

Axel Rossmann

Probleme der Maschinenelemente erkennen, verhüten und lösen

Unter besonderer Berücksichtigung des Leichtbaus

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

Band 2B: Versagensformen, typische Schadensbilder, Mechanismen, Ursachen von Elementen durchströmter Systeme: Berührende und berührungsfreie Dichtungen, Rohrleitungen, Schlauchleitungen.



Axel Rossmann

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 weder eine juristische Verantwortung noch irgend eine Haftung übernehmen. Für Verbesserungsvorschläge und Hinweise auf Fehler sind Verlag und Autor dankbar.

© 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 insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Bestellung dieses Buches:

Fax Nr. (Deutschland) 08131 50 50 67

ISBN xxxxxxxxxxxxxxxx

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

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.

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:

Spannungsrissskorrosion (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)

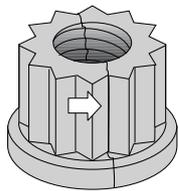
Versprödung durch Eindiffusion von Fremdmetallen (SMIE, Band 1 Bild 5.8.2-1). Diese Gefahr besteht bei **unvorgesehen hohen Betriebstemperaturen**. Risse gehen **bevorzugt vom Gewinde** („C1“) aus (Bild 6.1.1.2-9).

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.

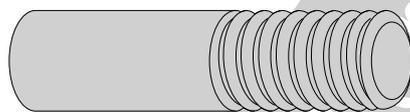
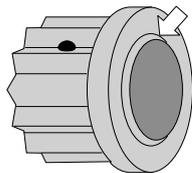
Versprödung durch ‘Werkstoffalterung’ (Band 1 Bild 5.3-1.2). Beispielsweise können warmfeste Stähle mit Chrom, Molybdän und Vanadium bei zu hohem Vergüten nur noch ein Zehntel der geforderten Kerbschlagzähigkeit aufweisen. In diesem Fall der Flanschschraube eines Dampfturbinengehäuses lag die Zugfestigkeit 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.

Wichtige Schadensbilder und Ursachen für Sprödbrüche an Schrauben und Muttern.

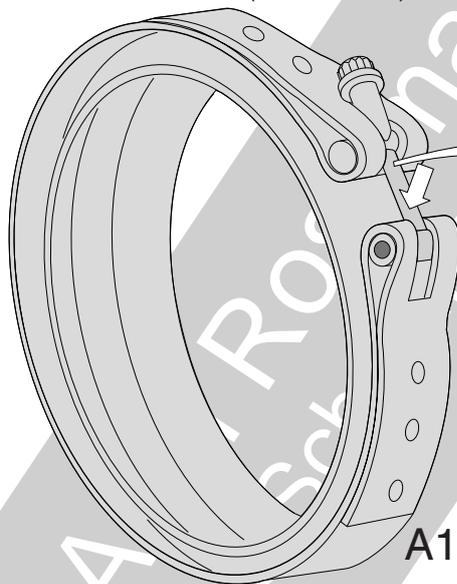


D1 Spröd durchgerissene Schraubenmutter. Material Typ 12%-Cr-Stahl, Härte 44 HRC, mit Kadmium-Korrosionsschutzschicht. Das bei Betrieb geschmolzene Kadmium führte zur Löttrissigkeit (LME)

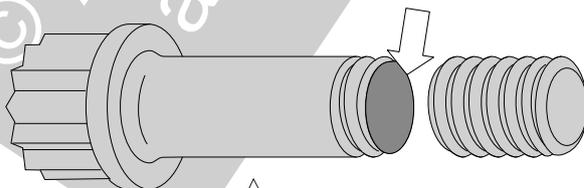


B1 Spröd durchgerissene Schraube. Material Typ 12%-Cr-Stahl. Härte/Festigkeit (bis 1480 MPa) über der max. zulässigen Grenze von 1380 MPa. Bei der Beschichtung mit Kadmium drang Wasserstoff ein und führte zur Wasserstoffversprödung.

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.

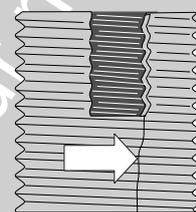


C1 Sprödbruch durch Diffusion im festen Zustand (SMIE) von Metallen wie Silber oder Kadmium bei erhöhter Betriebstemperatur

Schubstange
(Vergütungsstahl
verkadmet) mit
Rissen durch
Wasserstoff-
versprödung



B3

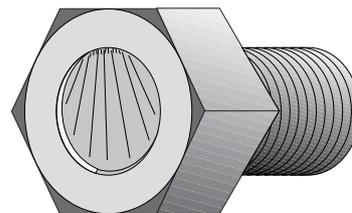
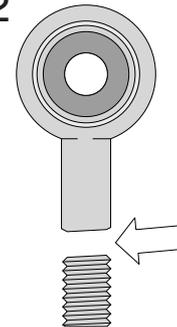


B2

Gewindeinsatz
(Einsatzstahl verkadmet)
mit Riss durch
Wasserstoffversprödung

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

A2



48 mm

E1 Versprödung durch 'Werkstoffalterung'

Bild zum Beispiel

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.

Widmungen:

In Dankbarkeit für die ermunternde Begleitung bei der Entstehung dieser Bücher, meinem verstorbenen Zwillingbruder 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.

Inhalt

Versagensformen von Maschinenelementen und ihre Ursachen

6.1 Verbindungselemente

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

6.2.1 Metall-/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

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

7.1.1 Problematische 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

Elemente durchströmter Systeme

© Axel Rossmann - Turbococonsult
als Schulungsunterlage für die Lizenz

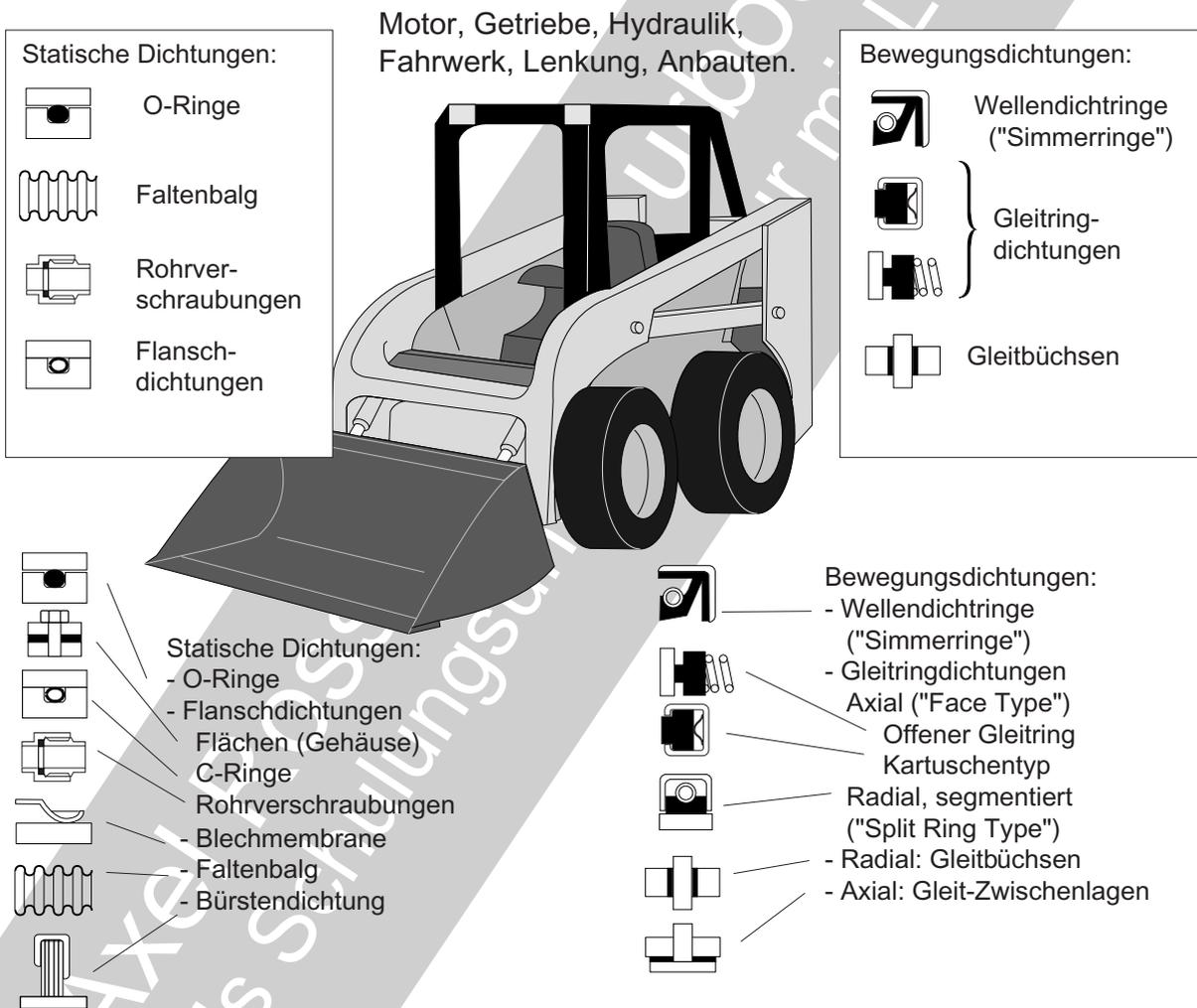
Maschinenelemente:
Statische Dichtungen
Flachdichtungen

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Maschinenelemente: Statische Dichtungen Flachdichtungen

6.10 Dichtungen

Typische Berührungsdichtungen im Maschinenbau am Beispiel einer Baumaschine.



Das Titelbild (Lit. 6.10.1.1-6) dieses Kapitels gibt einen Überblick der vielfältigen Dichtungssysteme bzw. -elemente des modernen Maschinenbaus. Eine Auswahl, die sich dem Begriff **Maschinenelement** zuordnen lässt, wird in diesem Kapitel behandelt.

Folgende **Definitionen** der verschiedenen Berührungsdichtungen wurden für dieses Kapitel gewählt. Unter **Berührungsdichtungen** als Maschinenelemente werden **austauschbare Dichtungen** verstanden. Ihre Dichtwirkung beruht auf Berührung der Dichtflächen. Diese Merkmale sind für **O-Ringe** (Kapitel 6.10.1.2) gegeben. Eine Relativbewegung an der Dichtfläche ist gewöhnlich nicht vorgesehen. So lassen sie sich wie tauschbare Flansch-/**Flachdichtungen** (Kapitel 6.10.1) den **statischen Dichtungen** zuordnen. Andere Dichtungen wie Verschraubungen von Rohrleitun-

gen, Membranen und Faltenbälge können zwar für ein statisch dichtendes Maschinenelement definitionskonform sein. Ihre Behandlung würde aber dieses Kapitel sprengen.

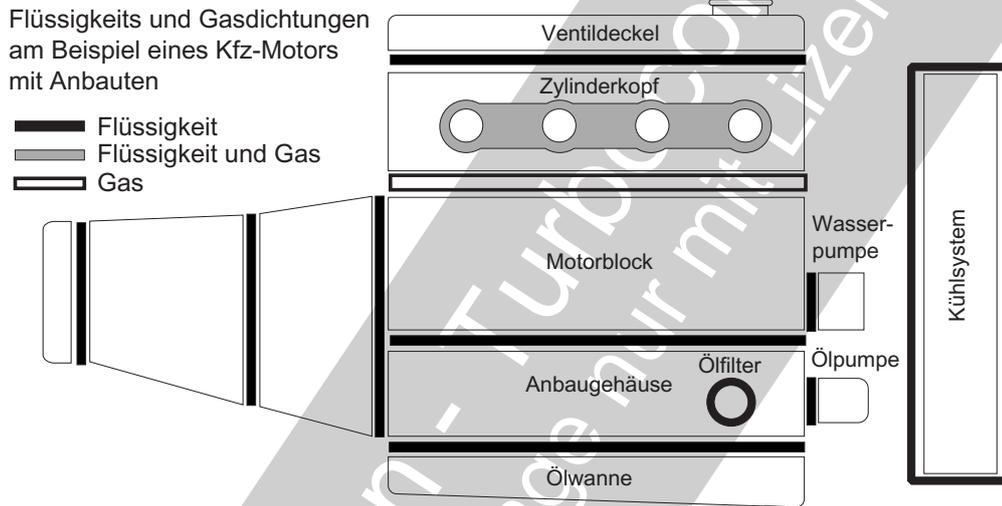
Berührende Gleitdichtungen treten in Form von **Gleitlagerungen** bzw. Schwenklagern oder als Führung axial beweglicher **Ventile und Betätigungsstangen** auf. Oft fehlt ihnen das Merkmal der Tauschbarkeit des gesamten Elements. Sie werden im Kapitel 6.3.4 „Gelenklager“ behandelt

Für **Gleitdichtungen** (Kapitel 6.10.2.2) wie **Radial-Wellendichtungen** (Radialdichtring, „Simmering ®“) und **Gleitringdichtungen** ist das Merkmal einer Berührung der Dichtflächen nur bedingt gültig. Im Betrieb bildet sich zwischen den mit hoher Geschwindigkeit gegeneinander bewegten Dichtflächen ein **tragender Schmierfilm** (Flüssigkeit, Gas). Dieser verhindert die direkte Berührung und ist funktionsnotwendig. Fällt er aus, kommt es zu Überhitzung und Zerstörung der Gleitflächen und damit zum Ausfall der Dichtung. **Bürstendichtungen** werden den Berührungsdichtungen zugeordnet. Sie lassen sich wie ein Radial-Dichtring austauschen. Im Betrieb bildet sich ein Dichtspalt mit einem **Luftpolster** für die Haarspitzen. Bürstendichtungen ist ein eigenes Kapitel (Kapitel 6.10.3.2) gewidmet.

Als **nicht berührende Systeme** gelten **Labyrinthdichtungen** (Kapitel 6.10.3) oder die Dichtwirkung zwischen der **Spitze einer Rotorscheufel und dem Gehäuse** von Turbomaschinen (Lit. 6.10.3.1.1-7 und Lit. 6.10.1-19). Hier kann es zwar durchaus zum kurzzeitigen Kontakt bei Spaltüberbrückung kommen. Diese Dichtwirkung wird jedoch nicht genutzt. Zusätzlich weisen diese Dichtungssysteme nicht die Austauschbarkeit als Merkmal eines Maschinenelements auf.

6.10.1 Statische Dichtungen,

6.10.1.1 Flansch-/ Flachdichtungen



Für den Begriff **Flanschdichtungen** findet man weitere wie Flächendichtungen, **Flachdichtungen** und 'Deckeldichtungen'. Sie kommen in angepasster Ausführung anwendungs- bzw. betriebspezifisch im Maschinenbau zum Einsatz. Dabei steigt der Anspruch an die Dichtungseigenschaften mit dem **Trend zum Leichtbau** (Band 1 Bild 3-15). Typisch sind **Leichtmetalle** in **Gehäusen** und vermehrt in **Flanschschrauben** (Bild 6.10.1.1-6 und Band 1 Bild 3-15). Zusätzlich werden die tragenden **Querschnitte minimiert** und höher belastet. Als Beispiel kann ein Kraftfahrzeugmotor mit Getriebe dienen (Lit. 6.10.1.1-2). Hier sind **Flüssigkeiten** (Kühlwasser, Schmieröl) und (Ab-, Ansaug-) **Gase** mit unterschiedlichen Temperaturen und Drücken über lange Zeiten bei **zyklischem Betrieb** sicher zu trennen. Dabei sind auch **materialbedingt** (Stahl/Gusseisen, Aluminium- und Magnesiumlegierungen), **unterschiedliche Dehnungen** (Wärmedehnung, elastische Verformung) auszugleichen. Genügt dies nicht um Überlastungen zu vermeiden, müssen die **Dichtflächen rutschen**. Man unterscheidet drei Haupttypen von Flachdichtungen in einer Vielzahl von Ausgestaltungen.

- **Weichstoffdichtungen** aus **faserverstärktem Elastomer** (z.B. Glasfasern) gewöhnlich zur Formstabilisierung mit einem inneren, tragenden Stahlblech versehen.
- **Metallsickendichtungen**, die ebenfalls innen ein Blech aufweisen. Dieses ist jedoch gesickt, um eine verbesserte Anformung bei Unebenheiten durch eine örtlich **elastische Nachgiebigkeit** (Rückfederung) zu erreichen. Für Hochtemperaturanwendung (z.B. an Abgaskrümmern, Turboladern, Katalysatoren und Partikelfiltern) besteht die Dichtung nur aus Blechlagen. Sie ist mit Blechen aus kriechfesten Stählen bis 650°C und in Sonderfällen bis 1100°C (?) geeignet (Lit. 6.10.1.1-4). Für den Dehnungsausgleich sind die Dichtflächen mit einer temperaturbeständigen anorganischen **Gleitschicht** versehen.
- **Flüssigdichtungen** in besonderer Ausprägung auch Flächendichtungen nutzen eine Flüssigkeit/Paste die unter Luftabschluss (anaerob) aushärtet. Dazu kann die Dichtfläche mit einer innen verlaufenden Nut versehen werden. Vorteile sind eine einfachere Montage, niedrige Kosten und kein Setzen der Flansche.

Anforderungen und Eigenschaften einer Flachdichtung.

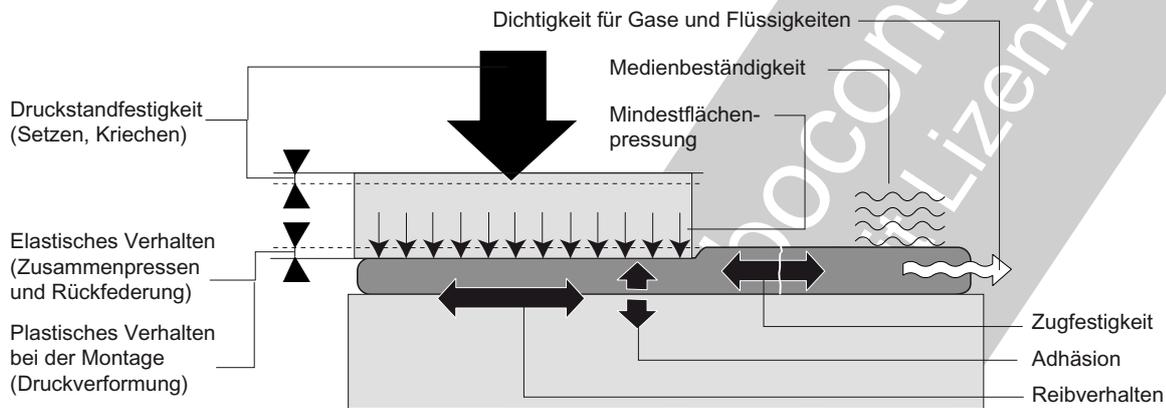


Bild 6.10.1.1-1

Bild 6.10.1.1-1 (Lit. 6.10.1.1-2): Für die Auswahl einer Flachdichtung sind viele, gerade auch **herstellerspezifische Eigenschaften** zu berücksichtigen. So ist dem Konstrukteur ohne diese Angaben eine **Auslegung** nicht möglich. Hier muss er sich auf die **Empfehlungen** und **Herstellerdaten** verlassen. Diese gehen auf umfangreiche, **erfahrungsbasierte Laborversuche** zurück. Dem Konstrukteur bleiben, wie heute bei vielen Maschinenelementen üblich, die immer wichtiger werdende **Ermittlung der Betriebsbelastungen** (Bild 6.10.1.1-2) und die **Erprobung mit Auswertung**. Für die Abschätzung des hierfür notwendigen Aufwands kann ein dichtungsspezifisches **'Entscheidungsdiagramm'** des Herstellers hilfreich sein (Bild 6.10.1.1-2).

Druckstandfestigkeit: Der abzudichtende Druck bestimmt die erforderliche **Mindestflächenpressung** („B“ in Bild 6.10.1.1-3). Diese muss von den Flanschen und der Verschraubung sicher in der **gesamten vorgesehenen Betriebszeit** übertragen werden. Dabei ist die zeitabhängige plastische Verformung wie **Setzvorgänge** (Fließen bei Kunststoffen) und **Kriechen** (Band 1 Kapitel 5.3.2) der stützenden Metallinlagen zu berücksichtigen.

Elastisches Verhalten (Ein- und Rückfedern): Kann sich besonders durch zeit- und temperaturbedingte Alterungsvorgänge der Kunststofflagen und bei hohen Betriebstemperaturen

dem Kriechen der Blechlagen deutlich verschlechtern. Dies muss die Gestaltung der Flansche und die Verschraubung ausgleichen. **Reibung der Dichtflächen:** Wärmedehnungen und elastische Dehnungen dürfen die Dichtungen nicht mit zu hohen Reibungskräften überlasten. Es ist also für die Betriebszeit ein ausreichend niedriger **Reibwert** notwendig. Das gilt zeitunabhängig (Alterung?) über das gesamte Spektrum der Betriebstemperaturen. Dabei ist auf die **Rauigkeit** der Dichtflächen zu achten. Ein **schädigendes Festkleben** der Dichtungen sollte verständlicherweise nicht auftreten.

Medienbeständigkeit ist eine Voraussetzung für die Dichtungsfunktion. Dies ist eine anspruchsvolle Forderung, bedenkt man die mögliche Einwirkung verschiedenster **Betriebsmedien** wie Kühlwasser (Bild 6.10.1.1-8, „I“) Schmieröl und Kraftstoff (z.B. Biodiesel). Auch die Anwendung zusätzlicher **Dichtmassen** (Bild 6.10.1.1-8 „G“) oder **Reinigungsflüssigkeiten** ist durchaus problematisch. Sie müssen erprobt und **spezifiziert** sein.

Bild 6.10.1.1-2 (Lit. 6.10.1.1-5): Anwendungstemperatur und Betriebsdruck reichen für die Auslegung bzw. Dichtungsauswahl allein nicht aus. Sie unterliegen selbst unter statischen Bedingungen vielen weiteren Einflüssen (Bild 6.10.1.1-5). Das dargestellte **'Entscheidungs-**

Maschinenelemente: Statische Dichtungen Flachdichtungen

Die Beanspruchung einer (Flansch-) Dichtung ist eine Herausforderung für den Konstrukteur.

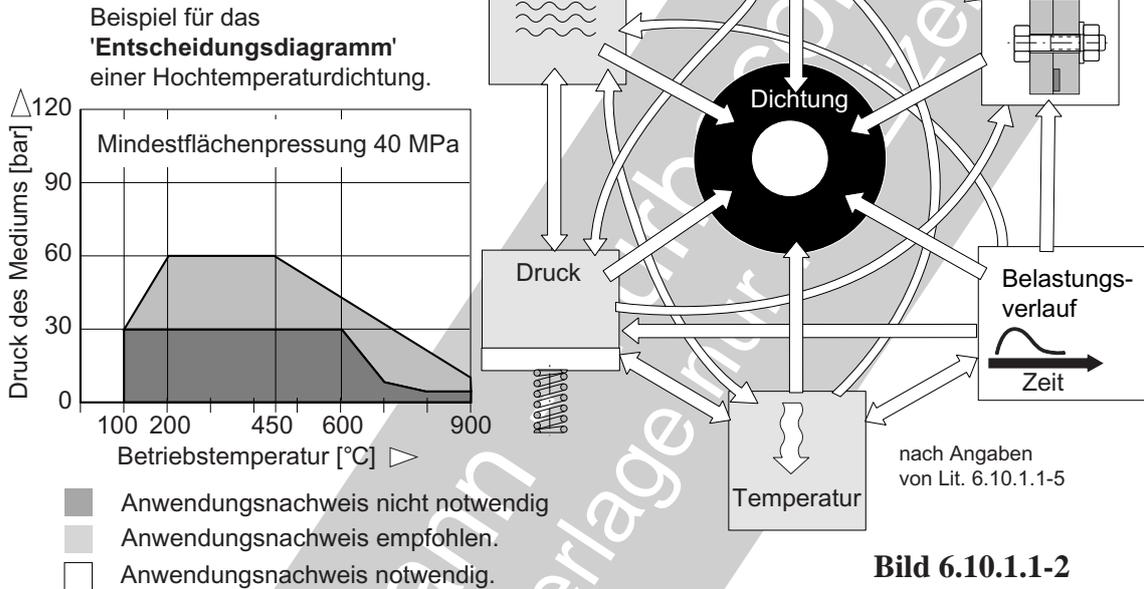


Bild 6.10.1.1-2

Empfohlenes Vorgehen bei der Auslegung einer pulsierend belasteten (Flach-) Dichtung.

nach K.Fronius, Lit. 6.10.1.1-2

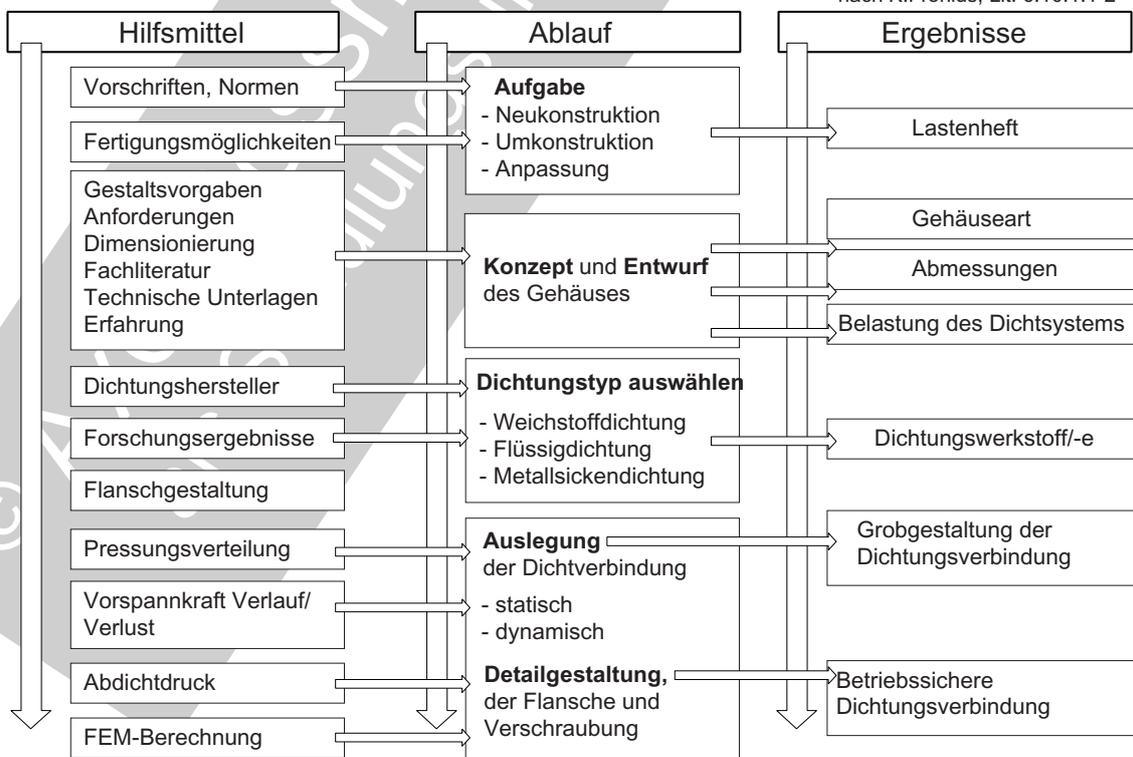
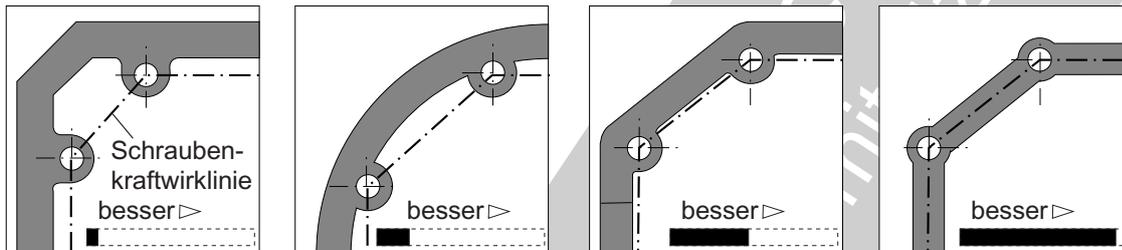


diagramm gibt erfahrungsbasierte Hilfe des Herstellers für hochtemperaturgeeignete Flachdichtungen. Auffällig ist, dass **niedrige**

(offenbar **Versprödungsgefahr**) wie sehr **hohe Temperaturen** und sehr kleine abzudichtende Drücke einen **Tauglichkeitsnachweis** erfor-

Gestaltung der Flansche einer Flachdichtung unter Aspekten von elastischer Verformung, Flächenpressung und Beanspruchung.

Anzustreben ist eine möglichst gute Übereinstimmung von Schraubenwirkungslinie und Dichtungsmittellinie.



Bewertung für die Dichtwirkung wichtiger Eigenschaften eines Gehäusedeckels unter Verwendung von 3D- Finite-Elemente-Berechnungen.

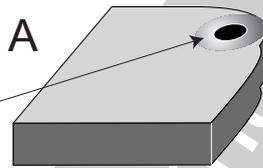
nach Angaben in
Lit. 6.10.1.1-2

Wandstärke 15 mm
Rippenhöhe 0 mm

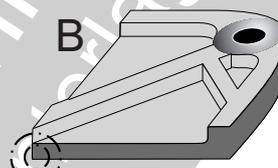
Wandstärke 6 mm
Rippenhöhe 6 mm

Wandstärke 6 mm
Rippenhöhe 6 mm

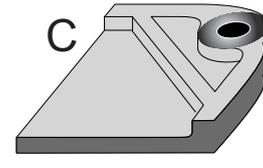
Je dunkler umso
höhere Pressung
in der Auflage.



Steifigkeit []
Pressung []



Steifigkeit []
Pressung []



Steifigkeit []
Pressung []

Angaben von K.Fronius nachempfunden

Bild 6.10.1.1-3

den. Das Schaubild rechts gibt dem Konstrukteur einen Hinweis auf die zu berücksichtigenden Einflüsse und deren Interaktion für die zulässige Druck- und Temperaturbelastung. Zu seiner Aufgabe gehört es, die **Einflüsse betriebsspezifisch zu ermitteln**. Das komplexe Zusammenspiel macht es verständlich, dass oft nur ein **versuchstechnischer Nachweis**, möglichst unter realistischen Betriebsbedingungen ausreichende Sicherheit der angestrebten Lebensdauer erwarten lässt. Dazu ist die Betreuung sowie Aus- und Bewertung der Versuche unbedingt erforderlich.

Bild 6.10.1.1-3 (Lit. 6.10.1.1-1 und Lit. 6.10.1.1-2): Als Gestaltungsprinzip sollte die sog. **Schraubenkraftwirkungslinie der Dichtungsmittellinie** folgen. Das gewährleistet eine gleichmäßige Pressung der Dichtflächen bei geringster Biegebelastung des Flanschs. Der **Einsatz einer Finite-Elemente-Berechnung** ermöglicht sehr viel detailliertere Angaben zu **Pressungsverteilung, Flanschbelastung und elastischen Verformungen**. Das ist die Voraussetzung für eine gezielte Optimierung durch die Gestaltung der Flansche. Im Vordergrund steht eine angepasste **Steifigkeit der Auflage**. Der Rahmen unten enthält drei extreme Beispiele. Man erkennt, dass **Steifigkeit und Pressung nicht unbedingt gleichzeitig ein Optimum** um die Schraubenbohrung garantieren.

Versagensgrenzen von Flanschdichtungen im Belastungsversuch.

Prüfdaten für alle Dichtungen: Öltemperatur 20°C, Pulsationsfrequenz 2,5 Hz, Druckamplitude 2,5 bar.

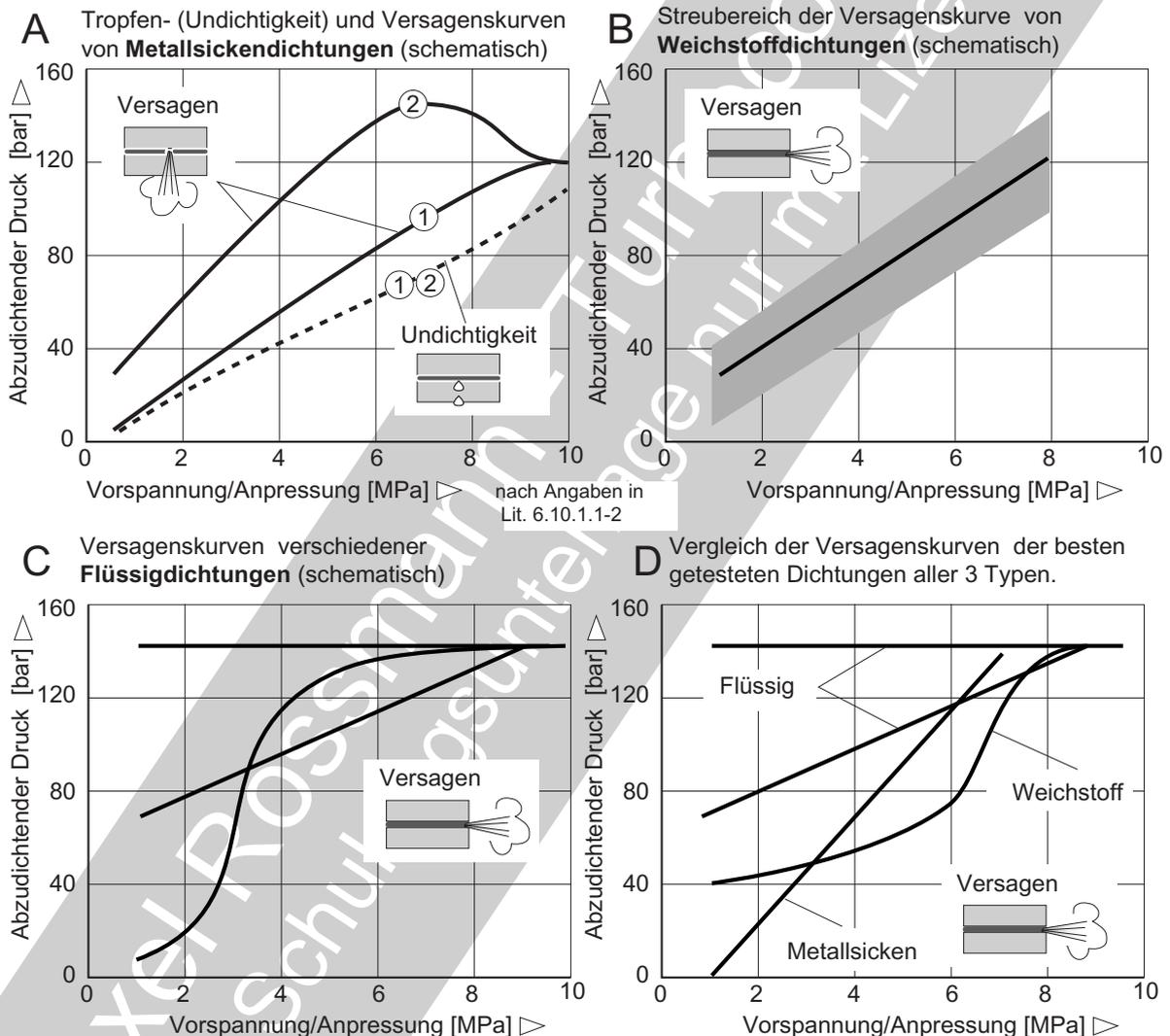


Bild 6.10.1.1-4

Bild 6.10.1.1-4 (Lit. 6.10.1.1-2): Diese Diagramme zeigen in Versuchen ermittelte Tendenzen des **Dichtigkeitsverhaltens** verschiedener Flachdichtungstypen bei **pulsierendem Druck**. **Metallsickendichtungen** („A“) lassen anders als die anderen Dichtungstypen zwischen **Tropfen** (Undichtigkeit: Schwitzen bis Tropfen) und **Versagen** unterscheiden. Eine optimale Dichtwirkung ist nur von einer **vorverformten Sicke** zu erwarten. Die Kurven „1“ und „2“ gel-

ten für unterschiedliche Produkte. Die **Festigkeit des innenliegenden Trägerblechs** ist entscheidend.

Weichstoffdichtung („B“) versagt **ohne vorankündigende Undichtigkeit**. Vor dem plötzlichen Aufreißen tritt sie örtlich aus dem Dichtspalt. Verschiedene Produkte können deutlich unterschiedliche Versagenskurven aufweisen (Streuung graues Feld).

Flüssigdichtungen („C“) sind eigentlich hochfeste Klebeverbindungen. Sie härten ohne Luftzutritt (*anaerob*) aus. Bei deutlich **niedrigerer Vorspannung** als die anderen Dichtungstypen zeigen sie die **beste Dichtwirkung** (Diagramm „D“). Ein Versagen geschieht ohne vorankündigende **Tropfgrenze**.

Bild 6.10.1.1-5 (Lit. 6.10.1.1-2): Das Schaubild oben zeigt die Tendenz der Wirkung des Betriebs auf **Versagensdruck** und **Flächenpressung**. Die Darstellung in der Mitte vermittelt einen Eindruck zu **Betriebseinflüssen und deren Wechselwirkung** auf die Leckrate einer Flachdichtung (Druck 60 bar). Man erkennt die Komplexität der Konstruktionsaufgabe einer ausreichend sicheren Flachdichtung unter ‘anspruchsvollen’ Betriebsbedingungen. Hier ist die Notwendigkeit eines betriebsnahen, versuchstechnischen Nachweises leicht einzusehen.

Die Darstellung unten zeigt den tendenziellen Einfluss des **Schraubenmaterials** auf die Betriebszeit bis zu einem Leck. Die Flansche bestehen aus einer **Aluminiumlegierung**. Gerade der **Leichtbau** nutzt solche Schrauben (Band 1 Bild 3-5). Hervorzuheben ist, dass das Dichtungssystem bei **Leichtmetallschrauben** auf **Anzugsmoment** und **Klemmlänge** weniger sensibel reagiert als bei Stahlschrauben. Grund sind die aufzunehmenden unterschiedlichen **Wärmedehnungen** in Abhängigkeit von der **elastischen Dehnung** (E-Modul, Bild 6.1.1.1-2 und Bild 6.1.1.1-9). Somit sind offenbar bei Leichtmetallschrauben kürzere **Klemmlängen** mit entsprechender **Material- und Gewichtseinsparung** realisierbar.

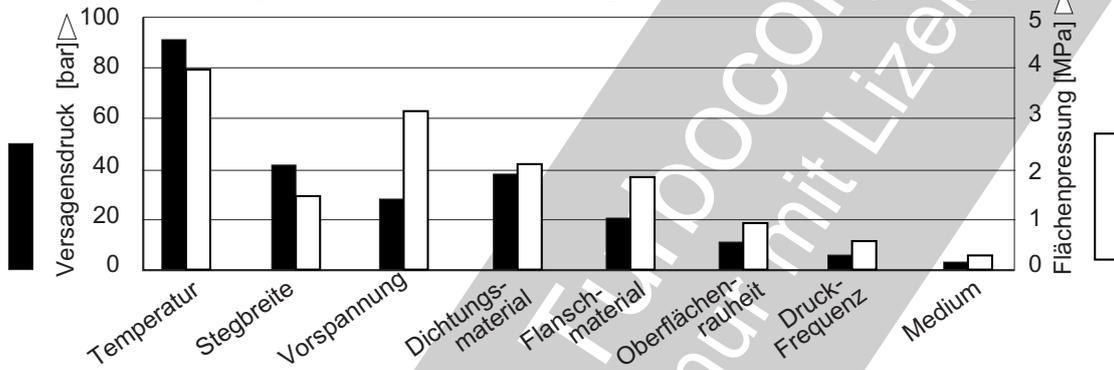
Ein Sondereinfluss ist die **Erosion einer Dichtung durch anströmende Flüssigkeiten** (Band 1 Kapitel 5.5.1.2) und/oder **Gase**. Versuche haben die verständliche Tendenz einer deutlich höheren Empfindlichkeit von **Weichstoffdichtungen** gegenüber Metalldichtungen aufgezeigt. Für Weichstoffdichtungen bietet sich eine **‘Panzerung’** der Dichtungskante an. Beispielsweise erhalten Zylinderkopfdichtungen zum Brennraum einen Blechring (‘Brennraumeinfassung’, Bild 6.10.1.1-7).

Maschinenelemente: Statische Dichtungen Flachdichtungen

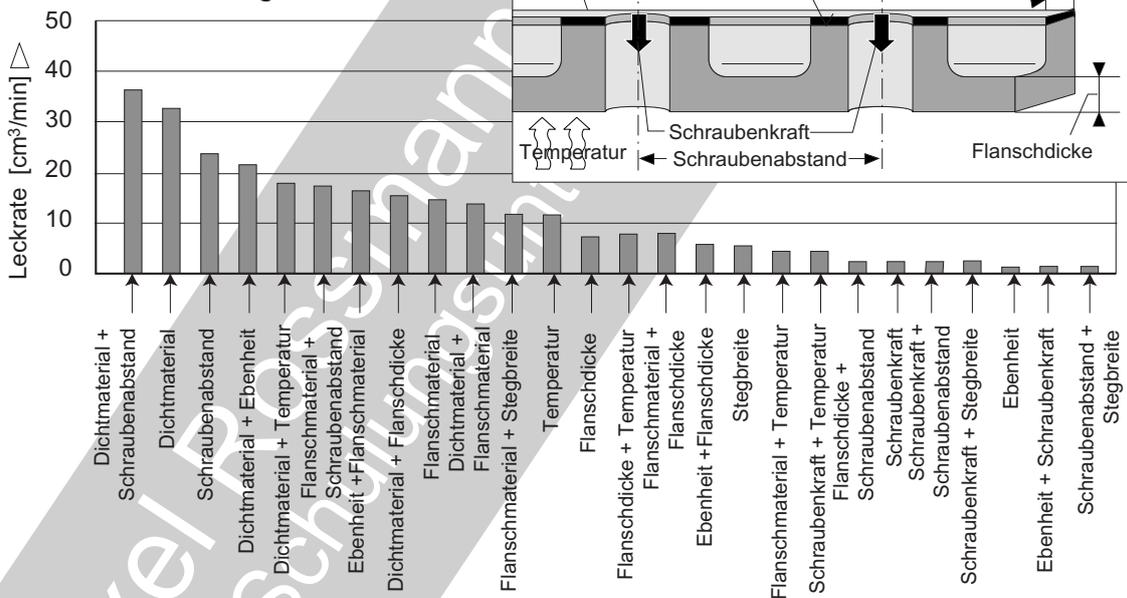
Hier soll ein Eindruck der Komplexität einer scheinbar einfachen Dichtungstechnologie vermittelt werden.

nach K.Fronius

Gewichtung einzelner Einflüsse auf Versagensdruck und Flächenpressung.



Gewichtung von Einflüssen unter Wechselwirkung auf die Leckrate



Gewichtung einzelner Einflüsse auf die Leckagezeit bei Al-Schrauben und Stahlschrauben

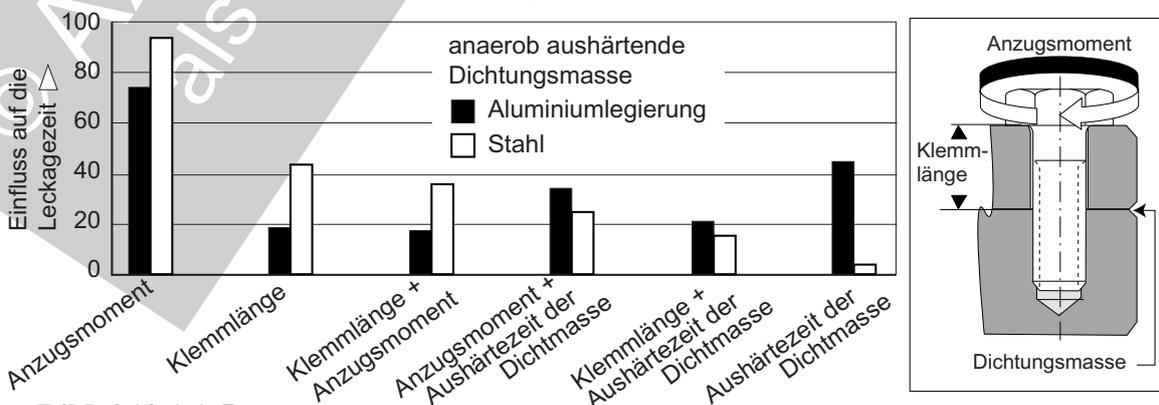


Bild 6.10.1-5

Auslegungshilfen für Flanschdichtungen.

