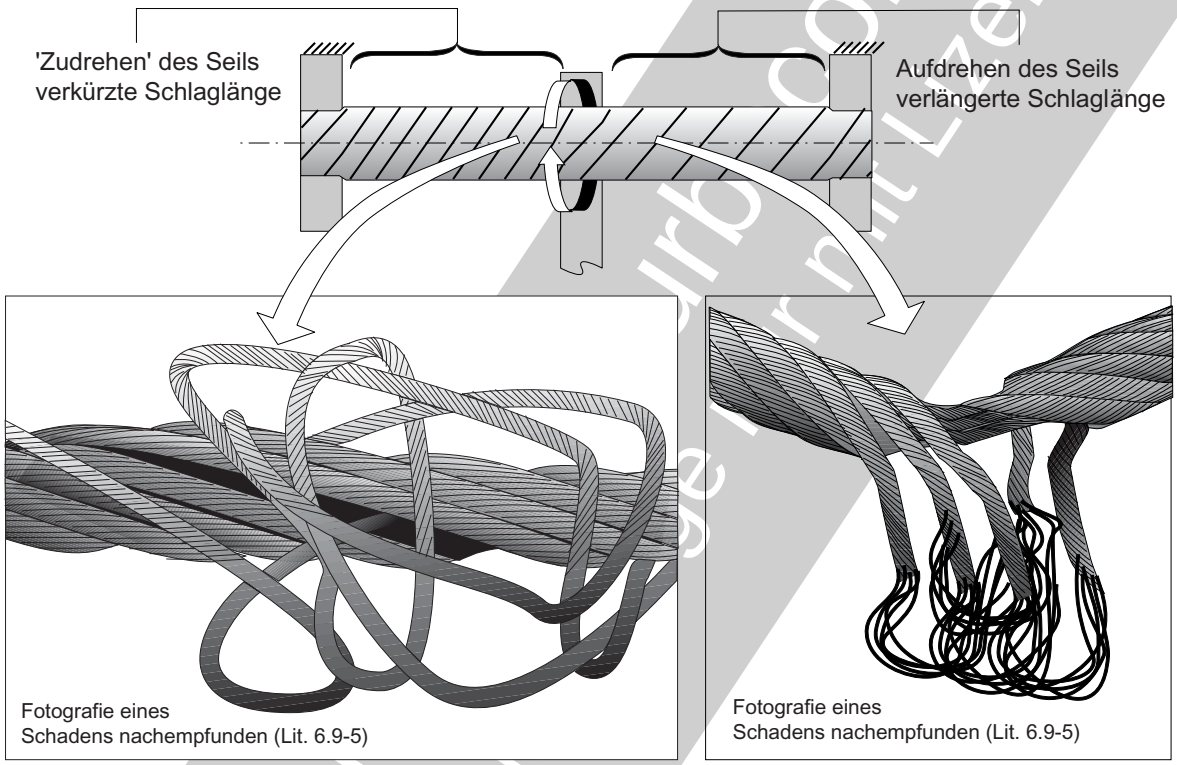


Bild 6.9.1-6

Bild 6.9.1-6 *(Lit. 6.9-6 und Lit. 6.9-12): Bereits bei* ***unsachgemäßer Lagerung****/ Aufbewahrung* ***und Handhabung*** *können Seile bedenklich* ***vorgeschädigt*** *werden. Besonders Seile ohne Korrosionsschutz und fehlender intensiver Fettung (Aufzugsseile) sind bei langen Lagerzeiten in feuchter Umgebung und/oder bei Temperaturwechseln (Schwitzwasser)* ***korrosionsgefährdet****. Korrosion wird von* ***Stäuben*** *wie Zement begünstigt.*

Das nächste Problem ist das ***Abwickeln*** *eines Seils im Rahmen der* ***Montage*** *(Rahmen unten). Wird es* ***seitlich von der Transportrolle genommen,*** *dreht es sich je nach Schlag-*

Schädigungen durch gewaltsames Verdrehen von Drahtseilen.



Bleibende Längung der **Innen**litzen als Folge eines gewaltsamen **Zu**drehens des Drahtseile.

Bild 6.9.1-7

Bleibende Längung der **Außen**litzen als Folge eines gewaltsamen **Auf**drehens des Drahtseils.

richtung auf oder zu. Die dabei auftretende ***Längenänderung*** *wirkt sich auf die Seilstruktur aus und ist irreversibel. Die Lastverteilung ist dann ungünstiger und gelängte Litzen können aus dem Seilverband treten.*

*Zunächst bildet sich als Folge des Dralls ein sog. '****Zopf****', der mit einem Drehen des Seils beseitigt werden muss. Geschieht dies mit Gewalt oder wird Zug angewendet, entsteht eine sog. '****Klanke****' die das Seil in jedem Fall unbrauchbar macht.*

Eine ungünstige mehrlagige ***Seiltrommelbewicklung*** *kann die* ***Seillebensdauer*** *deutlich verkürzen. Drei Effekte werden wirksam:*

- ***Gleitverschleiß*** *als Folge des* ***Ablegewinkels*** *(Skizze unten links). Auch innerhalb des Seilpakets ist mit Verschleiß zu rechnen. Bei Winden sind gerillte Trommeln mit passenden Seilen anzustreben.*

- Der Zug am Seil führt durch den Schlag zu einer Einschnürung mit sog. ***Schnürspannungen****. Dabei entstehen hohe* ***Pressungen*** *(Bild 6.9.1-8) an den* ***Drahtauflagen****. Kommt es zu* ***plastischen Verformungen*** *sind dies potenzielle Ausgänge von Ermüdungsbrüchen.*

- ***Ovalisierung*** *und Schädigung des Seils unter Zugkraft und Einschnürung der äußeren Lage.*

Bild 6.9.1-7 *(Lit. 6.9-5): Seile sind sehr empfindlich für eine gewaltsame* ***Verdrehung/Verdrillung****. Wird ein beidseitig eingespanntes Seil (Skizze oben)* ***verdreht, längt es sich,*** *abhängig vom Schlag auf der einen, und* ***verkürzt sich*** *auf der anderen Seite. Eine Verkürzung der* ***Innenlitzen*** *führt zum Ausknicken der gedehnten Außenlitzen (Bild unten links). Man spricht von* ***Litzenlockerung*** *und* ***Korbbildung****. Die* ***Verdrillung*** *eines Seils ist nicht nur ein Problem unsachgemäßer Handhabung bei der*

© ArcRossi Ingenieurbüro consult
alle Rechte vorbehalten
Weitergabe nur mit Lizenz

Der Kontakt mit der Rille von Seilrollen beeinflusst die mögliche Betriebslebensdauer.