Beispiel eines Nomogramms als Hilfe für die Konstruktion von Flanschen unter pulsierendem Innendruck.

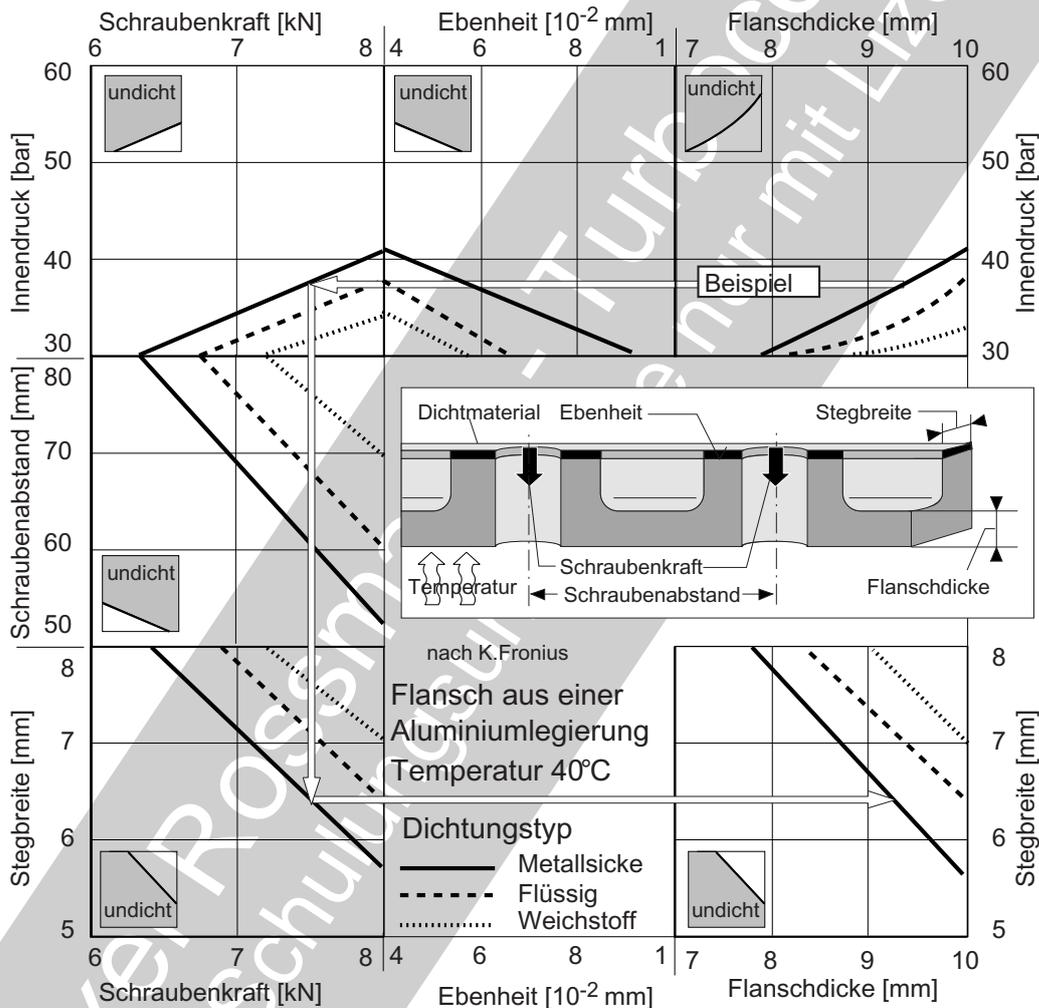
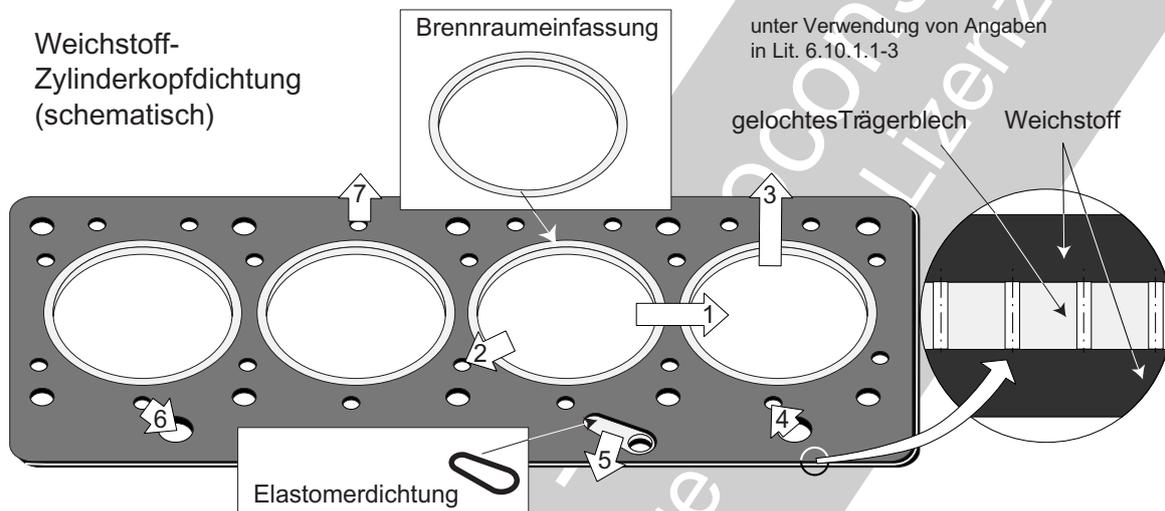


Bild 6.10.1.1-6

Bild 6.10.1.1-6 (Lit. 6.10.1.1-2): Es handelt sich um eine **Hilfe bei der Auslegung einer Flanschdichtung**. Sie gilt nicht allgemein sondern nur für die angegebenen Betriebsbedingungen und **Werkstoffe**. In diesem Fall ist das Flanschmaterial eine **Aluminiumlegierung**. Beispielsweise bei bekanntem/vorgegebenem Innendruck lassen sich Vorspannung mit Schraubenabstand und Schraubenkraft, Stegbreite sowie Temperatur bewerten (siehe eingezeichnetes Beispiel). Ist die Dichtung bereits vorgegeben, ist umgekehrt **auf den Dichtungs-**

druck rückzuschließen. Dies bietet sich zur **Klärung von Schadensfällen an**.

Zylinderkopfdichtungen sind High-Tech Maschinenelemente.



Anforderungen:

- Makro- und Mikroabdichtung
- Beständig gegen Gas, Öl, Wasser und Frostschutzmittel.
- Erosionsfestigkeit gegen Partikel, Heißgase und Flüssigkeiten.
- Oxidations- und Korrosionsfestigkeit.
- Thermoermüdungsbeständigkeit
- HCF- Festigkeit (Verbrennungsdrücke)
- Schub- und Zerreißfestigkeit
- Druckfestigkeit und angepasstes Dehnverhalten (plastisch und elastisch)
- Angepasste Wärmeleitfähigkeit (z.B. im Dichtspalt)

Potenzielle Leckagen:

- 1 Gasundichtigkeit Brennraum > Brennraum.
- 2 Gasundichtigkeit Brennraum > Kühlkreislauf.
- 3 Gasundichtigkeit nach außen.
- 4 Ölundichtigkeit > Kühlkreislauf.
- 5 Ölundichtigkeit nach außen.
- 6 Wasserundichtigkeit > Ölkreislauf.
- 7 Wasserundichtigkeit nach außen.

Bild 6.10.1.1-7

Bild 6.10.1.1-7 (Lit. 6.10.1.1-3): Mit der allgemeinen Tendenz zum Leichtbau steigen die **Anforderungen** der Flachdichtungen. Diese für eine Auslegung ausreichend verlässlich zu bestimmen, wird von deren **Zusammenwirken** weiter erschwert (Bild 6.10.1.1-5). Als Beispiel kann eine **Zylinderkopfdichtung** dienen. Sie muss verschiedenste **flüssige** und **gasförmige** Medien gegeneinander abdichten. Die gewünschten **Betriebseigenschaften** erfordern umfangreiches anwendungsspezifisches Wissen und Erfahrung. Trotzdem kommt man selbst bei

scheinbar kleinen Abweichungen gegenüber bekannten Dichtungen, zumindest bei derart komplexen Betriebsbedingungen, kaum um **versuchstechnische Nachweise/Erprobung** herum. Voraussetzung gezielter, erfolgversprechender Abhilfen ist die **Auswertung** und **Bewertung** von **Betriebsspuren**, insbesondere von **Schadensbildern**. (Bild 6.10.1.1-8).

Bild 6.10.1.1-8 (Lit. 6.10.1.1-3): Diese schematischen **Schadensbilder** (Literaturangaben nachempfunden) versuchen **charakteristische Besonderheiten** darzustellen. Dazu war eine gewisse Abstraktion erforderlich. Sie sollen die Identifikation der ursächlichen Einflüsse unterstützen. Damit wäre die **Voraussetzung gezielter, erfolgversprechender Maßnahmen** geschaffen. Natürlich ist für eine befriedigend sichere Bewertung **Erfahrung** notwendig. Der **äußere Befund** ermöglicht die Auswahl weiterer **absichernder Verfahren**. Dazu gehören insbesondere mikroskopische wie REM und Metallografie (Band 1 Kapitel 2.2.2.4). Als Beispiel dienen Befunde an Weichstoffdichtungen als Zylinderkopfdichtungen (Bild 6.10.1.1-7) von Verbrennungsmotoren.

Schwarzfärbung („A“) in **‘leichter Form’** ohne scharfe Übergänge kann als normal gelten. Sie ist die Folge der **Betriebstemperatur** und einer üblichen, **zulässigen Gasleckage** an Mikroundichtigkeiten. Dieser Befund ist typisch für die Brennraumeinfassung.

Intensive Schwarzfärbung („B“) mit **scharfer Begrenzung** kennzeichnet eine **unzulässige Gasleckage**. Sie geht einer **intensiven Leckströmung** (Überblasen) bis zur **Zerstörung** („C“ und „D1“) voraus.

Die **Betriebstemperatur** wirkt sich auf **Kurzzeiteigenschaften** und **irreversible Langzeiteigenschaften** (**Alterung** und **plastische Verformung** „D2“) der Werkstoffe aus. Die Abnahme der **Haftfestigkeit** der Weichstoffschicht zum Trägerblech kann bis zur **Ablösung** („D2“) führen. Ungewöhnlich hohe örtliche Temperaturen können Folge unzulänglicher **Montage** wie **Deformationen** der metallischen Brennraumeinfassung sein. **Besondere Betriebszustände** wie eine **klopfende Verbrennung** („D1“) sind als Überhitzungsursachen ebenfalls zu berücksichtigen.

Gerade auf metallischen Kanteneinfassungen ist bei der Bereitstellung und Montage auf **Fremdpartikel** („E“) zu achten. Erfahrungsgemäß treten hier bevorzugt unzulässige Leckagen auf.

Weichstoffe der Dichtung müssen zumindest gegenüber den (vom OEM) spezifizierten **Betriebsstoffen** wie Kraftstoff, Schmieröle, Kühlwasser **beständig** sein. Enthält das Kühlwasser beispielsweise nicht geeignetes **Frostschutzmittel**, kann dies Undichtigkeiten auslösen. Das zeigt die **Ablösung einer benetzten Weichstofflage** („I“).

Vergewissern Sie sich, dass z.B. ein flüssiges Medium wie (Kühl-) Wasser, falls es als **Dampf** („F“) einwirken kann, nicht schädigend wirkt. Ein Schädigungsmerkmal ist in diesem Fall das **Aufquellen** von Weichstoffen mit Silikonimprägnierung.

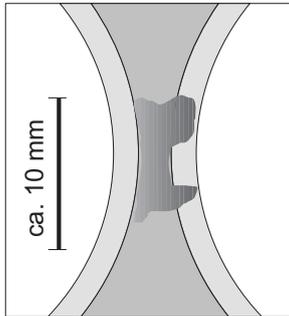
Darüber hinaus kommen erfahrungsgemäß **Hilfsmedien** wie **Reinigungsmittel** und **Dichtpasten** („G“), die nicht vorgesehen bzw. unzulässig sind, zum Einsatz. Auch wenn sie den Dichtungswerkstoff nicht chemisch schädigen, ist dies durch physikalische Effekte wie Überlastung bei behinderter Ausdehnung möglich („G“). Nicht auszuschließen ist, dass Hilfsmedien zwar nicht explizit untersagt, jedoch nicht für den Anwendungsfall erprobt und zugelassen sind. Dann besteht die Gefahr einer zum Ausfall führenden Weichstoffschädigung wie **Quellen, Verspröden** und **Festigkeitsabfall**.

Ablagerungen im Bereich der Kühlwasserführung („H“) weisen durch **Verfärbungen** auf **Leckagen** hin. Charakteristisch für Verunreinigungen (z.B. Kalk im Wasser) oder Reaktionsprodukte (z.B. Korrosion mit Stählen oder Leichtmetallen im Kühlsystem) kann bereits die **Farbe** sein. Im Zweifelsfall wird zu einer **Mikroanalyse** (REM, Band 1 Bild 2.2.2.4-3) geraten.

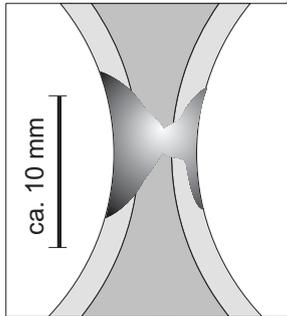
Maschinenelemente: Statische Dichtungen Flachdichtungen

Schäden von Weichstoffdichtungen am Beispiel vonn Zylinderkopfdichtungen.

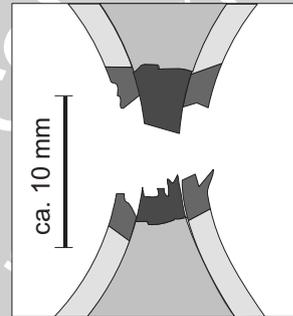
Angaben in it. 6.10.11-3
nachempfunden



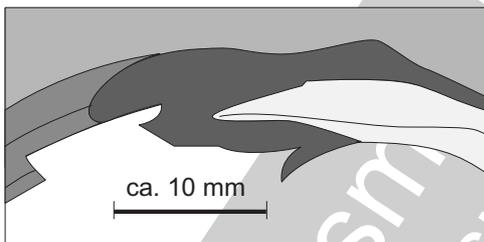
A Schwarzfärbung der Brennraumeinfassung und des Stegs zeigt Gasleckage.



B Intensive Schwarzfärbung der Brennraumeinfassung und des Stegs sowie 'Verbrennen' der Elastomerglagen durch 'Überblasen'.

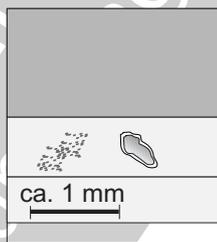


C Zerstörung des Stegs als Folge des Überblasens von Brenngasen.

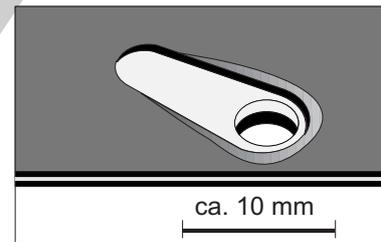


D1 Folgen von Überblasen durch **klopfende** (klingelnde) **Verbrennung**:

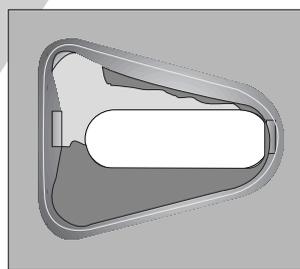
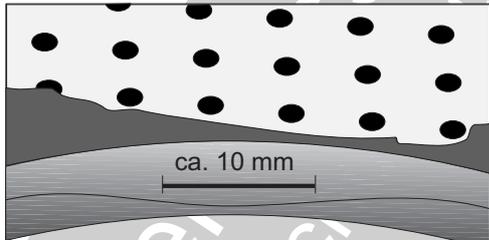
D2 Plastische Verformungen, Ablösen des Elastomers und Zerstörung zum Brennraum.



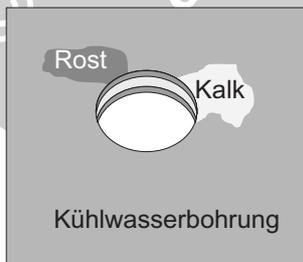
E Schadensursächlich: Schmutz und Fremdpartikel.



F Aufquellen des Weichstoffs durch Überhitzung und Dampfbildung.



G **Zusätzliche, nicht vorgesehene Dichtmassen** können den Weichstoff an der notwendigen Ausdehnung bei Betriebstemperatur hindern. Es kommt im Extremfall zum Reißen und Ausbrechen.



H Spuren einer Leckage von Kühlwasser
- weißliche Kalkablagerung
- rotbraune Rostablagerung



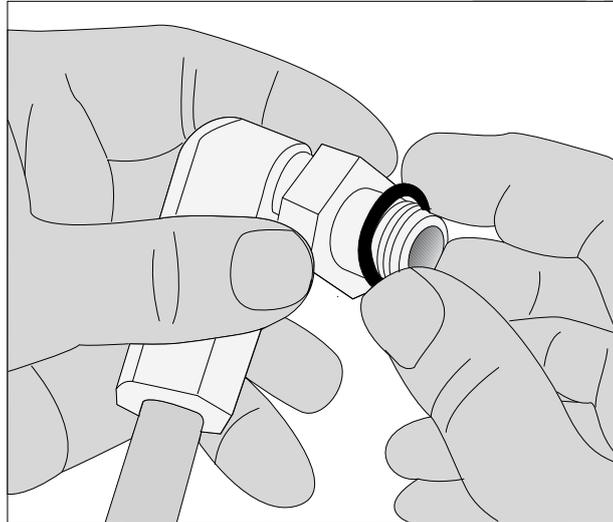
I Ablösung einer Weichstofflage durch ungeeignetes Frostschutzmittel im Kühlwasser

Bild 6.10.1.1-8

Literatur zu Kapitel 6.10.1.1

- 6.10.1.1-1** W.Haas, „Grundlehrgang Dichtungstechnik“ Universität Stuttgart, , <http://www.ima.uni-stuttgart.de>, Stand 2011, Seite 1 - 36.
- 6.10.1.1-2** K.Fronius, „Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck“ Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 2005, Bericht Nr. 112, D93 ISBN 3-936100-13-6, elib.uni-stuttgart.de/opus/volltext/2005/2208/pdf/diss_fronius.pdf, Seite 1 - 117.
- 6.10.1.1-3** „Weichstoff-Zylinderkopfdichtungen und Schadensanalyse“, Tips und Informationen für die Praxis Nr. 3, Firmenangaben . DANA Victor Reinz, www.reinz.de/pictures/39-00132-00_PI_3_WS-ZKD-Low-d.pdf, Stand 2011, Seite 1 - 7.
- 6.10.1.1-4** „Dichtungssysteme - Trends, Konzepte und Marterialien“, Firmenangaben . DANA Victor Reinz, www.reinz.de/pictures/OE_bro_dichtungssysteme_d.pdf, Stand 2011, Seite 1 - 53.
- 6.10.1.1-5** „Hochtemperaturdichtungsmaterial für Temperaturen bis 900 °C“ Angaben der Fa. Klinger GmbH, 2006, <http://www.klinger.de>, 6 Seiten.
- 6.10.1.1-6** Fa. Eagle Engineering Aerospace, „Aero Engine Applications“, 2000, Seite 1.
- 6.10.1.1-7** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 721.

6.10.1.2 O-Ringe



Dieses Kapitel beschränkt sich auf **O-Ringe**. Sie sind für Flüssigkeiten ein besonders häufiges Dichtungselement. Das beruht wohl nicht zuletzt auf ihrer Einfachheit in Aufbau und Montage. Trotzdem sind sie nicht unproblematisch. Dies zeigen bereits viele bekannt gewordene Vorkommnisse bis zum Flugunfall, die in ursächlichem Zusammenhang mit dem Ausfall einer O-Ring-Dichtung stehen.

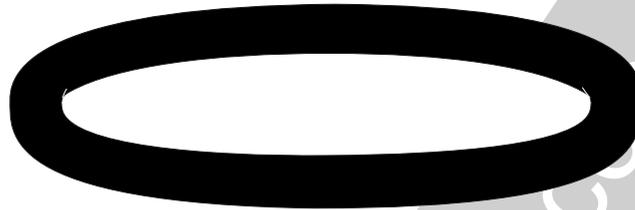
O-Ringe werden gerne dort verwendet, wo eine **Dichtung öfter gelöst und wieder fixiert werden muss**. Das erhöht jedoch die Wahrscheinlichkeit eines Problems. Typisches Beispiel sind Abdichtungen von Magnetstopfen im Ölsystem (Bild 7.1.3.1-4 und Lit. 6.10.1.2-20).

Die scheinbar einfache Anbringung der O-Ringe und die Positionierung zwischen den zu dichtenden Flächen kann sich als schwierig herausstellen. Sie erfordert anwendungsspezifische **Erfahrung, Fachkenntnis und Geschick**. Das gilt beispielsweise für das Zusammenschieben oder Einschrauben der zu dichtenden Komponenten. **Merkmale wie Fügekräfte und Spiele** könnten eine Beschädigung des O-Rings (Bild 6.10.1.2-2) anzeigen. Fachkenntnis ist bereits gefragt, wenn der **O-Ring zum Positionieren vorzubehandeln** ist (z.B. Einfetten nach Vorschrift). Sie ist besonders gefordert, wenn der Ring ohne Beschädigung **über Kanten** (z.B. von Nuten oder Gewindespitzen, Bild 6.10.1.2-3) bei elastischer Vorspannung geschoben wird.

Auch **im Betrieb können O-Ringe beschädigt** werden (Bild 6.10.1.2-4 und Bild 6.10.1.2-7). Weil dieses Dichtelement aus einem **Elastomer** besteht, ist eine **Kompatibilität mit dem zu dichtenden Medium** unerlässlich (Bild 6.10.1.2-12). Bei **Änderung dieses Mediums** (z.B. Umstellung der Schmierölsorte oder des Kraftstoffs) ist die Kompatibilität sicherzustellen. Gegebenenfalls ist auf vom OEM geforderte Maßnahmen zu achten. Zusätzlich dürfen **temperatur- und belastungsabhängige Alterungseffekte** (Versprödung, plastische Verformungen, Bild 6.10.1.2-4) die Dichtwirkung über das vorgesehene Betriebsintervall nicht unzulässig beeinträchtigen. Ein vorgeschriebener **Tausch des O-Rings** hat im angegebenen Zeitraum zu erfolgen. Besonders nach **langen Stillstandszeiten** wie der Lagerung bzw. **‘Einmottung’** einer Maschine, ist der Zustand der O-Ringe zu überprüfen. Auch auf die Zulässigkeit einer Wiederverwendung ist zu achten. **Im Zweifelsfall gilt gewöhnlich der Tausch gegen ‘Neu’**.

Abschließend sei noch darauf hingewiesen, dass O-Ringe sich geradezu als **SUPs** (nicht zugelassen, Suspect Unapproved Parts)) ‘anbieten’. Deshalb ist auf **Merkmale** wie Farbe, Elastizität, Herstellungsmerkmale (z.B. Grat, Fügestelle) **vor dem Einbau zu achten** (Lit. 6.10.1.2-20).

O-Ring, ein kleiner Ring mit großem Schadenspotenzial.



Probleme bei Wartung bzw. Montage:

- Ungeeignete Bedingungen
- Beschädigung
- Verwechslung, SUP
- Versäumter Austausch

Folgen

- Austritt von Medien:
 - Ölmangel: Lagerschäden
 - Kraftstoffmangel: Triebwerksausfall
 - Brände
- Fehlfunktionen (z.B. Regler)
- Gefahr eines "Multiple engine failure".

Bild 6.10.1.2-1

Bild 6.10.1.2-1: Der Aus- und Einbau von Komponenten mit einer O-Ring-Dichtung (z.B. an Magnetstopfen) sowie der Tausch eines O-Rings ist ein durchaus anspruchsvoller Vorgang. Typische Ursachen für wartungsbedingte Probleme sind

- **Ungünstige Montagebedingungen:** Dazu gehören schlechte Einsicht (Bild 6.10.1.2-8) und erschwerte Zugänglichkeit, beispielsweise eingebauter Aggregate.

- **Mangel an Erfahrung und Fachkunde.**

- **Beschädigung** beim Montagevorgang (Bild 6.10.1.2-2)

- **Materialprobleme, Verwechslung, SUP** (Lit. 6.10.1.2-20) mit vorzeitiger Alterung. Typische Folgen sind dann ungewöhnliche **bleibende Deformation, Schrumpfen und Rissbildung** (Bild 6.10.1.2-4).

Zu diesem Problemkreis gehört auch der **Wiedereinbau von O-Ringen**, die eigentlich gegen Neuteile zu tauschen sind. Damit kann die vorgesehene Lebensdauer deutlich überschritten und Alterungsschädigungen wirksam werden.

- **Versäumter Austausch**, z.B. nach der 'Einmottung' einer Maschine. Bild 6.10.1.2-10 zeigt dies am Beispiel eines Flugtriebwerks. Das kann auch für die **Langzeitlagerung** einer Komponente mit O-Ringen (z.B. Getriebe, Regler) bei ungünstigen Verhältnissen (z.B. hohe Temperatur) gelten.

O-Ring-Probleme können sich erfahrungsgemäß dramatisch auswirken. Bei Leckverlust eines Mediums wie Schmieröl oder Hydraulikflüssigkeit besteht die Gefahr, dass wichtige Komponenten (z.B. Lager, Regler) ausfallen. Diese nimmt zu, wenn beim gleichen Wartungsvorgang an **mehreren sicherheitsrelevanten Maschinen** das Problem auftrat (Lit. 6.10.1.2-20).

Entzündet sich austretende Leckflüssigkeit, besteht Brandgefahr für ganze Anlagen. Aggressive Medien oder **Zersetzungsprodukte** (z.B. von Hydrauliköl) auf Heißeilen sind in der Lage, gefährliche **Korrosionsschäden** auszulösen (Lit. 6.10.1.2-20).

Auch **unbemerkt abgescherte Teile eines O-Rings blockieren** kleine, eng tolerierte Querschnitte (z.B. in einem Regler) oder **verstopfen Öldüsen**.

Die scheinbar einfache Montage und Demontage einer O-Ring-Dichtung erfordert Erfahrung, Fachkenntnis und Geschick.

O-Ring wird "gekniffen":
- Beschädigung mit Leck
- Verstopfungsgefahr im Strömungsquerschnitt (z.B. Öl-oder Kraftstoffdüsen) durch abgescherte Partikel.

O-Ring Material geschädigt:
- geschrumpft,
- gequollen,
- angelöst.
- überhitzt: versprödet
- deformiert

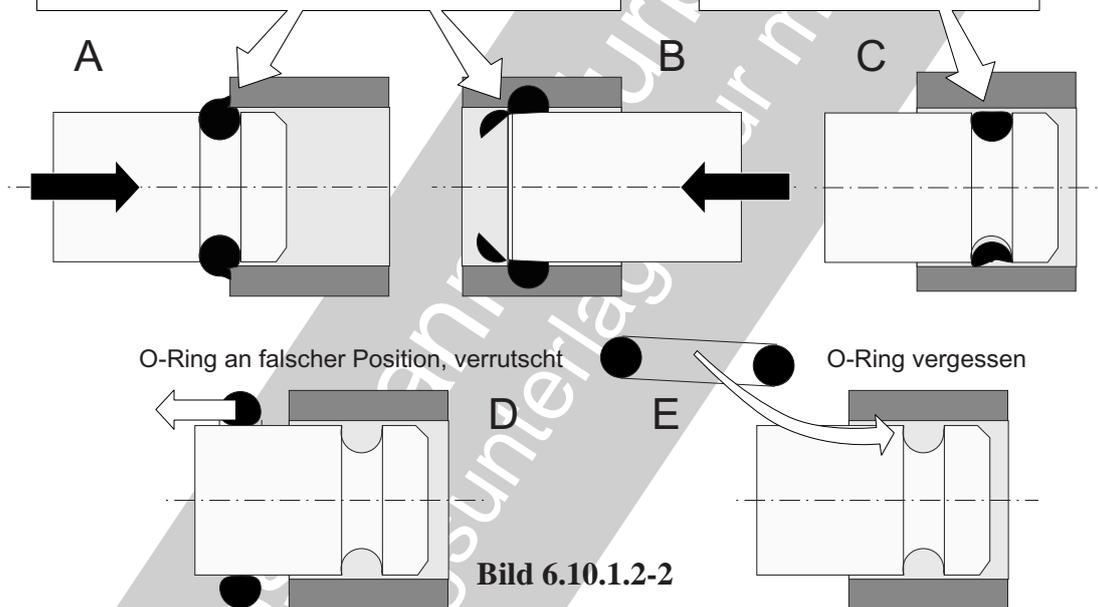


Bild 6.10.1.2- 2 (Lit. 6.10.1.2-5 bis Lit. 6.10.1.2-10 und Lit. 6.10.1.2-16): Dem Laien erscheint die **Montage eines O-Rings** einfach und unproblematisch. Dies täuscht. Sowohl das **Einbringen** des O-Rings vor dem Fügen in eine **Nut** bzw. auf den Sitz erfordert **Vorsicht** und **Geschick**. Muss man den Ring über **Kanten** einer Nut, **Absätze** oder **Gewinde** (Bild 6.10.1.2-3) schieben, kann er von einem **Schneidvorgang** beschädigt werden. Begünstigend wirken die übliche **elastische Aufweitung** und **entsprechend hohe Schnittkräfte**.

Eine besonders kritische Montagephase ist das **Zusammenschieben der Dichtflächen**.

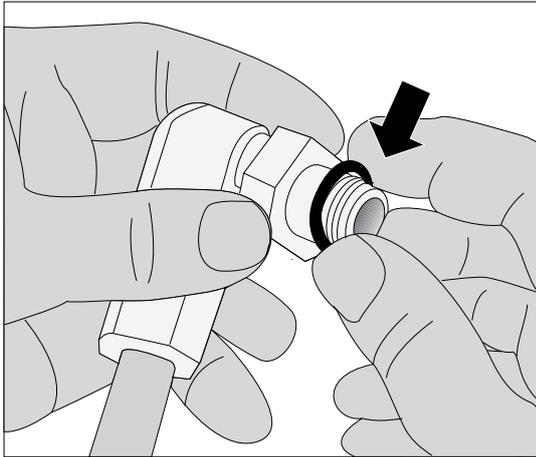
Wenn der O-Ring bereits **in der Wellennut** sitzt („A“), lässt er sich im heiklen Moment des **Einschiebens** beobachten. Sitzt der O-Ring in einer **Nut der Bohrung** („B“), ist er nicht

beobachtbar. **Ungeeignetes Handling** und/oder eine zu **scharfe Kante** kann den **O-Ring unbemerkt abscheren**. Um das zu erkennen bedarf es **Erfahrung und Gefühl**.

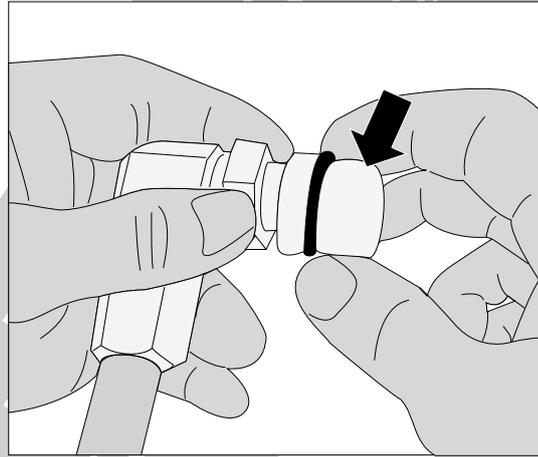
Verrutschende O-Ringe („D“) erfüllen ihre **Dichtfunktion** nicht mehr. Das gilt auch dann, wenn der O-Ring nur teilweise **aus der Nut verschoben** ist (Bild 6.10.1.2-7). Es ist sogar möglich, dass er bei der Montage weit verrutscht und sein **Fehlen nicht bemerkt** wird (Lit. 6.10.1.2-20).

Als ein ernstes, kaum zu erwartendes Problem hat sich das **Vergessen von O-Ringen** („E“, Lit. 6.10.1-20) herausgestellt. Eine solche Situation gilt bei einer Dichtung mit zwei O-Ringen als **wahrscheinlicher** (Lit. 6.10.1.2-20). Nicht selten ist eine **mangelnde Berücksichtigung der 'Human Factors'** (Lit. 6.10.1.2-20) mit **ursächlich**.

Scheinbare Kleinigkeiten können Montageschäden verhindern.



Falsch: Beschädigungsgefahr, wenn O-Ringe über scharfe Kanten wie Gewinde gezerrt werden



O-Ring mit einer Abdeckung schützen

Bild 6.10.1.2-3

Bild 6.10.1.2-3 (Lit. 6.10.1-6): Bereits die **Vorbereitung der Dichtflächen** des O-Rings wie Nut oder Gegenfläche (Buchse) ist für eine dauernde, sichere Dichtwirkung von Bedeutung. Sie müssen **sauber** sein und dürfen **keine rauen oder scharfkantigen Beschädigungen** wie Verschleißstellen, Riefen, Kerben oder Grate aufweisen.

Vor dem Einsetzen sind **alle Berührungsflächen** des O-Rings bei der Montage geeignet zu **schmieren**. Das ist besonders wichtig, falls nicht vom abzudichtenden Medium (z.B. Schmieröl) gewährleistet. Diese Forderung gilt beispielsweise für die gesamte Länge einer Schubstange. Das **Montage-Schmiermittel** muss auch für die Betriebsbedingungen geeignet sein. So darf es das abzudichtende Medium nicht unzulässig beeinflussen. Deshalb sind **nur Schmiermittel entsprechend den Vorschriften** zu verwenden. Im Zweifelsfall ist der OEM zu konsultieren.

Für **bewegliche Gasdichtungen** (Pneumatik) verwendet man oft bariumverseifte Schmiermittel.

Während des Einsetzens sollte der O-Ring **nicht verdreht und** wie bereits erwähnt **nicht über scharfe Kanten** gezogen werden (Skizze oben links). Gefährlich sind Konstruktionsmerkmale wie Keilnuten, Schlitz, Anschlussöffnungen und Gewinde. Um eine Beschädigung zu verhindern, genügt die Abdeckung mit einer **Kunststoffkappe** oder einem **Kunststoffband** (Skizze oben rechts).

Der Ring sollte **beim Aufschieben nicht zu stark gedehnt werden**. Bis zum Zusammenschieben der Dichtflächen ist dem O-Ring **Zeit zu lassen, sich wieder elastisch zusammenziehen**. Der Grund ist, dass Elastomere nicht wie ein Metall zurückschnellen. **In der Nut sollte der O-Ring nicht über 5% seines Innendurchmessers gedehnt sein**.

Beim Einschieben in die 'Buchse' werden **Dreh- und Hin- und Herbewegungen nicht empfohlen**. Das Beschädigungsrisiko steigt damit eher.

Bild 6.10.1.2-4 (Lit. 6.10.1.2-2, Lit. 6.10.1.2-3 und Lit. 6.10.1.2-15):

Um Schäden an O-Ringen vorbeugend oder mit Abhilfen zu vermeiden ist es notwendig, **Schadensursachen und -mechanismen zu identifizieren**. Voraussetzung ist die **Bewertung des Schadensbilds**. Auf spezifische Probleme soll im Folgenden detaillierter eingegangen werden:

Chemische Zersetzung wird in erster Linie von der **Betriebstemperatur** bestimmt. Sie sollte unter der **Langzeit-Temperatur** für Elastomere, meist zwischen 135° C und 150° C (Bild 6.10.1.2-12) liegen. Dabei ist darauf hinzuweisen, dass es sich um eine **Dauertemperatur** und nicht um eine kurzzeitige Maximaltemperatur (siehe Abschnitt „**Thermische Schädigung**“) handelt. Bei zu hoher Temperatur kommt es zur Veränderung der Molekülstruktur (Alterung). Die thermische Beständigkeit eines Elastomers ist selbst beim gleichen Typ stark von der individuellen **Qualität** abhängig. Verunreinigungen und die Vernetzung der Moleküle spielen eine wichtige Rolle. Eine Zersetzung wird auch von **Spurenmetallen** ausgelöst. Das bedeutet, dass die **Qualitätssicherung** sich letztendlich auf den **Hersteller und die Bezugsquelle** verlassen muss. Das kann unter dem Gesichtspunkt von **SUPs** von Bedeutung sein (Lit. 6.10.1.2-20).

Typische Folgen einer Alterung:

- Die **Versprödung** ist das Hauptproblem und kann als Folge eines temperaturbedingten Alterungsprozesses angesehen werden. Sie macht für **spontanes Versagen und Rissbildung bei schockartiger Belastung** besonders empfindlich. Zur Versprödung neigen „Nitrile“.

- **Festigkeitsabfall**

- **Werkstoffveränderung**/Zersetzung,

- **Rissbildung** und Risswachstum. Eine besondere Form ist **innere Rissbildung** als Folge eindiffundierter Gase (Bild 6.10.1.2-5).

- **Blasenbildung**: auch diese Schäden sind auf Gasdiffusion zurückzuführen (Bild 6.10.1.2-5).

- **Bleibende Verformung**, Kriechen. In diesem Zusammenhang steht die Abnahme der Rückfederung (engl. resilience).

- **Kohlendioxid** kann sich in manchen Elastomeren vollkommen lösen und diese mit einer **schwammartigen Struktur zum Schwellen** bringen.

Thermische Schädigung wird hier als Folge einer **Überhitzung** verstanden. Sie tritt ein, wenn die **Temperatur überschritten** wurde, bei der sich in kurzer Zeit das **Elastomer zersetzt**. Eine solche Situation liegt vor, wenn nach dem Abstellen einer Maschine (z.B. Gasturbine, Motor mit Turbolader) die Öl- oder Luftkühlung fehlt. Das führt zu starkem Aufheizen aus den benachbarten Heißeilen („**Heat Soaking**“, Bild 6.10.1.2-6).

Kompressionsverformung ist eine **plastische (bleibende) Verformung** des O-Rings unter den **Druck-Anlagekräften**. Im Zusammenhang mit **Temperaturwechseln** und der dabei entstehenden **Volumen-/Formänderung** des Rings kann ein Leck entstehen (Bild 6.10.1.2-7). Besonders **Fluor-Elastomere** (Fluorkautschuk) neigen bei typisch hohen Einsatztemperaturen zur **Kriechverformung**.

Explosiver Druckabfall: In das O-Ring Elastomer **eindiffundiertes** Medium, besonders Gas, sammelt sich unter der Oberfläche in Fehlstellen wie Mikroporen. Bei einem plötzlichen Druckabfall expandiert das Gas oder es kommt bei Flüssigkeiten zur **Dampfbildung**. Die Folge sind Schädigungen wie **Blasen, Risse und Löcher**.

Extrusion (Bild 6.10.1.2-14) geht auf eine Überlastung des O-Rings durch die **Druckdifferenz am Dichtspalt** zurück (Bild 6.10.1.2-7).

Einbauschäden entstehen auf unterschiedliche Weise. Am häufigsten sind **Schnitte** und **abgescherte Bereiche**, die auf **Unachtsamkeit beim Zusammenschieben** der Dichtflächen zurückzuführen sind (Bild 6.10.1.2-2 und Bild 6.10.1.2-3).

Fortsetzung übernächste Seite

Schäden an O-Ringen und ihre ursächlichen Einflüsse



Abrasion

Schadensbild:
Abrieb durch gleitende Bewegung, Fläche Anlageflächen, Kratzer und eingedrückte Partikel.

Ursächliche Einflüsse:
- Raue Dichtflächen
- Zu hohe Temperaturen
- Erosive Partikel im Öl
- Schwingbewegungen
- Nicht ausreichende Glätte des O-Rings.



Chemische Zersetzung

Schadensbild:
In verschiedenen Graden Blasen, Risse, Löcher. Oft sind diese Merkmale nur mit einer Messung der physikalischen Eigenschaften erkennbar.

Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial für die thermische und/oder chemische Beanspruchung. (Materialverwechslung? Boguspart?)



Kompressionsverformung

Schadensbild:
An den Auflageflächen abgeflachter Querschnitt.

Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial, (Materialverwechslung? Boguspart?)
thermisch oder chemisch bedingte Volumenvergrößerung/ Quellen.
Ungenügend ausgehärtet.
- Zu starke Kompression: Maßlich ungeeigneter Ring (Verwechslung?)
- Zu kleine Nut/Spaltweite.



Explosiver Druckabfall

Schadensbild:
Das vom O-Ring absorbierte Gas dehnt sich beim Druckabfall aus und erzeugt auf der Seite des Druckwechsels Blasen, Pocken, Löcher.

Ursächliche Einflüsse:
- Schnelle Druckwechsel
- Ungeeignetes, zu weiches O-Ringmaterial (Materialverwechslung? Boguspart?)



Extrusion

Schadensbild:
Die Druckdifferenz presst freiliegende Teile des O-Rings durch den Dichtspalt. Auf der Niederdruckseite zackige, zerfetzte Ränder.

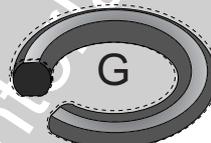
Ursächliche Einflüsse:
- Zu großer Spalt
- Ungeeignetes, zu weiches O-Ringmaterial (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Schädigung des O-Ringmaterials durch Betriebseinflüsse



Einbauschaden

Schadensbild: Kleine Schnitte, Kerben, Ausschnitte

Ursächliche Einflüsse:
- Scharfe Ecken, Grate oder Schneiden (Gewinde)
- Ungeeignete Maße des Rings
- Wenig elastischer oder weicher Ring (z.B. gequollen)
- Verunreinigung des Rings (z.B. Span)
- Einbau (Kneifen)



Ausgasen, Herauslösen von Bestandteilen

Schadensbild:
Identifikation schwierig. Verkleinerung der Ringmaße

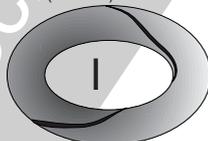
Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial, zu weich, Elastomer mit Weichmacher (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Ungeeignetes Reinigungsmittel



Überkomprimiert

Schadensbild:
Parallele flache Anlageflächen, gegebenenfalls mit Umfangsrissen.

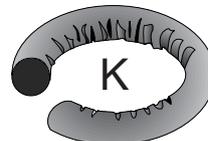
Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial, thermische oder chemische Volumenveränderung (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Maßlich ungeeigneter Ring (Verwechslung?)
- Zu kleine Nut.



Spiralschaden

Schadensbild: Am Umfang spiralförmige Schnitte oder Markierungen

Ursächliche Einflüsse:
- Schwieriger oder zu enger Einbau, Einbaufehler
- Langsame hin und her gehende Bewegung der Sitzflächen.
- Unelastisches Elastomer
- Oberflächenfehler wie Rauigkeit oder Herstellungsgrat
- Ungenügende Schmierung



Thermische Schädigung

Schadensbild: Radiale Risse im Bereich der thermisch beanspruchten Flächen. Härteabfall (Erweichung), möglicherweise mit spiegelglatter Oberfläche

Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Extreme Ausschläge von Temperaturzyklen.
- Reibungserwärmung bei hochfrequenten Schwingungen

Bild 6.10.1.2-4

Fortsetzung von Seite 6.10.1.2-5

Auch sog. **Spiralschäden** lassen sich dazu zählen. Sie stehen im Zusammenhang mit einer **Verdrillung des O-Rings**. Ursache ist ein **dre hendes Zusammenschieben**.

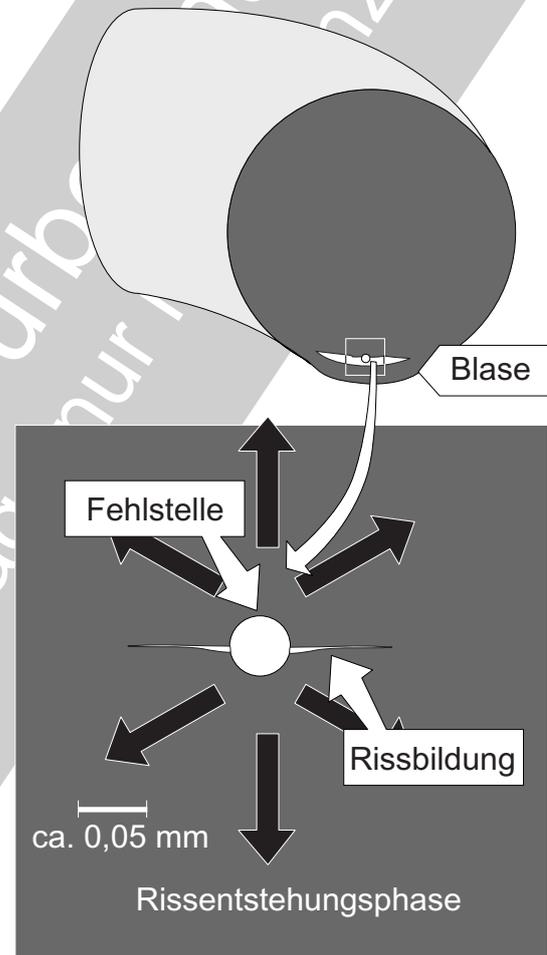
Ausgasen und/oder Herauslösen von Bestandteilen zeigt sich im **Schrumpfen** auf Grund des **Volumenverlusts**. Bei hohen Temperaturen kommt es zu einem **chemischen Zersetzungsprozess**. Er lässt Anteile des Dichtungsmaterials flüssig oder gasförmig werden. Besonders thermoplastische Urethane sind für eine solche Schädigung empfindlich.

Dringt **Wasserdampf oder überhitztes Wasser** in die Poren die sich beim Ausgasen bilden, entsteht eine **schwammartige Struktur**. Ist der O-Ring **nicht genügend abgestützt**, muss mit einem schnellen Dichtungsschaden gerechnet werden.

Bild 6.10.1.2-5 (Lit. 6.10.1.2-12): Die Entstehung von **Blasen** und **inneren Rissen** ist auf eine **Diffusion des abdichtenden Mediums** zurückzuführen. Diese Diffusion verläuft zu **Fehlstellen** wie **winzigen Poren** mit denen (ca. 3 Vol %) in Elastomeren zu rechnen ist. Das dort angesammelte Medium führt zu **Druckanstieg und Zugspannungen senkrecht zur Oberfläche** (engl. not net modal flow). Die **Rissbildung** verläuft dann parallel zur Oberfläche. Weitet der Riss sich auf, entsteht an der Oberfläche eine **Blase** (engl. Blister).

Für die Blasenbildung sind **besonders weiche Duromere** (niedriger Schubmodul bzw. **niedrige Härte**) empfindlich. Die Neigung zur Blasenbildung kann in einem engen Temperaturbereich mit einem **Füller** deutlich herabgesetzt werden.

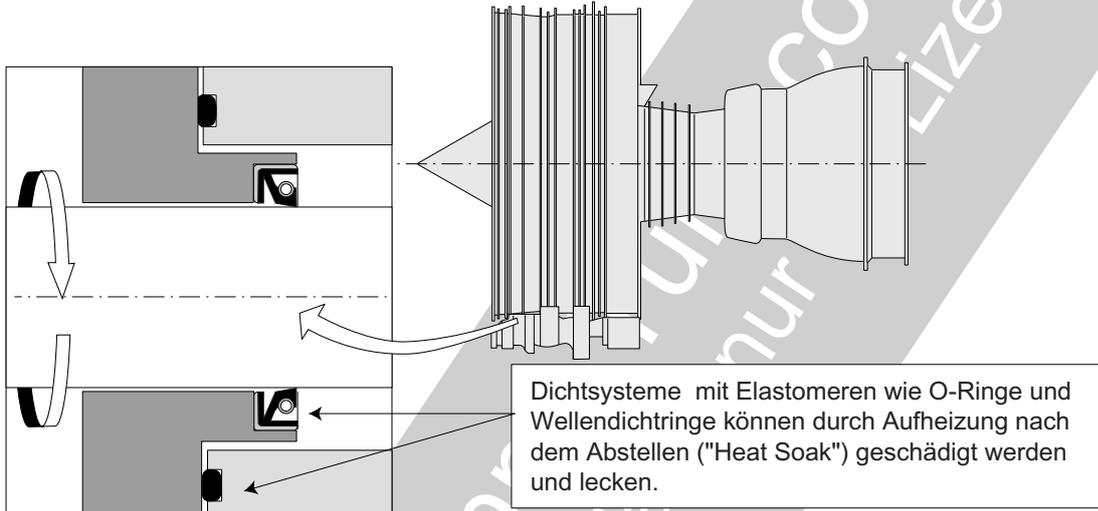
Modell innerer Rissbildung und der Entstehung von Blasen in O-Ringen.



Unter Druck stehendes, abdichtendes Medium diffundiert in Fehlstellen/Poren bis zum Diffusionsgleichgewicht. Übersteigt der Druck einen kritischen Wert, kommt es zur Blasenbildung.

Bild 6.10.1.2-5

Ursache für unzulässige Leckagen kann die Schädigung von Elastomerdichtungen durch Überhitzung nach dem Abstellen einer heißen Maschine sein.



Nach 'scharfer' Fahrt besteht bei abruptem Abschalten des Motors die Gefahr einer Überhitzung und Zerstörung der Gleitlager des Turboladers.

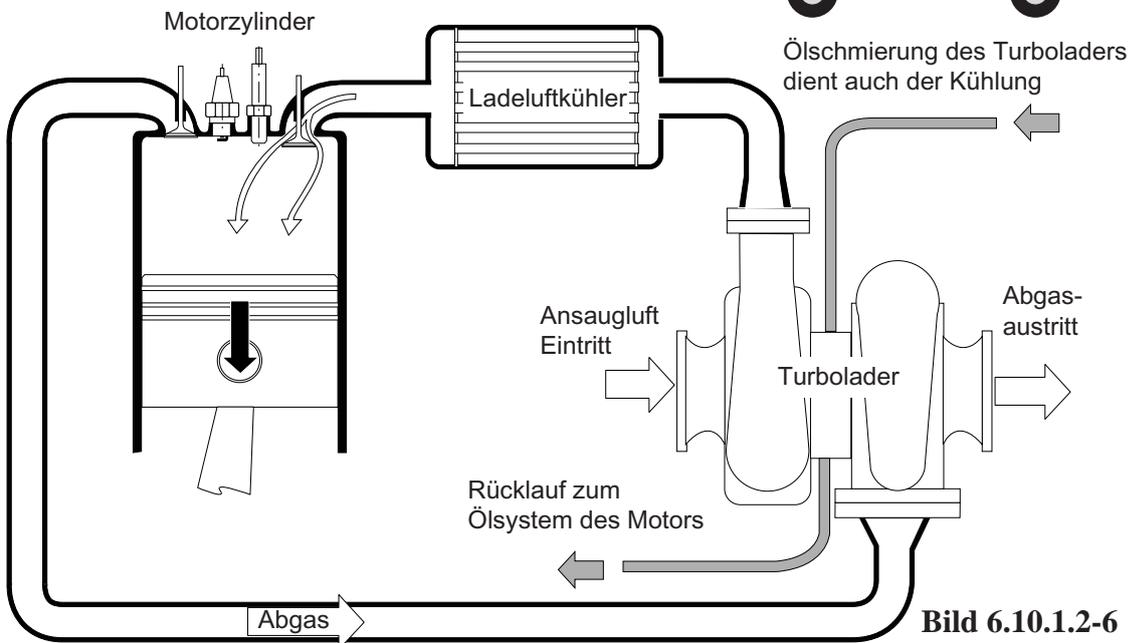


Bild 6.10.1.2-6 (Lit. 6.10.1-5): Beim **Abstellen** einer **thermischen Maschine** wie **Motoren** (Rahmen unten) **mit Turboladern** oder **einer Gasturbine** bzw. **Triebwerk** (Skizzen oben) kommen auch der **Öldurchfluss** und die **Kühl-**

luft zum Stillstand. Dadurch kann die Wärme aus heißeren Teilen zu den Dichtungen vordringen (**heat soaking**). Sind diese Temperaturen für das eingesetzte Dichtungselastomer zu hoch, ist mit **bleibender Verformung** und/oder

Schädigungen wie Versprödung und **Rissbildung** zu rechnen (Bild 6.10.1.2-4). An Pumpen wird bei Wellendichtringen gewöhnlich eine **minimale Leckage** von etwa ein Tropfen pro Minute (entspricht 3 ml/h) toleriert. Auch dies wird möglichst noch verhindert, falls Lackierung (besonders störend da von außen sichtbar!) und Beschichtungen gefährdet sind. Es ist jedoch zu bedenken, dass eine Alterung des O-Rings schnell zu unzulässiger Leckage von mehreren Tropfen pro Minute führen kann.

Bild 6.10.1.2-7 (Lit. 6.10.1.2-18): O-Ringe sind neben der Belastung aus der **Druckdifferenz im Medium** von einem weiteren Mechanismus **mechanisch beansprucht**.

Üblicherweise ist ein O-Ring **in eine Umfangsnut eingebettet**. Er wird von der Dichtfläche **elastisch zusammengedrückt** und liegt dort wie in der Nut flächig an („A“).

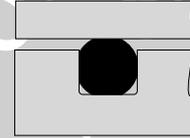
Kommt es im Betrieb zur **Erwärmung**, **dehnt sich das Elastomer** deutlich stärker (ca. eine Größenordnung) aus als die metallischen Bauteile. Diese Volumenvergrößerung führt zu einem Anstieg der **Kompression des Rings** („B1“). Die Pressung formt den Ring **plastisch** (Kriechen) an.

Kühlt nun der Dichtungsbereich, beispielsweise beim Abstellen der Maschine, **schrumpft das Ringvolumen** entsprechend. Ist die **plastische Verformung** so groß, dass die **elastische Rückfederung des Ringmaterials nicht mehr ausreicht den Spalt zu schließen**, kommt es zum Leck („C1“).

Ein solcher Vorgang kann zu einem weiteren Schadensbild, der **Scherung** führen. In diesem Fall wird das **Dichtungsmaterial in den Dichtspalt über die Nutkante zur Niederdruckseite gepresst** („B2“). Das wird von einem alterungsbedingten Festigkeitsverlust durch das abdichtende Medium begünstigt. Dabei kann der Ring zumindest **örtlich abscheren** und ein Leck entstehen („C2“).

Mechanismen die zum Versagen einer O-Ring-Dichtung führen.

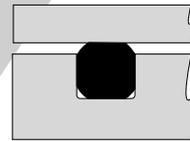
A Einbauzustand, elastische Anformung.



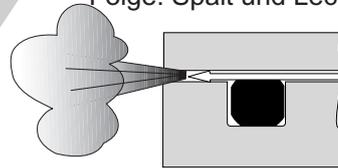
Kompression



B1 Erhöhte Betriebstemperatur, Dichtung dehnt sich stark aus. Folge: Plastische Anformung.



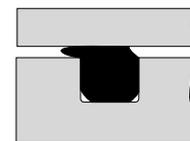
C1 Bei der Abkühlung schrumpft die verformte Dichtung. Folge: Spalt und Leckage.



Scherung



B2 Bei hoher Betriebstemperatur und großem Druckabfall wird die Dichtung abgescher.



C2 Ausblasen der abgescheren Lippe. Folge: Spalt und Leckage.

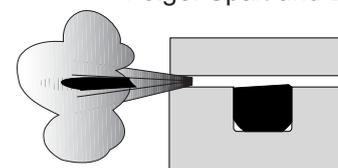


Bild 6.10.1.2-7

Bei einem vermuteten inneren O-Ring-Schaden ist die Chance einer Dokumentation durch Röntgen vor dem Zerlegen zu nutzen !

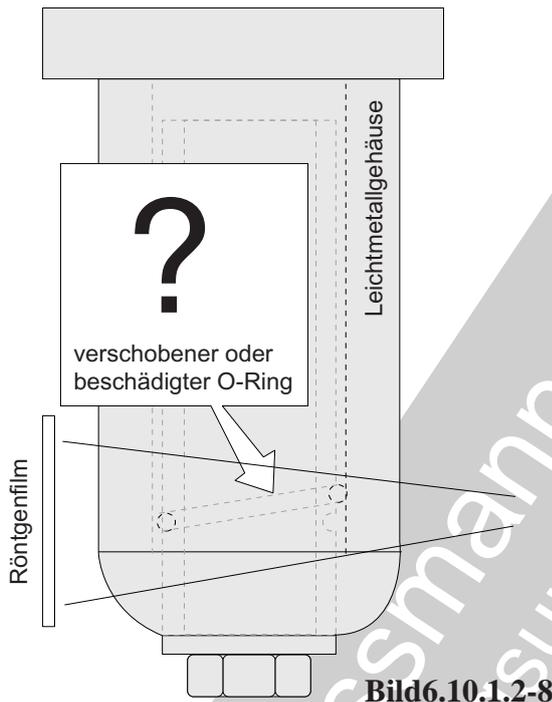


Bild 6.10.1.2-8 (Lit. 6.10.1.2-14): Schadensrelevante O-Ringe befinden sich gewöhnlich **im Inneren schlecht oder nicht einsehbarer Hohlräume**. Bei der Demontage besteht die **Gefahr einer Beschädigung oder der Veränderung schadenserklärender Positionen** (Bild 6.10.1.2-2). Das legt falsche Rückschlüsse nahe. Es ist deshalb von großer Bedeutung, die **unveränderte Position des O-Rings im zusammengebauten Zustand** zu erkennen und zu dokumentieren. Wider Erwarten hat die Praxis gezeigt, dass zumindest in Gehäusen aus Leichtmetallen dies mit **Röntgen** möglich ist. Das O-Ring Material (möglicherweise abhängig vom Füllmaterial) schwächt die geeignet eingestellten Röntgenstrahlen ausreichend, um genügend Kontrast in den Bildern zu erzeugen.

Merksatz:

Erst **nach der Röntgendokumentation** sollte mit der **Demontage einer Komponente** begonnen werden.

Merksatz:

Nach **langen Lagerzeiten** im verbauten Zustand sind O-Ringe auf Alterungsschäden wie **Schrumpfen und Abplattungen** zu überprüfen. Sicherer ist, generell einen Austausch vorzunehmen.

Bild 6.10.1.2-10 (Lit. 6.10.1.2-9): Obwohl es sich im folgenden Beispiel um ein Flugzeug handelt, tritt eine vergleichbare Situation nach **längeren Stillstandszeiten auch bei Fahrzeugen, Maschinen und Anlagen** auf.

Drei Jahre nachdem das bereits ca. dreißig Jahre alte Flugzeug ebenfalls **drei Jahre 'eingemottet'** und dann zum Löschflugzeug umgebaut wurde, kam es wieder in Dienst. Vorher wurde es einer umfassenden Inspektion unterzogen. Dabei wurden keine bedenklichen Veränderungen festgestellt. Insbesondere bei der Überprüfung des Kraftstoffsystems ca. drei Monate vor dem Unfall wurden keine Kraftstoffflecks oder bedenklicher Kraftstoffgeruch festgestellt.

Trotzdem wusste man, dass es nach einer dreijährigen Aufbewahrung zum **'Austrocknen' und Schrumpfen der O-Ringe** kommen kann. Weil es sich bei den O-Ringen jedoch um **'on condition'-Teile** handelt, sind diese nicht lebensdauerbegrenzt. Ein Tausch gilt in diesem Fall besonders für **abgeflachte oder geschrumpfte O-Ringe**. (Bild 6.10.1.2-4). Der Flugzeughersteller gab an, dass ein gebrauchter O-Ring nicht wieder eingebaut wird.

Bereits an anderen Flugzeugen des gleichen Typs traten im militärischen Einsatz **Kraftstoffflecks als Folge von O-Ring-Schäden** auf. Ein Feuer wurde jedoch in Zusammenhang mit einem Leck nicht beobachtet. Trotzdem gab es

Maschinenelemente: Statische Dichtungen, O-Ringe

Gealterte und deformierte O-Ringe stehen im Verdacht diesen katastrophalen Schaden ausgelöst zu haben.

Augenzeugen beobachteten einen orangenen Blitz in der Nähe der Flügelwurzel. Eine Sekunde später entstand ein riesiger dunkelroter Feuerball und schwarzer Rauch. Die rechte Tragfläche trennte sich vom Rumpf. Oberhalb der heißen Zone des Triebwerks No. 3 kann sich Leckkraftstoff sammeln und gezündet werden. Als wahrscheinliche Ursache des Kraftstofflecks wird die **mehrjährige Einmottung des Flugzeugs** in der Wüste betrachtet. Dabei alterten die O-Ringe (abgeflacht). Auch beschädigte (deformierte) O-Ringe werden nicht ausgeschlossen.

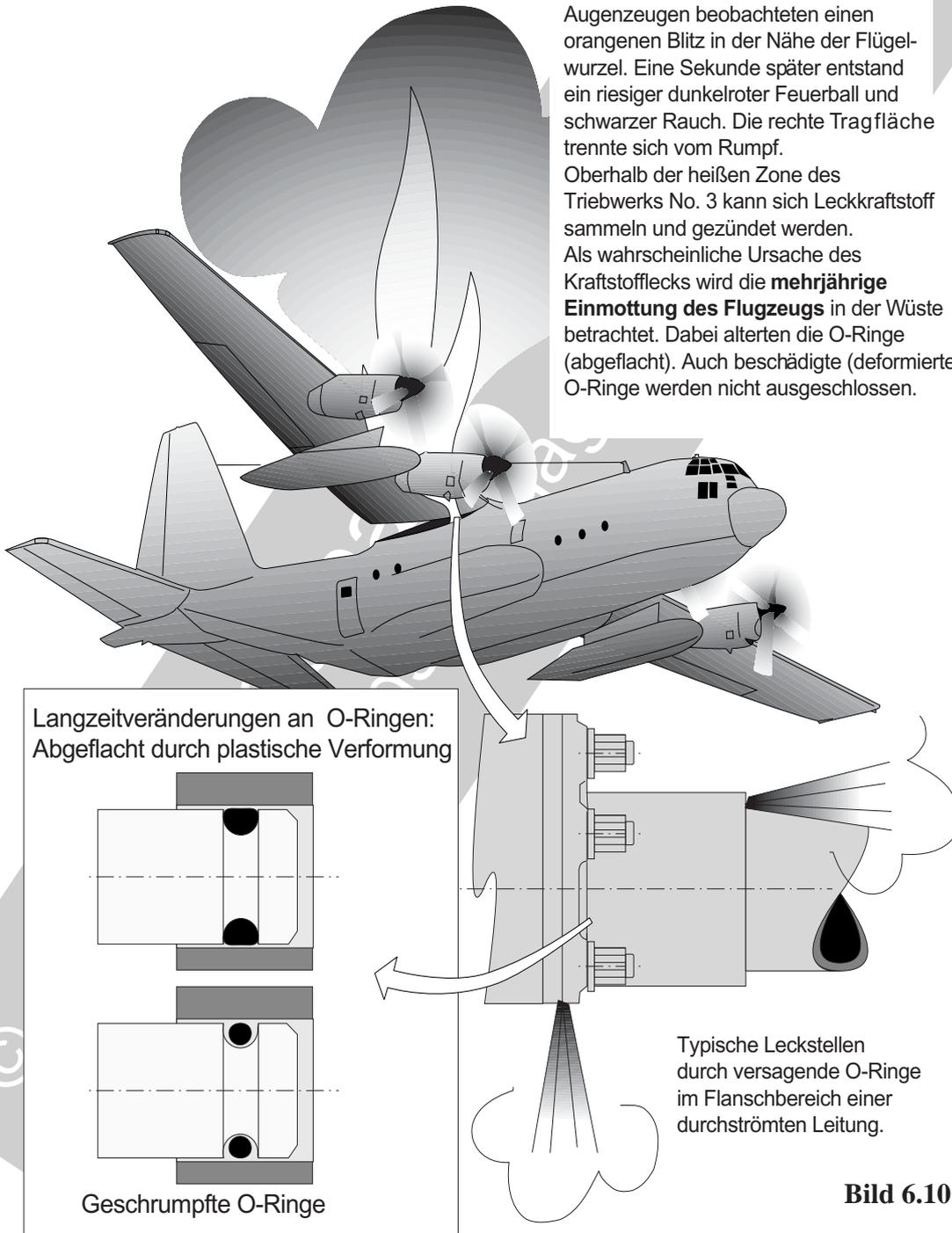


Bild 6.10.1.2-10

eine Warnung des militärischen Betreibers für den Fall eines Kraftstofflecks in der Nähe von Triebwerken. Das Heißteil des primären Scha-

denstriebwerks liegt im unteren Gondelbereich (dry bay). In diesem kann sich Leckkraftstoff, der auf das heiße Triebwerk fließt, sammeln.

Maschinenelemente: Statische Dichtungen, O-Ringe

Der verwendete Kraftstoff (Jet-A1) hat eine relativ niedrige Zündtemperatur (flash point) Die Entzündungstemperatur des Kraftstoffdampfs mit einer Flamme beträgt ca. 40 °C. Diese Schäden wurden auf **Verbiegung oder thermische Dehnungen von Kraftstoffleitungen** zurückgeführt. Sie konnten offenbar von den gealterten Dichtringen nicht mehr ausgeglichen werden. Undichtigkeiten traten häufiger an den **Verschraubungen** (Kupplungen) als beispielsweise an einem **Kraftstoffventil** auf (Bild 6.10.1.2-11).

Die Lecks hatten unterschiedliche Stärke. Über längere Zeit bildeten sich 'Ausschwitzungen' oder Tropfen. Die Endphase ist ein plötzliches Versagen der Dichtung mit einem **Sprühkegel**.

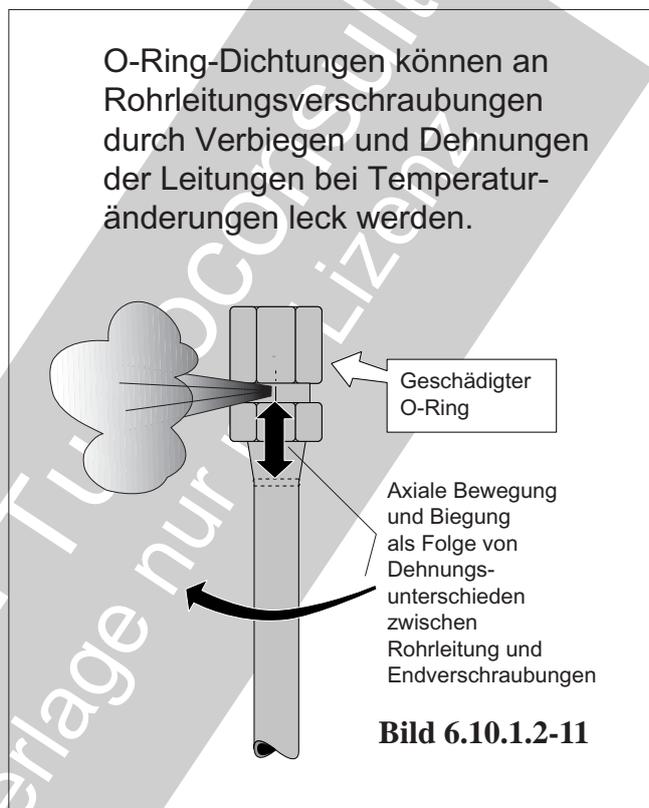


Bild 6.10.1.2-11 (Lit. 6.10.1.2-9): **Wärmedehnungsunterschiede** zwischen Rohrleitungen und Verschraubungen können merkliche Bewegungen auslösen. Dabei ist Biegung und/oder axiale Verschiebung möglich. Werden so die dichtenden **O-Ringe in den Verschraubungen/Kupplungen deformiert** und/oder unterliegen einem **Verschleiß**, kommt es zu Lecks (Bild 6.10.1.2-10). In solchen anwendungsspezifischen Bereichen muss besonders auf den O-Ring-Zustand geachtet werden.

Bild 6.10.1.2-12 (Lit. 6.10.12-2 und Lit. 6.10.1.2-4): O-Ringe lassen sich aus vielen **unterschiedlichen Elastomeren** herstellen (Querspalte oben). Diese Materialien können **spezifisch von bestimmten Medien geschädigt** werden (Längsspalte links). Dabei ist zu berücksichtigen, dass neben dem abzudichtenden Medium wie synthetischem Öl (z.B. in Turbomaschinen), Hydraulikflüssigkeit oder Kraftstoff (z.B. Biokraftstoffe, Bild 8.2-2.1) noch weitere in Frage kommen. Natürlich darf **Korrosionsschutzöl** für eine Langzeitlagerung nicht bedenklich sein. Bei Wartung und Überholung ist eher mit Kurzzeitkontakt zu rechnen. Hier handelt es sich um bedenkenswerte Medien wie **Rostlöser, Entfettungsmittel, Lösungsmittel und Schmierstoffe**. Auch sie dürfen nur entsprechend den maschinenspezifischen Vorschriften verwendet werden. Im Zweifelsfall sollte der OEM kontaktiert werden.

Beeinflussung der Eigenschaften von O-Ring- Werkstoffen durch Medien des Maschinenbetriebs.

O-Ring Material Medium (Öl, Fett, Kraftstoff Reinigungsmittel)	Fluorelastomere				EPDM Ethylen Propylen	Nitril-Kautschuk NBR ("Buna-N")	Silikone	Fluorsilikone
	Perfluor- elastomer	Compound ("Viton")	FPM (DIN), FKM (ASTM) ("Viton ETP")	TFE/P - Compound				
MIL-G-24139A (Aeroshell Grease 7A)	1	1	1	1	4	2	2	1
Mineralöl	1	1	1	1	3	1	2	1
Dieselloil	1	1	1	1	4	1	4	1
MIL-L-7808 Synthetische Öle	1	1	1	1	4	2	4	2
MIL-L-23699	1	1	1	1	4	2	4	2
MIL-T-5624 (JP-3, JP-4, JP-5)	1	1	2	1	4	1	4	2
MIL-T-83133 (JP-8)	1	1	2	1	4	1	4	2
Trichlorethylen/TCE (Tri)	1	1	4	1	4	3	4	2
Perchlorethylen (Per)	1	1	4	1	4	2	4	2
Petroleum <121°C	1	1	1	1	4	1	2	2
Methylen Chlorid	1	2	-	2	4	4	4	2

1 = empfohlen, 2 = wahrscheinlich geeignet, 3 = Grenzfall, 4 = nicht empfohlen (nach Angaben der Fa. Allorings)

Fluorelastomere: Hohe Temperaturbeständigkeit und chemische Beständigkeit. Niedrige plastische Verformung unter Druck. **Perfluorelastomer** Einsatztemperatur von -23 bis +315 °C, Viton Einsatztemperatur je nach Typ von -62 bis +204°C.

EPDM: Beständig gegen Sonnenlicht, Wettereinflüsse und Ozon. Gute Wärme- und Druckkriechfestigkeit, Einsatztemperatur -54 bis +120°C.

Nitril-Kautschuk: Gut beständig gegen Kohlenwasserstoffe wie Petroleum und Kraftstoffe. Verbreitet bei den meisten Ölen, Hydraulikflüssigkeiten und Alkoholen verwendet im Temperaturbereich von -82 bis +121 °C.

Silikone: Beständigkeit gegen Sonnenlicht, Ozon und Pilzbefall. Schlechte Reiß- und Verschleißigenschaften. Temperaturbereich -62 bis +204 °C.

Fluorsilikone: Chemikalienresistent. Temperaturbereich -62 bis 176°C.

Bild 6.10.1.2-12

Einfache Möglichkeit einer ersten groben Identifizierung des O-Ring-Materials.

Mit diesem einfachen, kleinen und robusten Gerät, das in eine Werkzeugbox oder Anzugtasche passt, lassen sich die folgenden Aufgaben in einem ersten Schritt bearbeiten:

- Überprüfung des O-Rings **beim Einbau**
- Feststellung **falsch gekennzeichnet/ beschrifteter** O-Ringe auf **Verwechslungen** und Bogus-Parts.
- **Neuteilkontrolle**, z.B. im Wareneingang
- Beim **Sortieren** von O-Ringen
- **Unterscheiden** bekannter O-Ringe

Vorsicht! Dieses Verfahren sollte als Vergleichsverfahren angewendet werden. D.h. es sollten abgesicherte Werte eines "Sollteils" bereits vorliegen. Trotzdem ist das Verfahren in seiner Aussage begrenzt. Gleiche Werte sind keine Gewähr, dass es sich um das gewünschte Material handelt. Im Zweifelsfall sind weitere Verfahren absichernd anzuwenden.

Bild 6.10.1.2-13

Die Rücksprunghöhe ist ein Indiz für Härte, Dämpfung und elastische Eigenschaften des O-Ring-Materials.

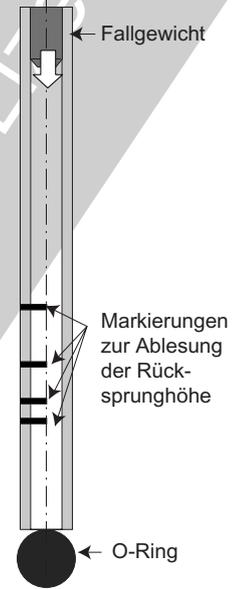


Bild 6.10.1.2-13 (Lit. 6.10.1.2-2): Die **Identifizierung des O-Ring Materials**, zumindest eine Zuordnung zu **größeren 'Familien'**, kann gerade auch zur Ermittlung der Versagensursache von Interesse sein.

Dazu ist das dargestellte einfache Gerät geeignet. Es besteht aus einem Rohr in dem ein Gewicht aus einer vorgegebenen Höhe auf den Prüfling fällt. Die Höhe des **Rückspringens** wird den kalibrierten Bereichen zugeordnet. Die folgende Abstufung mit abnehmender Rücksprunghöhe ist materialtypisch:

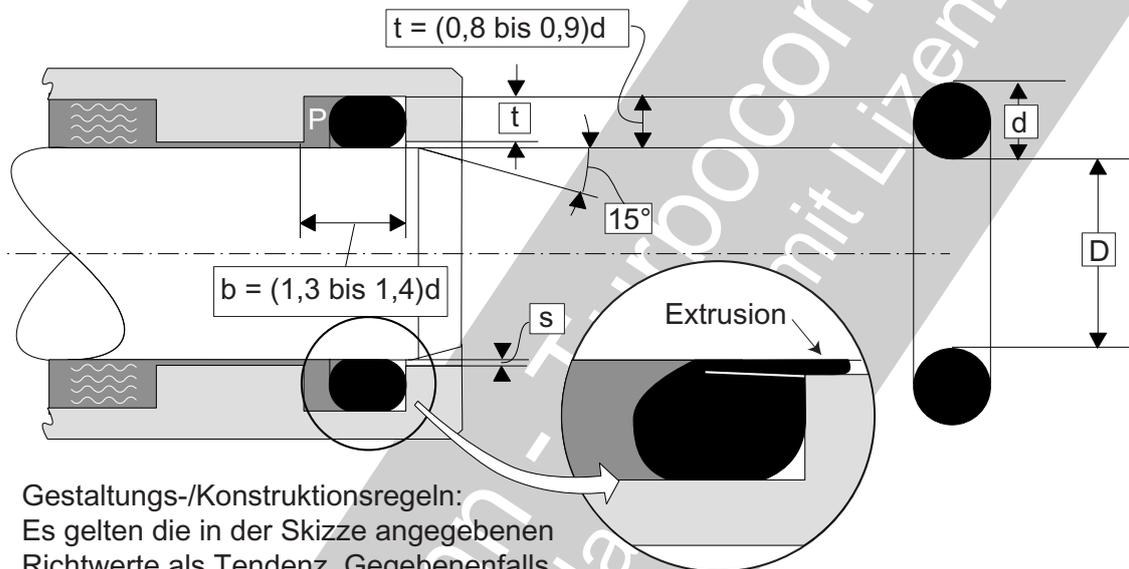
- EP (Ethylen Propylen),
- Nitrile (Buna-N),
- Perfluor-Kautschuk (ähnlich PTFE),
- Fluor Kautschuk, Fluorkarbon-Kautschuk (Viton ®).

Bild 6.10.1.2-14 (Lit. 6.10.1.2-21): Diese Zusammenstellung kann als eine Art 'Check Liste' für die **Auswahl des O-Rings und Gestaltung von Nut und Dichtspalt** betrachtet werden.

Im Falle eines Schadens gibt sie einen Überblick ursächlicher Besonderheiten und Einflüsse. Das kann zur Erstellung eines **Ursache-Wirkungs-Diagramms** („Fischgrätendiagramm“, Band 1 Bild 2.2.2.1-2) im Rahmen einer **Problem-/Schadensanalyse** äußerst hilfreich sein.

Wie der Konstrukteur O-Ring-Schäden und Problemen vorbeugen kann.

nach Angaben von W.Haas



Gestaltungs-/Konstruktionsregeln:

Es gelten die in der Skizze angegebenen Richtwerte als Tendenz. Gegebenenfalls Angaben in Konstruktionsrichtlinien der Fachliteratur anwenden.

- **Vorpressung:** Nuttiefe $t < d$
- **Nutbreite** $b > d$
- **Oberflächenqualität/ Glätte** abhängig von der **Funktion:**
Wellenanlage besser als Nutseiten besser als Einfahrschräge.
- **Druckverlauf** im Medium:
Pulsierend bessere als für statischen Betrieb.
- **Gleitende Dichtflächen** Rauigkeit nur 1/4 der Angaben für statischen Betrieb
- **Extrusionen/Abquetschen** (Detail) verhindern: Abhängig vom Mediendruck "p".
Steife **Gehäusekonstruktion** (niedrige elastische Dehnungen) um die Spaltweite "s" einzuhalten.
Geeignetes O-Ring **Material**, falls notwendig Stützring aus härterem Material.
- **Einfahrschrägen** vorsehen, um **Montageschäden** zu vermeiden (Bild 6.10.1.2-2).
Bohrungen in eine Nut zurücksetzen.
- **Montageanweisungen /-hilfen** wie der Gebrauch einer Schutzhülse (Bild 6.10.1.2-3).
- Um **Maßtoleranzen** zu 'entschärfen' und **Vorspannungsabfall** durch unzulässige **Relaxation** zu vermeiden, möglichst große Schnurdicke "d" vorsehen.
- **Haftreibung** bei Demontage berücksichtigen.
- Geeignetes **anwendungsspezifisches Elastomer** auswählen. Zu berücksichtigen ist **Chemikalienbeständigkeit** (Bild 6.10.1.2-12). Im Kfz-Bereich Beständigkeit gegen Kraftstoff wie Benzin oder Biodiesel und Bremsflüssigkeit. **Beständigkeitslisten** von der Bezugsquelle anfordern.

Bild 6.10.1.2-14

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

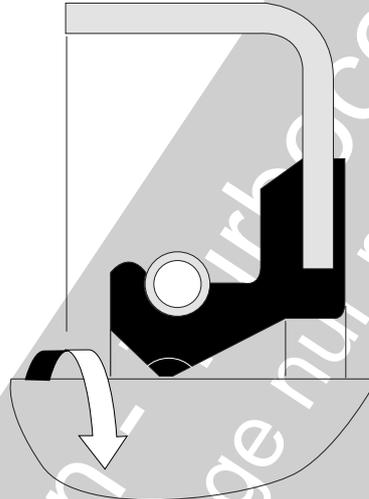
Literatur zu Kapitel 6.10.1

- 6.10.1.2-1** Fa. Parker Hannifin GmbH, Katalog 3353 D/E, „Dichtungshandbuch/Sealing Handbook“, März 1999, Seite 1-126.
- 6.10.1.2-2** „O-Ring Failure Analysis“, www.allorings.com, Seite 1-5.
- 6.10.1.2-3** „O-Ring Fluid Compatibility Guide“, www.allorings.com, Seite 1-5.
- 6.10.1.2-4** Fa. Ralicks Industrie- und Umwelttechnik, „Werkstoff-Übersicht und Eigenschaften“, www.ralicks.de, Seite 1-4.
- 6.10.1.2-5** B.Wiebusch, „Aerospace seal prevents leakage“, Zeitschrift „Design News“, June 18, 2001, www.designnews.com, Seite 1 und 2.
- 6.10.1.2-6** U.S. Air Force, Safety Agency, „Maintenance matters - military airplanes mishaps“, www.findarticles.com, 2002, Seite 1 und 2.
- 6.10.1.2-7** Transportation Safety Board of Canada (TSB), Aviation Investigation Report Number A00P0210, „Loss of power and Collision with Water“, West Coast Air, de Havilland DHC-6 (Twin Otter) C-GGAW, Vancouver Harbour, British Columbia, 1 November 2000, Seite 1- 8.
- 6.10.1.2-8** B.J.Crotty, „Unplugged, a maintenance error caused oil to be lost from all four engines...“ Zeitschrift „Flight Safety Australia“, Nov.-Dec. 1999, Seite 43-44.
- 6.10.1.2-9** NTSB Report, Identification LAX94FAer3, „Accident Aug-13-94 at Pearblossom, CA, Aircraft: Lockheed C-130A, registration: N135FF“, Update May 31st 2000, Seite 1-6.
- 6.10.1.2-10** Transportation Safety Board of Canada, Aviation Investigation Report A03P0332, „Maintenance Error-In Flight Fuel Leak, Air Canada, Airbus A330-300 C-GHKX, Vancouver International Airport, British Columbia, 06 November 2003“, May 9, 1983, Seite 1-9.
- 6.10.1.2-11** „Why Seals Fail“, www.maintenanceresources.com, TWI Press, Inc. 2000, Seite 1-8.
- 6.10.1.2-12** D.L.Hertz, Jr, „The Hidden Cause of Seal Failure“, Zeitschrift „Machine Design“, April 9, 1981, Seite 209-212.
- 6.10.1.2-13** Fa. Eagle Engineering Aerospace, „Aero engine Applications“, 2000, Seite 1.

- 6.10.1.2-14** National Transportation Safety Board (NTSB), Aircraft Accident Report NTSB/AAR-89/02, „De Havilland DHC-8, Accident April 15, 1988“, Seite 1- 66.
- 6.10.1.2-15** S.Helduser, Versuch 2, „Übertragungseigenschaften des ventilgesteuerten Zylinderantriebs“, Antriebstechnik, Aktorik, Arbeitsblätter zur Vorlesung, 2005, Blatt 1-6.
- 6.10.1.2-16** National Transportation Safety Board (NTSB), Aircraft Accident Report NTSB/AAR-84/04 (PB84-910404), „Eastern Air Lines, Inc., Lockheed L-1011, N334EA Miami, Florida, May 5, 1983“, Seite 1-46.
- 6.10.1.2-17** Flugunfallkommission (Büro Wien), GZ. 84.341/2-FUK/99, Gutachten und Vorschläge vom 29. März 1999 zum „Flugunfall mit Hubschrauber Typ Hughes 500 D, am 21. April 1992“, Seite 1-31.
- 6.10.1.2-18** R.C.Beercheck, „Putting the Heat on Seal Materials“, Zeitschrift „Machine Design“, 25.10.1979, Seite 124-127.
- 6.10.1.2-19** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 7.
- 6.10.1.2-20** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 5“, 2008, ISBN 978-3-00-025780-3, Kapitel 19 (19.2) und Kapitel 20, (20.2.1).
- 6.10.1.2-21** W.Haas, „Grundlehrgang Dichtungstechnik“ Universität Stuttgart, , <http://www.ima.uni-stuttgart.de>, Stand 2011, Seite 1 - 36.

6.10.2 Gleitende Dichtungen

6.10.2.1 Radial-Wellendichtringe



Der Begriff **gleitende Dichtungen** wurde gewählt, weil diese „**Berührungsdichtungen**“ nur funktionieren und eine akzeptable Lebensdauer aufweisen, wenn sich im dichtungswirksamen Bereich ein **Schmierfilm** zwischen den gegeneinander bewegten Dichtflächen bildet. Dieser minimiert Verschleiß und ist damit Voraussetzung für einen Langzeitbetrieb. Gleichzeitig wirkt er stabilisierend auf die **Betriebstemperatur im Dichtspalt**. Ein besonderer Vorteil gegenüber Labyrinthdichtungen (Kapitel 6.10.3.1) liegt an der **Dichtigkeit im Stillstand**. Zu solchen Dichtungen zählen **Gleitrindendichtungen** (engl. mechanical face seals, carbon seals, Kapitel 6.10.2.2) und **Radialdichtringe**.

In der Literatur findet man diesen Dichtungstyp unter weiteren Bezeichnungen wie **Wellendichtring** oder produktspezifisch ‘**Simmerring**’ ®. Der englische Begriff ist „**rotary shaft seal**“. Diese Dichtungen werden in Maschinen häufig zur Abdichtung von Flüssigkeiten genutzt. Dazu gehören Schmieröl, Kraftstoff, Hydraulikflüssigkeit und Kühlwasser. Die begrenzte **Temperaturbeständigkeit des Elastomers**, aus der das Dichtelement (**Dichtlippe**) besteht, bestimmt den Einsatz. Hauptanwendungsgebiete sind Getriebe (Anbaugetriebe, Bild 6.4.2-4 und Bild 6.4.2-5), Pumpen, Regler und ölgeschmierte Maschinen wie Motoren.

Bis in die 80er-Jahre ging man offensichtlich von einer falschen Vorstellung zum Mechanismus **der Dichtwirkung** aus. Es wurde angenommen, dass allein der Schmierfilm (Meniskus) abdichtet (Lit. 6.10.2.1-3). Erst in den folgenden Jahren (Lit. 6.10.2.1-1 und Lit. 6.10.2.1-2) zeigten Versuche den eigentlichen **Dichtmechanismus**. Dieser beruht auf der **besonderen Druckverteilung unter der Dichtlippe in axialer Richtung**. Dazu ist eine axial orientierte **Mikrotopografie** notwendig. **Elastomere bilden sie typischerweise in der Einlaufphase auf der Gleitfläche** (Bild 6.10.2.1-1.1).

Damit ist der **Einlauf nach der Montage des Dichtrings entscheidend für das spätere Betriebsverhalten**. Diese Erkenntnis ist ein Grund, warum besonders in älterer und darauf aufbauender neuerer Literatur manche Einflüsse **unzureichend beurteilt** wurden. Entsprechend geringer war der Erfolg bei Vorschlägen zur Abhilfe. Das erzeugte in der Praxis Verwirrung. In diesem Kapitel werden die korrigierten Erkenntnisse der **hydrodynamischen Dichtwirkung** verwendet.