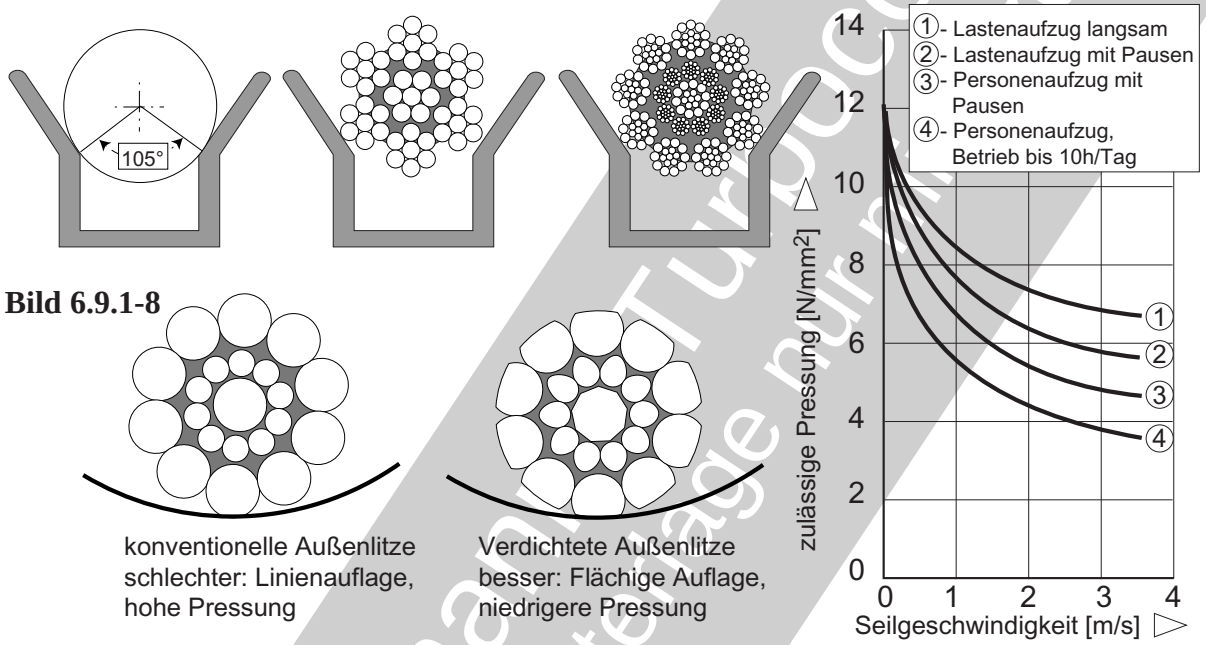


Bild 6.9.1-8

Montage (Bild 6.9.1-6). Sie tritt auch im Betrieb an Seilscheiben als Folge des ***Ablenkwinkels*** *einer Rolle auf (Bild 6.9.1-5 „**B**“). Liegt das Seil auf einer Flanke der Rille, rollt es daran unter den Reibungskräften zum Rillengrund. Solche Schäden werden mit* ***ausreichender Schmierung*** *unwahrscheinlich.*

Bild 6.9.1-8 *(Lit. 6.9-5 Lit. 6.9-6 und Lit. 6.9-28): Von Bedeutung ist die* ***Kontaktfläche des Seils zur Scheibenrille****. Je kleiner umso höher die Pressung (Flächenpressung) und damit auch der Gleitverschleiß an den Auflagen. Kommt die Pressung (Flächenpressung) in den plastischen Bereich (Diagramm rechts), werden die Litzendrähte bleibend deformiert. Je mehr Drähte ein Litzenseil hat, umso größer die Auflage und geringer die Pressung (Skizzen oben). Mit einer* ***Verdichtung der Seiloberfläche*** *(Skizzen unten) lässt sich die Gefahr zu hoher* ***Pressung*** *minimieren. Zusätzlich haben solche Seile bei gleichem Durchmesser einen höheren tragenden Querschnitt und damit eine niedrigere Zugbeanspruchung, was der* ***Lebensdauer*** *zu Gute kommt.*
Das zu erwartende ***Pressungsniveau ist anwendungsspezifisch*** *(Diagramm rechts). Dies ist vom Konstrukteur bei der vorgesehenen Betriebslebensdauer zu berücksichtigen.*

Bild 6.9.1-9 *(Lit. 6.9-5, Lit. 6.9-6 und Lit. 6.9-14): Äußerlich lassen sich nur ca. 20% eines Seils begutachten. Bereits* ***Pressmarken*** *zu erkennen dürfte Vergrößerungen (z.B. Lupe, Binokular) erfordern. Werden im* ***visuellen Befund*** *bereits Makroschäden festgestellt, ist wegen der Anhäufung* ***lokaler Drahtbrüche*** *(„**A**“) die Ablegung des Seils unvermeidlich (Bild 6.9.1-6). Besonders tückisch sind innere Drahtbrüche (Bild 6.9.1-9). Sind Außendrähte zum Seilinneren (an der Auflage zu Drähten einer Stahleinlage) gebrochen, lässt sich dies bereits bei einer Biegung des Seil mit der Hand zeigen. Das Seil wirkt von den austretenden Bruchenden ‘****stachelig****’(„**B**“). An vollgeschlossenen Seilen sind Schäden wie Metallschuppen (Aufschmierungen?, ‘Rupfmarke’?) und Fressspuren in Form von Längskerben er-*

© Axel Rossmann Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

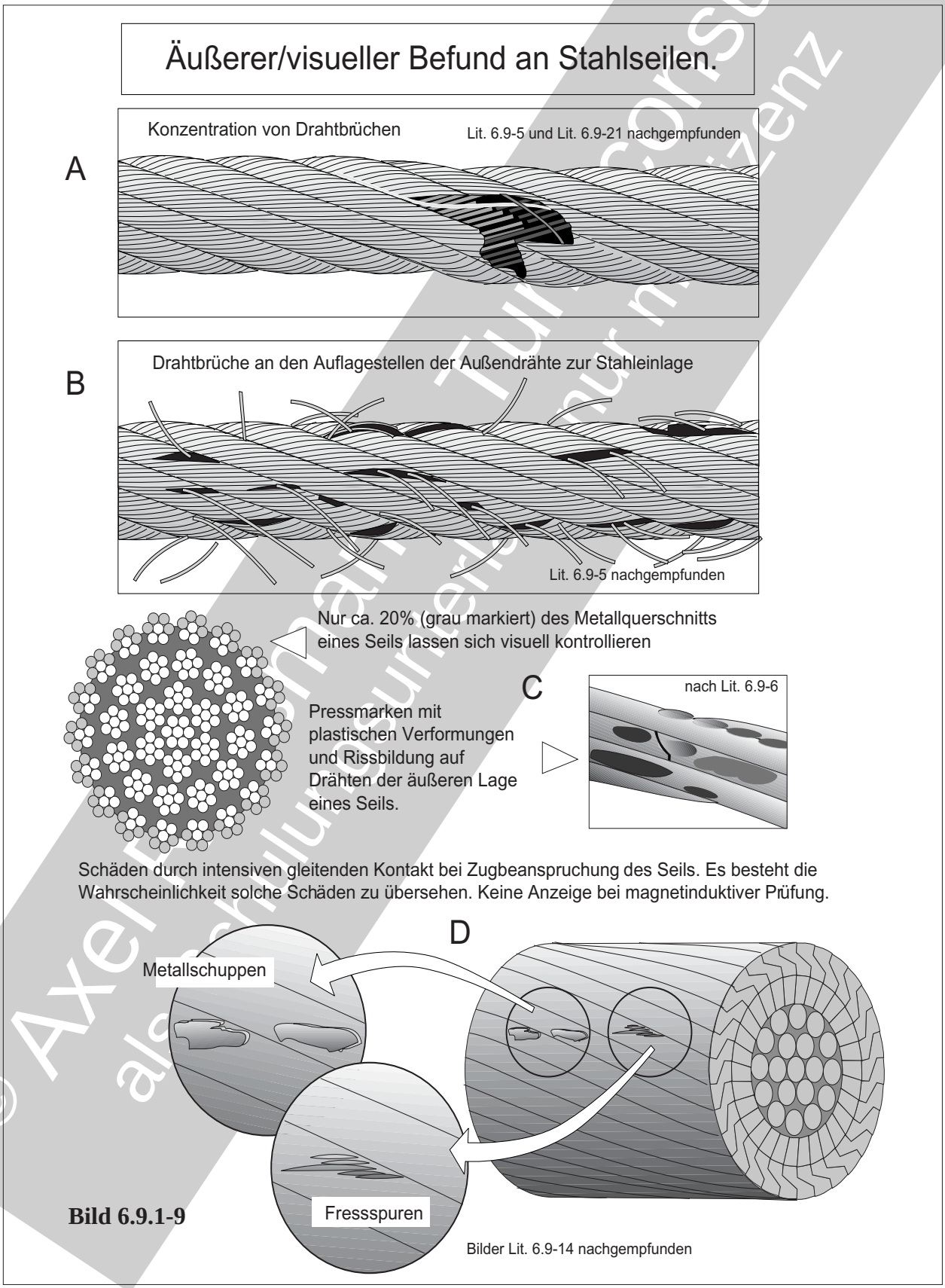


Bild 6.9.1-9

kennbar. Dies ist von Bedeutung, denn solche Schädigungen entziehen sich der magnetischen induktiven Prüfung (Bild 6.9.1-10).

© Axel Hoffmann Turbo consult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Bild 6.9.1-10 *(Lit. 6.9-5, Lit. 6.9-14, Lit. 6.9-15, Lit. 6.9-16 und Lit. 6.9-22): Auf den* ***Reibungskräften*** *zwischen den Einzeldrähten in einem Seil beruht dessen '****Fail Safe****' - Verhalten. Bei Zugbelastung zieht sich das Seil wegen seines spiraligen Aufbaus zusammen (****Schnürspannungen****, Lit. 6.9-12). Die Drähte werden mit hohem Druck gegeneinandergepresst (****Pressung****, Bild 6.9.1-7). Dabei entstehen entsprechende Reibungskräfte, die für eine* ***Überbrückung einzelner Drahtbruchstellen*** *sorgen. Deswegen kann jeder Einzeldraht eines genügend langen Seils, z.B. einer Seilbahn, gebrochen sein, solange die Bruchstellen in dem Draht genügend weit auseinanderliegen. Dies soll die Skizze oben für ein Spiralseil verdeutlichen. Jeder Drahtbruch senkt die* ***Bruchlast*** *des Seils lediglich innerhalb eines Prozents. So kann ein Draht bei einem ausreichend langen Seil mehrere hundert mal gebrochen sein, ohne dass dieses unbrauchbar ist, d.h. abgelegt werden muss.*

In Sicherheitsvorschriften wird deshalb die ***maximal zulässige Drahtbruchzahl (Ablege-Drahtbruchzahl)*** *als Vielfaches des Seildurchmessers „d" (30 x d oder 6 x d = Seilschlaglänge) festgelegt.*

Problematisch ist verständlicherweise eine ***örtliche Konzentration von Drahtbrüchen****. Ist dies der Fall, können bereits wenige, dicht beieinander liegende Drahtbrüche zum Tausch des Seils zwingen.*

Problem der zerstörungsfreien Bewertung des Seilzustands*. Beispielsweise sind an einem größeren Litzenseil nur ca. 20 % der Drähte/Querschnitte visuell prüfbar (Bild 6.9.1-9). Wie es um die Drähte innerer Lagen bestellt ist entzieht sich der Beurteilung. Besonders problematisch sind deshalb äußerlich scheinbar ungeschädigte Seile, obwohl sie im Inneren viele Drahtbrüche aufweisen (Bild 6.9.1-9). Ein Grund sind die nach innen zunehmenden (Bild 6.9.1-4) auslegungsgemäßen schwellenden Betriebsspannungen in den Seildrähten beim Lauf über Scheiben (Bild 6.9.1-5) oder auf Trommeln.*

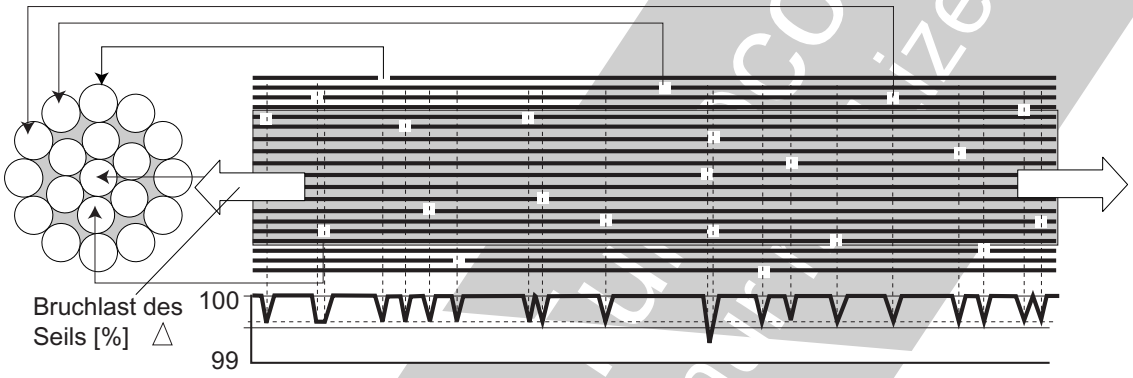
Magnetinduktive Streufeldprüfung*. Verwendet werden zwei Hufeisenmagnete in Form von Halbschalen die das Seil umschließen. Sie erzeugen* ***magnetische Streufelder*** *im Seil. Die radialen Feldänderungen registrieren zwei, jeweils die Hälfte des Seils umfassende Induktionsspulen (mittlere Skizze). Die Ergebnisse werden mit denen des Seils im Neuzustand verglichen. Heute arbeiten Sonden mit dem 'Hall-Effekt'. Bei der Prüfung läuft das Seil durch die Sonde bzw. diese wird am Seil entlanggeführt.* ***Erkennbar sind Drahtbrüche, Korrosion und Beschädigungen****. Die Messignale werden mit Computern ausgewertet und bildgebend dargestellt. Dies verbessert die Effektivität gegenüber den früher verwendeten Diagrammen deutlich.*