Das Verständnis der Dichtwirkung von Radial-Wellendichtungen ermöglicht die bessere Einschätzung der Einflüsse auf das Betriebsverhalten.

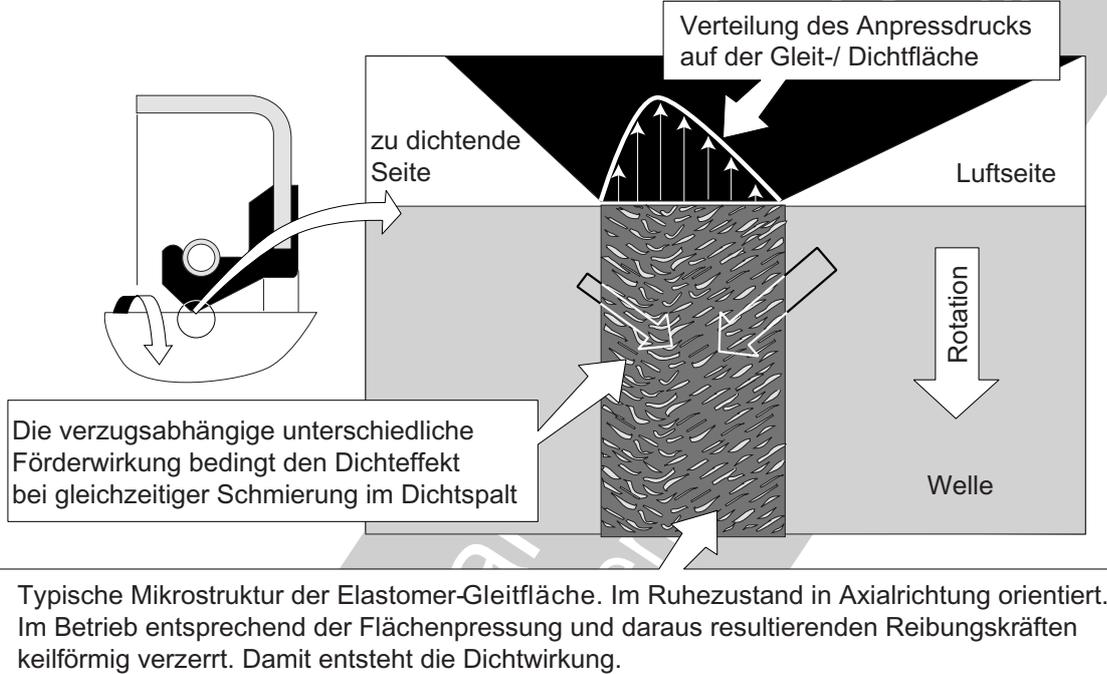


Bild 6.10.2.1-1.1

Bild 6.10.2.1-1.1 (Lit. 6.10.2.1-1 bis Lit. 6.10.2.1-5): Um **Probleme mit Radialdichtungen** zu vermeiden, ist es hilfreich, dessen **Funktion** zu verstehen.

Die Dichtwirkung eines Radialdichtrings steht in engem Zusammenhang mit dem **Dichtfilm** zwischen **Dichtlippe und Wellenoberfläche**. Trotz der geringen Breite der Dichtfläche an der Dichtlippe reicht sie für **hydrodynamische Effekte** aus. So bildet sich ein Dichtfilm, vergleichbar dem tragenden Schmierfilm eines Gleitlagers, aus. Die **optimale Schmierfilmdicke** liegt bei $0,25 \mu\text{m}$. Eine größere Filmdicke erhöht die Leckrate, eine kleinere steigert Reibung und Verschleiß. Lange Zeit war man der Meinung, dass auf der Seite des abzudichtenden Mediums (Meniskus) die Oberflächenspannung des Dichtfilms dominiert (Lit. 6.10.2.1-3). Diese Annahme konnte jedoch in Versuchen nicht bestätigt werden. Stattdessen hat sich Fol-

gendes gezeigt (Lit. 6.10.2.1-1 und Lit. 6.10.2.1-2):

Die **besondere Druckverteilung** ist zusammen mit einer für Elastomere typischen **mikroskopischen Struktur der Einlauffläche entscheidend für die Dichtwirkung**. Die Meniskusbildung ist es nicht!

Die notwendigen Bedingungen hängen von den tribologischen Gegebenheiten im Dichtspalt ab. Ein Dichtring ähnelt also einer **Mikropumpe** (Bild 6.10.2.1-1.2). Deren **Förderwirkung/Dichtwirkung** ist nach Versuchsergebnissen (Lit. 6.10.2.1-2) von mehreren **Einflüssen** abhängig:

- **Mediumtemperatur**: Steigt diese, verschlechtert sich die Dichtwirkung.
- **Wellendrehzahl**: Die Dichtwirkung verbessert sich mit einem Anstieg der Drehzahl/ Gleitgeschwindigkeit.
- **Verschleißbild der Dichtkante** (Bild 6.10.2.1-1.2)

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

- **Abweichungen der Positionen der Welle zum Dichtring** (Bild 6.10.2.1-1.3).

Die **Anpresskraft** der Dichtlippe bestimmt die **axiale Breite der Dichtfläche/Dichtkante**. Eine **Mindestkraft** ist erforderlich um zu verhindern, dass der Schmierfilm durchbrochen wird.

- **Wellenoberfläche** (Bild 6.10.2.1-1.4).

Bild 6.10.2.1-1.2 (Lit. 6.10.2.1-1): Für die **Dichtwirkung** ist ein geeignetes **Verschleißbild der Dichtkante entscheidend**. Dieses entsteht beim Einlauf mit einem leichten Abtrag des Elastomers. Die **mikroskopische Struktur der Laufspur** ist für **gummiartige Werkstoffe vorzugsweise quer zur Umfangsrichtung orientiert** (Skizze oben). Sie ähnelt Rattermarken und wird im Betrieb von den Reibungskräften im Schmierpalt **elastisch verzerrt** (Skizze unten). Die Verzerrung hängt somit von der **Verteilung der Reibungskräfte** ab. Das **Maximum** ist zur **Fluidseite** verschoben. Es ist von der **unsymmetrischen** Verteilung des Anpressdrucks/Anpresskraft bestimmt (Bild 6.10.2.1-1.1, Diagramm in unterer Skizze).

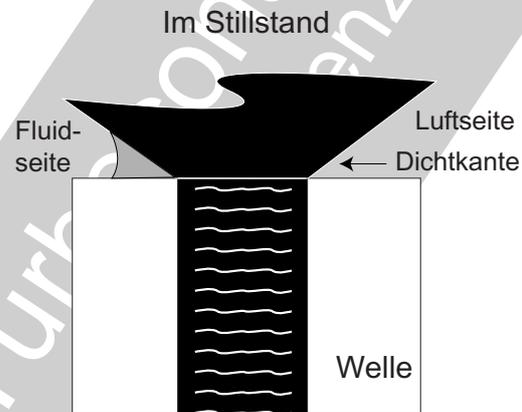
Damit eine **Förderwirkung** zur Innenseite, d.h. die **Dichtwirkung**, entsteht, müssen das **Anpressmaximum** bzw. die **maximalen Reibungskräfte im Schmierpalt zur Innenseite verlagert sein**. So wird die **orientierte Oberflächentopografie des Elastomers** geeignet verzerrt. Das auf der **Luftseite** an der **Wellenoberfläche** transportierte Medium wird 'gefangen' und nach innen transportiert (Pfeile in der Skizze unten).

Die entstehende **Förderwirkung der drehenden Welle** fördert kontinuierlich, unabhängig von deren Drehrichtung, **Luft zur Seite des abzudichtenden Mediums (Innenseite)**. Diesen Vorgang bezeichnet man als **Pump- oder Förderwirkung** des Dichtrings. Er bestimmt die **Dichtwirkung**.

Sie wird von verschiedenen Effekten beeinflusst:

- **Verlagerung des Maximums der Anpresskraft**. Befindet sich dieses nicht weit genug zur

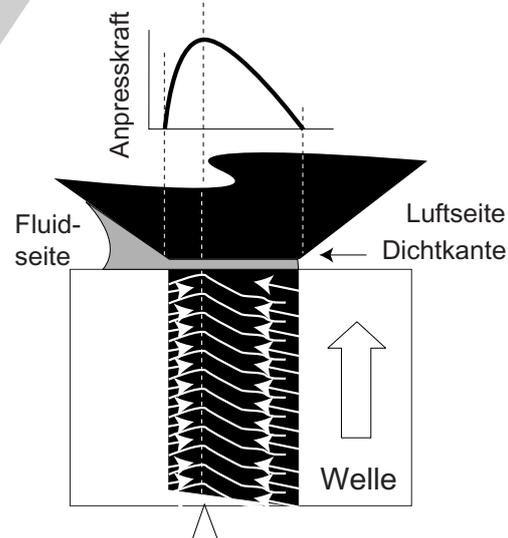
Funktionsmodell der Förderwirkung im Dichtspalt als Voraussetzung für die Dichtwirkung eines Radialdichtrings.



Unverformte Einlauf-Mikrostruktur in der Elastomer-Dichtkante

Im Betrieb

Zur Fluidseite verschobenes Anpressmaximum ist Voraussetzung für eine geeignete Verformung der Dichtkante und damit der Dichtwirkung.



Elastisch verformte Einlauf-Mikrostruktur in der Elastomer-Dichtkante

Bild 6.10.2.1-1.2

Innenseite oder gar weit außen (zur Luftseite), wird Fluid nach außen transportiert, ein Leck entsteht. Eine solche Situation liegt bei **umgekehrtem Einbau des Dichtrings** oder einer **axialen Verlagerung der Anpressfeder** vor.

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

- **Härte- und Steifigkeitssteigerung** des Elastomers als Folge von **Heißlauf und Alterung** (Bild 6.10.2.1-2). Behindert eine höhere **Steifigkeit des Elastomers** die notwendige elastische Verformung, steigt das Risiko eines Lecks.
- Bei **schlechten Einlaufbedingungen** kann sich die erforderliche Mikrostruktur auf der Dichtlippe nicht ausbilden. Sie wird dann von **Verschleißvorgängen** oder **Heißlauf** ungünstig verändert. Damit sinkt die Dichtwirkung.

Merksatz:

Der **Einlaufvorgang** ist für die Dichtwirkung eines Radialdichtrings im späteren Betrieb von **entscheidender Bedeutung**. Deshalb müssen Vorschriften die diesen Vorgang beeinflussen genauestens befolgt werden.

Bild 6.10.2.1-1.3 (Lit. 6.10.2.1-1): **Abweichungen von der fluchtenden, zentrischen Lage der Welle zum Dichtring** können offenbar sehr unterschiedliche Auswirkungen haben.

- **Rundlaufabweichung/Schlag/umlaufende Biegung** bis in eine Größenordnung von Zehntel-Millimetern kann wider Erwarten die **Dichtwirkung verbessern**. Die Auswirkung eines sog. **'Schlags'** der Dichtlippe unterscheidet sich vom **Versatz**. Ein **Schlag tritt nur bei Rotation auf**. Er beansprucht die Dichtlippe über den gesamten Umfang.

- **Radialer Versatz**, oft nur als **'Versatz'** bezeichnet (mittlere Skizze), ist im Gegensatz zum Schlag auch im Stillstand vorhanden. Die Dichtlippe wird sowohl bei Stillstand als auch bei Rotation **örtlich am Umfang ausgelenkt**. Das kann hier zu Schädigungen durch **thermische Überlastung** und/oder **plastischer Verformung (Kriechen)** führen.

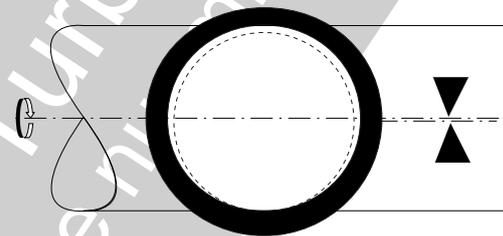
- **Schiefstellung der Welle** (untere Skizze): Im Bereich eines Winkelgrads scheint sich die Dichtwirkung nicht zu verschlechtern. Das gilt auch für **Schleifriefen**, die leicht von der **Umfangsrichtung** abweichen (Bild 6.10.2.1-1.4).

- Die **Axialbewegung der Welle** wird vom **Lagerspiel** ermöglicht und **unterstützt die Förderwirkung**. Sie erhöht damit die Dichtwirkung.

Maßprobleme der Wellengleitfläche als Leckursache

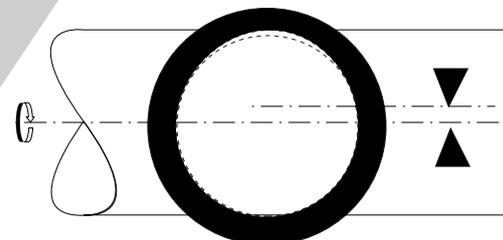
'Schlag'

Ausgelenkte umlaufende Drehachse
Umlaufende elastische Dehnung am gesamten Dichtlippenumfang.



Versatz

Zur Drehachse versetzte oder nicht fluchtende Dichtringachse
Stehende elastische Dehnung eines Segments der Dichtlippe.



Schiefstellung

Zur Drehachse gekippte Gleitflächenachse

Stehende elastische Dehnung eines Segments der Dichtlippe.

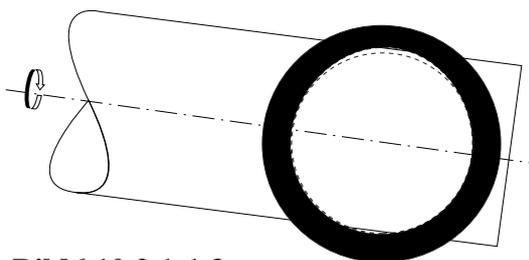


Bild 6.10.2.1-1.3

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

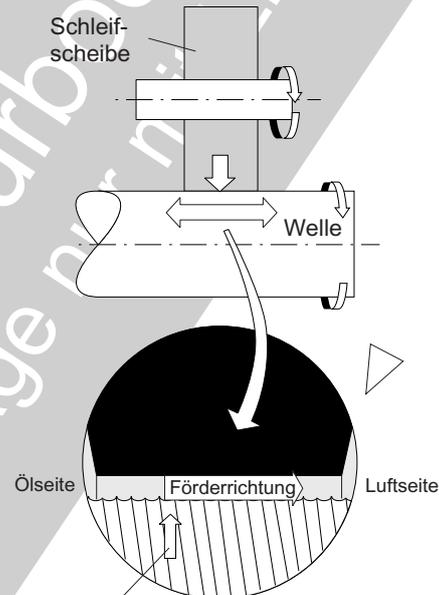
Bild 6.10.2.1-1.4 (Lit. 6.10.2.1-1): Die **Topografie der Wellenoberfläche** kann für die Dichtwirkung von erheblicher Bedeutung sein. Gewöhnlich handelt es sich um **Schleifflächen** nach dem **Einstichverfahren** (Skizze unten). Trotzdem ist immer mit schräg verlaufenden Bearbeitungsspuren zu rechnen. Die **Drallwirkung** dieser mikroskopischen Spuren wurde häufig **überschätzt**. Das änderte sich mit der Erkenntnis, dass die Förderwirkung durch die Struktur der Elastomerdichtfläche der eigentliche Dichtmechanismus ist (Bild 6.10.2.1-1.2).

Man kann sich die, wenn auch nicht entscheidende, Förderwirkung des **Dralls von Schleifriefen zu Nutze machen**. Dazu stimmt man die **Richtung der Steigung** auf die Dreh- und Dichtrichtung ab (Skizze oben). In einem solchen Fall ist die Drallrichtung mit einem **Zeichen auf dem Bauteil** unmissverständlich anzugeben.

Die Bearbeitung der Gleitfläche auf der Welle ist von Bedeutung für die Funktion eines Wellendichtrings.

Problematisch!

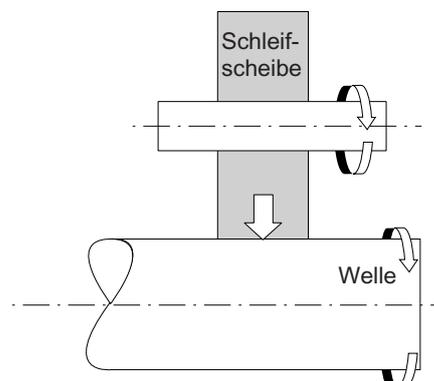
Axiale Relativbewegung zwischen Schleifscheibe und Welle erzeugt spiralförmige Bearbeitungsriefen.



Drehrichtung der Welle mit spiralförmigen Riefen. Bei ungünstiger Steigungsrichtung kommt es zum Leck durch falsche Förderrichtung

Spiralförmige Riefen der Welle wirken wie eine Förderschnecke. Zusätzlich verstärken sie den Verschleiß. Das liegt an ihrer axialen Bewegung gegenüber der Dichtlippe bei Rotation.

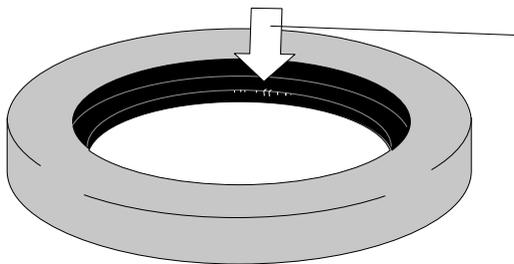
sicherer



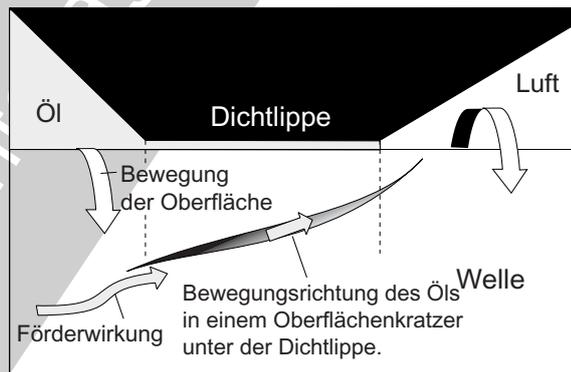
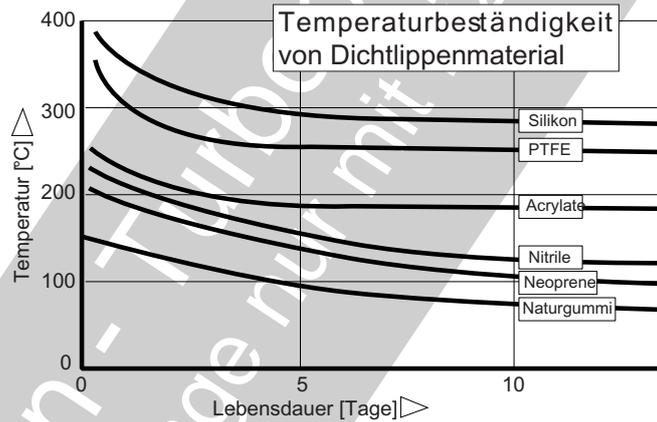
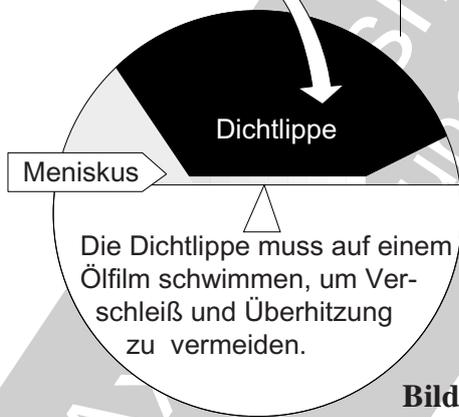
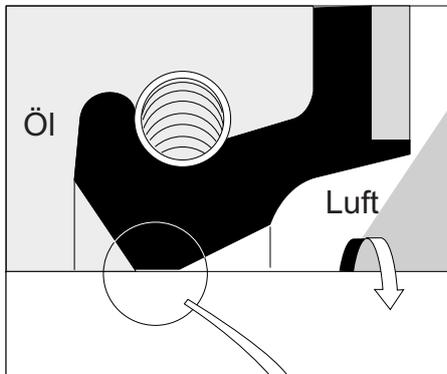
Bearbeitungsvorgang nur im Einstichmodus um spiralförmige Bearbeitungsriefen zu vermeiden.

Bild 6.10.2.1-1.4

Typische Besonderheiten und Probleme von Radialdichtringen.



Rissbildung in der Dichtlippe bei Heißlauf. Mit Eindringprüfung unter UV-Licht sichtbar.



Auch scheinbar unbedeutende Riefen, Druckstellen Kratzer auf der Gleitfläche unbedingt vermeiden!

Bild 6.10.2.1-2

Bild 6.10.2.1-2 (Lit. 26.10.2.1-3 und Lit. 6.10.1-5): Auch Radialdichtringe sind **spezifischen Schadensmechanismen** ausgesetzt (Bild 6.10.2.1-4 und Bild 6.10.2.1-5).

Überhitzung der Dichtlippe: Die Dichtfunktion ist über ausreichend lange Betriebszeiten zu erhalten. Dazu muss die **Dichtlippe auf einem Schmierfilm über die Wellenoberfläche gleiten** (Details links). Fällt dieser Schmierfilm auch nur kurzzeitig (Sekunden) aus, entsteht zu viel Reibungswärme (Lit. 6.10.2.1-5).

Versprödung und Rissbildung in der Dichtlippe verschlechtern die Dichtigkeit. Eine **ungeeignete mikroskopische Struktur** und die **Verlagerung der Anpressdruckverteilung** (Kriechen, Verschleiß, Bild 6.10.2.1-1.1) wirken sich dabei besonders ungünstig aus. **Härtesteigerung mit Abnahme der elastischen Dehnung** vermindert die für die Dichtwirkung notwendige Auslenkung der Dichtlippe (Bild 6.10.2.1-1.2). Das kann bereits ohne Rissbildung oder Verschleiß zu einem Leck führen. Das typische **Rissbild einer Überhitzung** ist ein

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

Feld **paralleler radialer Risse**. Oft beschränkt sich die Rissbildung auf das Umfangssegment mit dem intensivsten 'Trockenlauf' (Skizze oben links).

Dieses Risiko ist erfahrungsgemäß beim **ersten Hochfahren/Dichtlauf** nach der Montage eines Dichtrings am größten. Grund ist **eine nicht ausreichende Schmierung der Dichtflächen** (Lippe, Welle) beim Einbau.

Ist ein Dichtring erst einmal erfolgreich eingelaufen, sind weitere Anfahrzyklen in betriebs-typischen Zeitabständen kein Problem. Lediglich nach **langen Stillstandszeiten** wie einer 'Einmottung' der Maschine (Bild 6.10.1.2-10) oder der Langzeitlagerung von Komponenten (z.B. Getriebe) ist Vorsicht geboten. Man sollte sich in den Handbüchern vergewissern, ob nicht für den ersten Anlauf bestimmte Maßnahmen zur Gewährleistung der Schmierung der Dichtringe vorgeschrieben sind.

Wellenoberfläche, Rauigkeit und Beschädigungen: Der Verschleiß der Dichtlippe hängt in erster Linie von der **Rauigkeit der Wellen-gleitfläche** ab. Rauigkeitsspitzen oder Kerben können den Ölfilm örtlich dicker werden oder zusammenbrechen lassen. Liegen Rauigkeitsspitzen auf (Mischreibung), kommt es zum **erhöhten Verschleiß**. Andererseits ist zu berücksichtigen, dass eine **zu glatte Wellenoberfläche die Benetzbarkeit und Haftung des Ölfilms verschlechtern** kann. Die **Rauigkeit** sollte deshalb, unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit, zwischen $0,25\ \mu\text{m}$ und $0,5\ \mu\text{m}$ liegen. Selbst kleinste, schräg zur Gleitrichtung/Umfangsrichtung verlaufende **Kratzer und Riefen** in der Laufspur der Dichtlippe, können für ein unerwartet großes Leck verantwortlich sein. Auch **ausgeprägt schräg verlaufende Schleifriefen** (bei axialem Vorschub spiralig) sind gefährlich, wenn sie den **hydrodynamischen Pumpvorgang** (Bild 6.10.2.1-1.4) beeinträchtigen. Dabei spielt der Verlauf der Beschädigung zur Drehrichtung der Welle und die Dicht-richtung eine Rolle (Detail unten links).

Auf diese Problematik ist also besonders bei der **Überholung von Wellen** zu achten. Deren

Dichtringlauffläche muss wegen Verschleiß abgearbeitet, verchromt und geschliffen werden (Band 1 Bild 5.6.3.1.2-3).

Haben **Wälzlager der Welle zu viel Axialspiel**, kann sie gegenüber der Dichtlippe eine **oszillierende Bewegung mit hydrodynamischer Pumpwirkung** ausführen. Bewegungen üblicher Lagerspiele können so die Dichtwirkung sogar unterstützen (Bild 6.10.2.1-1.2).

Alterung der Dichtlippe: Die **Betriebstemperatur der Dichtlippe** ist für die Alterung entscheidend. Damit beeinflusst sie die Lebensdauer der Dichtung. Ursache für eine zu hohe Temperatur ist in den meisten Fällen eine zu große **radiale Vorspannung der Dichtlippe**. Mögliche Ursachen sind dafür eine falsche Anpressfeder oder ein zu kleiner Durchmesser der Dichtkante. Es ist anzumerken:

Eine zu hohe radiale Vorspannung ergibt keine bessere Dichtwirkung. Sie führt im Gegenteil zu schädigender Überhitzung mit dem Ausfall der Dichtung.

Ein **Temperaturanstieg verkürzt exponentiell die Lebensdauer** (Bild 6.10.2.1-1.2). Er führt entsprechend dem verwendeten Elastomer zu **Härteanstieg, Versprödung und Rissbildung**. Die Abhängigkeit der Alterung bzw. Lebensdauer der Dichtung ist material-spezifisch im Diagramm oben rechts dargestellt. Für die Alterung der Elastomere können auch Angaben in Bild 6.10.1.2-4 und Bild 6.10.1.2-12 im Zusammenhang mit O-Ringen dienen.

Spröde Rissbildung bei normaler Betriebstemperatur wird als Folge von **Stoßbeanspruchung** (z.B. Druckstöße) oder **Vibrationen der Dichtlippe** erklärt. Erfahrungsgemäß treten **spröde Alterungsriss** nur beim Ausbau und/oder **mechanischer Verformung** auf.

Merksatz: Die visuelle Überprüfung des Dichtungszustands erlaubt deshalb **keine zuverlässige Beurteilung einer Alterung**.

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

Verschleiß als Folge einer Verschmutzung: **Fremdpartikel** wie Abrieb, Koks und Staub im Öl (Kapitel 7.1.3.1) können ebenso wie zu große Rauigkeit unzulässigen Verschleiß begünstigen. Leider bilden sich im Ölsystem **Kokspartikel** (Kapitel 7.1.2) mit Schädigungspotenzial, die so klein sind, dass sie von den üblichen Ölfiltern nicht abgeschieden werden (Bild 7.1.3.1-1.1).

Deswegen ist **sauberes Öl eine Voraussetzung für den verschleißfreien Betrieb eines Dichtungs**. Auch Partikel auf der Außenseite/Luftseite treten unter ungünstigen Bedingungen in den Schmierpalt.

Verschleißend wirkende Partikel können im Dichtspalt entstehen. Zu hohe Reibung an der Dichtlippe heizt den Ölfilm derart auf, dass das Öl crackt und Kokspartikel entstehen (Bild 7.1.2-3.1).

Verschleiß der Wellenauflfläche: Erfahrungsgemäß unterliegt auch diese vergleichsweise sehr harte Oberfläche Verschleiß. Offenbar **betten sich in der weichen Dichtlippe ausreichend harte Partikel** ein, um eine schmale, poliert wirkende Rille in die Welle zu fräsen. Solange es zu keinem Versatz der Dichtlippe kommt, ist ein Leck nicht zu erwarten. Eine solche Rille ist jedoch Grund für eine **Reparatur** bei der Überholung. Dabei wird die Welle ausreichend abgeschliffen und beschichtet, meist verchromt (Lit. 6.10.2.1-6). Obwohl diese Beschichtung eine hohe Härte aufweist, beobachtet man intensive Rillenbildung.

Für nicht zu hohe Umfangsgeschwindigkeiten gibt es auch dünne, elastisch aufgezugene Blechhülsen, sog. **Wellenschutzhülsen** (Lit. 6.10.2.1-8 und Lit. 6.10.2.1-9).

Beschädigungen bei der Montage sind die häufigste Ursache für den Ausfall einer Radialdichtung. Deshalb ist bei der **Handhabung** der Dichtungen besondere Vorsicht geboten. Das gilt auch für **Lagerung/Aufbewahrung**. Dichtungen gehören in Behälter, die eine **saubere und trockene Atmosphäre** garantieren. Eine

Behandlung als 'Schüttware' sollte wegen der **Beschädigungsgefahr** unzulässig sein.

Vor dem **Einbau muss jede Dichtung** von einem erfahrenen Fachmann überprüft werden. Zu achten ist besonders auf

- **Beschädigungen** der Dichtlippe,
- einwandfreier Sitz der **Anpressfeder** (engl. garter spring),
- **Sauberkeit** bzw. Staubfreiheit von Dichtung und Welle.

Unmittelbar vor der Montage kann die Dichtlippe **vorschriftskonform geschmiert** werden (z.B. Fett oder Öl), um die Fügekräfte zu minimieren.

Merksatz:

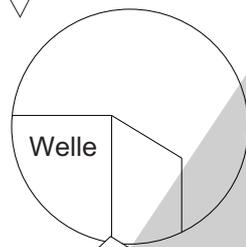
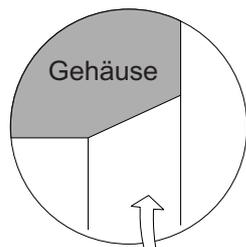
Beim **Einbau eines Radialdichtrings** ist darauf zu achten, dass die **Dichtflächen** (Dichtlippe, Wellengleitfläche) entsprechend den Vorschriften **behandelt werden**. **Gegebenenfalls ist für ausreichend Schmiermittel** (Öl, Fett) zu sorgen.

Bild 6.10.2.1-3 (Lit. 6.10.2.1-3 und Lit. 6.10.2.1-5): Die **Montagemethode** (Skizze unten rechts) hängt von der Einschubrichtung ab. Wichtig ist, ob die Dichtung **zuerst auf die Welle** und dann in das Gehäuse geschoben wird. Die andere Möglichkeit ist, die Dichtung **zuerst in das Gehäuse** und dann die Welle einzuführen. Die erste Methode ist, wenn möglich, zu bevorzugen. Die einzuführende Stirnseite der Welle sollte eine **Anfasung** (Detail oben) oder

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

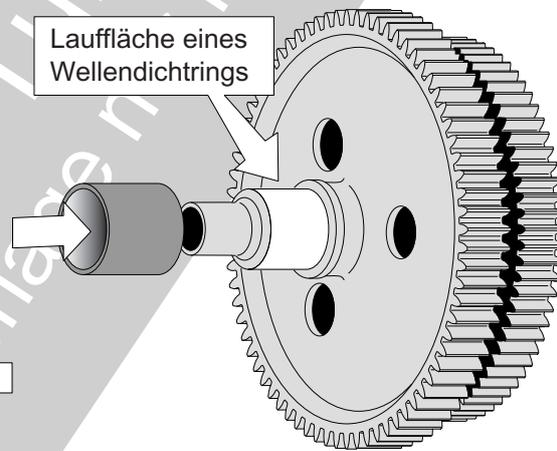
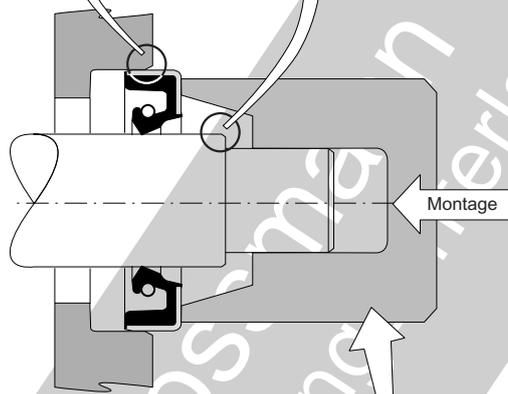
Bei Lagerung, Montage und besonders dem Handling von Radialringen ist darauf zu achten, dass die empfindliche funktionsnotwendige Dichtlippe nicht beschädigt wird.

Kanten vorschriftsmäßig runden/schrägen,
keine Grate zulässig.



Gegebenenfalls
schützende
Hülse aufschieben

Lauffläche eines
Wellendichtrings



Je nach Situation Anwendung des
vorgeschriebenen Demontage- bzw.
Montagewerkzeugs.

Bild 6.10.2.1-3

einen Radius aufweisen. Bei **reparierten Lauf-
flächen** ist ganz besonders auf **Gratfreiheit**
(Band 1 Bild 4.3-10 und Band 3 Bild 16.2.2.2-
3) und einen **sanften Kantenübergang** zu ach-
ten. Das gilt auch für kleine Ausbrüche in der
Kante einer Chromschicht (Lit. 6.10.2.1-6).
Zur Sicherheit kann eine **Büchse** mit geeigne-
ter Kante auf die Welle geschoben werden
(Skizze rechts). Das ist besonders ratsam, wenn
die Welle **Nuten** aufweist. Eine **leicht drehen-
de Bewegung** mag das Einschieben erleich-
tern.

Das symmetrische und schonende Einpressen
und damit die Zentrierung der Dichtung im
Gehäuse lässt sich mit einer **glockenförmigen**

Vorrichtung gewährleisten (Skizze unten links).
Dabei kann der **äußere Dichtungssitz** vor-
schriftsgemäß **geschmiert** werden. Auch die
Eintrittskante der Aufnahmebohrung im Ge-
häuse sollte eine geeignete **Fase** aufweisen
(Detail oben links). Ein **kontinuierlicher Ein-
pressvorgang** minimiert das Risiko einer Über-
lastung weil er die Haftreibung vermeidet. Un-
ter ungünstigen Montagebedingungen mag es
notwendig werden, die **Spannfeder** der Dich-
tung vorher zu entfernen. Nach der
Positionierung der Dichtung wird sie wieder
aufgesetzt. Dieses Vorgehen empfiehlt sich,
wenn die Dichtung **mit der Rückseite zuerst**
eingeschoben werden muss.

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

Beispiel 6.10.2.1-1 (Lit. 6.10.2.1-4):
In mehreren Fällen versagte ein 'Teflon Seal' (Dichtung mit PTFE-Dichtlippe?) im vorderen Anbaugeschriebe (Inlet Gearbox = IGB, Bild 6.4.2-4). Anscheinend lösten sich Teile der Dichtungsmembrane ab. Diese verstopften das Rückölsieb. Das führte zur Ölsammlung im Geschriebe. Die Folge war Öleintritt in den Hochdruckverdichter mit Öldampf/Rauch in der Kabine.

Kommentar: Aus den vorliegenden Angaben wurde nicht klar, welcher Dichtungstyp betroffen ist. Offenbar handelte es sich nicht in erster Linie um ein Montageproblem. Wahrscheinlicher ist ein Werkstoff-, Herstellungs- oder Auslegungsproblem schuld.

Bild 6.10.2.1-4 (Lit. 6.10.2.1-3): Diese Tabelle soll den Praktiker unterstützen. Sie kann nicht Angaben in Handbüchern und Vorschriften ersetzen. Das gilt besonders für Abhilfen bei Dichtungsschäden.

Das Problem zu erkennen (Merkmal) ist Voraussetzung für eine zielführende Abhilfe. Dazu muss der Schadensmechanismus mit den spezifischen Ursachen identifiziert werden.

Hinweise auf ein Problem der Wartung: Hier beginnt bereits die Schwierigkeit mit dem Erkennen des Schadensmerkmals. Dieses fällt nicht immer auf. Befindet es sich in räumlichem Abstand (Öltropfen, Ölspur) zum Leck, wird ein Zusammenhang nicht erkannt.

Als Nächstes stellt sich die Frage, ob die Beobachtung noch im normalen Bereich liegt, oder bereits als ungewöhnlich anzusehen ist. Eine Entscheidung benötigt befriedigende Angaben in Handbüchern, dazu Fachkunde und Erfahrung. Beispielsweise ist zu entscheiden, ob es sich bei 'ausschwitzendem' Öl bereits um ein Leck handelt. Die Angaben im Handbuch bedürfen der Interpretation, wenn die Arbeitsunterlagen einen Ermessensspielraum geben. In diesem Fall ist ausreichend Fachkunde notwendig. Es gilt betroffene Funktionen und mögliche Auswirkungen des Dichtungsversagens zu kennen.

Bei Wartung oder Prüfung feststellbare äußere Merkmale des Schadens eines Radialdichtungs sind:

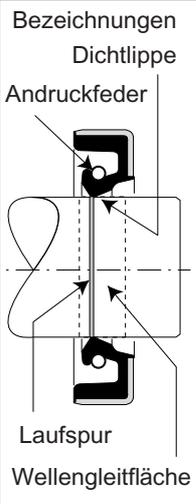
- Bedenklich hohe Leckrate. Für diese Einstufung sollten ausreichend genaue Handbuchangaben vorliegen.

- Sichtbar geschädigte Dichtung: Rissbildung, mechanische Beschädigung.

- Große Reibung, die sich in einer Schwergängigkeit der Welle zeigt. Auch hier ist für die Bewertung Erfahrung notwendig.

Ist der Befund als Fehler erkannt bzw. eingeschätzt, muss aus den relevanten Merkmalen des Schadensbefunds auf die Ursache/n geschlossen werden.

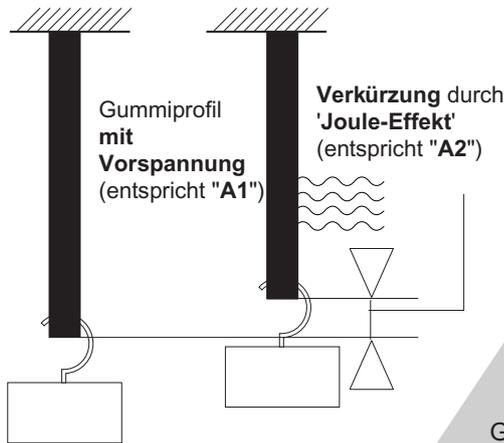
Ursachen und Abhilfen bei Problemen an Radialwellen-Dichtringen.

Merkmal	Ursache	Abhilfe
<p>Hohe Leckrate</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Andruckkraft der Dichtlippe zu gering - Druckabfall bzw. Öldruck zu hoch - Verkehrt eingebaute Dichtung - Dichtlippe mit falscher Profilierungsrichtung - Zu raue Gleitfläche - Spiralige Schleifriefen (ungünstig geschliffen) - Ungeeignetes Material der Dichtlippe - Überhitzung/ Versprödung, Rissbildung in der Dichtlippe wegen Trockenlauf - Beschädigte Dichtlippe, z.B. Montage - Verschlissene Dichtlippe - Leckage um den Dichtring, z.B. am Sitz des Dichtungsgehäuses. 	<p>Die Abhilfen richten sich nicht zuletzt nach dem Befund von Dichtring und Lauffläche</p> <p>Überprüfen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Position der Andruckfeder - Kraft der Andruckfeder zu klein - Dichtungsgröße - Außermittige Wellenbewegung - Formfehler der Gleitfläche <ul style="list-style-type: none"> - Austausch der Dichtung - Überprüfung der Einbaurichtung - Nacharbeit, Glättung der Wellengleitfläche - Ungeeigneter Gleitflächenwerkstoff der Welle. Z.B. bei Beschichtung im Rahmen einer Reparatur. - Prüfen ob vorgeschriebener Dichtring, z.B. Dichtlippenmaterial (Verwechslung, SUP?) - Überprüfung des Einbauvorgangs - Überprüfung auf Leckage benachbarter Dichtungen.
<p>Geschädigte Dichtung</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Ungewöhnlicher Verschleiß und/ oder Veränderung des Profils der Dichtlippe - Gealterte, verhärtete Dichtlippe - Rissbildung in der Dichtlippe 	<ul style="list-style-type: none"> - Überprüfung der Andruckkraft - Glätten der Wellengleitfläche - Überprüfung auf Exzentrizität - Überprüfen auf abrasive Partikel im Öl - Überprüfen auf Trockenlauf: z.B. beim ersten Hochfahren (fehlende Schmierung beim Anlauf) - Montagevorgang: Schmierung der Dichtlippe gewährleisten.
<p>Große Reibung</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Stick-Slip-Effekt - ungenügender Schmierfilm 	<p>Überprüfen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Dichtungsmaße, Dichtungsmaterial (Verwechslung, SUP?) - Qualität der Wellengleitfläche - Andruckkraft zu groß? - Zeitweiser Trockenlauf? - Betriebstemperatur zu hoch?

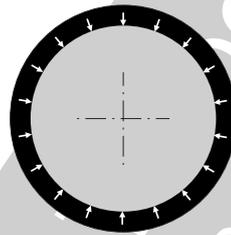
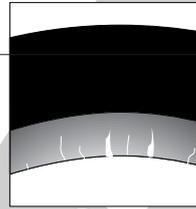
Im Zweifelsfall gelten grundsätzlich die Bewertungen und Maßnahmen der anzuwendenden Vorschriften und Handbücher!

Bild 6.10.2.1-4

Der 'Joule-Effekt' wenig bekannt bzw. bewusst und doch so wichtig.

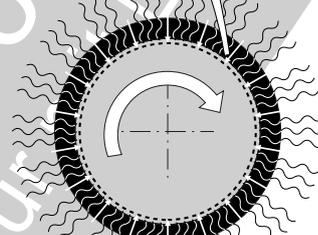


Überhitzte Zone:
- Versprödung,
- Rissbildung,
- Bruch.



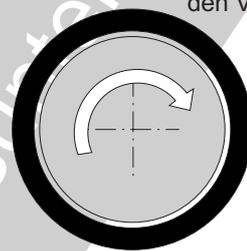
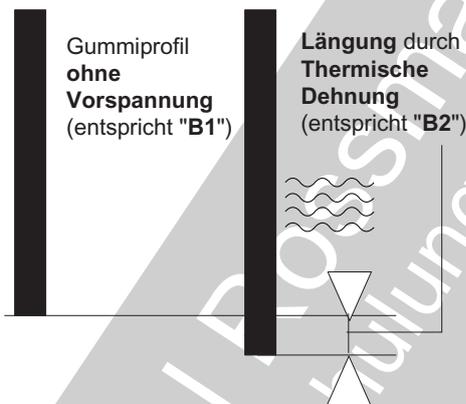
A1

Gummidichtung unter **Vorspannung** auf der Dichtfläche der Welle.



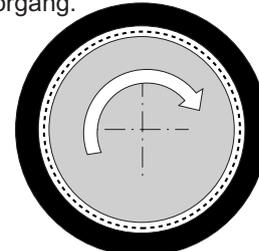
A2

Im Betrieb entsteht **Reibungswärme**. Der Gummi schrumpft stärker als die Wärmedehnung dies kompensiert. Der Anpressdruck erhöht sich. Die Reibungswärme steigt und beschleunigt den Vorgang.



B1

Gummidichtung **ohne, oder mit nur geringer Vorspannung** auf der Dichtfläche der Welle.



B2

Im Betrieb entsteht wenig Reibungswärme. Die Temperatur stabilisiert sich durch Wärmeleitung. Die Wärmedehnung weitet den Dichtring und wirkt so zusätzlich stabilisierend.