*Durchstrahlungsprüfungen (****Röntgen****) sind dagegen unsensibler. Bis zu 30 % der Drahtbrüche werden erfahrungsgemäß nicht erkannt. Korrosion, Verschleiß und Beschädigungen sind nicht befriedigend feststellbar.*

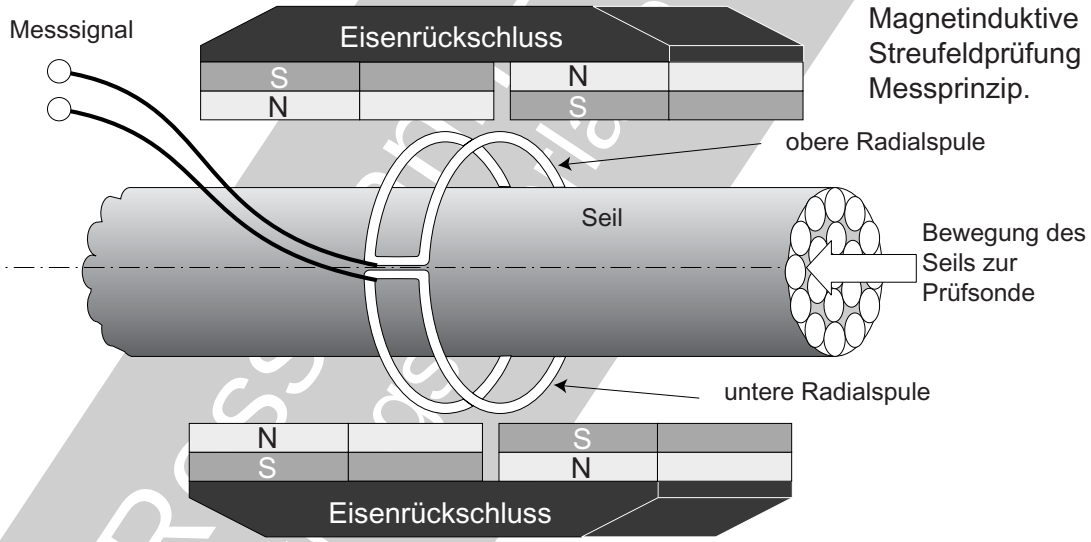
Für eine Sicherheitsbeurteilung bzw. Lebensdauerbewertung ist die Auswertung bzw. Bewertung der Prüfergebnisse entscheidend*. Die Zahl der Drahtbrüche und damit auch der Verlust des tragenden Querschnitts entwickelt sich mit der Betriebszeit exponentiell. Ergebnisse des Zugseils einer Seil-/Pendelbahn zeigen die Diagramme unten.*

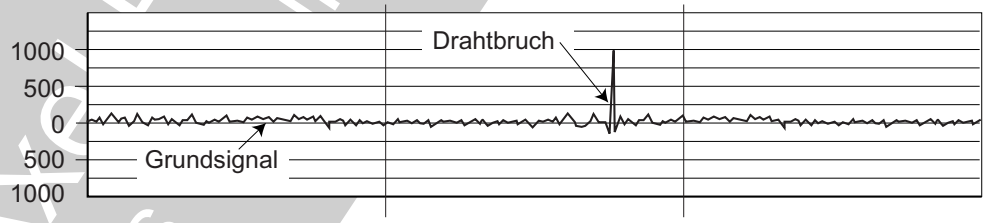
© Axel Possmann - Turboconsult als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Die Seilprüfung muss die Sicherheit gewährleisen.

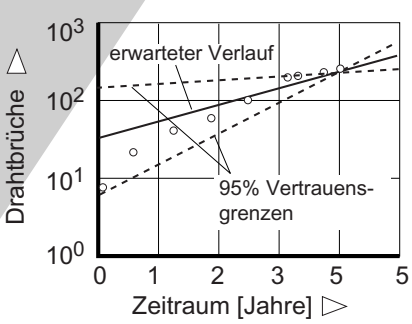


Die Bruchlast des Seils wird von jedem Drahtbruch örtlich geringfügig herabgesetzt.





Entwicklung von Drahtbrüchen in einem 1100 m langen Zugseil einer Pendelbahn mit Prüfergebnissen (nach Lit. 6.9-14). ▷



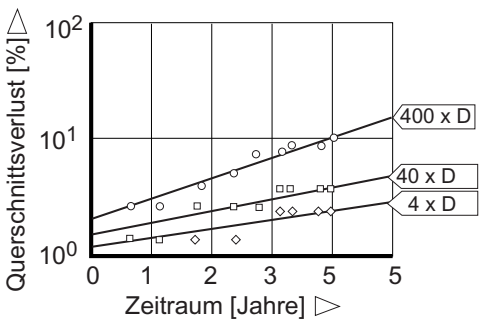
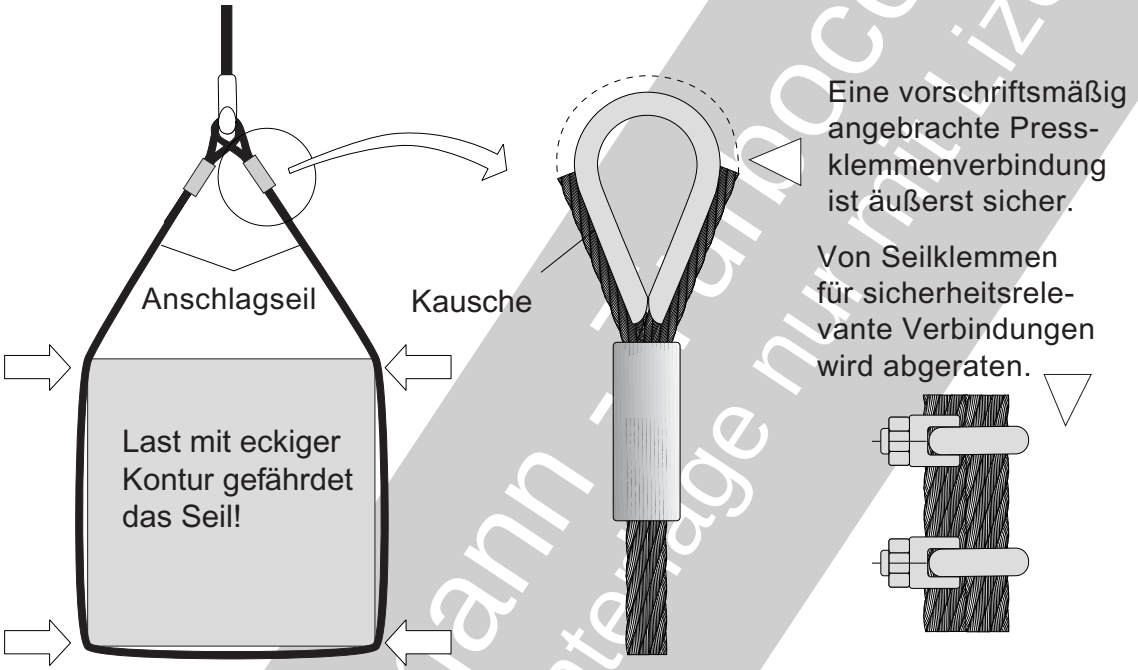