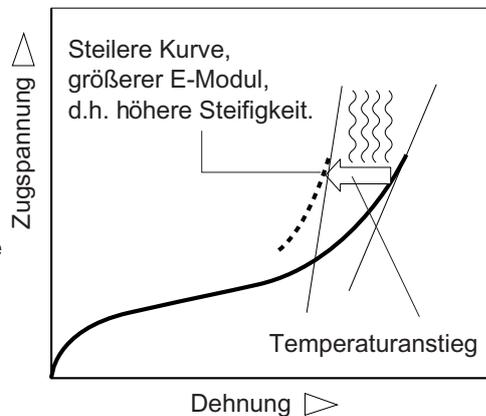
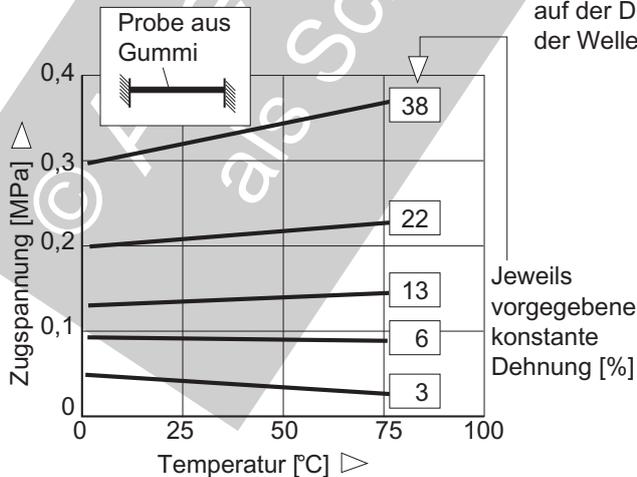


Bild 6.10.2.1-5

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Radial - Wellendichtringe

Bild 6.10.2.1-5 (Lit. 6.10.2.1-7): Der (Gough-) **Joule-Effekt** ist im Gegensatz zu seiner **schadensursächlichen Bedeutung** eher unbekannt bzw. unbewusst. Ein Konstrukteur muss ihn jedoch bei Gestaltung und Auslegung als auch zur Klärung von Problemen und Schadensursachen im Betrieb berücksichtigen. Der Effekt tritt bei ausreichend vorgespannten Elastomeren (Diagramm unten links) auf. Sie **schrumpfen** entgegen der Erwartung **bei Erwärmung reversibel**. Das lässt sich mit einem Anstieg des E-Moduls, d.h. der Steifigkeit erklären (Diagramm unten rechts). Ursache ist die Form der Kettenmoleküle und deren Vernetzung. Betroffen sind in erster Linie **'Gummi'-Werkstoffe**. Diese findet man sowohl in Wellendichtringen als auch in Kolben- und Stangendichtungen (Kapitel 6.10.2.4) und bei O-Ringen (Kapitel 6.10.1).

Die übereinander angeordneten Skizzen auf der rechten Seite dienen dem Verständnis:

Zunächst wird das Elastomerprofil von einer **Zugspannung elastisch gedehnt**.

Wird das **vorgespannte Profil nun erwärmt**, dehnt es sich nicht etwa aus, sondern **verkürzt** sich reversibel.

Ist das Elastomerprofil jedoch **entlastet**, beobachtet man bei Erwärmung das übliche Verhalten einer **Längung durch die Wärmedehnung**.

Dieses Verhalten wird als **'Joule-Effekt'** bezeichnet. Er lässt sich auf den Betriebszustand von Elastomerdichtungen aus Gummi für **Wellen und Stangen** (gehalten im Zylinder) übertragen (Skizzen **A1, A2** und **B1, B2**). Als Beispiel soll ein O-Ring dienen der auch als Gleitdichtung wirkt.

Der Dichtring steht unter Vorspannung („**A1**“) mit der Gleitfläche in Kontakt. Dazu wurde der Ringquerschnitt elastisch gedehnt. Nun entsteht im Betrieb bei der Gleitbewegung **Reibungswärme** („**A2**“) die den Ring **schrumpfen** lässt. Das verstärkt die Wärmeentstehung, die Betriebstemperatur steigt und der **Verkürzungseffekt** mit einem Zugspannungsanstieg im Ring nimmt zu.

Es handelt sich also um einen **selbstverstärkenden Vorgang**. Eine zu hohe Betriebstemperatur führt zur **frühen Alterung mit Versprödung und Rissbildung** (Detail oben) in der Reibungszone. Letztendlich ist mit dem Bruch zu rechnen. Unter ungünstigen Umständen wie hohen Gleitgeschwindigkeiten (Wellendrehzahl) kann es innerhalb von **Minuten** zum **Dichtungsversagen** kommen.

Wird der **Dichtring ohne Vorspannung** eingebaut („**B1**“) kommt es nicht zur Verkürzung, die eine Zugspannung voraussetzt. Im Betrieb führt die normale Erwärmung zur **Wärmedehnung** welche den Ring erwartungsgemäß dehnt.

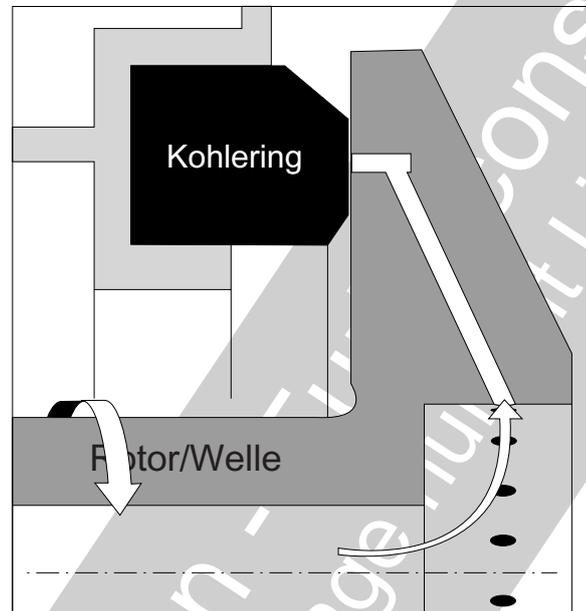
Deshalb wird empfohlen, für solche Anwendungen den **Innendurchmesser des O-Rings 5% größer** als den Gleitflächendurchmesser der Welle zu wählen. Dabei wird der Betriebspalt durch das **Zusammendrücken des von der Nut begrenzten Dichtrings** minimiert/geschlossen. Ruhespalte dürften nicht immer möglich sein. Ist im Stillstand mit einer **inakzeptablen Leckage** zu rechnen, sollte das **Dichtungsmaterial keinen Joule-Effekt** aufweisen. So kann der Dichtspalt bereits im Stillstand durch eine angepasste Vorspannung geschlossen werden. Zum Werkstoffverhalten sollte der Hersteller Auskunft geben können.

Ähnlich kann sich die **vorgespannte Dichtlippe eines Radial-Wellendichtrings** verhalten. Eine Schädigung wird **selbstverstärkend**, wenn sich die **vorgespannte Dichtlippe** als Folge zu hoher Reibung in der Anfahrphase so erwärmt, dass Schrumpfen eintritt. Diese Situation ist besonders bei **ungenügend geschmierter/trockener Gleitfläche** zu erwarten. Das ist nach längerer **Stillstandszeit** oder **vor dem Probelauf** neuer Maschinen typisch. In solchen Fällen wurden die **Dichtflächen nicht vorgeschmiert** oder das Schmieröl ist von der Gleitfläche **'abgetropft'**. So kommt es bereits am **'Neuteil'** zur Schädigung. Bleibt sie unbemerkt, weil beispielsweise kein geeigneter **Prüflauf mit Leckinspektion** erfolgte, sind besonders bei Großserien hohe Kosten und Prestigeverlust (Rückrufaktionen) zu erwarten.

Literatur zu Kapitel 6.10.2.1

- 6.10.2.1-1** M.Kammüller, H.K.Müller, „Physikalische Ursachen der Dichtwirkung von Radial-Wellendichtringen“, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift“ 88 (1986) 1, Seite 39 - 45.
- 6.10.2.1-2** W.Hermann, H.-W.Seffler, „Neue Erkenntnisse für den Abdichtungsmechanismus von Radial-Wellendichtringen“, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift“ 87 (1985) 9, Seite 475 - 484.
- 6.10.2.1-3** M.W.Brown, „Seals and Sealing Handbook“, Verlag „Elsevier“, Seite 137 - 166.
- 6.10.2.1-4** P.Lironi, „CF6-80C2 engine history and evolution“, Zeitschrift „Engine Yearbook 2007“, Seite 80 - 85.
- 6.10.2.1-5** „Mitteilungen des Simrit-Werkes Nr. 700/60“, Publisher: Carl Freudenberg, 1960.
- 6.10.2.1-6** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 4“, 2005, ISBN 3-00-017734-5, Kapitel 16.2.1.8. und Kapitel 16.2.2.2.
- 6.10.2.1-6** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 5“, 2008, ISBN 978-3-00-025780-3, Kapitel 23.4.2.1.
- 6.10.2.1-7** „Dichtungshandbuch“, Katalog 3353 D/E, Angaben der firma ‘Parker Hannifin GmbH, Prädifa-Packing Division’, Stand 2012, movimec.tempsite.ws/site/admin/public/arquivos_upload/.../49.pdf, Seite 1 - 126.
- 6.10.2.1-8** „Wellenschutzhülsen“, Stand 2012, Fa. Beham, http://www.beham.com/fileadmin/beham/Downloads/Technisches_Handbuch/D02-WSHU.pdf
- 6.10.2.1-8** „Radial-Wellendichtringe“, Stand 2012, Fa. Dichtomatik, <http://de.dichtomatik.com/export/sites/dichtomatik/de/pdf/Kataloge/wshr.pdf>.

6.10.2.2 Gleitringsdichtungen



Der Vorteil von **Gleitringsdichtungen** gegenüber Labyrinthdichtungen ist die geringe Leckage bei **hohen Druckdifferenzen** und die **Dichtwirkung im Stillstand**. Das ist z.B. wichtig, wenn im Stillstand fehlende Sperrluft und eine Vergrößerung der Labyrinthspiele, besonders bei ölgedämpften Lagern (Bild 6.3.1.1-2) durch das Rotorgewicht, Öl austreten lassen.

Das **Dichtelement** in Gleitringsdichtungen (engl. mechanical seals, mechanical face seals, face seals, carbon seals) wird von einer gewöhnlich **axial wirkenden ringförmigen Gleitfläche** gebildet (Bild 6.10.2.2-1). Dieses Dichtungsprinzip findet man in Turbomaschinen wie Verdichtern, Triebwerken und deren Derivaten (Industrieanwendung) als gebaute Öldichtungen von Hauptlagergehäusen. In einer abgewandelten Form werden **segmentierte Gleitringsdichtungen** als „carbon rubbing oil seal“ bei großen Wellendurchmessern, z.B. an Hauptlagern von Turbomaschinen, genutzt (Bild 6.10.2.2-1). Als **kassettenartiges Dichtelement** (engl. **cartridge seal**) kommt es an Getriebewellen, Pumpen (z.B. Kühlwasserpumpen an Kfz-Motoren) und Reglern zum Einsatz. Artverwandte Dichtungen findet man in der Haustechnik (Wasserversorgung).

Dichtungen der Hauptwellen sind **Umgebungstemperaturen** bis über 600°C ausgesetzt. Das verlangt eine intensive Kühlung des Dichtspalts. Die Grenze der **Umfangs-Gleitgeschwindigkeit** liegt bei ca. 120 m/sec, die maximale **Druckdifferenz** über der Dichtung ist 10 bar. Gleitringsdichtungen haben sich als äußerst zuverlässig erwiesen. Im zivilen Einsatz werden sichere **Überholintervalle** (time between overhaul =TBO) in der Größenordnung von 10⁴ Stunden erreicht, unter härteren militärischen Bedingungen von 10³ Stunden. Übersteigt die abzudichtende Druckdifferenz die Kapazität der Gleitringsdichtung, lassen sie sich mit Labyrinthdichtungen kombinieren (buffer seal). Diese Konfiguration des „**buffered-face seal**“ wird z.B. in modernen Triebwerkstypen genutzt.

Erleiden Gleitringsdichtungen **Schäden**, ist mit gefährlichen Folgen (Ölfeuer, Bild 7.1.4-2 und Bild 7.1.4-12) bis zum Maschinen-/Anlagenausfall mit Bruchstückaustritt zu rechnen. Deshalb ist es wichtig, aus Schadenssymptomen und -bildern Schlüsse auf die Ursachen zu ziehen, um gezielte Abhilfen einzuleiten.

Gleiringdichtungen für ölführende Lagergehäuse

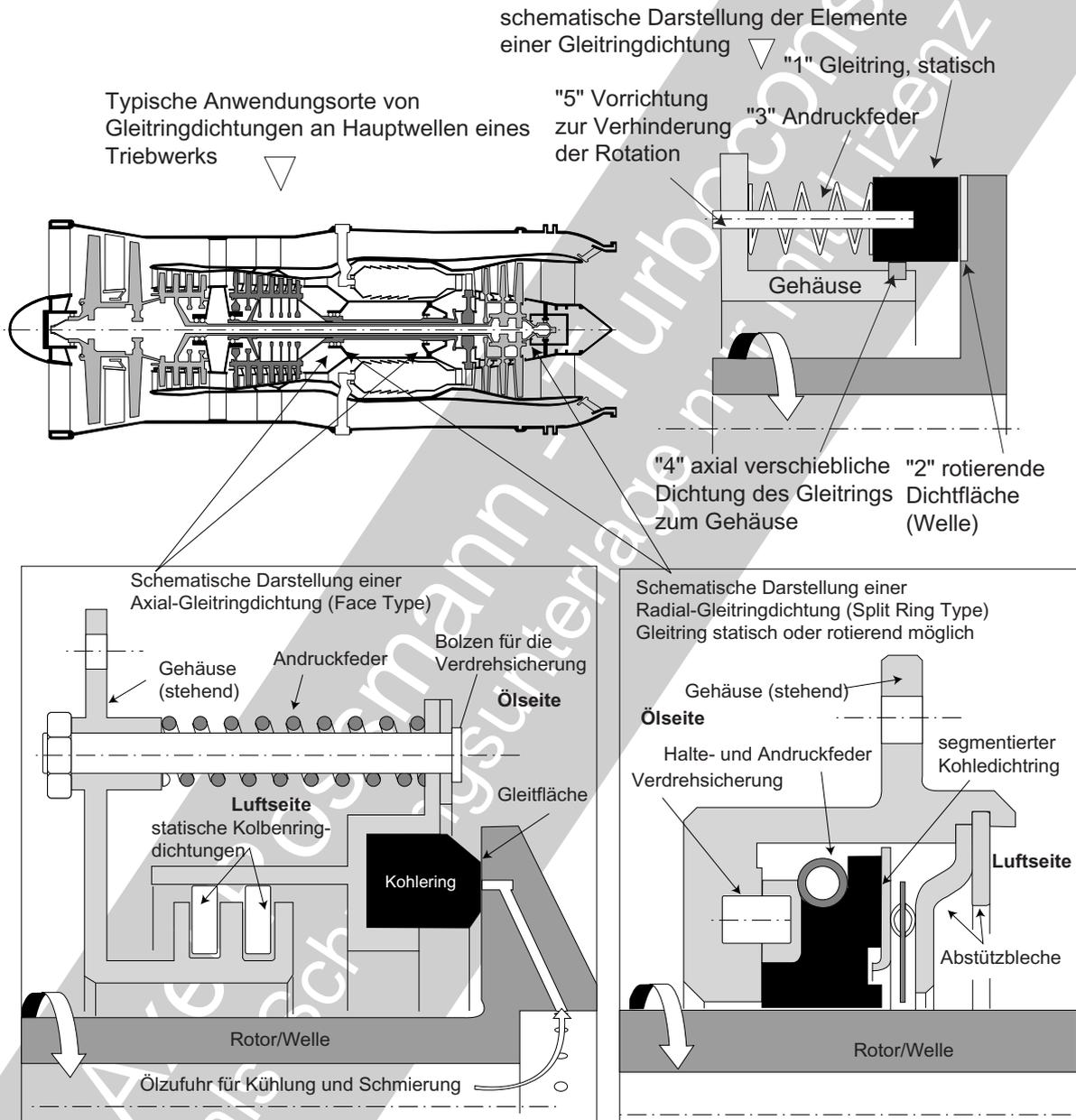


Bild 6.10.2.2-1

Bild 6.10.2.2-1 (Lit. 6.10.2.2-12, Lit. 6.10.2.2-13 und Lit. 6.10.2.2-14): **Gleitringdichtungen bestehen aus fünf typischen Elementen** (Skizze oben rechts). Diese können auf unterschiedliche Weise konstruktiv gestaltet sein. Jedes Element hat seine **spezifischen Probleme**. „1“ **Gleitring** als Teil des „Split Ring Type“ (Skizze rechts unten) kann je nach Ausführung rotieren oder stehen. Beim **‘Face Type’** steht

der Gleitring still (Skizze links unten). Sein Material ist gewöhnlich **‘weicher’**. Typisch sind **Grafit/Kohle-Mischungen**. Die Herstellung ist Pressen und/oder Formgebung einer Mischung mit Bindemittel. Vom Bindemittel und der **Porosität** hängt die Empfindlichkeit des Werkstoffs gegenüber Ölen ab. Reaktionen mit heißem synthetischen Öl dürfen nicht auftreten. Der **Öltyp** (Bild 6.10.1.2-12) ist auch noch in an-

derer Weise für das Betriebsverhalten der Dichtung entscheidend. Ist das Öl nicht ausreichend temperaturbeständig, kann eine **Verkokung im Dichtspalt** den Gleitring schädigen (Bild 7.1.2-4.1 und Bild 6.10.2.2-2).

Häufig ist der Kohle-Gleitring in einer tragenden, gewöhnlich metallischen Struktur gefasst. Das gewährleistet die mechanische Robustheit. Die Art der **Fügung**, eingepresst oder gebunden, beeinflusst die **Verzugsgefahr der Dichtfläche** und damit das Leckrisiko (Bild 6.10.2.2-2).

„2“ **Rotierende Dichtfläche (Welle)**: Sie besteht aus einem härteren Material als der Gleitring. Es handelt sich gewöhnlich um gehärtete Stähle. Auch Hartmetalle und Hartbeschichtungen wie Wolframkarbid kommen zum Einsatz. Die Auswahl richtet sich auch nach **Korrosionseinflüssen**. Der natürliche Verschleiß der Dichtfläche schafft frische reaktive Metalloberflächen und begünstigt so Korrosion. Das gilt auch, wenn der Verschleiß eher polierend ist oder als Reibverschleiß (fretting) an vibrierenden Kontakt-/Führungsflächen auftritt. Dabei ist auf mögliche berührende, **elementbildende Metalle** wie Kupfer, Messing, Nickel und Chrom zu achten. In einem solchen Fall besteht die Gefahr, dass die Co/Ni-Matrix einer WC-Schicht selektiv herausgefressen wird.

Das Material und die **Bindung** von Schichten oder aufgelöteten Gleitschuhen muss den zu erwartenden Heißlauf ertragen. Die **Wärmspannungen dürfen dabei nicht zu Rissbildung und/oder Ablösung** führen. Auch kraft- und/oder formschlüssig fixierte Keramikeinsätze müssen solche Bedingungen ertragen. Ein geeigneter Werkstoff ist reines oder infiltriertes **Siliziumkarbid** (SiC) in gesinterter oder reaktionsgesinterter Form.

Funktionswichtig ist die **Übertragung einer dünnen Kohle-Gleitschicht vom Grafit-Gleitschuh auf die rotierende Dichtfläche**. Damit ist eine **Notlaufeigenschaft** bei kurzzeitig ausgefallenem Ölfilm im Dichtspalt gegeben.

„3“ **Andrucksystem/-feder**: Die erforderliche Andruckkraft wird von einer mechanischen Feder und/oder vom Innendruck übernommen. Die Andruckkraft darf im Betrieb nicht zu hoch sein. Nur so kann sich ein ausreichend schmierender Dichtfilm bilden. Sie darf aber auch nicht zu niedrig sein und damit die Dichtwirkung gefährden. **Ablagerungen auf Zentrierfläche und Führungen des Gleitings oder Setzen der Federn** können die Anpresskraft absenken.

Das **Material der Andruckfeder** muss korrosiven Einflüssen standhalten. Dazu gehören **Zersetzungsprodukte** (Kapitel 7.1.2) und **Verunreinigungen des Öls** (Kapitel 7.1.3). Für Federn aus rostfreien Cr-Ni-Stählen sind Halogene (Chlor) besonders gefährlich. Sie können Kerben durch Lochfraß (engl. corrosion pittings) und/oder Risse als Folge von Spannungsrisskorrosion (engl. stress corrosion Band 1 Kapitel 5.6.3.1.1) erzeugen.

„4“ Die **Dichtung/Führung des Gleitings** dient dazu, ein Leck durch Umfließen des Gleitings zu verhindern. Je nach Betriebsbedingungen werden hierzu **O-Ringe oder Kolbenringe** (Kapitel 6.10.2.4 und Kapitel 6.10.2.5) verwendet. O-Ringe sind deutlich temperaturbegrenzt. Deshalb werden an Hauptlagern Kolbenringe verwendet. Diese müssen über lange Betriebszeiten ausreichende Gleiteigenschaften gewährleisten. Es darf nicht zum **Festsitzen** oder zu **Stick-Slip-Effekten** kommen. Dies setzt ein akzeptables Verschleißverhalten (Fretting) des Tribosystems voraus.

Schließt die Dichtfläche nicht, können Verunreinigungspartikel mit Lecköl zur Gleitfläche eindringen und unzulässigen Verschleiß erzeugen.

An **Elastomeren** in Gleitringdichtungen können alle werkstoffspezifischen Schädigungsmodi wie Quellen und Rissbildung auftreten (Bild 6.10.1.2-12).

„5“ **Verhinderung der Rotation des Gleitings**: Fest stehende Gleitringe müssen sicher an einer Rotation gehindert werden. Dies erfolgt formschlüssig. Üblich sind Haltenasen

oder Bolzen (*anti rotation pins*). An Auflage- bzw. Führungsflächen darf kein unzulässiger Schwingverschleiß auftreten. Sind die Sicherungen merklich dynamisch belastet (Biegung), ist bei der **Werkstoffwahl** neben statischer und dynamischer Festigkeit und Verschleißverhalten auch auf Korrosion (Kerbwirkung von Korrosionsnarben) zu achten.

Im Bereich der **Turbomaschinen-/Triebwerks-hauptlager** (Skizze oben links) findet man zur Abdichtung gegen Ölaustritt in erster Linie zwei Typen von **Gleitringsdichtungen**.

Axial-Gleitringsdichtung (engl. *mechanical seal face type*, Skizze oben links):

In Lagerkammern werden hauptsächlich **'gebaute' Axial-Gleit-Dichtungen** (Skizze unten links) eingesetzt. Für zerlegbare ist ein Wiedereinbau befundeter Elemente möglich. Das setzt eine intensive Inspektion auf Schäden und gegebenenfalls Reparaturen voraus.

Radial-Gleitringsdichtung (engl. *split ring type*, Skizze unten rechts):

Sie werden nur bei niedrigen Druckunterschieden im Bereich von Hauptlagern verwendet. Ihr **Gleitrings** ist **segmentiert**. Er wird von einer Umfangs-Spiralfeder radial an die Gleitfläche der Welle gedrückt. Typisch ist die Anwendung bei **großen Dichtdurchmessern** wie von Haupt- und Propellerwellen. Schmierung und Kühlung erfolgt über eine besondere Ölzufuhr. Anders als bei Labyrinth ist die bleibende **Dichtwirkung im Stillstand** ein wichtiges Auswahlkriterium.

Kassettendichtungen (engl. *cartridge seals*) dienen der Abdichtung von Wellen kleinen Durchmessers in Getrieben und Anbaugeräten. Ähnlich einem Radialdichttring befinden sich alle statischen Elemente („1“, „3“, „5“) in einem Metallgehäuse. Getauscht wird die ganze Dichtung. Eine Wiederverwendung ist gewöhnlich nicht vorgesehen.

Bild 6.10.2.2-2 (Lit. 6.10.2.2-2): Dieses Bild soll **Schädigungseinflüsse** bewusst machen und so Hilfestellung geben.

Tritt an einer Gleitringsdichtung ein Schaden oder Problem auf, kann das **Schadensbild** dem Fachmann wichtige **Hinweise auf ursächliche Einflüsse** geben. Für eine möglichst sichere Aussage sind gegebenenfalls die Befunde der betroffenen Dichtungselemente zu kombinieren. So können Verschleißspuren an Berührungsflächen der axialen Nachstellung mit Laufspur/Tragbild in Zusammenhang stehen (Bild 6.10.2.2-3).

Es folgt ein Überblick zur **Auswirkung typischer Einflüsse**:

Korrosion und andere **chemische Reaktionen**:

Es ist zu berücksichtigen, dass Verschleißvorgänge **frische reaktive Metalloberflächen** schaffen, die unerwartet korrosionsanfällig sind.

Ölverunreinigungen (Bild 7.1.3.1-2 und Bild 7.1.3.1-4) oder **Alterungsprodukte** (Bild 7.1.2-2.1 und Bild 7.1.3-3.1) können dabei **Dichtungselemente angreifen** (Bild 7.1.1-2 und Bild 7.1.1-4). Immer ist aber auch eine spezifische Empfindlichkeit des Materials notwendig. Das gilt beispielsweise für **Spannungsrissskorrosion** oder **Wasserstoffversprödung von Federn aus hochfesten Stählen** (Bild 6.2.1-1). Elementbildung tritt beim Kontakt unterschiedlicher Metalle in einem als Elektrolyt wirkenden Schmieröl auf. Dies entsteht durch ungeeignete Additive, Alterung oder Verunreinigungen (Bild 7.2-3 und Bild 7.2-4.1).

Harte thermische Spritzschichten und **Sinterschichten** auf der rotierenden Dichtfläche („2“) können von Korrosion geschädigt werden. Bei **Wolframcarbid (WC)** in einer Co-Ni-Matrix wird die Matrix selektiv **aufgelöst**. So kommt es zum **Ausbrechen** der harten WC Partikel. Als Folge ist eine **hohe Verschleißrate** zu erwarten.

Elastomere der statischen Abdichtung („4“, z.B. O-Ringe) des Gleitrings können auf unterschiedliche Weise geschädigt werden (Bild 6.10.1-4). Wird die Axialbewegung des Gleitrings behindert, entsteht ein Leck.

Schadensbilder an Gleitringdichtungen die auf Ursachen hinweisen.

"1" Kohle-Gleitring

Bewertbares Schadensbild (Bild 6.10.2.2-3):

- Abplatzungen am Außendurchmesser
- Abplatzungen am Innendurchmesser
- Spiralriefen
- Chemischer Angriff
- Gleitflächenschäden
- Auftrag an der Gleitfläche
- Koksbildung
- Glänzende, aufstehende Bereiche, Risse
- Ungewöhnlicher Verschleiß
- Verschleißprofil (konvex, konkav)
- Unebenheit

"2" rotierende Dichtfläche (Welle)

Bewertbares Schadensbild (Bild 6.10.2.2-3):

- Chemischer Angriff
- Risse und Brüche
- örtliche Überhitzung
- Abplatzen einer Beschichtung
- Verschleißspur Breite
- Unehmere Gleitfläche
- Verschleiß deformiert
- Ablagerungen, Schichten
- Ungewöhnlicher Verschleiß

"3" Andruckfeder

Bewertbares Schadensbild:

- Risse, Brüche
- Korrosion
- Zugesezt/Ablagerungen
- Verformt
- Ungenügende Vorspannung
- Verschleiß einer Anlagefläche
- Schaden an einem Metallbalg

"4" Dichtung des Gleitring zum Gehäuse

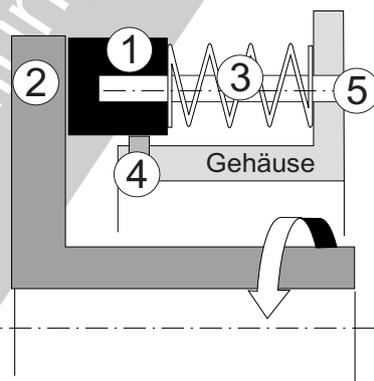
Bewertbares Schadensbild Elastomer/O-Ring (Bild 6.10.1.2-4):

- bleibend abgeflacht
- Schrumpfen, verhärtet, rissig
- mechanisch beschädigt
- gequollen

"5" Verdrehsicherung

Bewertbares Schadensbild:

- Risse, Bruch
- Verschleiß /Fretting
- Lockerung
- Lösen der 'Nasen'



Kolbenring (Bilder 6.10.2.5-2 bis -4)

- Verschleiß
- Ablagerung, Verkockung
- Blockieren, schwergängig
- Chemischer/korrosiver Angriff

Bild 6.10.2.2-2

Verschleiß kann in unterschiedlicher Art auftreten.

*- **Schwingverschleiß** (Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3) entsteht an Berührungsflächen der axialen Zustellung. Er kann sich mit Korrosionsvorgängen wechselseitig verstärken*

***Gleitverschleiß** an den Dichtflächen hat eine Ursache im **Trockenlauf** nach Zusammenbruch des Schmierfilms.*

*Ein weiteres Problem sind **abrasive Partikel/Ölverunreinigungen** oder*

*- ein ungeeignetes **Tribosystem** im Dichtspalt.*

- **Erosion** auf Flächen die von einem intensiven Ölstrom mit **harten Verunreinigungen** beaufschlagt werden.

Kavitation (Band 1 Kapitel 5.5.1.3) ist von den Strömungsbedingungen des Öls abhängig. Sie beeinflussen Druck, Temperatur und Geschwindigkeit. Auch Besonderheiten der Dichtflächen wie **Planizität** haben entscheidenden Einfluss. So kommt es zur Gas-/ Dampfblasenbildung im Dichtspalt mit Ausbrüchen und Abtrag auf den Gleitflächen.

Neuteilherstellung und Reparatur: In erster Linie sind die Dichtflächen des Gleittrings und der Welle von Abweichungen betroffen:

- **Planschlag/Verzug,**
- **Welligkeit,**
- **Topografie/Rauigkeit,**
- Ungenügende **Haftfestigkeit** einer Gleitschicht.
- Abweichungen des **Gleitringmaterials** (Kohle/Grafit): Porosität, unzureichende Bindung.
- Beim Kassettentyp besteht die Möglichkeit von SUPs (engl. suspect unapproved Parts, Lit. 6.10.2.2-16).

Montage- und Handlingprobleme: Bereits eine geeignete Lagerung muss den unbeschädigten Zustand der Dichtung gewährleisten. Das gilt besonders für den empfindlichen Kohledichtring. Typische einbaurelevante Probleme sind

- **Fluchtung** der Gleitflächen,
- **Beschädigung** der Gleitringkanten,
- Beeinträchtigung der **axialen Nachstellung,**
- ungeeigneter axialer **Anpressdruck,**
- **Verunreinigungen** (Staub, abrasive Partikel).

Betriebsbedingte mechanische Belastungen: Versagen Gleitringdichtungen, handelt es sich wahrscheinlich um einen Folgeschaden. Dabei ist zu überprüfen, ob ungewöhnliche mechanische/physikalische **Betriebsbedingungen** vorlagen:

- Heftige **Vibrationen** entstehen durch Unwuchten, Luftschwingungen (Lit. 6.10.2.2-17 und Lit.

6.10.2.2-19) bzw. Gasschwingungen, z.B. im Nachbrenner (engl. buzz, Lit. 6.10.2.2-18).

- Große axiale und radiale **Bewegungen der Wellen** als Folgen von Lagerspiel, Verdichterpumpen, Wärmedehnungen und Labyrinth-schäden (Bild 6.10.3.1.1-2 und Bild 6.10.3.1.1-3).

- Hohe **Drücke/Druckdifferenzen** (Bild 6.10.3.1.1-2).

- **Ölfeuer** (Kapitel 7.1.4, Lit. 6.10.2.2-17)

- **Druckstöße** (Verdichterpumpen, Lit. 6.10.2.2-18.).

Bild 6.10.3.4.2.2-3 (Lit. 6.10.2.2-5, Lit. 6.10.2.2-10 und Lit. 6.10.2.2-11): Die **Laufflächen einer Gleitringdichtung** können wichtige **Hinweise auf Probleme und Schadensursachen** geben. Die Bilder zeigen typische schematisierte Befunde für das Tribosystem Kohlegleitring-Stahllauftring. Die zugehörigen Ursachen und relevanten Einflüsse werden in Bild 6.10.2.2-2 näher beschrieben.

Typische **Merkmale im Tragbild** sind (siehe auch Bild 6.10.2.2-4):

rotierende Gleitfläche

- Intensität, Vorhandensein, Fehlen („d“),
- Breite („c“, „b“),
- radialer Versatz („f“, „g“),
- nur Teile einer Laufspur vorhanden („f“),
- Unterbrechungen und deren Verteilung („e“).

Laufbahnschäden der rotierenden Gleitfläche:

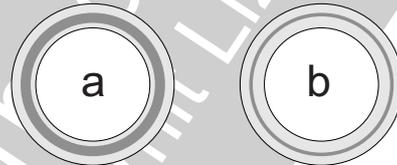
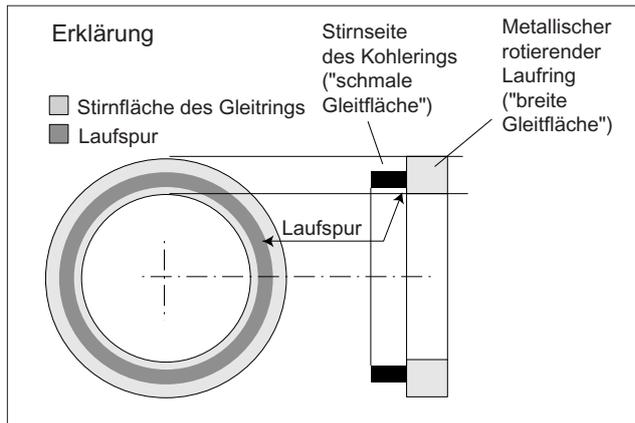
- Tiefgehender Verschleiß („k“, Bild 6.10.2.2-4),
- größere Ausbrüche einer Hartbeschichtung („i“, Bild 6.10.2.2-4),
- Ausbröckeln einer Hartbeschichtung („h“),
- Rissbildung („l“ und Bild 6.10.2.2-4),

Statische Gleitfläche (Kohlering)

- Ausbrüche an den Kanten („m“),
- Grübchen auf der Lauffläche („n“),
- Blasenbildung auf der Lauffläche („n“, Bild 6.10.2.2-5).

Besonderheiten und Schäden an Gleitringsdichtungen mit ursächlichen Einflüssen.

Die Tragbilder der Gleitflächen und Befunde an den Gleitpartnern können neben Problemen der Dichtung auch auf solche wie Wellenauslenkung, Fluchtfehler oder Verschmutzung hinweisen. Grundsätzlich gelten jedoch Angaben und Bewertungen in den zuständigen Handbüchern.

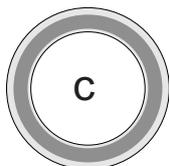


Erwünschtes Tragbild: Auf beiden Gleitflächen gleich. Konzentrisch zum inneren und äußeren Durchmesser.

Schmales Tragbild: Schmäler als die schmale Gleitfläche.

Ursachen: unzureichender Schmierfilm

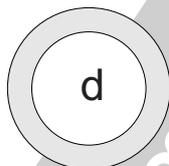
Einflüsse: Weist auf eine Deformation des Kohlerings hin.



Breites Tragbild: Breiter als die schmale Gleitfläche.

Ursachen: Spaltöffnung führte zu dickem Ölfilm.

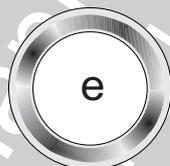
Einflüsse:
- Nicht fluchtende Wellen.
- Aufgestülpter Laufring
- große Wellenbewegung, z.B. durch Schwingungen.
- Stecken des Kohlerings (wird nicht nachgeführt)



Kein Tragbild:

Ursachen: Gleitflächen haben keine Relativbewegung

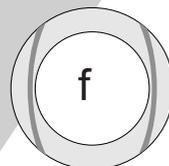
Einflüsse:
- Durchrutschen des Laufrings
- Montageproblem
- Berührung anderer Flächen



Breites Tragbild: Unterbrochenes Tragbild

Ursachen: Unterbrochene Berührung der Gleitflächen

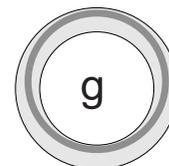
Einflüsse:
- Uebene Gleitflächen
- Verzug der statischen Gleitfläche z.B. Maßprobleme oder Montage (Verspannen)



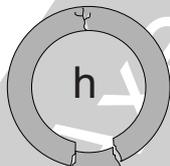
Ungleichmäßige Tragbilder:

Ausgeprägt unebenes Tragbild läuft an zwei Punkten aus der breiten Gleitfläche.

Ursache: In beiden Fällen Fluchtungsfehler der Welle



Außermittiges Tragbild innerhalb der breiten Gleitfläche.



Gerissene/ausgebrochene harte Gleitschicht auf der breiten Seite:

Ursachen:
- Thermoschock infolge kurzzeitiger Aufheizung
- Schlagbeanspruchung
- Verspannung

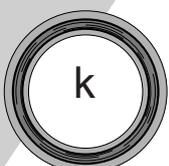
Einflüsse:
- Montage
- Trockenlauf



Abbröckelnde harte Gleitschicht auf der breiten Seite:

Ursachen:
- Schichtqualität
- Korrosiver Angriff der Haftfläche

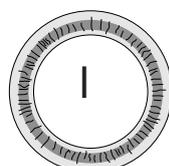
Einflüsse:
- Hohe Gleittemperatur
- Trockenlauf



Tiefgehender Verschleiß

Ursachen:
- Harte Partikel stecken im Kohlering und verschleifen den Laufring.
- Verunreinigungen im Öl (z.B. Strahlmittel, Staub Labyrinthtrieb, Späne)

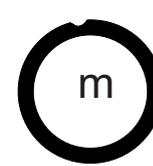
Einflüsse:
- Überholung
- Montage
- Schäden an anderen Komponenten im Ölsystem



Heißrisse in der Gleitschicht auf der breiten Seite:

Ursachen:
- Schnelle Aufheizung und/oder Abkühlung
- ungenügende Wärmeabfuhr
- Korrosiver Angriff der Haftfläche

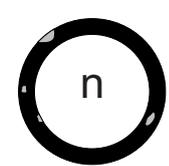
Einflüsse:
- Hohe Gleittemperatur
- Trockenlauf
- Dampfbildung



Ausbrüche auf der Kohleringseite

Ursachen:
- Abheben der Gleitflächen und Rückfedern, ausgelöst bei plötzlicher Dampf- / Kavitation im Gleitspalt

Einflüsse:
- zu hohe Betriebstemperatur
- Wasser und/oder gelöste Gase (Luft) im Öl



Am Kohlering Grübchen, Blasenbildung und, Korrosion

Ursachen:
- Ungeeignetes Material (Verwechslung? Boguspart?); Porosität, Binder

Einflüsse:
- Öländerung
- Ungeeignete Lagerung
- Ungeeignete Reinigung
- Hohe Betriebstemperatur

Bild 6.10.2.2-3

Typische Schädigungen der Gleitfläche des Laufrings
(harte Seite).

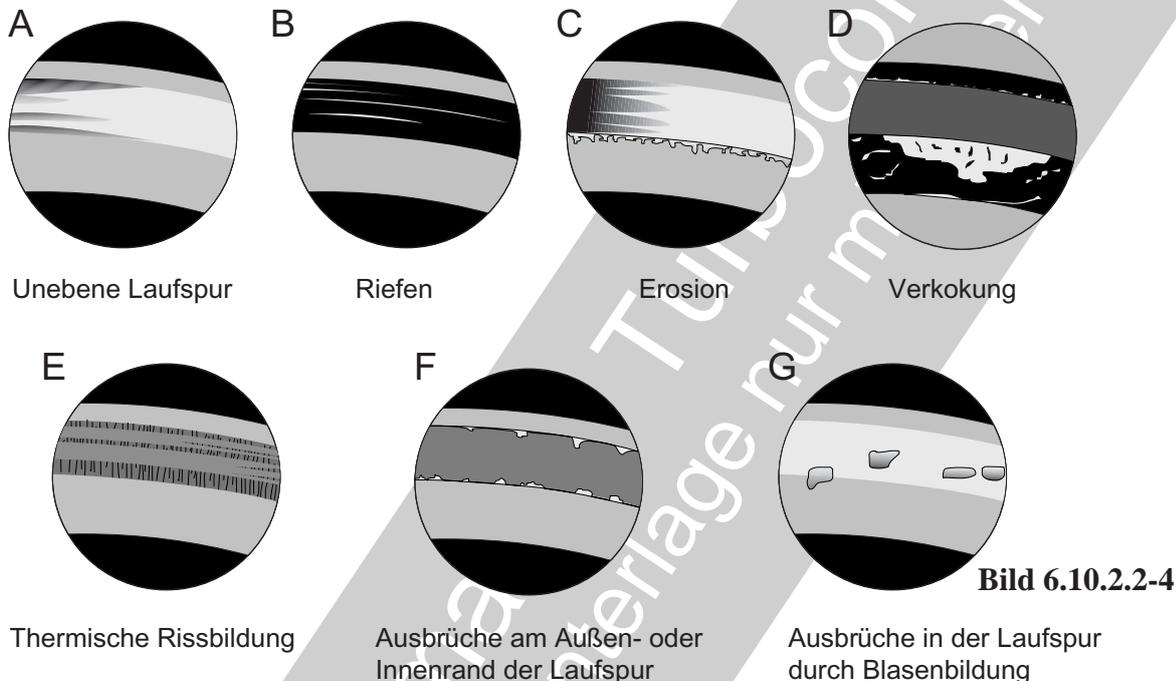


Bild 6.10.2.2-4 (Lit. 6.10.2.2-5): In diesem Bild wird versucht, **Details der Schadensbilder von Laufringspuren** (Bild 6.10.2.2-3) mit typischen Merkmalen schematisch darzustellen.

„A“ **Ungleichmäßige Laufspur**, mögliche Ursachen:

- **Verzug des Laufrings** durch zu hohe Füge-/Haltekräfte.
- **Verzug** als Folge fertigungsbedingter Eigenspannungen.
- **Ungenügende/unebene Auflage** der abstützenden Gleitringrückseite/-auflage.
- **Fluchtfehler** einer segmentierten Dichtung (Bild 6.10.2.2-1).
- **Einbaufehler.**
- **Qualitätsmängel.**

„B“ **Riefige Laufspur**, „C“ **Erosion**, mögliche Ursachen:

- **Verschmutzung** beim Einbau.
- **Abheben** der Gleitflächen durch

Vibrationen,

- kurzzeitiger trockener **Kontakt** (flashing),
- temperaturbedingter **Verzug**,
- zu hoher **Druck** im Dichtspalt.
- **Schmiermittelmangel** auf der Laufspur.

„D“ **Koksbildung**, mögliche Ursachen:

- Zu hohe **Betriebsbeanspruchung** (Temperatur, Druck, Umfangsgeschwindigkeit),
- **Verunreinigtes, gealtertes Öl**,
- unzureichende **Wärmeabfuhr**,
- **Verdampfung des Öls** im Dichtspalt.
- **Ungenügende Überwachung** der Betriebsdaten.

„E“ **Thermische Rissbildung**, mögliche Ursachen:

- Zu hohe **Betriebsbeanspruchung** (Temperatur, Druck, Umfangsgeschwindigkeit),
- **Schmiermittelmangel** auf der Laufspur, **Trockenlauf.**

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Gleitringdichtungen

- ungenügende Überwachung der **Betriebsdaten**.

„F“ Ausbrüche an den Rändern der Laufspur, mögliche Ursachen:

- Abheben der Gleitflächen,
- Betrieb im **Verdampfungsbereich**,
- **Vibrationen**,
- **Kavitation** (Bild 6.10.2.2-2),
- **Fertigung/Qualität**,
- Ungenügende **Einbaubedingungen**,
- zu hohe **Betriebsbelastung** (Druck, Temperatur, Umfangsgeschwindigkeit),
- **Schmiermittelmangel** auf der Laufspur.

„G“ Ausbrüche in der Laufspur, Blasenbildung (Blistering). Mögliche Ursachen:

- Ungeeignetes **Material/Tribosystem**.
 - Zu hohe **Betriebsbelastung** (Druck, Temperatur, Umfangsgeschwindigkeit).
 - Kurzzeitiger **Trockenlauf** (engl. *flashing*).
- Anmerkung: **Blistering** bei Kohledichtungen wird in Bild 6.10.2.2-5 behandelt. Es tritt im Kontakt mit Öl auf.

Bild 6.10.2.2-5 (Lit. 6.10.2.2-5 und Lit. 6.10.2.2-9): **Blasenbildung** (engl. *carbon blistering*) an Kohledichtungen zur **Ölabdichtung** ist offenbar die **wichtigste Ursache für Leckagen**.

Das Schadensbild sind **glänzende Bereiche**. Sie zeigen manchmal kleine radiale Risse und /oder Grübchen an aufgebrochenen Blasen (Detail unten rechts). Die Blasenbildung in der Lauffläche stört die für ausreichende Dichtwirkung benötigte Ebenheit der Gleitfläche. Man unterscheidet drei Ausprägungen:

Typ I: **glänzender Fleck**.

Typ II: glänzender Fleck von dem **radiale Mikrorisse** ausgehen.

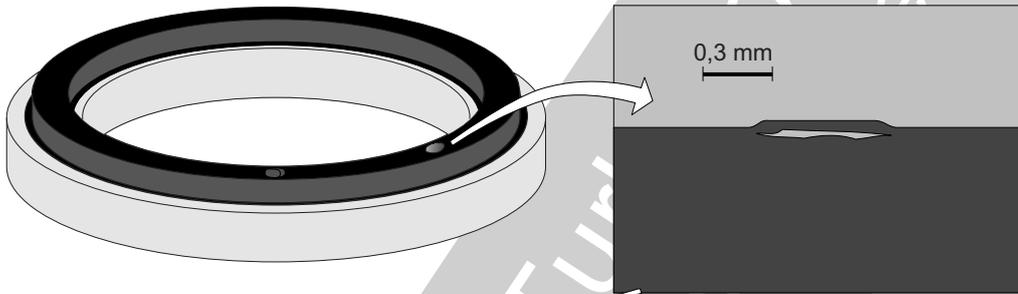
Typ III: Grübchenförmiger **Ausbruch** mit radialen Mikrorissen.

Entstehungsmechanismus der Blasenbildung (mittlerer Rahmen): Der Schaden entsteht bereits bei **wenigen schädigenden Zyklen**. Es handelt sich um einen **selbstverstärkenden, zyklischen Schädigungsmechanismus**. In der Anfangsphase (Typ I) erzeugt ein **Poliereffekt** die **glänzende Oberfläche**. Der hydrodynamische **Ölfilm** dringt zu den **oberflächennahen Poren im Kohlegleitring** („1“ und „2“). Bei einem schnellen **Temperaturanstieg** auf Grund hoher Öltemperatur oder Reibungswärme dehnt sich das Öl in den Poren aus („3“). Kann das Öl nicht schnell genug entweichen, wird eine kleine Zone **unter der Gleitfläche aufgesprengt** (Detail oben). Dabei wird der betroffene Oberflächenbereich (**„Deckel“**) geringfügig angehoben („4“). Schon im Bereich von zehnteiligen **schädigenden Temperaturwechseln** ist mit Blasenbildung zu rechnen. Sie sind offenbar entscheidend. Im Bereich der Blase verstärkt sich **Flächenpressung** und Reibungswärme. So entstehen **Wärmespannungen** und mechanische **Biegespannungen** im „Blasendeckel“. Weitere Belastungszyklen erzeugen Risse (Typ II), bis die Reibungskräfte den Blasendeckel abheben (Typ III, „5“).

Die Blasenbildung steigt

- deutlich mit dem abzudichtenden **Öldruck**, der den Druck in den Poren bestimmt und

Blasenbildung an Grafit- Gleitringsdichtungen
("Seal Carbon Blistering")



Blasenbildung im Querschnitt einer Gleitfläche aus Grafit.

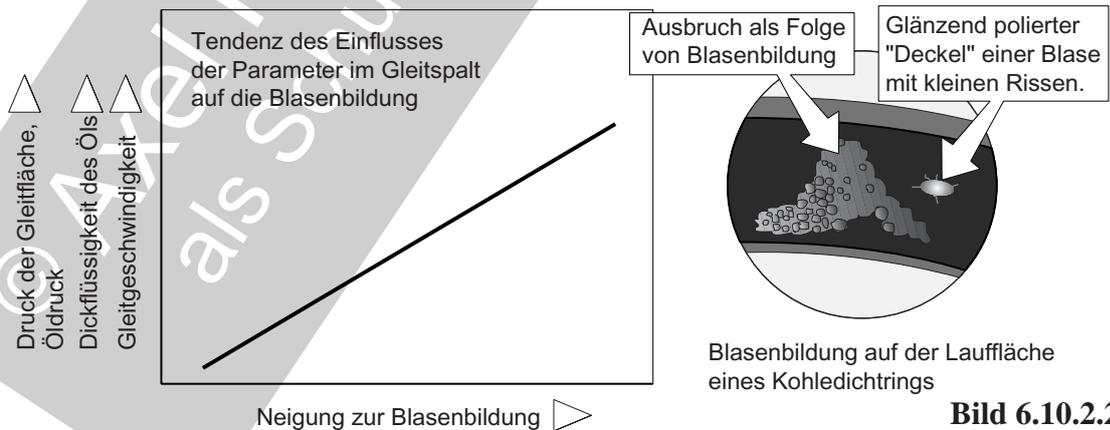
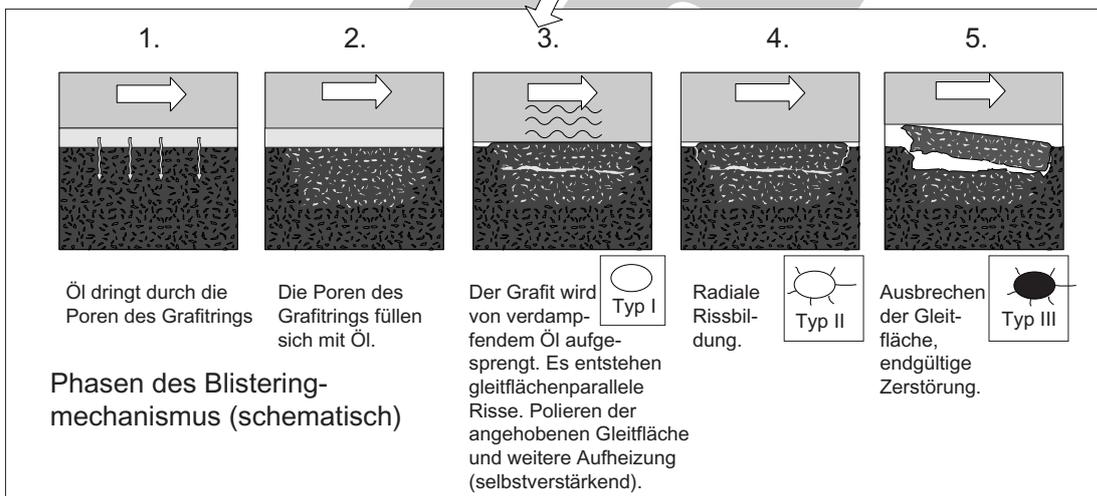


Bild 6.10.2.2-5

- merklich mit der **Ölviskosität**. Sie beeinflusst die Druckentlastung in den Poren.

- Weniger ausgeprägt wirkt sich die Gleitgeschwindigkeit aus.

Dieses Verhalten ist für alle drei wichtigen Parameter (Zyklen, Öldruck und Ölviskosität)

materialabhängig. Beispielsweise ist die schädigende Blasenbildung am Gleitring in einer **keramischen Gegenfläche** allgemein schwächer als in einer Stahlfläche.

Eine verschlissene Gleitringdichtung als Ursache für eine Notlandung.

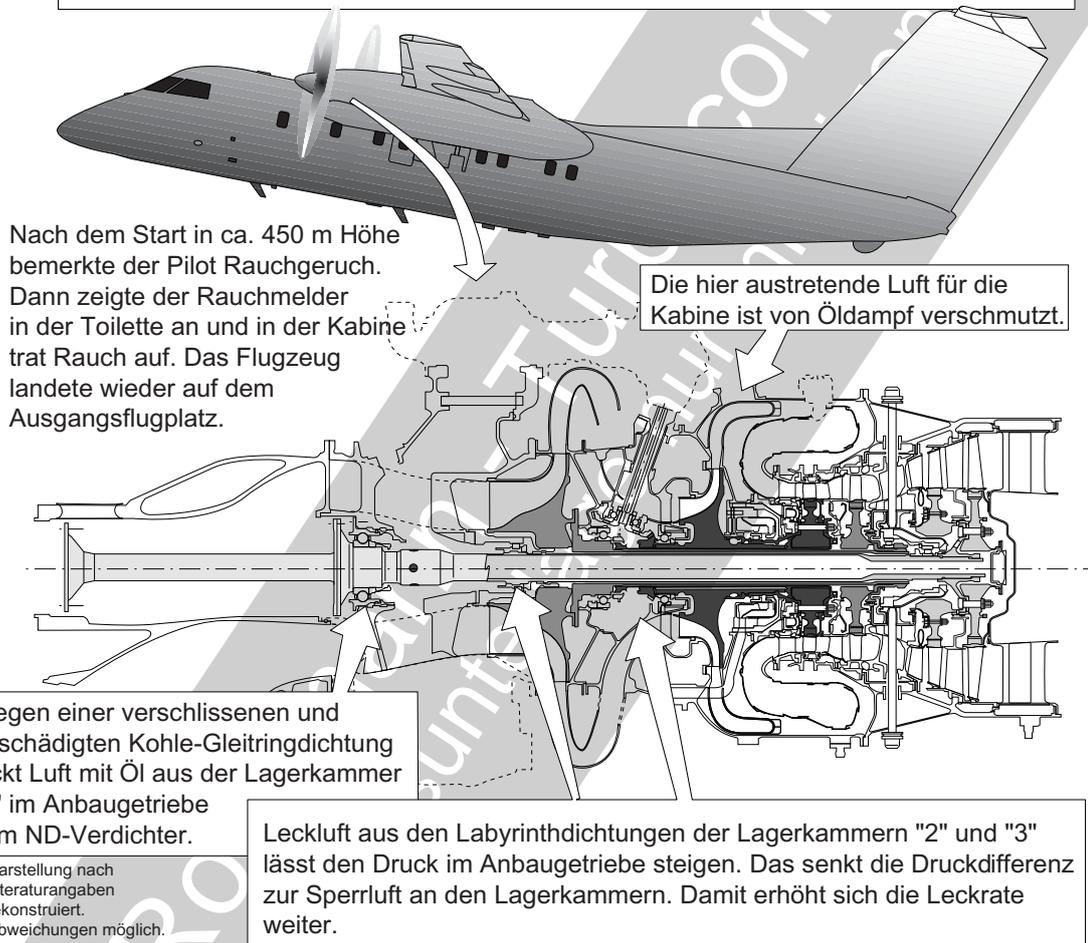


Bild 6.10.2.2-6

Bild 6.10.2.2-6 (Lit. 6.10.2.2-15): Nach der Landung wurden die Triebwerke vom Betreiber überprüft. Es zeigte sich, dass der **Rauch in der Kabine** aus dem linken Triebwerk stammte. Darauf wurde dieses für eine Untersuchung dem OEM überstellt. Folgender **Schadensablauf** ließ sich rekonstruieren:

Die Lagerkammern „2“ und „3“ haben **Labyrinthdichtungen**. Diese arbeiten funktionsbedingt mit einem Dichtspalt. Offensichtlich führte Leckluft zum **Druckanstieg im Gehäuse des Anbaugetriebes**. Das senkte die Druckdifferenz zur Sperrluft an den Lagerkammern (Lit. 6.10.2.2-17, Bild 7.1.4-1). So verschlechterte sich die Dichtwirkung der Labyrinthdich-

tungen weiter. Der hohe Druck im Anbaugetriebe ließ Öl durch eine **verschlissene und zerstörte Kohle-Gleitringdichtung** in Lagerkammer „1“ treten. Dies geriet in den **Ansaugbereich des Niederdruckverdichters**. Die hohe Betriebstemperatur der Komponenten verdampfte und zersetzte das Öl (Rauch). Die **Zapfluft für die Kabine** wird hinter dem Hochdruckverdichter abgenommen. Sie wurde entsprechend von Öl verunreinigt. Zur Ölverschmutzung hat offensichtlich auch die Schädigung einer statischen Dichtung zwischen zwei Gehäusen beigetragen. Sie ließ ebenfalls Öl in die Kabinenluft. Interessant ist, dass es sich um eine verbesserte **Dichtungs-**

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Gleitringsdichtungen

packung aus Fluorkohlenstoff (PTFE) handelte. Sie war erst vor kurzer Zeit auf Anweisung des OEM eingeführt worden.

*Um das Problem des Druckanstiegs im Gehäuse des Anbaugetriebes zu lösen, wird vom OEM ein **Entlüftungsrohr** vom Getriebe in das Abgasgehäuse konzipiert. Das verhindert einen zu hohen Druck im Gehäuse.*

Kommentar: *Aus der zitierten Literatur geht die Ursache für die Zerstörung der Kohle-Gleitringsdichtung nicht eindeutig hervor. Neben dem hohen **Dichtdruck** erscheint auch die hohe **Temperatur** des **Leckluftstroms** in das Getriebegehäuse als Ursache durchaus plausibel.*

Die Abhilfe mit einem Entlüftungsrohr zeigt, dass dieses Problem kein Einzelfall ist. Wahrscheinlich besteht es schon lange. Darauf weist die eigentliche Ursache, d.h. die Labyrinthdichtungen an den Lagerkammern (Bild 6.10.3.1.1-1) als Konstruktionsmerkmal, hin. Bei der Einführung der statischen Dichtungspackung aus PTFE scheint es sich um eine typische **Verschlimmbesserung** (Band 1 Kapitel 3.2.2) zu handeln. Hier stellt sich die Frage nach der **ausreichend betriebsnahen Erprobung**. Darüber hinaus dürfte eine Zersetzung von PTFE selbst zu einer bedenklichen Luftverschmutzung (Fluor) beitragen.

© Axel Schürmann - Turboconsult
als Schürmann-Unterlage nur mit Lizenz

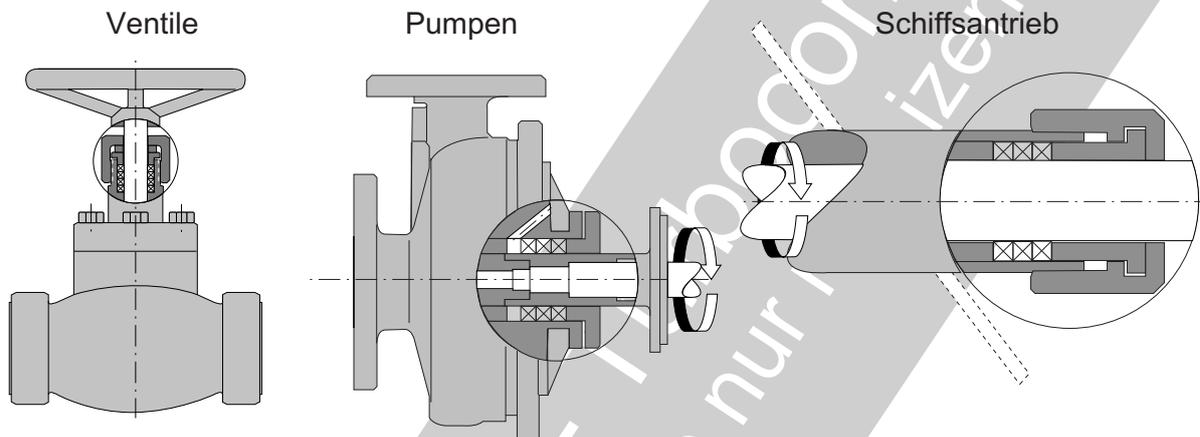
Literatur zu Kapitel 6.10.2.2

- 6.10.2.2-1** „Why Seals Fail“, TWI Press Inc.2000, www.Maintenanceresources.com, Seite 1-8.
- 6.10.2.2-2** „Troubleshooting pumps“, www.mcnallyinstitute.com, 2006, ca. 120 Seiten.
- 6.10.2.2-3** „End face mechanical seals“, en.wikipedia.org/wiki/Rotating_face_mechanical_seal, 2006, 5 Seiten.
- 6.10.2.2-4** „Mechanical seal, seal face, seal face material, Carbon in a Metal Holder“, Zeitschrift „Maintenance World“, www.maintenanceworld.com, 2004, 1 Seite.
- 6.10.2.2-5** „Troubleshooting Process (part 1 and 2)“, Zeitschrift „Maintenance World“, www.maintenanceworld.com, 2004, 9 Seiten.
- 6.10.2.2-6** Xu Hua, Zhu Jun, „Influence of the Mechanical Seals on the Dynamic Performance of Rotor-Bearing Systems“, Zeitschrift „Frontiers of Mechanical Engineering in China“, Volume 1, Number 1, Januar 2006, Seite 96 - 100.
- 6.10.2.2-7** A.L.King, B.S.Nau, H.S.Stephens, „Film Cavitation Observations in Face Seals“, Proceedings der „Fourth International Conference on Fluid Sealing“, Philadelphia,1969, Seite 190-198.
- 6.10.2.2-8** M.Pohl, „Kavitationserosion“, Zeitschrift „Praktische Metallografie“ 33 (1996) 4, Seite 168-186.
- 6.10.2.2-9** E.W.Strugala, „The Nature and Cause of Seal Carbon Blistering“, Zeitschrift „Journal of American Society of Lubrication Engineers“, September 1972, Seite 333-339.
- 6.10.2.2-10** „Identifying Your Mechanical Seal, Wear Patterns, Their Meanings & Suggested Solutions“, Fa. Ne Seal Industrial Products LTD., www.neseal.com, 2006, 8 Seiten.
- 6.10.2.2-11** W.Schmidthals, H.W.Seffler,„Schadensfälle - Analysen und Ursachen“, „Handbuch der Dichtungstechnik“, Kapitel 13.4, Expert Verlag, Seite 403-423.

- 6.10.2.2-12** V.P.Povinelli, Jr., „Current Seal Designs and Future Requirements for Turbine Engine Seals and Bearings“, Zeitschrift „Journal of Aircraft“, April 1975, Vol. 12, No. 4, Seite 266-273.
- 6.10.2.2-13** „JT8D Bearings & Seals“, 2001, www.boeing-727.com, Seite 1-4.
- 6.10.2.2-14** I.E.Traeger, „Aircraft Gas Turbine Engine Technology, Second Edition“, Verlag : Glencoe/McGraw-Hill 1994, ISBN 0-07-065158-2, Seite 278, 401, 562.
- 6.10.2.2-15** Australian Transport Safety Bureau (ATSB), Transport Safety Investigation Report, Aviation Occurrence Report - 200606215, „Smoke event - 19 October 2006, de Havilland Canada DHC-8-202“, Seite 1-3.
- 6.10.2.2-16** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 5“, 2008, ISBN 978-3-00-25780-3, Kapitel 20.2.1.
- 6.10.2.2-17** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 7.1.2 und Kapitel 7.2.3, Kapitel 9.2.
- 6.10.2.2-18** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 3“, 2000, ISBN 3-00-017733-7, Kapitel 11.2.1.2 und Kapitel 11.2.4.
- 6.10.2.2-19** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 4“, 2005, ISBN 3-00-017734-5, Kapitel 16.6.3.3.

6.10.2.3 Stopfbuchsen

Ein altes Dichtungsprinzip ist in manchen Fällen auch heute noch unersetzlich.



Stopfbuchsen, auch als **Packungen** bezeichnet, sind eine 'klassische' Dichtungstechnologie die sich als Maschinenelement besonders für die **Kolbenstangen** (Stangendichtung) von Dampfmaschinen anbot. Obwohl diese Anwendung entfiel und **Umweltauflagen** (prinzipbedingte Leckage und bedenkliche Faserwerkstoffe) den Einsatz einschränken, findet man Stopfbuchsen auch heute noch in vielen Maschinen. Die Dichtung bietet sich bei **hohen Temperaturen** an, die von Elastomeren nicht mehr beherrscht werden. Sie dienen sowohl der Abdichtung zylindrischer Flächen mit **axialen Bewegungen** (Spindelventile/Stellventile, Skizze links) als auch von Wellen (als **Wellendichtung**, z.B. für Schiffs-Propellerwellen) und Achsen. Darüber hinaus findet man sie in Kreiselpumpen ('Schlammumpen'), Kolbenpumpen, Mischern und Rührwerken (z.B. in der Papierindustrie). Die Funktion einer Stopfbuchse **erfordert eine Leckage**. Diese sorgt für geringe Reibung im Dichtspalt und damit wenig Wärme die von der kühlenden Leckflüssigkeit abgeführt wird. Die eigentliche Packung besteht aus einem **geflochtenen Faserstrang** mit quadratischem Querschnitt. Für diese **Packungsschnur** kommen anorganische Fasern (z.B. Graphitfasern), oder organische Fasern (z.B. aus Aramid, oder PTFE) zum Einsatz. Die Schnur ist mit einem anwendungsspezifischen **Schmiermittel infiltriert**. Sie wird spiralförmig um die Welle gelegt und axial von der sog. 'Brille' verdichtet. Angaben die für eine Auslegung ausreichen wird der Konstrukteur vergebens suchen. Hier muss er sich auf die Expertise des Herstellers/Lieferanten verlassen, die auch Berechnungssoftware anbieten. Dabei sind Besonderheiten wie eine partielle **Vorverdichtung** zu berücksichtigen. So bleibt dem Konstrukteur wie häufig die Ermittlung der auslegungsnotwendigen **Betriebsbedingungen** und die **Erprobung** in der Maschine.

Eine Rolle spielen:

- Daten zum **abdichtenden Medium**: pH-Wert, gegebenenfalls Anteile von Gas und Feststoffen und eine Neigung zum Auskristallisieren. **Brennbare/explosive Medien dürfen wegen der prinzipbedingten Undichtigkeit nicht mit Stopfbuchsen abgedichtet werden!**
- Gegebenenfalls (z.B. in der chemischen Industrie) **Rückführung** oder **Entsorgung umweltbedenklicher Leckflüssigkeit**.
- **Druckverläufe** und Druckspitzen.
- **Betriebstemperatur** die vom Medium, der Leckage, den abdichtenden Metallquerschnitten und der Reibungswärme bestimmt wird.
- **Gleitgeschwindigkeit**.

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Stopfbuchsen

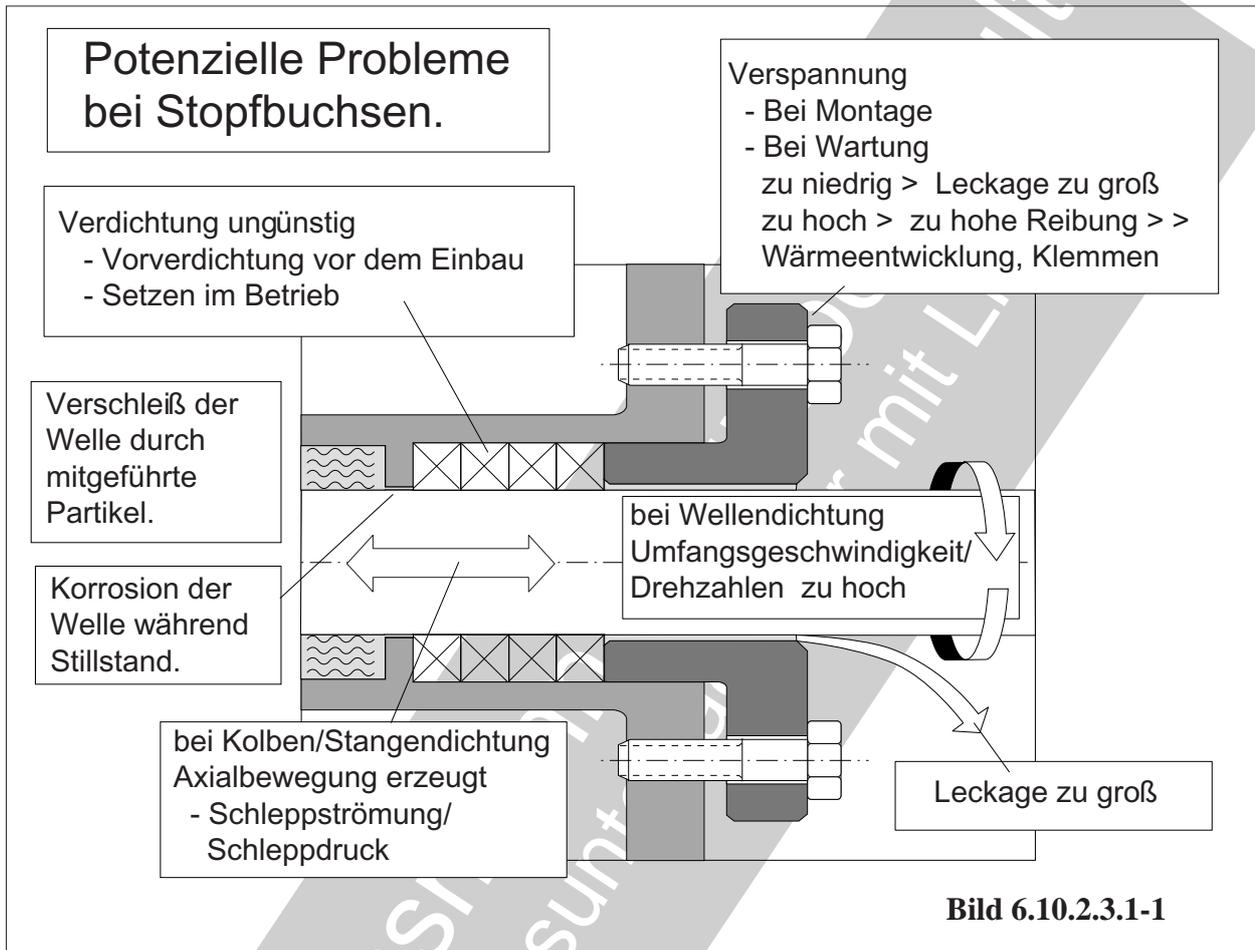


Bild 6.10.2.3-1 (Lit. 6.10.2.3-1): Stopfbuchsen-dichtungen haben auch Schwächen. Sie sind anwendungsspezifisch zu berücksichtigen.

- **Verschleiß der Welle:** Der Gleitkontakt zur Packung erfolgt unter **Mischreibung**. Wird von dem Medium **abrasives Material eingespült** und im weichen Packungsmaterial eingebettet, kann die Welle **abrasiv verschleifen**.

- **Korrosion** erfolgt besonders im **Stillstand**. Medienabhängig ist ein unempfindliches Wellenmaterial auszuwählen. Das gilt auch für Reparaturbeschichtungen. Eine **Elementbildung** (Band 1 Bild 5.6.1.1-3) ist unbedingt zu vermeiden. An frischen Verschleißflächen kann Korrosion die Schädigung beschleunigen.

- **Leckverluste** über das zur Packungsschmierung erforderliche Maß als Folge der **Pumpwirkung einer Schleppströmung durch Axialbewegungen** (Bild 6.10.2.4-1).

- **Überhitzung der Welle** durch zu hohe **Reibungswärme** (Umfangsgeschwindigkeit, An-

pressdruck) oder unzureichende Wärmeabfuhr (zu geringe Leckströmung). Ein richtiger Anpressdruck der Brille erfordert nicht zuletzt Erfahrung bei Montage und Wartung.

- **Ungeeignete Packung**, z.B. wegen **Logistikproblemen** beim Tausch kann das **Tribosystem** destabilisieren (Verschleiß, Leckage, Reibungskräfte, Erhitzung). Dabei ist neben dem Material auch auf eine gegebenenfalls notwendige **Vorverdichtung** zu achten. Diese Angaben sind geeignet zu **dokumentieren**, z.B. in **Anweisungen für die Wartung**.

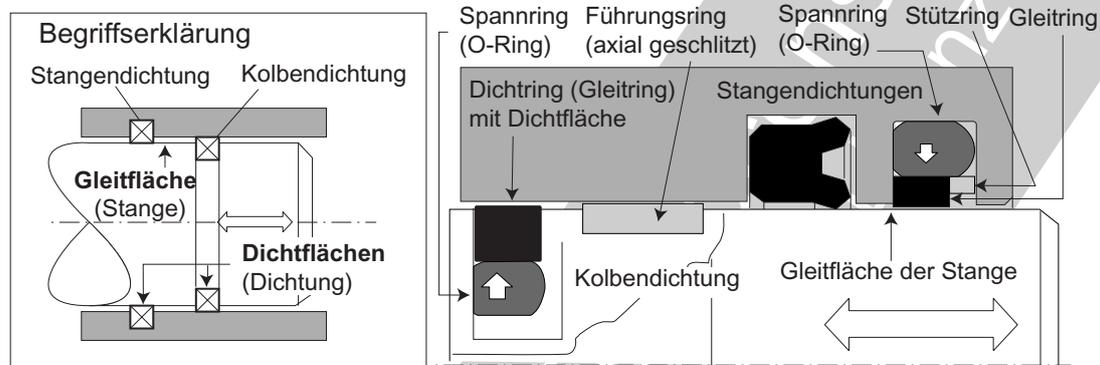
Literatur zu Kapitel 6.10.2.3

- 6.10.2.3-1** „Dichtungstechnik - Stopfbuchsenpackungen“ Angaben der Fa. Burgmann, 2006, <http://www.ugebauer.de/htm/dichtungstechnik/html>, Stand 2011, Seite 1-3.
- 6.10.2.3-2** „Stopfbuchse“ Wikipedia, <http://de.wikipedia.org/wiki/Stopfbuchse>, Stand 2011, Seite 1 und 2.
- 6.10.2.3-3** „Stopfbuchsen - Typische Einsatzgrenzen“, Angaben der Firma EKATO-ESD, <http://www.ekato.com/de/produkte/ekato-esd/fe/stopfbuchsen/>, /Stopfbuchse, Stand 2011, Seite 1 und 2.
- 6.10.2.3-4** W.Haas, „Grundlehrgang Dichtungstechnik“ Universität Stuttgart, <http://www.ima.uni-stuttgart.de>, Stand 2011, Seite 1 - 36.
- 6.10.2.3-5** G.Niemann, H.Winter, B.-R.Höhn, „Maschinenelemente Band 1“, 4. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2005, ISBN 3-540-25125-1, Seite 880-881.

Maschinenelemente:
Gleitende Dichtungen:
Stopfbuchsen

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

6.10.2.4 Elastomerdichtungen für Kolben und Stangen



Elastomerdichtungen für **axiale Bewegungen** lassen sich in Kolben- und Stangendichtungen unterscheiden (oben, Skizze links). Zusätzlich sind die in diesem Kapitel verwendeten **Begriffe** für **Gleit-** und **Dichtflächen** angegeben. Bei **Kolbendichtungen** sitzt die Dichtung in einer Nut und gleitet auf der Zylinderbohrung. Eine **Stangendichtung** ist in einer Nut in der Zylinderbohrung fixiert und gleitet auf der Kolbenstange. Kolben und Kolbenstangen dienen dem Druckaufbau in Pumpen/Kompressoren und/oder der Erzeugung von Axialkräften für Betätigungen, z.B. bei Baumaschinen. Es werden eine Vielzahl spezifisch den Betriebsbedingungen angepasste Dichtungstypen angeboten. Am häufigsten findet man sie in Hydraulik- und Pneumatiksystemen. Dieses Kapitel beschränkt sich auf Hydraulikanwendungen.

Die **Schadensbilder** abstrahieren Literaturangaben. Dabei kommt es in erster Linie darauf an, dem Konstrukteur durch den Gesamteindruck die **Ursache bewusst** zu machen. Hauptschadensmechanismen an Kolben- und Stangendichtungen sind

- **Abrasiver Verschleiß** (Bild 6.10.2.4-2) durch ungünstige Tribologie (Rauigkeit, nicht tragfähiger Schmierfilm/Trocken- und Mischreibung), verstärkt durch **Partikel** (Bild 6.10.2.4-2 „C“ und „D“) und **Fremdkörper** (Bild 6.10.2.4-2 „E“).
- **Strömungserosion** (Bild 6.10.2.4-4, „L“ bis „M“),
- **Schädigungen durch Luft** im Fluid/Öl als Folgen von
 - Luftblasenerosion** (Bild 6.10.2.4-2 „F“),
 - Blasenbildung im Elastomer** (Bild 6.10.2.4-3, „H“),
 - Aufsprengen** lagenverstärkter Dichtungen (Bild 6.10.2.4-2 „G“)
 - Kavitation** („L“, Bild 6.10.2.2-2, Kapitel 7.1.2.2 und Band 1 Kapitel 5.5.1.3) und
 - Dieseleffekt** (Bild 6.10.2.4-3, „K“).
- In der Auslegung nicht ausreichend berücksichtigter **Schleppdruck** (Bild 6.10.2.4-1, „F“ und „M“). Typische Folgen:
 - Spaltextrusion** (Bild 6.10.2.4-1 und Bild 6.10.2.4-6, „R“, „S“ und „T“).
 - Zerstörung** durch Rissbildung und Bruch (Bild, 6.10.2.4-6, „S“ und „T“).
- **Chemische Schädigungen** am nicht zum Fluid abgestimmtem Dichtungswerkstoff (Bild 6.10.1-12).
- **Thermische Schädigung** (Alterung/Versprödung, Rissbildung) durch zu hohe Anpressung der Dichtfläche infolge
 - Schleppdruck** (Bild 6.10.2.4-4),
 - Gough-Joule-Effekt** (Bild 6.10.2.1-5).

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Kolben-Stangendichtungen

den Druck auf ('**Axialschiebegleitlager**'). Man spricht auch von einer '**Viskositätspumpe**'. Weil die Axialbewegung gewöhnlich oszillierend ist, wird ein Teil des Öls bei der Rückbewegung wieder abgeführt. So kommt es zu einem eher verzögerten Druckaufbau vor der Dichtung. Er kann ein **Mehrfaches des Systemdrucks/Nenndrucks**) im relativ großen Raum vor der Dichtung erreichen. **Unter der Dichtlippe** ist auf Grund der Ausbildung des **Profils** (keilförmig, Detail oben rechts) ein weiterer Druckanstieg zu erkennen.

Werden diese Drücke an der Dichtung (Diagramm) vom Konstrukteur bei der **Auslegung** nicht in allen Konsequenzen berücksichtigt, besteht die Gefahr für mehrere **Schadensmechanismen**.

Überlastung bis zur Zerstörung der Dichtung durch Axialkräfte aus Flächen- und Druckdifferenz. Typisch ist eine **Spaltextrusion** bei der Teile der Dichtlippe (Bild 6.10.2.4-6) bzw. des Dichtbereichs (O-Ringe, Bild 6.10.1.2-6) in den Dichtspalt treten. Der Anstieg des Anpressdrucks auf die Dichtlippe führt hier zu entsprechend hohen Reibkräften. Sie stehen gegebenenfalls im Zusammenhang mit einer **Unterbrechung des Schmierfilms**. Die Folge ist erhöhter **Verschleiß** und **Energieaufwand** für die Betätigung. Die Folge bei **Pumpen** ist eine höhere **Antriebsleistung** und kleinere **nutzbare Kräfte** von Hydraulikkolben. Der hohe Flüssigkeitsdruck auf den Dichtring unterstützt die **Diffusion gelöster Luft mit Blasenbildung im Polymer** (Bild 6.10.2.4-3 „H“).

Um einen gefährlich hohen Druck vor der Dichtung zu vermeiden, wird ein Druckabbau über **Entlastungskanäle** in der Zylinderwand erreicht. Dazu eignet sich eine Spiralnut mit deutlich (ca. 3 x) größerem Querschnitt als die Ringfläche des Führungsspalts.

Ein weiteres Problem ist das erhöhte Risiko eines zerstörend starken **Dieseleffekts** (Bild 6.10.2.4-3). Es kommt zu **Überhitzungen mit Versprödung und Rissbildung** (Rahmen unten).

Die Wahrscheinlichkeit von Schäden durch **Strömungserosion** (Bild 6.10.2.4-4) steigt mit dem Druck ebenfalls. Beim **Druckabbau in der Strömung nach der Dichtung** kann es durch **Luftbläschen** die sich aus der gelösten Luft bildeten zu **Erosion** sowohl am **Polymerwerkstoff** der Dichtung selbst als auch an **metallischen Oberflächen** (Gleitflächen, Bild 6.10.2.4-2 „F“) kommen.

Bild 6.10.2.4-2, Bild 6.10.2.4-3, Bild 6.10.2.4-4, Bild 6.10.2.4-5 und Bild 6.10.2.4-6 (Lit. 6.10.2.4-1 und Lit. 6.10.2.4-7): Verschleiß wird in Hydraulikdichtungen auf unterschiedliche Mechanismen zurückgeführt. Sie **an makroskopischen Schadensbildern zu identifizieren** erfordert Fachwissen und Erfahrung. Die abstrahierten Darstellungen beschränken sich auf charakteristische Besonderheiten ohne den Anspruch auf Detailtreue.

Ein gewisser **Verschleiß** ist an den Lippen von Dichtungen **unvermeidlich**. Er muss über die **Auslegungslebensdauer** akzeptabel bleiben. Hier ist anwendungsspezifische Erfahrung notwendig. Man denke nur an den Einfluss der **Wartungshäufigkeit**. Eine befriedigende **Verschleiß/Lebensdauerberechnung** ist bei dem **komplexen Tribosystem** (Band 1 Bild 5.9.1-1) das im **Mischreibungsbereich** arbeitet kaum zu erwarten. Neben normalem reibungsbedingtem Verschleiß sind weitere Mechanismen einzubeziehen:

- **Fressen** (Band 1 Kapitel 5.9.2).
- **Ermüdung** (Bild 6.3.1.1-6).
- **Korrosion** (Band 1 Bild 5.6.1-2 und Bild 5.6.1-3).
- **Abrasion durch Schädigungsprodukte und Fremdpartikel**.

Erschwerend ist, wenn diese **Einflüsse interagieren** womit zu rechnen ist. Ohne produkt-spezifische **Erfahrung**, gepaart mit betriebsrelevanter **Erprobung/Nachweisen** wird es also kaum gehen.

Abrasionsverschleiß (Abriebverschleiß, „A“ und „B“): Ist die **Gleitfläche** (Begriffsbestim-

Fortsetzung Seite 6.10.2.4-5

Schäden an hydraulischen Kolben- und Stangendichtungen.

Bildern Lit. Lit. 6.10.2.3.2-7 nachempfunden.

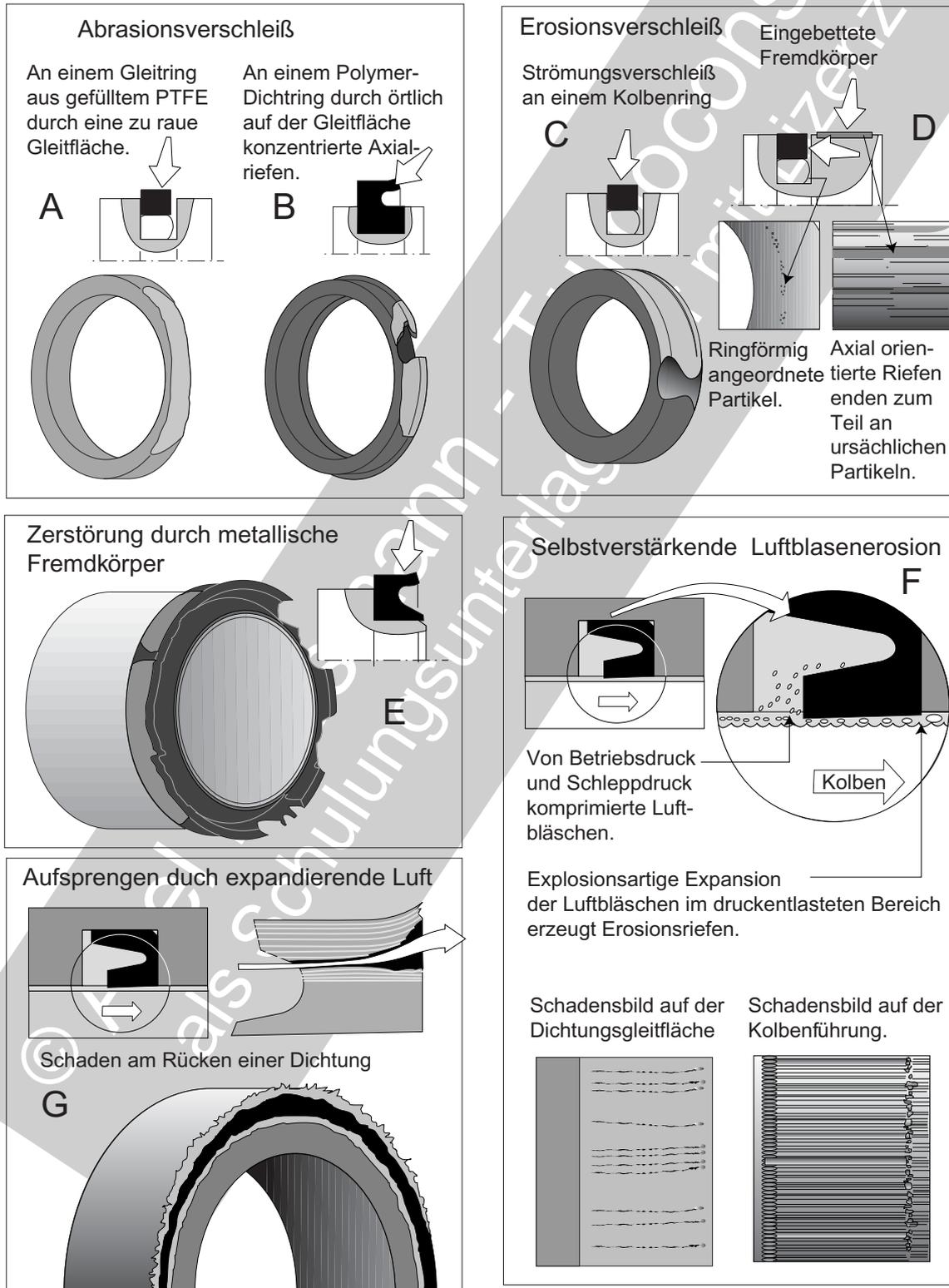


Bild 6.10.2.4-2

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Kolben-Stangendichtungen

Fortsetzung von Seite 6.10.2.4-3

mung Seite 6.10.2.4-1) nicht ausreichend glatt (poliert), lässt sich diese Verschleißform in erster Linie auf die **Rauigkeit** (Topografie) zurückführen. Damit ist im Falle eines Schadens das **gesamte Tribosystem** (Band 1 Bild 5.9.1-1) zu betrachten und nicht nur die offensichtlich geschädigte Komponente.