Bild 6.9.1-10

6.9.1.1 Anschlagseile, Befestigungen, Schlingen, Ösen.



Drahtseile als sicheres Anschlagmittel (Lastenbefestigung) sind in Industrie, Montage und Transport weit verbreitet und bewährt. Leider erfahren die hohen Belastungen durch **ungünstige Krafteinleitung in engen Biegeradien an Kanten** in der Praxis oft nicht ausreichende Aufmerksamkeit (Lit.6.9-4). Das beginnt bereits bei der **Lagerung/Aufbewahrung**. Folgende Einflüsse müssen vermieden werden:

- **Verschmutzung** gilt für den Zustand des Seils und die Lagerung selbst.
- **Knicke** und **Schlingen**, insbesondere bei **aufgehängten Seilen** (Bild 6.9.1-6 und Bild 6.9.1-7).
- **Bleibende Verformungen** wie **Abplattungen**. Gefährlich ist das **Überrollen durch Fahrzeuge** oder auf dem Seil **abgestellte Lasten**. Wird ein Seil unter einer darauf stehenden Last **herausgezogen**, ist ebenfalls mit einer irreparablen Schädigung zu rechnen.
- **Feuchtigkeit** bzw. **Schwitzwasserbildung** (Korrosionsgefahr).
- **Aufheizung** durch Wärmestrahlung auf schädigende Temperaturen (Faserwerkstoff der Seele, Anlassen mit Festigkeitsminderung der Drähte).

Grundsätzlich ist zu gewährleisten, dass geschädigte wie **verrostete** Anschlagseile nicht mehr zum Einsatz kommen. Dazu reicht es nicht das Seil auszusortieren, sondern es **sollte zerschnitten** werden.

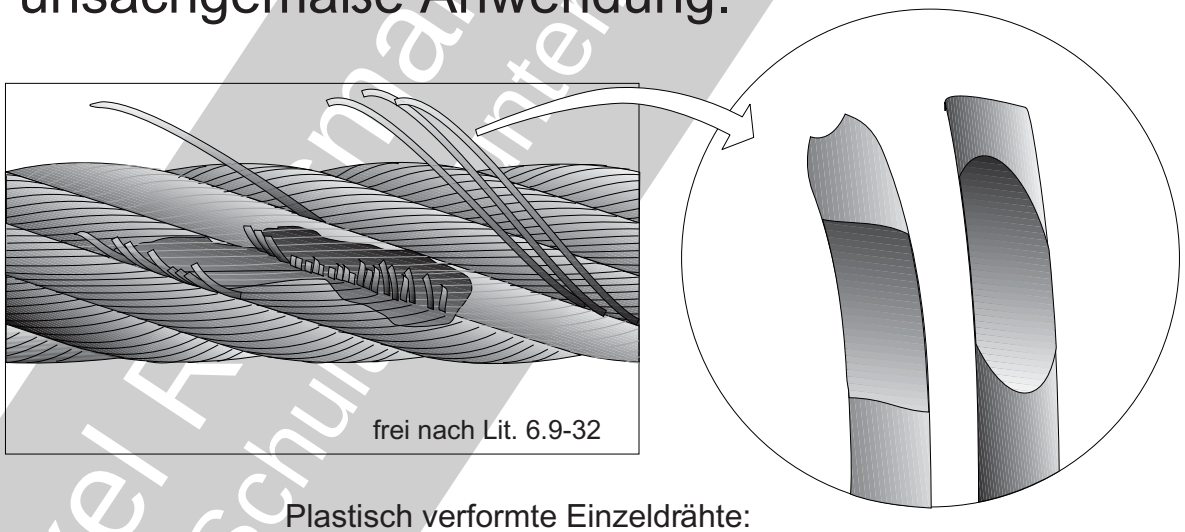
Jedes einzelne **Anschlagseil** (auch bei mehreren an einer Last) darf entsprechend der Auslegung nicht höher als mit **1/8 der Seilbruchkraft** (Sicherheitskennzahl 8) belastet sein. **Eine zwei- oder dreifache Sicherheit genügt nicht!** Achtfache Bruchsicherheit scheint dagegen ausreichend Versagenssicherheit zu bieten. Auch dies kann erfahrungsgemäß täuschen, wenn viele zusätzliche, sich auch gegenseitig beeinflussende Belastungen einwirken. Dazu gehören **Spannungsspitzen** in **engen Radien** sowie an **Ecken** und **Kanten** von Lasten. Zusätzlich wird das Seil **gequetscht** und **verformt**. Hier besteht erhöhte Gefahr,

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

denn anders als in der Rille einer Seilrolle findet keine seitliche Abstützung gegen Deformation statt. Deshalb müssen geeignete **Beilagen** bzw. **Seilschutz** verwendet werden. An **Schlaufen** und **Spleißungen** ist grundsätzlich von einer **Festigkeitsminderung** auszugehen. Auch **Vorspannungen aus dem Herstellungsprozess** ('Verseilverlust') sind gegebenenfalls nicht zu vernachlässigen. Grundsätzlich ist beim **Ersatz von Seilen** darauf zu achten, dass **nicht nur der Durchmesser des Seils übereinstimmt**. Auch der Seiltyp muss passen. **Kabelschlagseile** (aus mehreren Litzenseilen) werden wegen ihrer Flexibilität für Anschlagzwecke bevorzugt. Für sie ist bei gleichem Durchmesser von einer bis zu 50% niedrigeren Belastbarkeit gegenüber einem zweifach geschlagenen **Litzenseil** auszugehen. **Spiralseile** (Bild 6.9.1-4) **sind grundsätzlich für Anschlagzwecke ungeeignet,** denn sie neigen bei Belastung zum **Verdrehen** und sind **zu steif**.