Gewöhnlich ist die Dichtfläche bei **fertigungs-erzeugten** Rauigkeiten der Gleitfläche auf dem gesamten Umfang gleichmäßig von Verschleiß betroffen. Befindet sich jedoch die schädigende Rauigkeit wie Riefen durch **Montage/Hand-ling** nur in einem begrenzten Umfangsbereich, kommt es zur örtlichen **Dichtungsschädigung**. Sie **beschleunigt** sich deutlich, wenn verschleißbedingt ein **Leck** entsteht, in dem das durchschießende Fluid **Strömungserosion** (Bild 6.10.2.4-4 „L“ und „N“) hervorruft. Einen ähnlichen Effekt haben vom Fluid transportierte **harte Partikel** wie Rost, Abrieb im System, Ermüdungsausbrüche oder eingedrun- gener **Schmutz**. Bei jedem Hub ist damit zu rechnen, dass ein Teilchen $>10 \mu\text{m}$ je cm^2 überstrichener Fläche unter der Abstreiflippe in das System gelangt. Hiervon ist besonders die Mobilhydraulik (z.B. an Baumaschinen) bei **ungenügenden Abstreifern** betroffen. Beschä- digte Abstreifer lassen sogar Sand in das Fluid treten. Eine Abhilfe ist neben der **Beseiti- gung der Partikelquellen** ein ausreichend **fei- ner Filter**.

Größere Fremdkörper („E“ und „D“) sind meist metallischer Natur. Am häufigsten sind **Bearbeitungsspäne**. Ein Zeichen unzureichen- der Reinigung im Herstellungsprozess. Bei **Montage** oder **Ölwechsel** können ebenfalls größere Partikel in das System gelangen.

Typisches **Schadensbild** sind dann gröbere axi- al verlaufende **Abrasions-** und **Fressriefen** auf der Gleitfläche der Stange. Zusätzlich sind Pumpen und Ventile gefährdet. Ein solcher Schaden kann im vergleichbar harten metalli- schen **Stangenmaterial sehr viel gravierender** als an der Polymer-Dichtungsfläche sein. Dies ist dann der Fall, wenn **harte Fremdpartikel in den weichen Kunststoff eingebettet** wurden ohne hier Verschleiß anzurichten. Sie wirken

dann bei der oszillierenden Gleitbewegung wie ein Zerspanungswerkzeug an der metallischen Gegenfläche/Gleitfläche. Schäden entstehen auch wenn das Hartgewebe eines „**Führungs- bands**“ Partikel nicht genügend einlagern kann.

Schäden durch Luft im Öl („G“ und „F“): Zu unterscheiden ist zwischen **gelöster** und **un- gelöster Luft** in Form von **Luftbläschen** (Bild 6.11.1.2-7 und Kapitel 7.1.2.1). Im gelösten Zustand werden die Eigenschaften des Fluids wie Viskosität und Kompressibilität nicht be- einflusst. Schädigend sind Luftbläschen die sich meist unter begünstigenden Betriebsbeding- ungen (überschreiten der Luftsättigung des Fluids) aus gelöster Luft bilden. Dieser Vor- gang wird bei **Abfall des Flüssigkeitsdrucks** ausgelöst und erhöht die Kompressibilität des Fluids signifikant.

In den Dichtspalt von der Leckströmung mit- gerissene **Luftbläschen expandieren**. Das geschieht insbesondere bei erhöhter **Rauigkeit der Spaltoberflächen** im Druckabfall auf der ‘Austrittsseite’ („F“, Detail) explosionsartig. **Die dabei aus dem Spalt ‘geschossene’ Flüs- sigkeit** wirkt äußerst erosiv auf die Dichtung (Dichtfläche) und die metallische Gleitfläche bzw. integrierte Führungsringe. Es kommt zu **axial orientierten riefenähnlichen Erosions- spuren** die mit einer mikroskopischen Unter- suchung (REM, Band 1 Bild 2.2.2.4-3) von me- chanisch abrasiven Spuren unterscheidbar sein müssten. Der Vorgang wirkt auf Grund der **Düsenwirkung der Erosionsspuren als Strö- mungserosion selbstbeschleunigend** (Bild 6.10.2.4-4). Dabei werden auch **Dichtungs- austrittsseite und -rücken** in Mitleidenschaft gezogen. Besonders gefährlich ist ein **Fluid- strahl aus einer Öffnung** wie eine Bohrung oder Spalt der auf eine Dichtung trifft.

Kann die Luft von der Druckseite zwischen et- was weniger dichten **Faser-Verstärkungslagen** zur Niederdruckseite dringen, besteht die Ge- fahr für Ablösen (‘Schusskanal’) und Aufreißen (‘Expansionstrichter’) in Umfangsrichtung („G“). In diesem Fall ist nur eine Herabset- zung des Luftanteils für eine Abhilfe geeignet.

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Kolben-Stangendichtungen

Luft unter ausreichend hohem Druck ist in der Lage, auch **in homogene Elastomere zu diffundieren**. Unter der Oberfläche kommt es zu Ansammlungen, die sich bei äußerer Druckentlastung (z.B. Ausbau) als **Blasen an der Dichtungsoberfläche** zeigen („H“). Parallel dazu wird eine deutliche **Volumenvergrößerung** und ein **Härteabfall** des Polymers beobachtet. Im dargestellten Fall wirkte ein Druck von ca. 400 bar über längere Zeit auf die kaum bewegte Kolbendichtung (Lit. 6.10.2.4-7).

Luftblasen machen das **Fluid merklich elastisch kompressibel**. Diese Federwirkung begünstigt von einer Komponente des Systems angeregte **Druckschwingungen**. Dazu zählen auch die Dichtungen selbst. Unter den Druckschwingungen kann sich die **Lebensdauer der Dichtung deutlich verkürzen**.

Sowohl Druckschwingungen als auch Druckstöße im Fluid übertragen durch **Kompression** auf Luftbläschen **Energie in Form von Wärme** („I“ mit Diagramm). Je nach Blasengröße, Kompressionsdruck und Verdichtungsgeschwindigkeit entstehen **sehr hohe Temperaturen**.

Im Extremfall kommt es zum besonders schädigenden **‘Dieseleffekt’** („K“ und Kapitel 7.1.2.1). Druckspitzen mit einem Mehrfachen des Betriebsdrucks erzeugen Kompressionstemperaturen (Diagramm in „K“) die **in der Lage sind das Fluidampf-Luftgemisch zu zünden**. **Polymerdichtungen** in der Nähe werden davon **thermisch zerstört** (Brandstellen, Zersetzung, Mikrorissbildung). Eine Identifikation im Rahmen einer Schadenuntersuchung dürfte somit **mikroskopisch (REM) nachweisbar** sein. Die Druckspitzen sind sogar in der Lage **metallische Systemkomponenten plastisch zu verformen**. Dafür sind unter Betriebsdruck bewegte Zylinder besonders anfällig.

Für einen **schadensfreien Betrieb** ist also ein **möglichst geringer Luftanteil im Fluid** von größter Bedeutung.

Dabei ist zu berücksichtigen, dass unter Umgebungsdruck bei Luftzutritt immer mit 9 Vol. % LÖuft im Öl zu rechnen ist.

Das erreicht man mit folgenden **Maßnahmen**:

- **Besondere Aufmerksamkeit** gilt geeigneter **Anordnung und konstruktiver Gestaltung der Systemkomponenten**, um möglichst wenig Luft in das System zu bringen.

- **Entlüftung** vor der Inbetriebnahme nach jeder **Reparatur und Montage**. Luft, die sich vor Dichtungen ansammelt, darf bei Druckabfall keinen **Flüssigkeitsstrahl mit Strömungserosion** („L“) erzeugen.

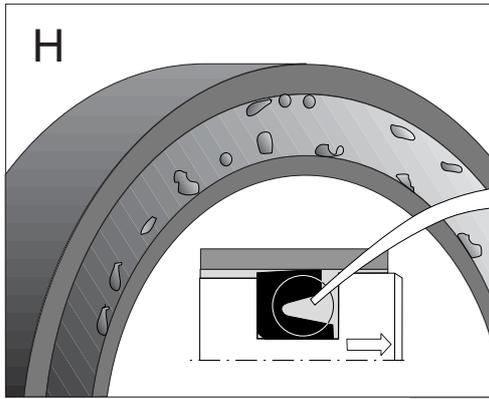
Merksatz: Das **Auswechseln einer beschädigten Dichtung ist keine nachhaltige Abhilfe!** Für eine Schadensklärung als Voraussetzung gezielter, erfolgversprechender Abhilfen müssen die Schadensteile, insbesondere die betroffene **Dichtung sichergestellt** werden. In die Ursachenklärung sollte der **fachkundige Hersteller einbezogen** werden.

Auch im Fluid **gelöste Luft** kann schadenswirksam werden, wenn daraus **Luftblasen** entstehen. Dies ist bei örtlichen **Druckabsenkungen** („L“) der Fall. Sie ermöglichen die sog. **Pseudoavitation** (Luftausscheidung, Bild 6.11.1.2-7, Bild 6.11.1.2-8 und Band 1 Kapitel 5.5.1.3.1). Sie unterscheidet sich von Kavitation durch eine **adiabatische Kompression** der Luft-/Gasblasen statt der Bildung eines (Flüssigkeitsstachels) bei Dampfblasen (Band 1 Kapitel 5.5.1.3). Bedingungen für Luftblasen bestehen ähnlich der Dampfblasenbildung bei Kavitation beispielsweise im Saugbereich von Pumpen und Änderungen des Strömungsquerschnitts z.B. hinter der Drossel eines Ventilkolbens (z.B. hinter der Drossel eines Ventilkolbens) mit hoher Strömungsgeschwindigkeit. Dabei kann das Fluid der Wandung nicht mehr folgen („L“). Die hohe **Strömungsgeschwindigkeit** im Spalt ist in der Lage (Bernoulli, Venturieffekt) den Druck bis zum Unterdruck abzusenken (Diagramm in „L“). Die gelöste Luft kann dann nicht mehr gehalten werden und sammelt sich in Bläschen. Sie implodieren in Systemzonen mit erhöhtem Druck. Es entstehen einer **Strömungserosion** („C“, „D“ und „F“) **vergleichbare Schäden**

Fortsetzung Seite 6.10.2.4-8

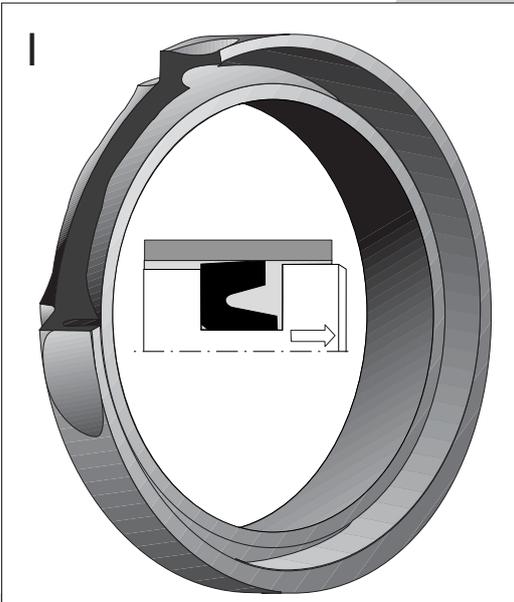
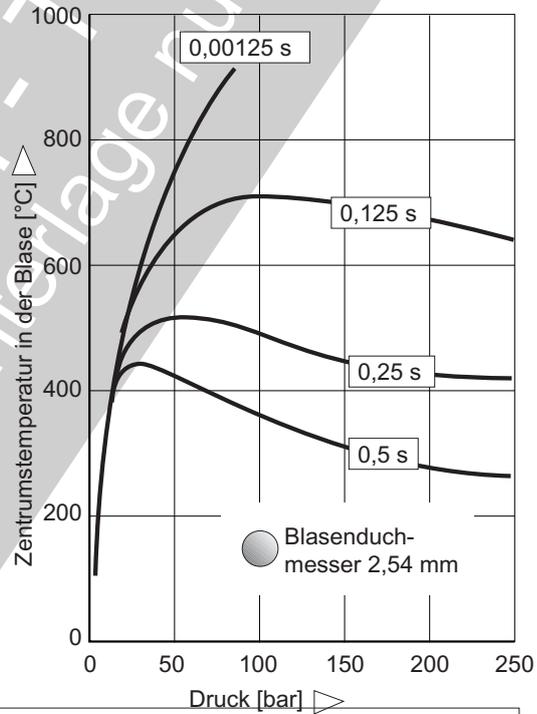
Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Kolben-Stangendichtungen

Schädigungen von Kolben- und Stangendichtungen durch Luft /-bläschen im Fluid.



Blasenbildung aus eindiffundierter Luft im homogenen Elastomer einer Kolbendichtung.

Temperatur in Luftblasen in Abhängigkeit von der Verdichtungszeit ▽



K Schäden an einer Kolbendichtung und Führung als Folge des 'Diseleffekts'.

Beobachteter Druckverlauf bei Diseleffekt (nach Lohrenz).

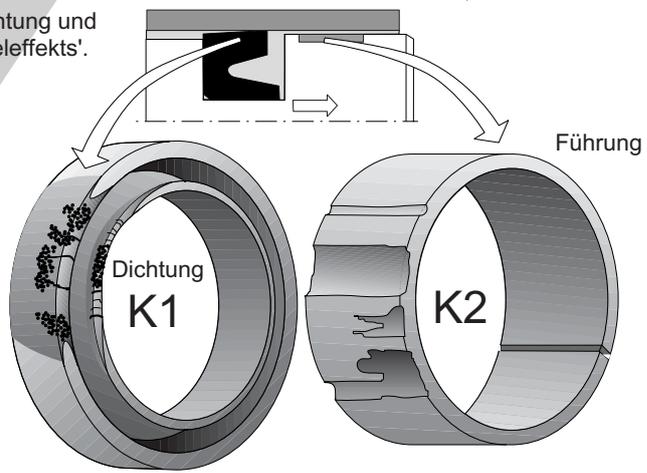
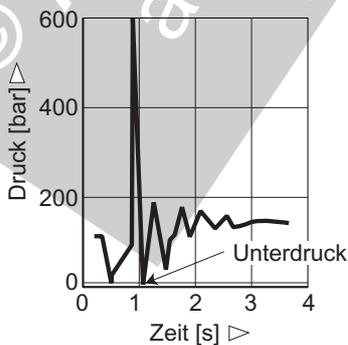


Bild 6.10.2.4-3

Fortsetzung von Seite 6.10.2.4-6

(**Luftblasenkavitation = Pseudokavitation**, Band 1 Kapitel 5.5.1.3.1) an Polymer- und Metallwerkstoffen. Auch **Wasser im Fluid** kann in einer Art 'Kochen' schädigende Dampfbläschen bilden (**Dampfkavitation = Kavitation**, Bild 6.11.1.1-4 und Band 1 Bild 5.5.1.3-1). Hat ein Fluid einen ausreichend niedrigen Dampfdruck ist eine Kavitation durch Dampfbildung des Fluids selbst nicht möglich. Das gilt gewöhnlich für Hydrauliköle. Ist jedoch **Wasser das Fluid (Druckwasserhydraulik)** besteht die Gefahr der Verdampfung ('Kochen') mit hohem Schadenspotenzial.

Die Führung einer Stange oder eines Kolbens lässt sich als **Gleitlager für die Axialbewegung** betrachten. Vergleichbar dem Schmieröl in einem Radialgleitlager (Kapitel 6.3.2) wird das Fluid auf Grund von Viskosität und Reibung in den Schmierspalt gefördert. Hier baut sich ein hoher tragender Druck (**Schleppdruck**) auf. Der Effekt ist umso größer je enger der Spalt. Dies ist ein Dilemma. Ein größerer Spalt senkt die Kräfte auf Kosten der Führungsgenauigkeit ab. Hinter der Spaltverengung tritt das Öl wieder aus. Man spricht von der Funktion einer '**Viskositätspumpe**'. Die Axialströmung im Schiebgleitlager wird als '**Schleppströmung**' bezeichnet (Bild 6.10.2.4-1). Sie fördert Öl in Bewegungsrichtung, wobei sich vergleichbar einem Gleitlager im Spalt ein hoher Druck aufbaut. Die Rückbewegung ist nicht in der Lage, das gesamte geförderte Öl zurückzutransportieren. Das Öl wird so hinter der Führung von einer Dichtung angesammelt. Es kommt hier bei der oszillierenden Axialbewegung zu einem **Pump-effekt**. Der Druck steigt auf diese Weise relativ langsam („M“) bis zum **mehrfachen Auslegungsdruck** (Systemdruck, Nenndruck). Das hat erhebliche Folgen:

- **Lebensdauerverkürzender Verschleiß** durch erhöhte Anpressdrücke der Dichtlippen.
- **Spaltextrusion** (Bild 6.10.2.4-6, „R“ und „S“).

- Erhöhte **Reibungskräfte** mindern den **Bewegungswirkungsgrad**.

Kolbendichtungen vor den Schmierspalt zu positionieren („M“) ist keine Alternative. Das führt zu neuen Problemen. Typisches Beispiel sind **doppelt wirkende Kolben** („M2“). Hier besteht die Gefahr, dass die Dichtung nicht die notwendige Leckölmenge für einen tragenden **Schmierfilm in der Führung** zulässt. Kostspielige Schäden auch an der Zylinderwand sind die Folge. Zusätzlich erzeugt der Schleppeffekt im **Volumen zwischen den Dichtungen** eine Art Druckspeicher. Damit entstehen hohe **Axialkräfte von der Dichtungsrückwand zur -vordersseite**. Diese Kräfte sind in der Lage, selbst Dichtungen mit metallischen **Stützscheiben** bleibend zu **verformen** (stülpen, „M1“). Selbst massive **Verschraubungen und Kolben** können durch **Überlastung** versagen. Werden Kolbenringe von innen mit **O-Ringen** angepresst („N“), entsteht im engen Dichtungsspalt eine wirkungsvolle Schleppströmung. Dringt sie hinter den Kolbenring zum O-Ring und komprimiert diesen, weicht der Kolbenring aus. Das erhöht die Anpresskraft an der Gleitfläche. So verschlechterte Gleitverhältnisse im Spalt können sich in einer **Stick-Slip-Bewegung** (Stottern, Band 1 Bild 5.9.1-8) bemerkbar machen. Als Abhilfe bieten sich **axial schmale** (kleines 'Speichervolumen') **Führungsringe aus Kunststoff** an. Sie sind für die zur Montage notwendige Federung mit einem **Schlitz** versehen. Dieser dient im Betrieb als zusätzliche **Druckentlastung** (Detail in „K“) zum Ausgleich der Temperaturdehnung und als Rückfördrekanal. Bei zu hohen Druckgradienten kommt es zum **Durchblasen** (engl. blow by). Um dies zu verhindern werden auch Kolbenstangen mit Schlitz (engl. notches) versehen damit der Druck am O-Ring wirken kann.

Hydrauliksysteme haben Eigenschaften die **dynamische Probleme/Schwingungen** begünstigen. Dazu gehören:

Fortsetzung Seite 6.10.2.4-10

Maschinenelemente: Gleitende Dichtungen: Kolben-Stangendichtungen

Schädigungen von Kolben- und Stangendichtungen durch das Fluid infolge Strömungserosion und Schleppdruck.

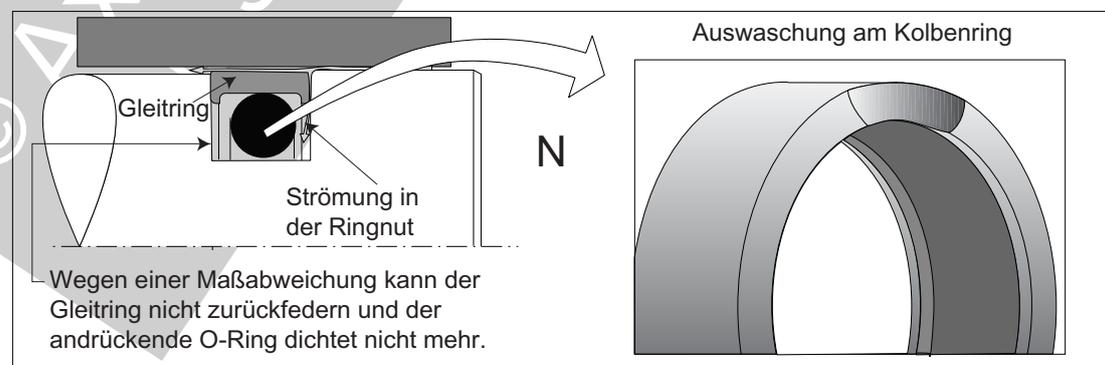
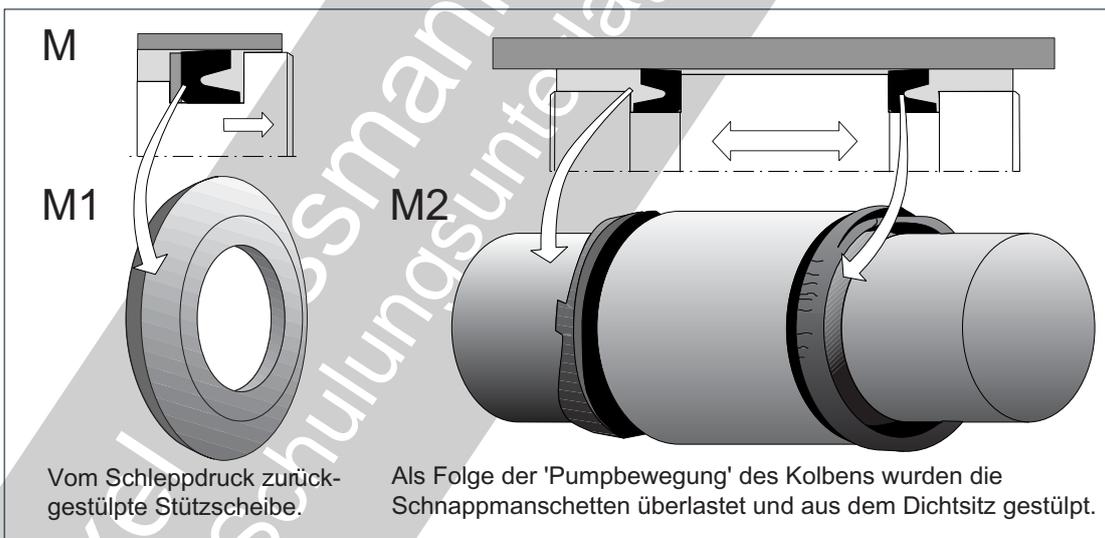
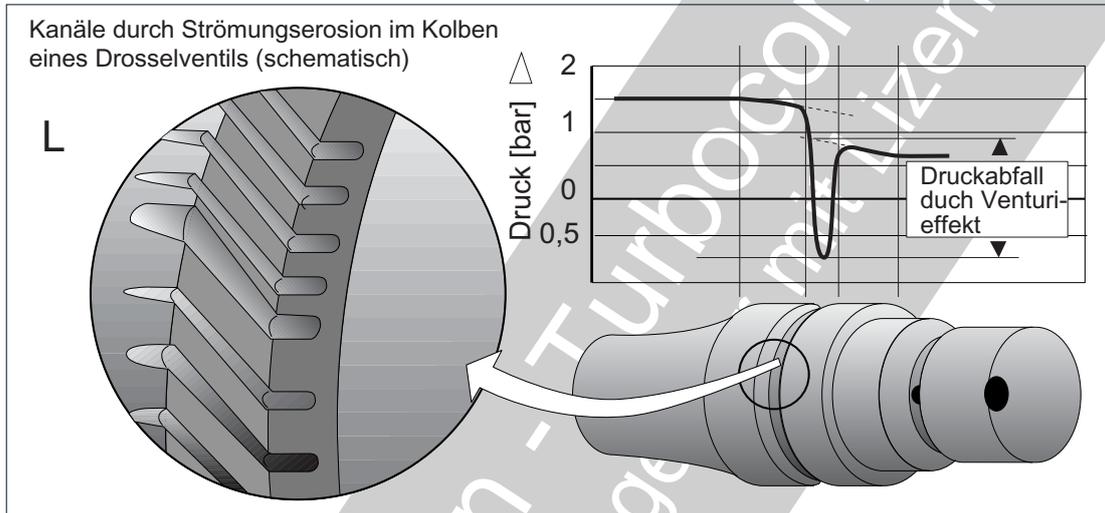
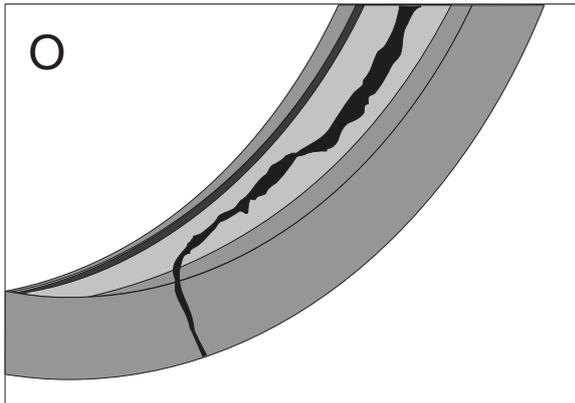


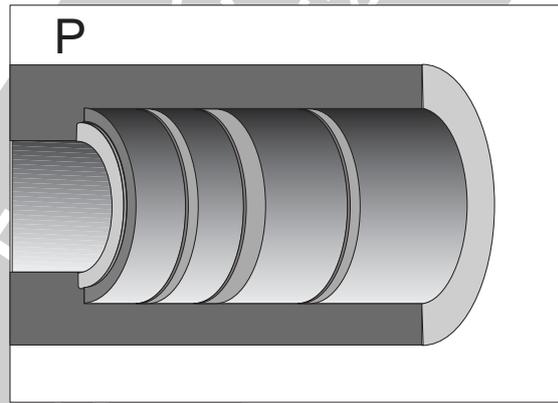
Bild 6.10.2.4-4

Schädigung von Strömungsdichtungen durch Schwingungen im Fluid.

Schwingungserosion an einem Kunststoff-Kompaktdichtring

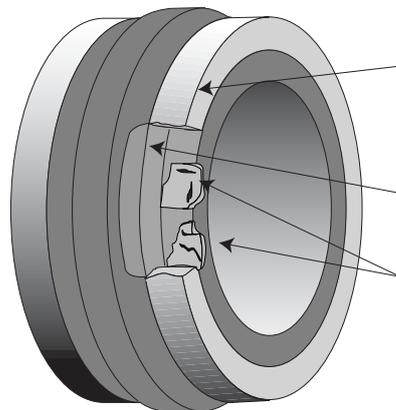
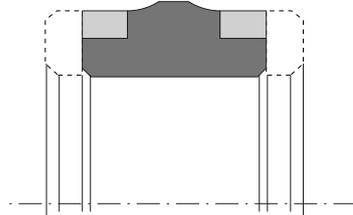


Schwingungserosion in einem metallischen Zylinder



Von Druckschwingungen zerstörte Kompaktdichtung

Q Kompaktdichtung



Verformungslos
(typisch für einen
Schwingbruch)
gebrochener
Verstärkungsring

erodiertes
Dichtringmaterial

Zerrissene und
aufgespleißte
Gewebeeinlagen.

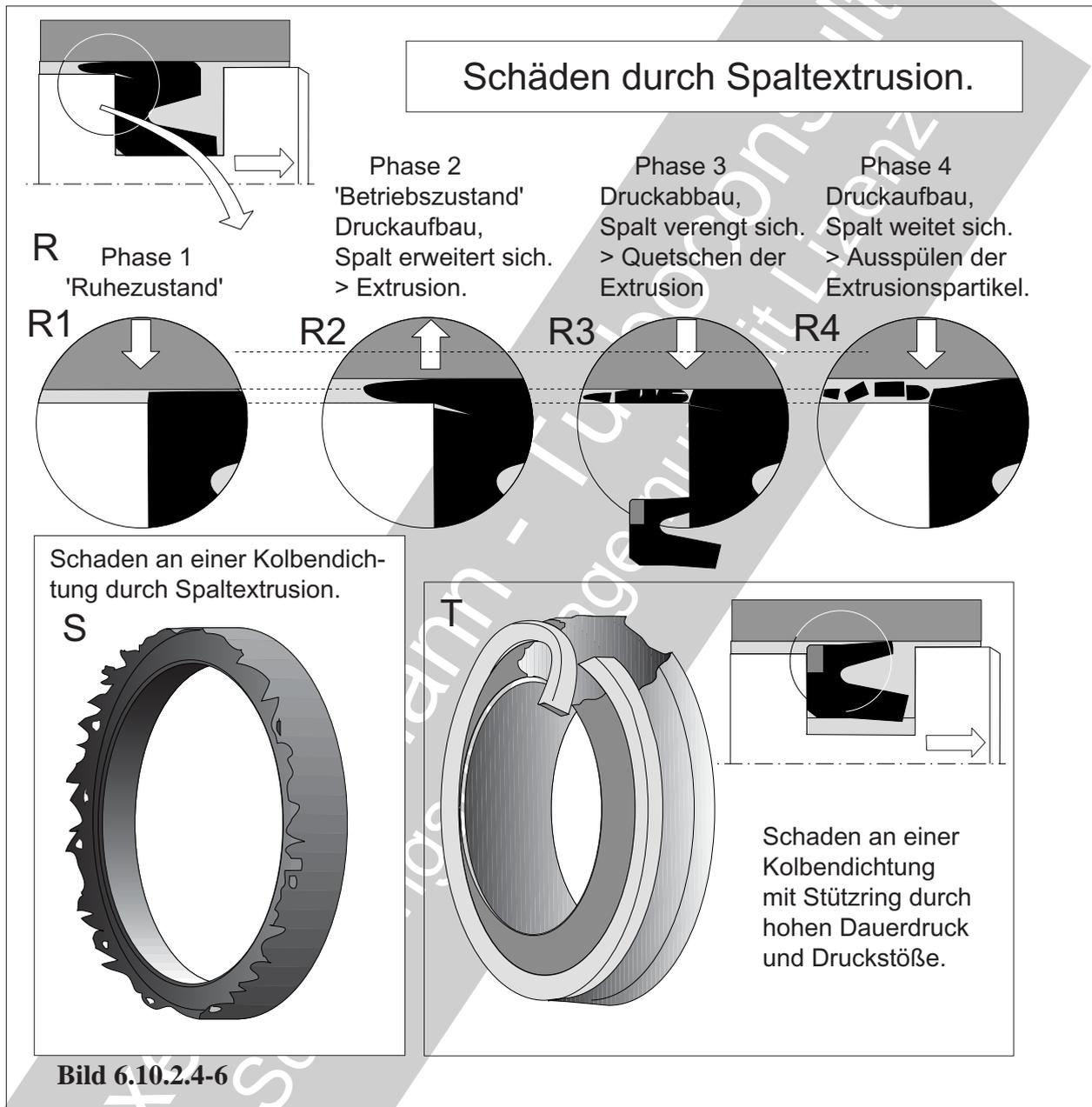
Bild 6.10.2.4-5

Fortsetzung von Seite 6.10.2.4-8

- Ausgeprägte **Kompressibilität bei Luftblasen im Fluid**.
- Phänomene der **Entstehung und des Zusammenbruchs von Luftblasen** wie Kavitation und Dieseleffekt („I“ und „K“) als Anregungen.
- **Elastizität der Komponenten**. Das betrifft besonders die Aufweitung von Zylindern unter hohem Druck.
- **Oszillierende Arbeitsbewegung**, kurze schnelle Hübe.
- **Instabilitäten des Schmierfilms** in Führungen.

Man beobachtet unterschiedliche **Folgen von Schwingungen im System/Fluid**.

Die **Schwingfrequenz bestimmt** das von **Schwingungskavitation** (Band 1 Bild 5.5.1.3-10) im Schmierfilmbereich **gefährdete Bauteil**. Für niedrige Frequenzen sind (Polymer-) **Dichtungen („O“)** anfällig. **Metallische Oberflächen („P“)** dagegen für hohe Frequenzen. Wie bereits erwähnt, sind Instabilitäten im Schmierfilm des Führungspalts Ursache gefährlicher **Radialerschwingungen**. **Druckschwingungen** vor einer Dichtung können dort schnell große Schäden verursachen („Q“). Je



weiter der Dichtspalt, umso wahrscheinlicher wird eine **Spaltextrusion** („S“). Dies hängt von verschiedenen Einflüssen ab:

- **Konstruktion/Gestaltung der Dichtung.** Besonders gefährdet sind zu **dünne O-Ringe** mit typisch niedriger Rückstellkraft. Selbst eine **Abstützung** (Bild 6.10.1.2-7) muss kein sicherer Schutz sein.
- **Betriebstemperaturen**, insbesondere durch Reibungswärme an der Dichtlippe.
- **Elastische Verformungen an Systemkomponenten** wie Flanschen, Verschraubungen

und Zylindern. Hier wirkt sich die **Aufweitung des Zylinders** unter durchaus praxisrelevanten hohen Betriebsdrücken aus. Eine Extrusion, die sich polymertypisch relativ langsam zurückzieht, wird bei schnellem Druckabfall von der Zylinderwand 'geknackt'.

- **Relaxieren/Setzen**, z.B. in Gewinden. Einen höheren **Widerstand gegen Spaltextrusion** bietet ein **Stützring** (engl. backing-ring, „Q“ und „T“) als integraler Bestandteil der Dichtung. Bei Extrembelastungen können selbst **metallische Stützringe plastisch verformt** werden und brechen („T“).

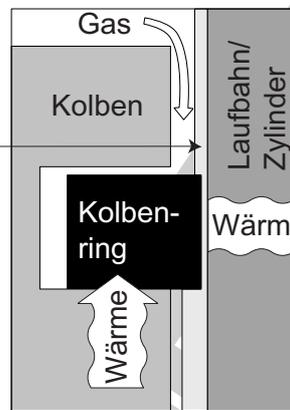
Literatur zu Kapitel 6.10.2.4

- 6.10.2.4-1** W.Haas, „Grundlehrgang Dichtungstechnik“ Universität Stuttgart, <http://www.ima.uni-stuttgart.de>, Stand 2011, Seite 1 - 36.
- 6.10.2.4-2** G.Niemann, H.Winter, B.-R.Höhn, „Maschinenelemente Band 1“, 4. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2005, ISBN 3-540-25125-1, Seite 880-881.
- 6.10.2.4-3** H.-J.Lohrentz, „Mikro-Dieseleffekt als Folge der Kavitation in Hydrauliksystemen“, Zeitschrift „Ölhydraulik und Pneumatik“ 18 (1974) NR.3, www.lohrentz-gmbh.de/unternehmen/.../kavitation.pdf, Seite 3-8.
- 6.10.2.4-4** W.D.Phillips, „The high-temperature degradation of hydraulic oils and fluids“, „Journal of Synthetic Lubrication“ Verlag John Wiley & Sons 2006, <https://www.hyprofiltration.com/.../>, 23, Seite 39-70.
- 6.10.2.4-5** H.-J.Lohrentz, „Dichtheitsmessmethoden und die Einflüsse des Schmutzes auf die Messung und Prüfstandstechnik“, Zeitschrift „Ölhydraulik und Pneumatik“ 43 (1999) NR.2, www.lohrentz-gmbh.de/unternehmen/.../einfluesse-mess-pruef.pdf, Seite 120 - 122.
- 6.10.2.4-6** H.-J.Lohrentz, „Elektrische Entladungsvorgänge verursacht durch Flüssigkeitsstrom“, Zeitschrift „Ölhydraulik und Pneumatik“ 24 (1980) NR.3, www.lohrentz-gmbh.de/.../elektrostatische_entladungen.pdf, Seite 120 - 122.
- 6.10.2.4-7** „Dichtungshandbuch“, Katalog 3353 D/E, Angaben der Firma ‘Parker Hannifin GmbH, Prädifa-Packing Division’, Stand 2012, movimec.tempsite.ws/site/admin/public/arquivos_upload/.../49.pdf, Seite 1 - 126.

6.10.2.5 Kolbenringdichtungen

Aufgaben der
Kolbenringdichtung:

- Gas abdichten
Heißgas
Ansaugluft
Kraftstoff-Luftgemisch.
- Ölfilm/Schmierfilm:
verteilen
abstreifen.
- Wärmeübertragung:
Kolben > Zylinderwand
Kolben > Öl



Die Kolbendichtung ist ein Tribosystem aus mehreren Komponenten:

- Kolbenring,
- Laufbahn/Gleitfläche,
- Ringträger: Kolben/
Kolbenringnut.

Bei geeigneter Gestaltung erfolgt eine selbsttätige Optimierung von Andruck und Schmierpalt

Kolbenringdichtungen sind ein altes und bewährtes Maschinenelement. Sie bilden ein **Tribosystem** mit der Gleitfläche des Zylinders und der Aufnahmenut im Kolben. Zur Abdichtung von Gasen bei hohen Drücken und Temperaturen, besonders im dynamischen Umfeld von **Verbrennungsmotoren**, sind sie unverzichtbar. Das bedeutet **extreme thermische, mechanische und tribologische Beanspruchung** (Bild 6.10.2.5-1).

Neben der Dichtwirkung muss in allen Betriebsphasen ein **tragender Schmierfilm** gewährleistet sein. Das gilt für die sehr **unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten** der oszillierenden Bewegung, die in den **Umkehrpunkten** ('Totpunkten') zum **Stillstand** kommt. Dazu muss der Schmierfilm kontrolliert **aufgebaut** und **abgestreift** werden und darf nicht in den Verbrennungsraum gepumpt werden. Voraussetzung ist ein sicherer, verschleißminimierender Schmierfilm auf den Gleitflächen mit '**Fail-Save-Verhalten**' in **Notlaufsituationen**. Das erfordert eine optimierte **Mikrostruktur**, insbesondere der **Zylinderwand** (Bild 6.10.2.5-3). Weniger bewusst ist oft, dass der Kolbenring einen hohen Prozentsatz der vom Kolben aus dem Heißgas aufgenommenen **Wärme an die Zylinderwand ableiten** muss. Die Funktionssicherheit wird mit einem Zusammenspiel mehrerer Effekte erreicht. Dazu gehört eine **verschleißbedingte Selbstoptimierung der tribologischen Kontur des Rings** (Bild 6.10.2.5-2). So wird in beiden Bewegungsrichtungen eine **hydrodynamische Schmierung** ermöglicht. Das erfordert ein Zusammenspiel mit **Kräften des Leckgases** und einer unerlässlichen **Bewegung des Rings in den Nuten** (Bild 6.10.2.5-1). Damit **optimiert sich der Dichtungsspalt auch bei betriebstypischen Änderungen** selbsttätig. Gewöhnlich übernehmen mehrere hintereinander liegende Kolbenringe in Aufgabenteilung (Verdichtung, Ölabbstreifen) die Gesamtwirkung (Bild 6.10.2.5-2). Das ermöglicht die **hohen Lebensdauern** in Verbrennungsmotoren und macht diese Dichtungstechnologie trotz dem Nachteil merklicher **Reibungsverluste** bis heute alternativlos.

Aus der Literatur, insbesondere zu **Schäden** und deren **Ursachen** (Bild 6.10.2.5-4 und Bild 6.10.2.5-5), lassen sich wichtige **Schlüsse** und **Konstruktionsanregungen** für andere Anwendungen ziehen. Diese Erfahrungen sollten vom Konstrukteur als wichtiges Hilfsmittel für die praktische **Erprobung** und die **Aus- bzw. Bewertung gelaufener Teile** genutzt werden. Das ist der Grund für einen Schwerpunkt dieses Kapitels.

Über die Anwendung in Verbrennungsmotoren hinaus, findet man Kolbenringdichtungen in **Kolbenkompressoren** und als '**statische**' **Spaltdichtung** bei thermisch- und mechanisch beding-

ten Relativbewegungen. Typisches Beispiel ist die radiale Abdichtung von Turbinenleitschaufeln und Brennkammerübergängen gegenüber Heißgasen und/oder Kühlluft in Gasturbinen. Kolbenringe kommen auch als Dichtungen zum Einsatz, um Radialbewegungen aufzunehmen. Ein Beispiel ist die Abdichtung des **Ölpolsters gedämpfter Wälzlager** (Bild 6.3.1.1-2). Erwähnt sei noch eine gänzlich unterschiedliche Anwendung, bei der nicht die Dichtwirkung genutzt wird. Es handelt sich um **Schwingungsdämpfer**. Hier wird Schwingenergie bei Vibrationen von der Mikroreibung (Fretting) aufgezehrt (Band 1 Bild 5.4.3.3-7).

Der Konstrukteur kann bei Kolbenringdichtungen Betriebseffekte vorteilhaft nutzen.

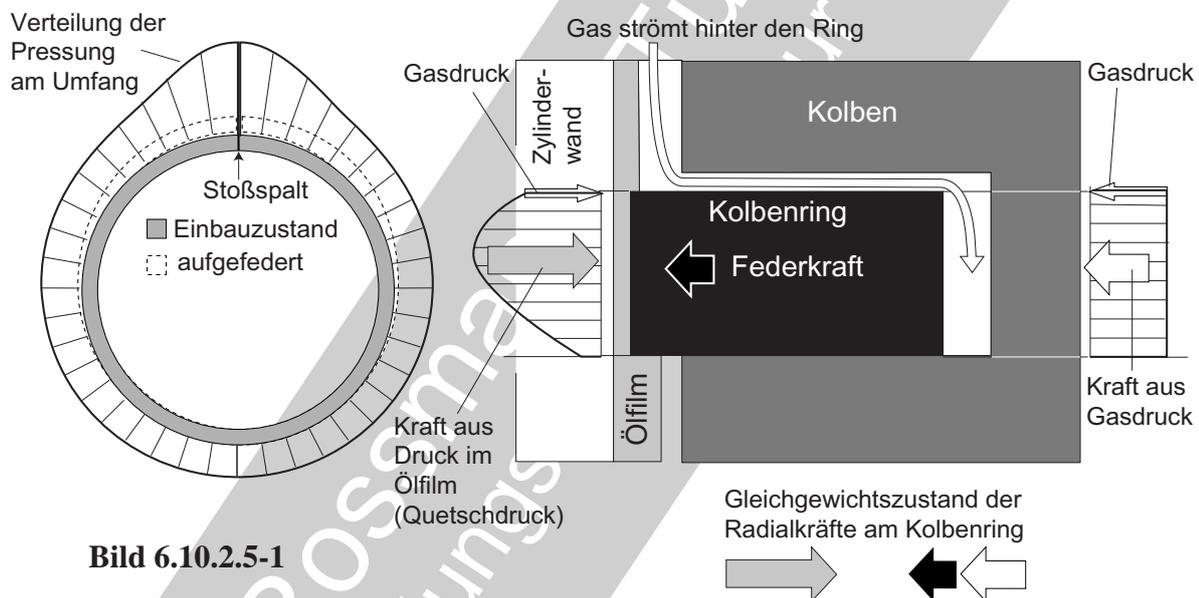


Bild 6.10.2.5-1

Bild 6.10.2.5-1 (Lit. 6.10.2.5-1): Für die sichere Langzeitfunktion von Kolbenringen, besonders in Verbrennungsmotoren, muss der Konstrukteur **selbsteinstellende Eigenschaften** mit gezielter **Formgebung** und **Maßtoleranzen** nutzen.

Die weitgehend verschleißfreie, oszillierende Gleitbewegung erfordert in allen Phasen einen Schmierfilm. Dieser lässt sich mit mehreren **unterstützenden Effekten** gewährleisten.

- **Radiales Nachstellen** bei Spaltänderungen durch:

Federn des Rings und radial wirkendem **Druck von Leckgas**.

- **Hydrodynamischer Effekt** durch **Profilierung der Ringgleitfläche** am Neuteil. Hierzu dienen heute z.B. mit Laser hergestellte Mikrostrukturen (Lit. 6.10.2.5-12).