Laufende **Kranseile** sind meist mehrlagig und steifer als Anschlagseile. Gelaufene Kranseile können örtlich nur schwer nachweisbare (innen) **Schädigungen** aufweisen. Deshalb dürfen **abgelegte Kranseile auf keinen Fall für Anschlagseile verwendet** werden (Lit. 6.9-29).

Schaden an einem Anschlagseil durch unsachgemäße Anwendung.



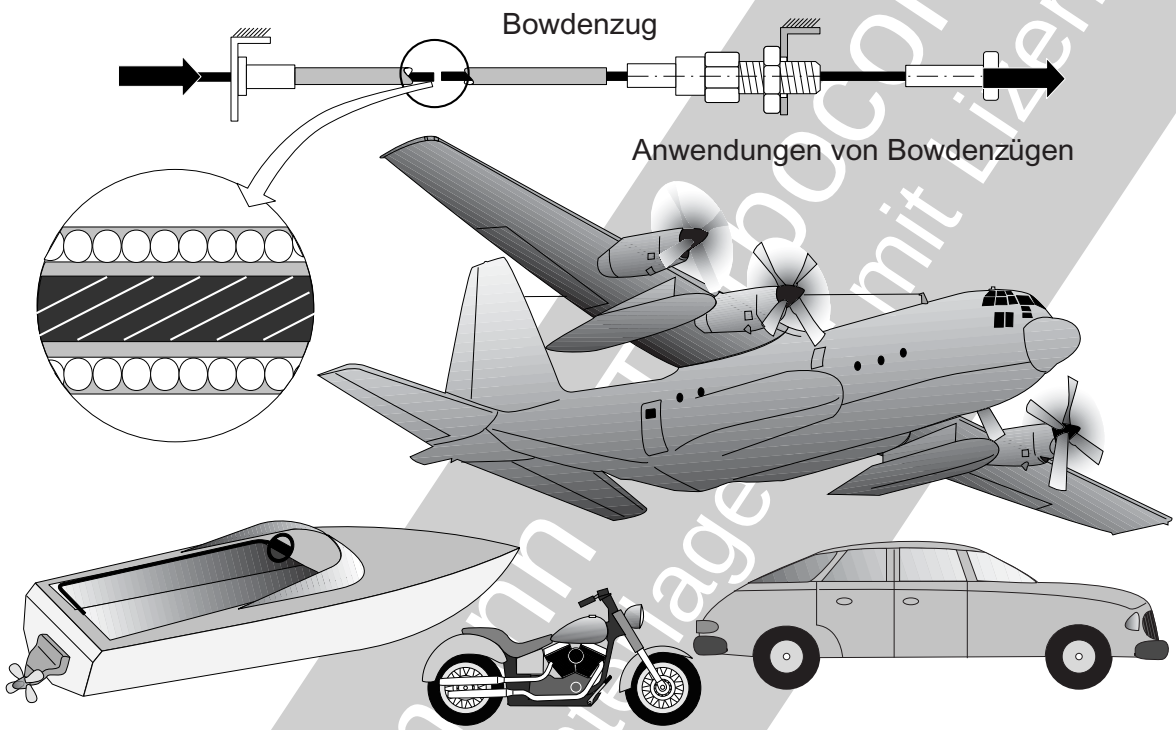
Plastisch verformte Einzeldrähte: abgequetscht, eingeschnürt und abgeschert.

Bild 6.9.1.1-1

Bild 6.9.1.1-1 *(Lit. 6.9-32): Mehrere ca. 30 mm dicke, wenig benutzte* ***Anschlagseile*** *rissen gleichzeitig an vergleichbarer Stelle. Diese ist den* ***scharfen Kanten der Last*** *zuordenbar. Das Bild ist typisch für einen noch nicht gebrochenen aber geschädigten Bereich. Das Detail zeigt Einzeldrähte mit* ***plastischen Verformungen*** *als Folge von Scherung, Zug, und Flächenpressung durch örtliche Überlastung. Solche Schäden sind mit geeigneten* ***Beilagen*** *und* ***Kantenschützern*** *vermeidbar.*

© Axel Riemann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.9.2 Seilzüge System Bowden.



Seilzüge bei denen eine Drahtlitze in einer Hülle gleitet, um eine **Bewegung** bzw. eine Kraft zu übertragen, werden üblicherweise nach ihrem Erfinder als **Bowdenzüge** bezeichnet. Gewöhnlich besteht die tragende, flexible **Hülle** aus dicht gewickeltem Draht. Sie ist üblicherweise außen schützend kunststoffbeschichtet. Im Inneren verläuft eine **Gleitführung**, meist in Form eines Kunststoffrohrs in dem die **Litze** gleitet. Für die erforderlichen Eigenschaften und das Betriebsverhalten sind in vielen Varianten angebotene **Endanschlüsse** sowie Zusätze (Lit. 6.9-31) wie Umlenkungen, Verspannungen und Abstützungen zu berücksichtigen.

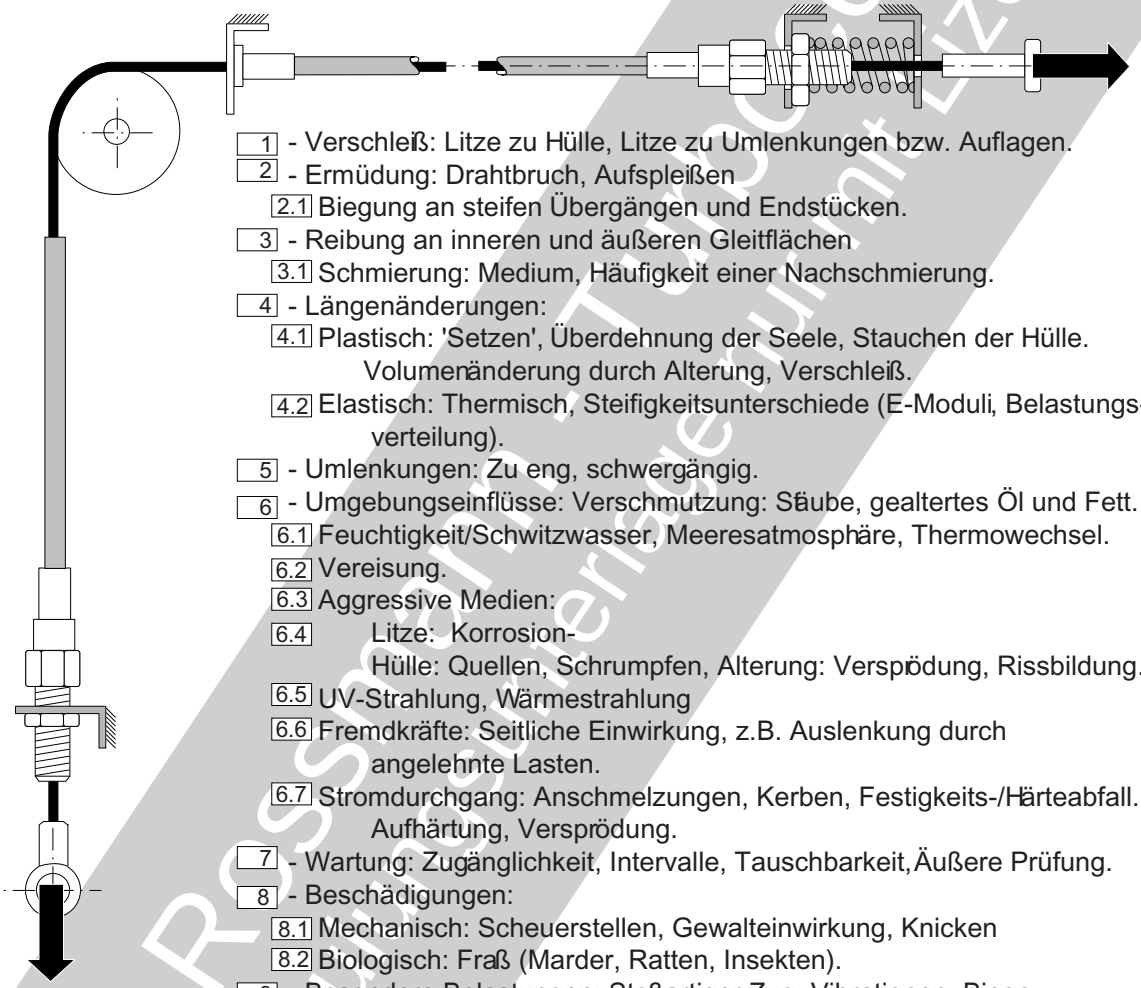
Man findet auch die Begriffe **Morsekabel** oder firmenbezogen Teleflexkabel. Verwandt mit Bowdenzügen sind Versionen mit einer axial drucksteifen, um eine metallische Seele geführten festverbundenen **Drahtwendel**. Diese lässt sich wie ein Schneckenrad oder eine Zahnstange nutzen. So kann die Längsbewegung über eine Art Zahnrad in Drehbewegung übertragen werden. Solche Anordnungen sind für Steuerungen geeignet.

Flexible Wellen die ein Drehmoment übertragen sind im Aufbau Bowdenzügen ebenfalls ähnlich.

Trotz der vielfältigen Anwendung des Maschinenelements Bowdenzug findet man darüber in Lehrbüchern erstaunlich wenig. Das mag daran liegen, dass **Auslegung und Herstellung bei den Anbietern** geschieht. Dies ist durchaus sinnvoll, weil spezielle Gestaltungs- und Konstruktionsmerkmale realisiert werden müssen. Handelt es sich um **sicherheitsrelevante Anwendungen,** kann eine Zulassung erforderlich sein. Dem Konstrukteur bleibt also häufig **die Definition der anwendungsspezifischen Einflüsse** (Bild 6.9.2-1), die **Erprobung** mit **Auswertung** und **Bewertung** sowie gegebenenfalls Maßnahmen zur Abhilfe bei Problemen/Schäden.

© Axel Rossmann Technoconsult
als Schulungsunterlage mit Lizenz

Einflüsse auf Bowdenzüge die bei der Auslegung und im Betrieb zu berücksichtigen sind.



1 - Verschleiß: Litze zu Hülle, Litze zu Umlenkungen bzw. Auflagen.
2 - Ermüdung: Drahtbruch, Aufspleißen
2.1 Biegung an steifen Übergängen und Endstücken.
3 - Reibung an inneren und äußeren Gleitflächen
3.1 Schmierung: Medium, Häufigkeit einer Nachschmierung.
4 - Längenänderungen:
4.1 Plastisch: 'Setzen', Überdehnung der Seele, Stauchen der Hülle. Volumenänderung durch Alterung, Verschleiß.
4.2 Elastisch: Thermisch, Steifigkeitsunterschiede (E-Moduli, Belastungsverteilung).
5 - Umlenkungen: Zu eng, schwergängig.
6 - Umgebungseinflüsse: Verschmutzung: Stäube, gealtertes Öl und Fett.
6.1 Feuchtigkeit/Schwitzwasser, Meeresatmosphäre, Thermowechsel.
6.2 Vereisung.
6.3 Aggressive Medien:
6.4 Litze: Korrosion-
Hülle: Quellen, Schrumpfen, Alterung: Versprödung, Rissbildung.
6.5 UV-Strahlung, Wärmestrahlung
6.6 Fremdkräfte: Seitliche Einwirkung, z.B. Auslenkung durch angelehnte Lasten.
6.7 Stromdurchgang: Anschmelzungen, Kerben, Festigkeits-/Härteabfall. Aufhärtung, Versprödung.
7 - Wartung: Zugänglichkeit, Intervalle, Tauschbarkeit, Äußere Prüfung.
8 - Beschädigungen:
8.1 Mechanisch: Scheuerstellen, Gewalteinwirkung, Knicken
8.2 Biologisch: Fraß (Marder, Ratten, Insekten).
9 - Besondere Belastungen: Stoßartiger Zug, Vibrationen, Biegeschwingungen, Stauchkräfte.

Bild 6.9.2-1

Bild 6.9.2-1 *(Lit. 6.9-17, Lit. 6.9-18, Lit. 6.9-19 und Lit. 6.9-30):* ***Bowdenzüge*** *unterliegen vielen* ***anwendungsspezifischen Einflüssen****. Diese Zusammenstellung soll dem Konstrukteur helfen, die* ***Anforderungen*** *sowie gegebenenfalls ein* ***Erprobungsprogramm*** *zu definieren. Dabei sind besonders Langzeiteinflüsse zu berücksichtigen.*

Eine typische ***Schwachstelle*** *ist der Übergang der zentralen Litze in* ***steife Endanschlüsse****. Diese Steifigkeitskerbe begünstigt bei Biegung Ermüdungsbrüche.*

Neben dem Seil selbst, beeinflussen die vielfältig möglichen Ein- und Anbauten wie Anschlüsse, Abstützungen und Umlenkungen sowohl Probleme am eigentlichen Bowdenzug als auch am Gesamtsystem.

© Axel Rossmann - Turbo Consult
alle Rechte vorbehalten, unlimitierte Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.9

6.9-1 E.v.Ende, „ Seile und Seiltriebe“, „Hütte - Des Ingenieurs Taschenbuch - Maschinenbau - Teil A“, Akademischer Verein Hütte, , 28. Auflage, Berlin 1954, Verlag von Wilhelm Ernst&Sohn, Seite 205-220.

6.9-2 „Seile“, „Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau - Zweiter Band“, Springer--Verlag Berlin Göttingen Heidelberg, 1961, Seite 503 - 506.

6.9-3 F.L.Jamieson, „Failures of Lifting Equipment“, „Metals Handbook - Ninth Edition - Volume 11 - Failure Analysis and Prevention“. American Society for Metals (ASM)“, 1986, ISBN 0-871170-007-7, Seite 514 - 521.

6.9-4 W.D.Ritter, „Über die Belastbarkeit von Anschlagseilen - eine kritische Betrachtung“, „Zeitschrift „Der Maschinenschaden 44 (1971) Heft 2, Seite 55 - 60.

6.9-5 R.Verreet, „Stahldrahtseile für Krane - Probleme und Lösungen“, 2002, www.casar.de, Seite 1-30.

6.9-6 T.Bathel, W.Scheinemann, W.Vogel, „Drahtseile in Aufzügen“, 04/2008, Fa. Pfeifer Drako - Drahtseilwerk GmbH & Co.Kg, www.drako.de, , Seite 503 - 506.

6.9-7 S.Messmer, „Abschätzung der Reduktion des Querschnitts von Drahtseilen“, 2008 Institut für Werkstoff-Fragen und Materialprüfungen (IWM), www.renderx.com, Seite 1-9.

6.9-8 „Drahtseile“, Angaben der Fa. BVM Seiltechnik - Spezialist für hochfeste Faserseile, bvm-technik.de/faserseile/technische-i-zu faserseilen, Stand August 2011, einzelne Seiten.

6.9-9 „Drahtseil“, de.wikikpedia.org/wiki/Stahlseil, Stand August 2011, Seite 1-4.

6.9-10 E.Wolf, A.Franz, „Seilentwicklung für Aufzugsanlagen“, Zeitschrift „Lift-Report“ 31 Jahrg. (2005) Heft 5, Seite 28 - 32.

6.9-11 K.-H.Wehking, „Laufende Seile“, Aufl. 05.2005, Reihe „Kontakt & Studium Nr. 673, Expert Verlag, ISBN 978-3-8169-2497-5, 144 Seiten.

6.9-12 U.Weiskopf, K.-H.Wehking, „Lebensdauer von Kranhubseilen - Schädigungsmechanismen und Berechnungsansatz“, Zeitschrift ‘Hebezeuge Fördermittel’, Berlin 48 (2008) 9, www.hebezeuge-foerdermittel.de, Seite 576 - 579.

6.9-13 T.Barthel, W.Scheunemann, W.Vogel, „Stahldrahtseil für Treibscheibenaufzüge“, www.lift-report.de/Fachaufsatz Ausgabe 1/2008.Seite 1- 8.

© Axel Possmann - Turbo Consult
Anschauungsunterlage nur mit Lizenz

6.9-14 S.Messmer, „Seilprüfung heute“, Institut für Werkstoff-Fragen und Materialprüfungen (IWM), www.uus.admin.ch. 2005, Seite 1-20.

6.9-15 W.Vogel, „Anforderungen an Tragmittel in der heutigen Aufzugstechnik“, Institut für Fördertechnik und Logistik - Universität Stuttgart, www.uni-stuttgart.de\ift, Seite 1-14.

6.9-16 A.Klöpfer, „Untersuchung zur Lebensdauer von zugschwellbeanspruchten Drahtseilen“, Dissertation, Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) - Universität Stuttgart, Juni 2002, Seite 1-135.

6.9-17 „Bowdenzug“, de.wikikpedia.org/wiki/Bowdenzug, Stand Juli 2011, Seite 1-3.

6.9-18 „Bowdenzüge pflegen“, www.gs-classic.de/tipps/zug01.htm,, Stand 2011, Seite 1 und 2.

6.9-19 G.Haase, „Alternative Varianten mechanischer Flugsteuerungssysteme zur Reduzierung von Gewicht und Fertigungsaufwand“, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dezember 2008, Seite 1-139.

6.9-20 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, www. Turboconsult.de, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Bild 6.2-3.

6.9-21 M.Zgraggen, „Langzeitschäden an Seilbahnseilen - Korrosion und Werkstoffintegrität“, EMPA Dübendorf, www.swisstribology.ch/documents/zgraggen.pdf, Seite 1-25.

6.9-22 A.Haller, „Erste Erfahrungen mit der hochauflösenden magnetinduktiven Drahtseilprüfung“, EMPA Dübendorf, www.ndt.net/article/dgzfp/dach60/haller, Seite 1-5.

6.9-23 „Engineering and Design - Wire Rope - Selection Criteria for Gate-Operating Devices“ ...EM 1110-2-3200 Kapitel 4 - Optimum Design“, Engineering >Manuals, Department of the Army, 30.Sept 1998,, Seite 1-5.

6.9-24 K.H.Wehking„Zusammenhang zwischen Umlaufbiegewechselfestigkeit von Stahldrähten und Lebensdauer von daraus hergestellten Seilen“, Forschungsarbeit A 159 S 24/26/ 2000, Seite 1-3.

6.9-25 R.Traxl, „Verbesserung und Optimierung von Tragseilen für Personalseilbahnen“, Zeitschrift RTR 02.05.2007, Seite 1-4.

6.9-26 „Drahtseiltechnik“, Angaben der Firma ‘Fatzer’, www.fatzer.com, 02/2001, Seite 3.01-3.18.

6.9-27 „An SEM Image Stainless Steel Wire Intergranular Stress Corrosion“, „Pitting Corrosion“, www.rcrd.manchester.ac.uk/materials/, 12.März 2011, 2 Einzelseiten.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.9-28 „Seilbruch“, Wikipedia, http://de.wikipedia.org/wiki/Seilbruch, Stand 8.August 2011, Seite 1-3.

6.9-29 „Drahtseile“, http://www.bgbau-medien.de/zh/z103a/08.htm, Stand Sept. 2011, Seite 1-3.

6.9-30 „Aileron Control Cables“, Federal Aviation Administration (FAA), Special Airworthiness Information Bulletin, No. CE-00-23, June 15, 2000, Seite 1 und 2.

6.9-31 „Technischer Katalog der Fa. B + W - Bowdenzugwerk“, Stand September 2011, Seite 1 - 31.

6.9-32 E.J.Pohl, R.Bark, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz Versicherungs-AG, München und Berlin, 1964, Seite 294.

6.9-33 K.Feyrer, „Drahtseile - Bemessung, Betrieb, Sicherheit“, 2. Auflage, 2000, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-67829-8, Kapitel 1.1.1, Seite 34.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage, nur mit Lizenz