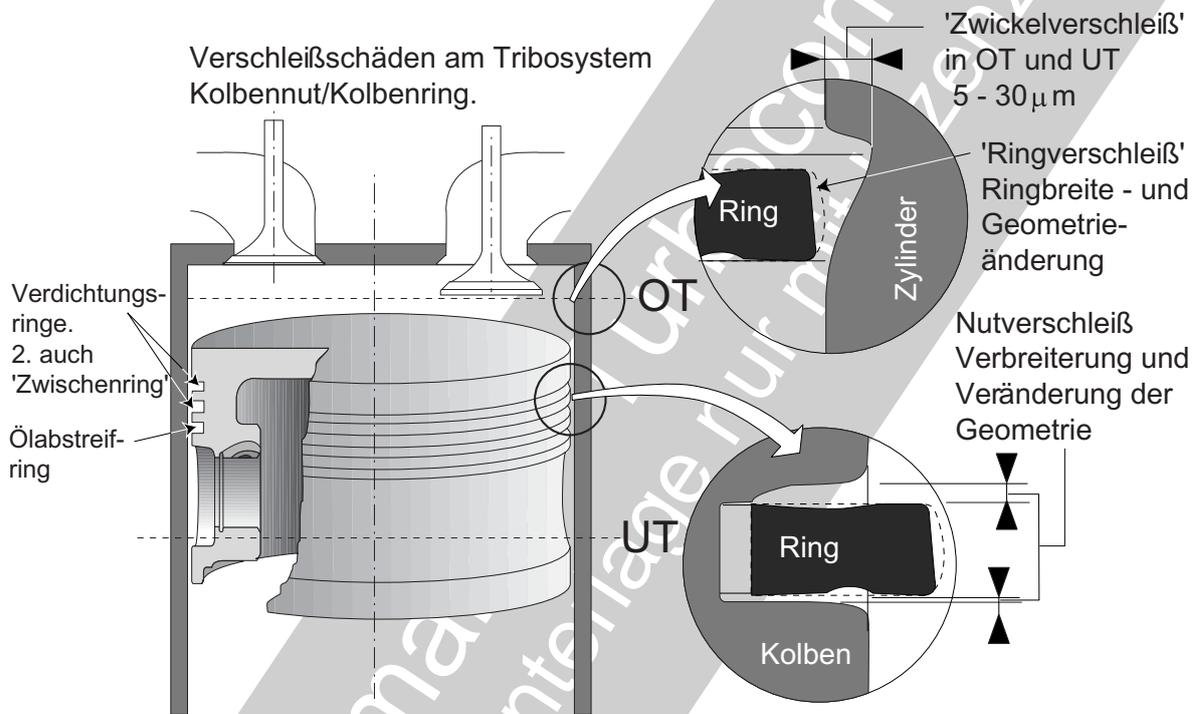
Eine geeignete Struktur kann auch selbstständig durch **normalen Verschleiß** entstehen (Bild 6.10.2.5-2).

Von der Bewegungsrichtung abhängige axiale **Kippbewegung** des Rings. Dies wird mit einer leichten Schrägstellung der Anlagefläche des Rings in der Nut um wenige Winkelminuten (**'Minutenringe'**) konstruktiv unterstützt.

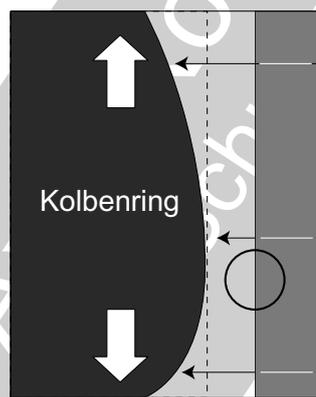
Werden die **funktionsnotwendigen Bewegungen des Rings** verhindert, ist mit Überhitzung bis Ausfall und Bruch zu rechnen (Bild 6.10.2.5-4). Das gilt z.B. für eine intensive **Verkockung** in der Kolbenringnut (Bild 6.10.2.5-2).

Diese Erkenntnisse sind natürlich auch für andere Kolbendichtungen nutzbar.

Was Kolbenringdichtungen leisten müssen zeigt sich in der Anwendung in Verbrennungsmotoren.



Hydrodynamische Wirkung von normalem Verschleiß und/oder einer entsprechenden Fertigungskontur von Kolbenringen.



Der verengende Konturverlauf im **Aufwärtshub** erzeugt **hydrodynamisch, ähnlich** einem Gleitlager, einen tragenden Schmierfilm.

Für die **Quetschfilmschmierung** in den **Totpunkten** ist der verschleißbedingte große Konturradius vorteilhaft.

Der verengende Konturverlauf im **Abwärtshub** erzeugt **hydrodynamisch** einen tragenden Schmierfilm.

Das 'Atmen' des Gleitspalts durch Kippen des Kolbens lässt sich nutzen, um ein gefährliches Festbacken des 'Trapezrings' zu verhindern.

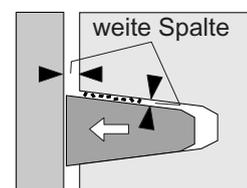
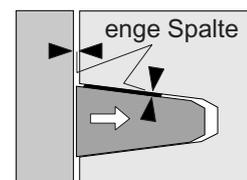


Bild 6.10.2.5-2

Bild 6.10.2.5-2 (Lit. 6.10.2.5-1, Lit. 6.10.2.5-3 und Lit. 6.10.2.5-6): Die Skizze oben zeigt den schematischen Aufbau des Kolbens und Zylinders eines Verbrennungsmotors. Wichtig ist, dass die betriebsnotwendigen **Funktionen** Dichtwirkung, Schmierfilmaufbau und Wärme-

ableitung auf **mehrere Ringe** verteilt sind. Heute handelt es sich meist um drei hintereinanderliegende, für die jeweilige Funktion optimierte Ringe.

Die oberen Verdichtungsringe (zweiter Ring auch als Zwischenring bezeichnet) nutzen den

auslegungskonformen Verschleiß. So entsteht im Betrieb eine **hydrodynamisch geeignete Gleitflächenkontur** (Rahmen unten). Bis dahin ist **Einlaufzeit** erforderlich. Hier sind für die Schmierfilmbildung ungünstige Betriebsbedingungen wie hohe Motorleistung zu vermeiden. Eine solche explizite Einlaufzeit ist bei modernen Motoren mit einer **Vorprofilierung** der Ringe im Neuzustand nicht mehr notwendig.

Um ein gefährliches Blockieren des Rings in der Nut durch **Koksablagerungen** zu verhindern, kommen Ringe mit Trapezquerschnitt (**‘Trapezringe’**, Rahmen unten rechts) zum Einsatz. Bei den üblichen Kippbewegungen des Kolbens zwischen Auf- und Abbewegung wird der Trapezring radial nach innen und außen versetzt. Das führt zu einer gleichzeitigen **Veränderung des Spalts in der Nut**. So werden erste **Ablagerungen** in einzelne Partikel **zerkleinert**, im Spalt weiter zerrieben und vom Leckgasstrom ausgeblasen.

Bild 6.10.2.5-3 (Lit. 6.10.2.5-1, Lit. 6.10.2.5-3, Lit. 6.10.2.5-4 und Lit. 6.10.2.5-5): Die **ausreichende Schmierung** zwischen Kolbenring und Gleitfläche des Zylinders unter allen auslegungsgemäßen Betriebsbedingungen zu gewährleisten ist eine große Herausforderung. Das betrifft die folgenden Funktionen:

- **Schmierstofftransport** und -verteilung.
- **Ölhaltung** (Volumen und Haftung).
- **Notlaufeigenschaften** durch **Reservoirwirkung**.
- **Tragender Profilanteil** bei Mischreibung.
- **Wärmeableitung**.

Alle Maßnahmen müssen immer auf das gesamte Tribosystem abgestimmt sein. Eine Voraussetzung ist die ausreichende Schmierung mit einem

- tragenden Schmierfilm bei den **Hubbewegungen**.
- Ausreichende Tribobedingung unter **‘Quetschdruck’** in den **Totpunkten**. In diesen findet keine gleitende Relativbewegung statt.
- **Notlaufeigenschaften** in besonderen, unvermeidlichen Betriebsbedingungen, in denen der

Schmierfilm mit hoher Reibung und Wärmeentstehung durchbrochen wird (Bild 6.10.2.5-5). Eine Notlaufeigenschaft lässt sich durch zur Oberfläche **offene ölgefüllte Poren und Risse** erreichen. Bei hoher Reibungswärme steigt die Temperatur und das Öl dehnt sich aus. Es quillt an die Gleitfläche (Detail unten rechts).

- Ausreichend **Verschleißfestigkeit** und Triboverhalten gegenüber dem Kolbenring bei **Mischreibung**. Solche Situationen sind während des Anlassens und Kaltbetriebs eines Motors zu erwarten. In diesen Phasen spielt auch das **‘Überschwemmen’** mit **Kraftstoff** eine Rolle. Dabei wird das Schmieröl verdünnt und ausgewaschen.

Beispiele wichtiger Technologien tribooptimierter Zylinderlaufflächen:

„A“ **Optimierung der Rauigkeit in Profil und Orientierung** (Riefen). Sie erfolgt in der Neuteil-Endbearbeitung und/oder bei einer Überholung. Bewährt hat sich ein gehonter **‘Kreuzschliff’**.

„B“ **Risse** werden in Form eines **Netzwerks in Chromschichten** genutzt. Ein optimales und reproduzierbares Netzwerk ist im galvanischen Prozess (Eigenspannungen) und der Nacharbeit zu gewährleisten.

„C“ **offene Porosität** wird besonders bei **Gusswerkstoffen** (z.B. Auslösen von Gefügebestandteilen) und **thermischen Spritzschichten** genutzt. Gerade hier erfordert eine optimale Struktur Verfahrensentwicklung (Parameter) und -kontrolle in der Serienanwendung. Bereits kleine Abweichungen in der spanenden Bearbeitung können die Poren unzulässig schließen. Bei Grauguss spricht man von **‘Blechmantelbildung’**. (Detail rechts Mitte).

„D 1“ **Hartpartikel** für **niedrigen Verschleiß** bei Mischreibung und tragenden Schmierfilm im normalen Betrieb. Typisches Beispiel sind **Nickeldispersionschichten** auf **Aluminiumzylindern**. Die herausstehenden Kanten der **Silizumkarbidpartikel** werden mit einem geeigneten Schleifverfahren **‘entschärft’**.

„D2“ **Hartpartikel** entstehen hier **in Situ beim Gießprozess** einer übereutektischen Alumini-

Die Zylinder- und Kolbenringgleitflächen sind eine 'High-Tech-Herausforderung'. In allen Betriebszuständen ist eine ausreichende Ölschmierung zu gewährleisten.

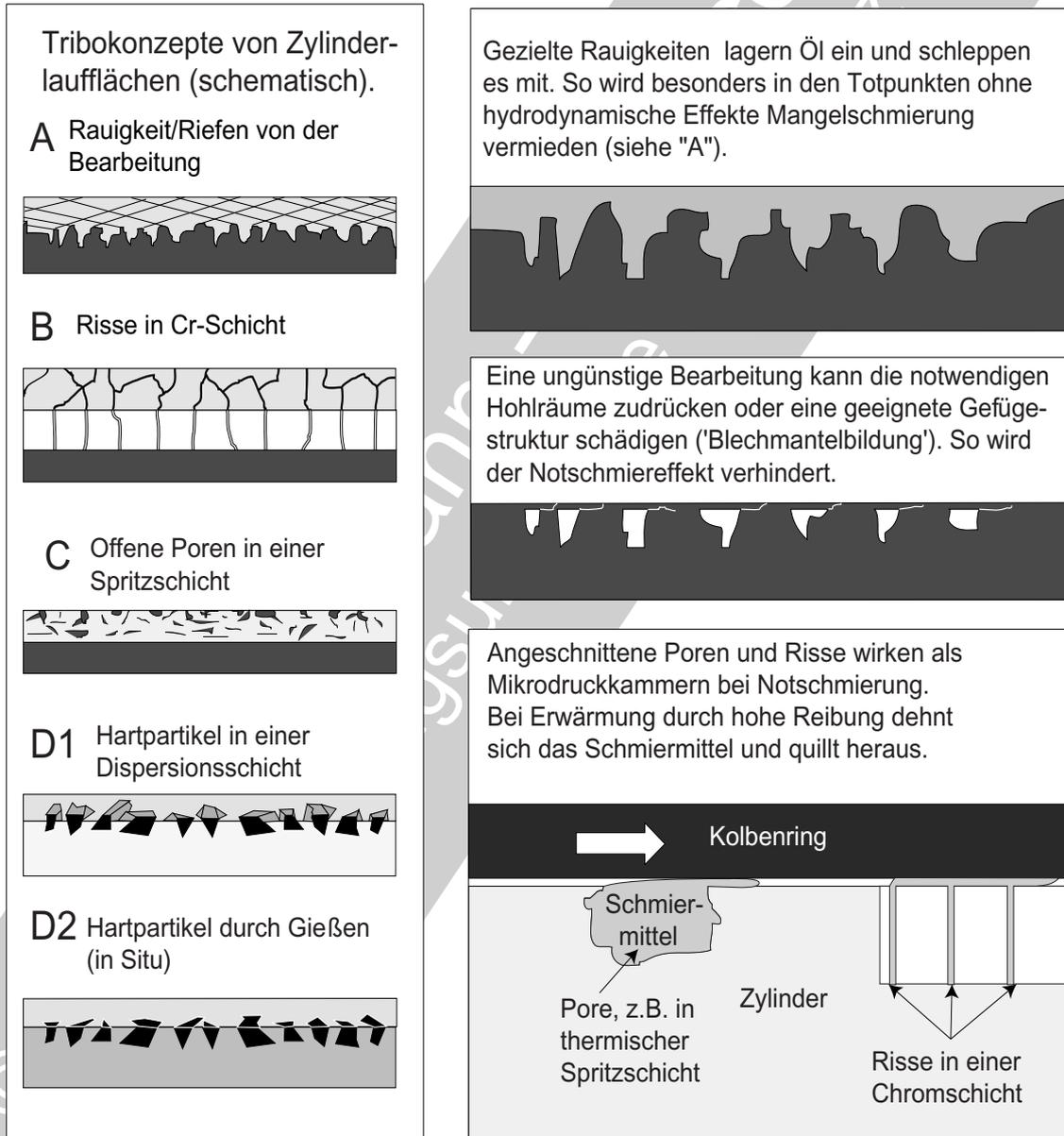


Bild 6.10.2.5-3

um-Silizium-Legierung. Aluminium wird mit einem chemischen Ätzverfahren entfernt und so die schmierstoffhaltende Struktur ähnlich „D1“ erzeugt. Der Gleitprozess beruht auf ölumflossenen Siliziumpartikeln. Die ungewöhnlich gute **Wärmeleitfähigkeit** der Legierung macht den Motor weniger wärmesensibel.

Schäden am Tribosystem Kolben - Kolbenringe und Zylindergleitfläche.

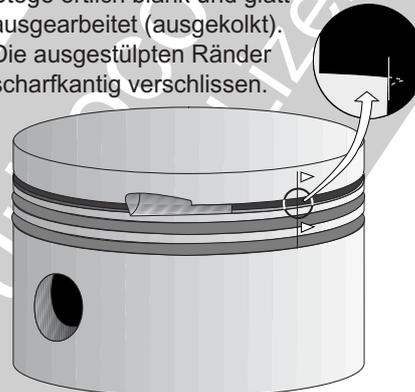
Auswertung von Lit. 6.10.2.3.3-6

Mögliche Ursachen von **Kolbenringbrüchen**:

- Montagefehler
- Stoßspiel zu gering
- Flattern des Rings durch
 - Massenkräfte bei Überdrehen des Motors
 - Zu hohes verschleißbedingtes Axialspiel (Nut- und Ringflanken) beschleunigt durch Überhitzung wegen Heißgaseinbruch.
- Schmierfilm hat versagt > Fressen, Überhitzung.
 - 'abgebrannt' durch Heißgaseinbruch
 - Ausgewaschen durch Kraftstoffzutritt

Folge eines Kolbenringbruchs

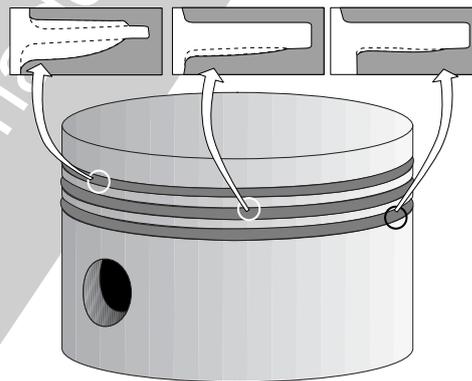
Stege örtlich blank und glatt ausgearbeitet (ausgekolk). Die ausgestülpten Ränder scharfkantig verschlissen.



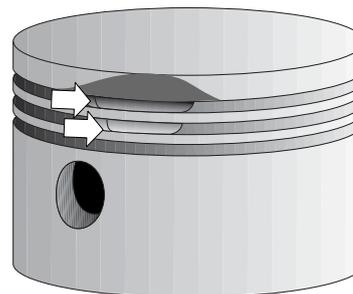
Mögliche Ursachen von **Verschleiß von Kolbenringen und Ringnuten**.

- Vorgesehene Laufzeit/Lebensdauer überschritten.
- Schmierung gestört durch Kraftstoffzutritt.
Begünstigende Einflüsse:
 - Kraftstoffkondensat durch lange Leerlaufzeiten, kurze Betriebsintervalle
 - Kraftstoffzutritt durch Zündaussetzer oder Einspritzprobleme.
- Schmutz aus der Ansaugluft
 - Filterproblem (Wartung?). Befund Kolbenbolzen kann Auskunft geben.
 - Kolbentemperatur zu hoch. Axialverschleiß + plastische Verformung.
- Flattern des Rings.

Verschleißbilder (Auskolkung) von Ringnuten



Ringstegbrüche durch 'Verbrennung'



Mögliche Ursachen der **Brüche von Kolbenstegen**.

- Klopfende Verbrennung bei **Benzinmotoren** durch
 - frühe Zündung,
 - mageres Gemisch,
 - ungeeigneter Kraftstoff (Oktanzahl zu niedrig),
 - zu hohe Verdichtung wegen Ablagerungen
- Ansaugtemperatur der Luft zu hoch.

- Klopfende Verbrennung bei **Dieselmotoren** durch

- späte Zündung (Zündverzug),
- zeitlicher Verlauf des Einspritzdrucks,
- Einspritzmenge zu groß,
- Zündwilligkeit schlecht (Cetanzahl zu niedrig).

Bild 6.10.2.5-4

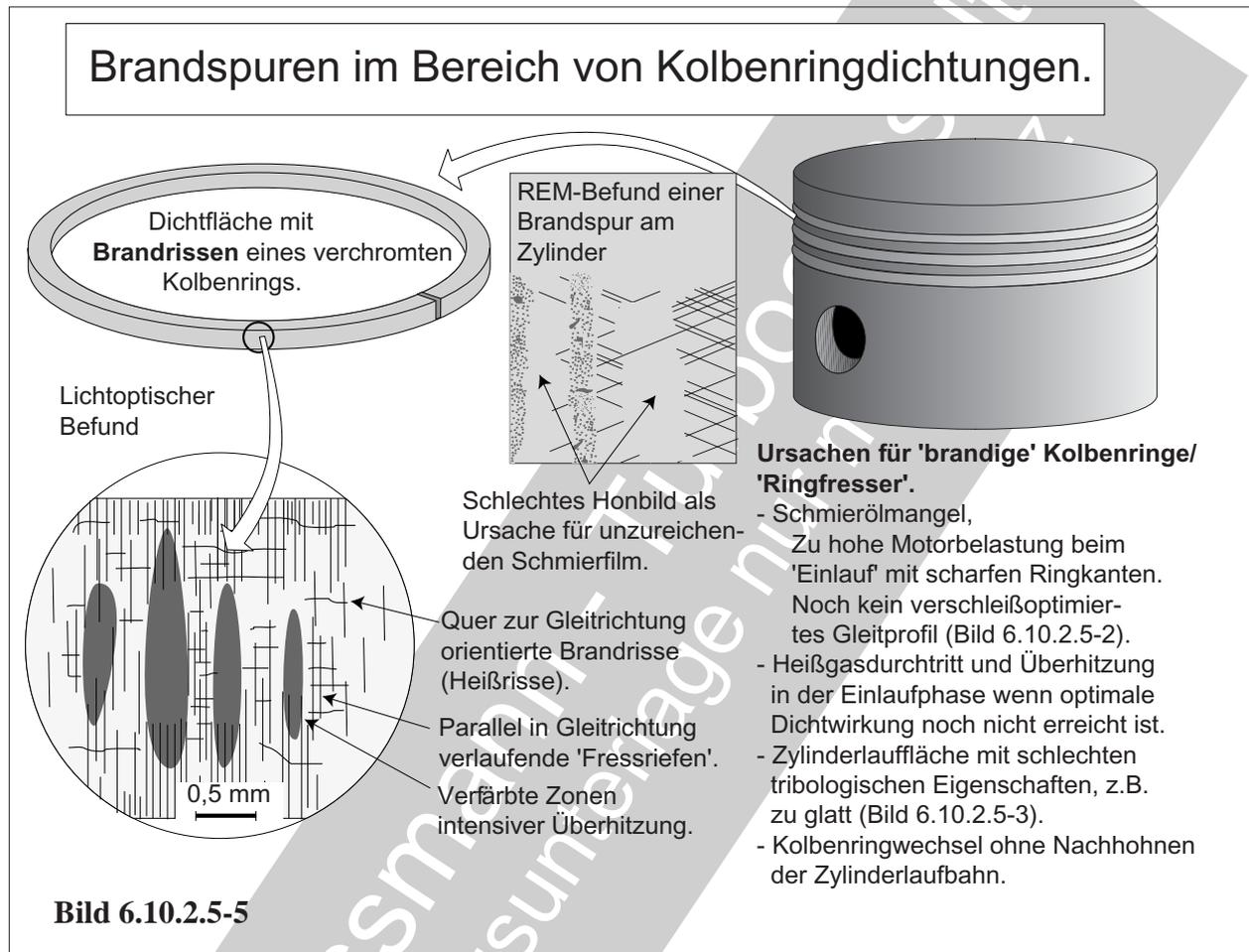


Bild 6.10.2.5-4 und **Bild 6.10.2.5-5** (Lit. 6.10.2.3.2-5 und Lit. 6.10.2.3.2-6): **Schadenbilder** an Kolben- und Kolbenringen sind häufig von **Folgeschäden** verändert. Das erschwert die Auswertung. So führt ein **Kolbenringbruch** zur Zerstörung auswertbarer Primärbruchflächen und überlagert diese mit **Überlastungsmerkmalen**. Dazu gehören **Überhitzungen**, **Fresserscheinungen** als Folge einer versagenden Schmierung und **Verfärbungen** (Brandspuren) sowie Blockierungen von Spalten durch **Ölverkokung**. Trotzdem ist es dem Fachmann möglich, Rückschlüsse auf schadenursächliche Einflüsse zu ziehen. Dafür soll eine Zusammenstellung typischer **Ursachen mit charakteristischen Merkmalen** helfen. Handelt es sich primär um **Verschleiß an Kolbenring und Nut**, bestehen gute Chancen der Identifikation des Verschleißmechanismus. Solche Merkmale entstehen über längere Betriebszeiten durch **Mikrobewegungen**

(Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3). Gegebenenfalls im Zusammenspiel mit abrasiven Partikeln. Auch eine noch auswertbare Kolbenring- oder Stegbruchfläche kann bereits **makroskopisch** (Band 1 Kapitel 4.4) wichtige Hinweise auf **Rissfortschritt** (Rastlinien, Verfärbungen), Art der **Belastung** (Gewalt, Ermüdung) und **Bruchausgang** (Fehlstellen) geben. Ist die Auswertung der identifizierten Primärschadenbereiche noch möglich, wird zu einer **mikroskopischen Untersuchung** mit REM (Band 1 Bild 2.2.2.4-3) und Metallografie (Band 1 Bild 2.2.2.4-2) geraten. Sie sind nicht alternativ, sondern ergänzen sich im Befund. Diese aufwändigen Untersuchungen lohnen sich besonders bei Schäden mit entsprechender Tragweite. Dazu gehören **Bewertungen von Versuchsteilen**.

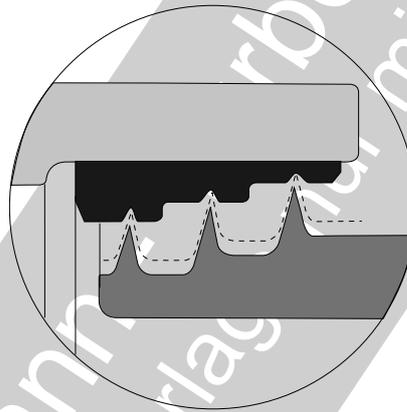
Literatur zu Kapitel 6.10.2.5

- 6.10.2.5-1** H.K.Müller, B.S.Nau, „Kolbenringe für Motoren und Verdichter - Kapitel 15“ / www.fachwissen_dichtungstechnik.de/Kapitel.../Kapitel_15_06_11.pdf, Stand 2011, Seite 2-22.
- 6.10.2.5-2** W.Haas, „Grundlehrgang Dichtungstechnik“ Universität Stuttgart, <http://www.ima.uni-stuttgart.de>, Stand 2011, Seite 26-28.
- 6.10.2.5-3** G.Flores, „Tribologie“, HS Esslingen, [www6.hs-esslingen/sixcms/media.php/512/Tribologie%20\(7\).pdf](http://www6.hs-esslingen/sixcms/media.php/512/Tribologie%20(7).pdf), Stand 2011, Seite 1 - 11.
- 6.10.2.5-4** G.Flores, „4 Thermisches Spritzen“, FHTE Esslingen, www6.hs-esslingen.de/static/326/4_Thermisches_Spritzen.pdf, Stand 2011, Seite 1 - 14.
- 6.10.2.5-5** J.Föhl, „Grundvorstellungen über tribologische Prozesse und Verschleißschäden bei Maschinenelementpaarungen“, J.Grosch, „Schadenskunde im Maschinenbau“, 2. Auflage 1995, Expert Verlag, ISBN 3-8169-1202-8, Seite 282-314.
- 6.10.2.5-6** E.Greuter, „Motorschäden - Schäden an Verbrennungsmotoren und deren Ursachen“, 1. Auflage 1994, Vogel Buchverlag, ISBN 3-8023-1515-4, Seite 44-54 und 125-128.
- 6.10.2.5-7** „Tribologie - Verschleiß, Brandspuren“, Firmenangaben „Federal Mogul“, http://federalmogul.com/korihandbook/de/section_33.htm, [_34.htm](http://federalmogul.com/korihandbook/de/section_34.htm), jeweils 1 Seite.
- 6.10.2.5-8** S.Mücklich, „Leichtbaupotenziale durch Einsatz von Leichtmetallen“, Habilitationsschrift, Technische Universität Chemnitz, 2008, www.qucosa.de/fileadmin/data/quosa/.../Gesamt_Muecklich_1.pdf, Seite 1-19.
- 6.10.2.5-9** K.Maurer, „Motorprüflauf mit Rapsöl-Diesel-Mischungen“, Schlussbericht mit Förderkennzeichen: FNR 22026800, September 2003, www.elsbett.com/fileadmin/elsbett/archive/de/studiehohenheim.pdf, Seite 1-54.
- 6.10.2.5-10** S.Martin + Co-Autoren, „Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik - Einführung in Theorie und Praxis“, Expert Verlag, Kontakt & Studium Band 240, ISBN 3-8169-1898-0.
- 6.10.2.5-11** „Hydraulikzylinder - Probleme erkennen - Probleme verhindern“, Fa. Parker Hydraulics, Bulletin 1242/1-0, www.parker.com/literature/.../euro_cylinder/.../Trouble_1242-de.pdf, 6 Seiten.
- 6.10.2.5-12** S.Eifel, „Funktionale Oberflächenstruktur durch Lasertechnik“, Proceeding des „Effizienzfabrik-Treff „Ressourceneffiziente Oberflächentechnik“ vom 15.11.2011, VDMA, Frankfurt, www.effizienzfabrik.de/Sites/.../Effiz_SmartSurf_2011-11-15.pdf, 24 Folien.

6.10.3 Berührungsfreie Dichtungen

6.10.3.1 Labyrinthdichtungen

6.10.3.1.1 Grundlagen zu Funktion, Konstruktion und Betriebsverhalten



Labyrinth gehören zu den häufigsten **Gasdichtungen** in Turbomaschinen. Ihr Betrieb bzw. **Dichtfunktion ist berührungsfrei**. Kurzzeitig, insbesondere in instationären Betriebsphasen wie Leistungsänderungen oder Start und Abstellen der Maschine ist jedoch mit einer Berührung durch Anstreifen zu rechnen. Dieser Vorgang kann zur optimalen Spalteinstellung genutzt werden. Wegen der hohen Reibungstemperaturen handelt es sich aber um einen potenziell gefährlichen Vorgang. Sie werden für die Abdichtung von Luft /Heißgas und Öl/Luftgemischen verwendet (Bild 6.10.3.1.1-1). Labyrinth finden wir als geschlossene Ringe, z.B. bei Zwischenstufendichtungen der Rotoren oder segmentiert als Deckbänder der Rotorschaukeln. So unterschiedlich wie die Anwendungen sind auch die Betriebsbeanspruchungen. Dies führt zu spezifischen **Schäden und Problemen**. Von der Funktion der Labyrinth hängt das Betriebsverhalten vieler anderer Komponenten ab. So wird z.B. der **Achsschub auf die Lager** des Rotors einer Strömungsmaschine (Bild 6.10.3.1.1-2 und Bild 6.10.3.1.1-3) entscheidend von der Leckage der Labyrinth bestimmt.

Es fällt auf, dass in den Standardwerken der Maschinenelemente an Labyrinth selbst und von Labyrinth ausgelöste Probleme, wenn überhaupt, nur unbefriedigend angesprochen werden. Gewöhnlich geht es lediglich um die **Dichtwirkung** (Bild 6.10.3.1.1-4). Die Herausforderung, diese über **lange Betriebszeiten** zu gewährleisten, gerät in den Hintergrund. Fälschlicherweise sind die Daten des Neuzustands Grundlage der Auslegung. Diese können sich jedoch betriebspezifisch sogar in wenigen Stunden gravierend verändern. Fehlen die notwendigen Erfahrungen, kann das die Funktion insbesondere den Wirkungsgrad so verschlechtern, dass z.B. die Konkurrenzfähigkeit nicht gegeben ist. **Aber gerade bei Auslegung, Gestaltung und Betriebsverhalten der Labyrinth ist der Konstrukteur gefordert**. Das ist anders als bei vielen von Zulieferern beziehbaren Maschinenelementen, zu denen auch Bürstendichtungen (Kapitel 6.10.3.2) zählen. Aus diesem Grund werden hier Labyrinth im Vergleich zu anderen Maschinenelementen besonders ausführlich behandelt.

Gestaltung und mechanische Beanspruchung:

Labyrinthdichtungen sind nur dann betriebssicher und effektiv, wenn sie richtig gestaltet und ausgelegt sind. Nachfolgend werden hierzu Hinweise gegeben.

Dichtwirkung:

Die Dichtwirkung eines **Anstreifsystems** hängt nicht nur von der Spaltgröße und der Spaltgeometrie ab. Einfluss haben auch die **Oberflächenstruktur des Dichtungsbelags/Anstreifbelags**. Dieser ist gewöhnlich auf dem Gehäuse bzw. Stator angebracht. Typisch sind Honigwaben (engl. Honeycomb) oder Metallfilz mit einer offenen **Struktur/Porosität**, über welche die Gegenfläche „umgangen“ werden kann. Dichte Beläge sind dagegen Anstreifschichten, temperaturabhängig aus gefüllten Kunststoffen oder thermischen Spritzschichten.

Erosion oder Ausbrüche infolge Schwingerermüdung und Thermospannungen können die **Spaltverluste** während der Laufzeit (Leistungsverschlechterung, engl. deterioration) merklich vergrößern. Es ist deshalb auf ausreichende Langzeitbeständigkeit, insbesondere der relativ weichen Einlaufbeläge (Erosionsgefahr), zu achten. Durch Anstreifen der Labyrinthspitzen am Dichtungsbelag lässt sich ein sehr **enger Spalt für diesen Betriebszustand** erreichen. In einem anderen, besonders einem instationären Zustand, kann der Spalt sich schon durch die Wärmedehnungen verändern. Es ist Aufgabe des Konstrukteurs, hier ein Optimum/Kompromiss zu erreichen. Dies gelingt heute an komplexen Strukturen mit Hilfe aufwändiger Computerrechnungen.

Beschichtungen beeinflussen mit ihrer Wärmeleitfähigkeit und Rauigkeit **Wärmeübergang und Wärmedurchgang**. Sie tragen deshalb je nach Schichtart zum schnelleren oder langsameren Erwärmen von Gehäusewandungen oder Rotorkomponenten bei. Davon sind besonders **Spaltänderungen** bei instationärem Betrieb betroffen. Dies wird z.B. an Gehäusen des Hochdruckverdichters von Turbomaschinen berücksichtigt und genutzt.

Üblicherweise befinden sich die Labyrinthspitzen auf dem rotierenden Labyrinthteil, aus mehreren Gründen:

- Die **dämpfende Wirkung** (Abbremsen der umlaufenden Strömung in den Labyrinthkammern) offener Belagstrukturen.
- Die **problematische Binde- und Eigenfestigkeit** der Beläge durch kritische Verbindungstechniken (z.B. Kleben, Aufspritzen, und Löten) verbietet hohe Zugbelastungen wie bei der Einwirkung von Fliehkräften.
- Minimierung der **Aufheizung** des Rotors beim **Anstreifvorgang**.

Die **Leckströmung** durch ein Labyrinth mit Spitzen entspricht gewöhnlich 60% eines glatten Dichtspalts d.h. ohne Spitzen. Die wiederholte **Drosselung** der Strömung über den Labyrinthspitzen und die **Entspannung** in den dahinter liegenden Labyrinthkammern (Umfangsnuten) baut die Strömungsenergie gegenüber einer Spitze lediglich um weitere ca. 40% ab. Die Leckströmung ist eine Funktion der Labyrinthgeometrie und der Betriebsparameter vor und hinter der Dichtung. Die **Labyrinthgeometrie** wird von folgenden wichtigen Größen bestimmt (Lit 6.10.3.1.1-2):

- Labyrinthdurchmesser im Spalt,
- Zahl der Labyrinthspitzen,
- axiale Labyrinthbreite (Spalllänge),
- radialer Abstand von Anstreiffläche zum Nutgrund (Kammertiefe),
- axialer Abstand der Spitzen (Kammerbreite),
- Spitzenform (Radius der Spitzen),
- Spitzenneigung in axialer Richtung,
- Kammerform,
- Volumen der Umfangsnuten (Kammern) zwischen den Spitzen,
- Radialspalt zwischen Spitze und Anstreiffläche (Spaltweite),
- Exzentrizität zwischen Spitzen und Anstreiffläche,
- Querschnitt (Fliehkraft, Wärmeabfuhr, Steifigkeit).

Wichtige **Betriebsparameter** sind:

- Gasdruck vor und hinter der Dichtung/Druckabfall,
- Gastemperatur um die Dichtung,
- Anstreifvorgänge, Ausrieb,
- erosive Beanspruchung,
- Verkokung.

Die **Entwicklung und der Betriebstauglichkeitsnachweis von Anstreifsystemen** erfordert entsprechend dem Anforderungsspektrum vielfältige **technologische Prüfungen**. Da es sich nicht selten von den Werkstoffkombinationen her gesehen um ähnliche **Tribosysteme** handelt, wie bei den Dichtungen im Schaufelspitzenbereich (siehe Bild 6.10.3.1.1-15), sind bei Labyrinth einige ähnliche Prüfungen sinnvoll. Im Folgenden werden wichtige zu prüfende Eigenschaften angeführt (Lit. 6.10.3.1.1-17).

- **Anstreifverhalten** bei langsamen und schnellen Zustellungen an neuen und gealterten Tribosystemen.

- **Verschleiß**
 - Verteilung auf die Reibpartner,
 - Größe,
 - Verteilung am Umfang.
- **Aufheizung** und Schädigung durch **Überhitzung**
 - Festigkeitsabfall,
 - Heißrissbildung,
 - Zündung eines Ölfeuers (bei Lagerkammerdichtungen).
- Neigung zu **Aufschmierungen**.
- **Formstabilität** (Gefahr eines katastrophalen Versagens)
 - unter normalen Betriebsbedingungen,
 - beim Anstreifvorgang.

- **Dichtwirkung** unter betriebstypischen Relativbewegungen:

- Einfluss des Radialspalts auf die Dichtwirkung.
- Einfluss von axialem Versatz.

- **Dynamisches Verhalten** unter triebwerksspezifischen Bedingungen:
 - Neigung zu fremderregten Schwingungen.
 - Neigung zu selbsterregten Schwingungen.

- **Alterung** bei Betriebstemperaturen und Laufzeiten:
 - Oxidation,
 - Korrosion,
 - Reaktion mit Verunreinigungen (z.B. Stäuben),
 - Erosion.

- **Abrieb**
 - Schädigende Wirkung auf andere Bauteile:
 - Verstopfung von Heißeilen,
 - Erosive Wirkung,
 - Schädigung von Lagerlaufbahnen.

- **Reparaturtauglichkeit**
 - Schweißbarkeit der Spitzen (engl. fins)
 - Entfernbare Anstreifbeläge (auch gealterte Beläge).

Bild 6.10.3.1.1-1: Das Bild zeigt beispielhaft den Schnitt durch die Niederdruckturbinen eines dreiweligen Flugtriebwerks. Die **Funktion einer Turbomaschine** wird nicht zuletzt von den Druckunterschieden in den verschiedenen Bauteilzonen und der Einhaltung dieser Unterschiede über die gesamte Betriebszeit bestimmt. Diese Druckunterschiede stehen mit dem **Luftsystem** der Maschine in engem Zusammenhang. Dies wirkt sich nicht nur auf die Funktion der Maschine, sondern auch auf deren **Betriebsverhalten und Wirkungsgrad**, sowie die **Haltbarkeit wichtiger Komponenten** aus (z.B. gekühlte Heißeile oder Lagerungen). Im Bild, einem dreiweligen Triebwerkstyp, sind unterschiedliche Labyrinth mit ihren typischen **Funktionen und Anordnungen** dargestellt.

"A": Labyrinth im vorderen Scheibenbereich der Hochdruckturbinen (HDT) gewährleisten die Kühlluftzufuhr zu den Rotorschaukeln und verhindern einen Heißgaseinbruch.

"B": Diese Labyrinth beeinflussen die Belüftung zwischen HDT und Mitteldruckturbinen (MDT) und damit auch den **Achsschub** dieser

Komponenten und die Kühlung der Turbinenscheiben.

"C": Abdichtung der **Lagerkammern** gegen Ölnebelaustritt. Meist im Zusammenhang mit Sperrluft und einem geeigneten Druckniveau im Sumpfraum.

"D": Diese Labyrinth dichten den Scheibenbereich ab und vermeiden unzulässige Heißgasleckmengen zwischen Leitapparat und Rotor.

"E": Abdichtung der Schaufelspitzen gegenüber dem Gehäuse. Die Dichtungen sind in die **Deckbänder der Rotorschaukeln** integriert (Bild 6.10.3.1.1-15). Ihre Wirksamkeit beeinflusst Betriebsverhalten und Wirkungsgrad der Turbinen.

"F": Labyrinth, die das Druckniveau im Scheibenbereich gewährleisten um Achsschübe (Bild 6.10.3.1.1-2 und Bild 6.10.3.1.1-3) einzuhalten. Diese Labyrinth sind damit für das Erreichen der vorgesehenen Lagerlaufzeiten notwendig.

Labyrinthdichtungen sind heute die meistverwendeten Dichtungssysteme und von großer Bedeutung für die Funktion und die Sicherheit der Triebwerke.

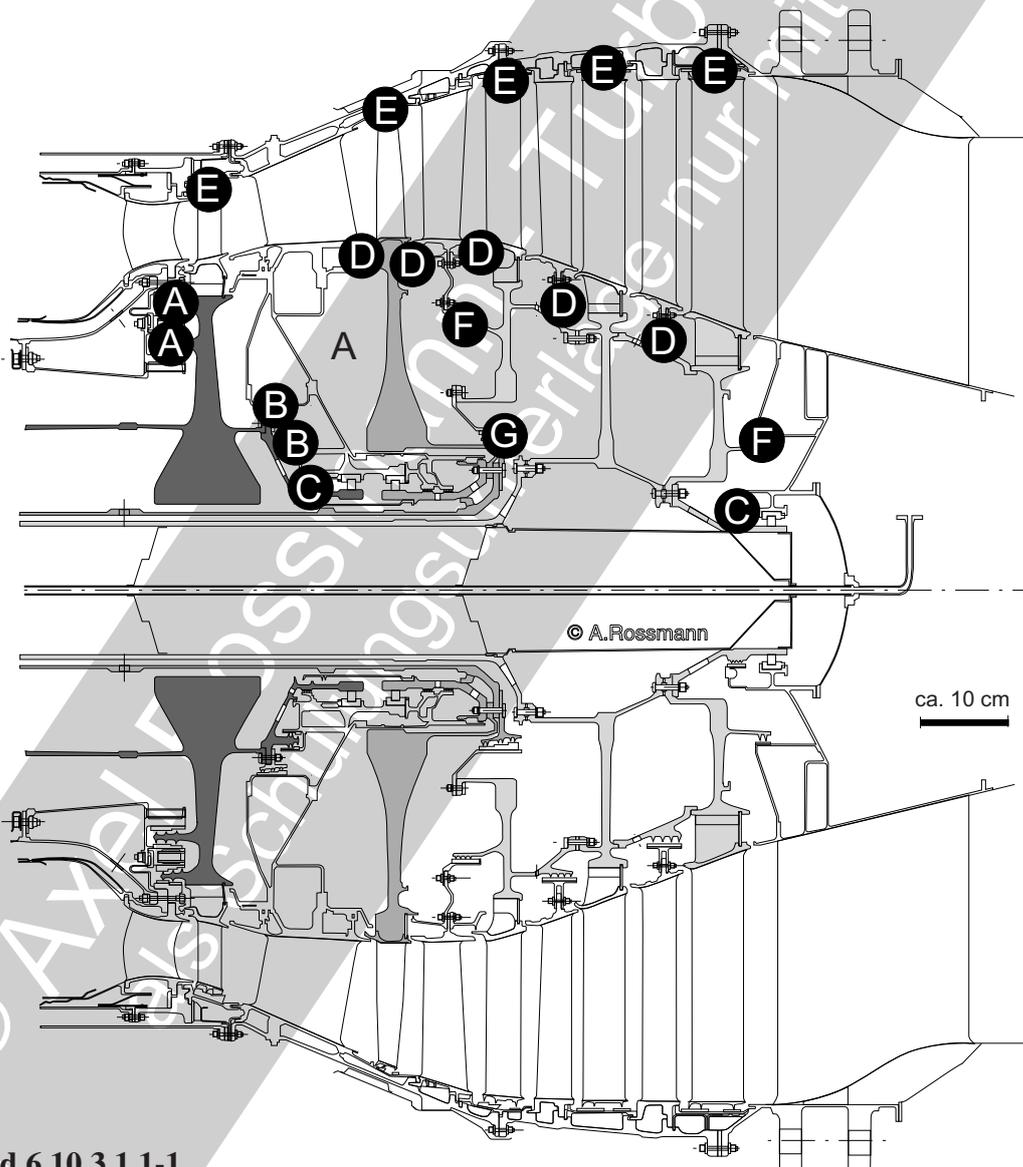


Bild 6.10.3.1.1-1

“G” : Ein Labyrinth, das die **Belüftung** der NDT-Scheiben beeinflusst und damit u.a. auch die Scheibentemperaturen, die sich direkt auf die Lebensdauer auswirken. Zusätzlich wird

das Druckniveau hinter der MDT und damit die auslegungsgemäßen Achsschübe eingehalten.

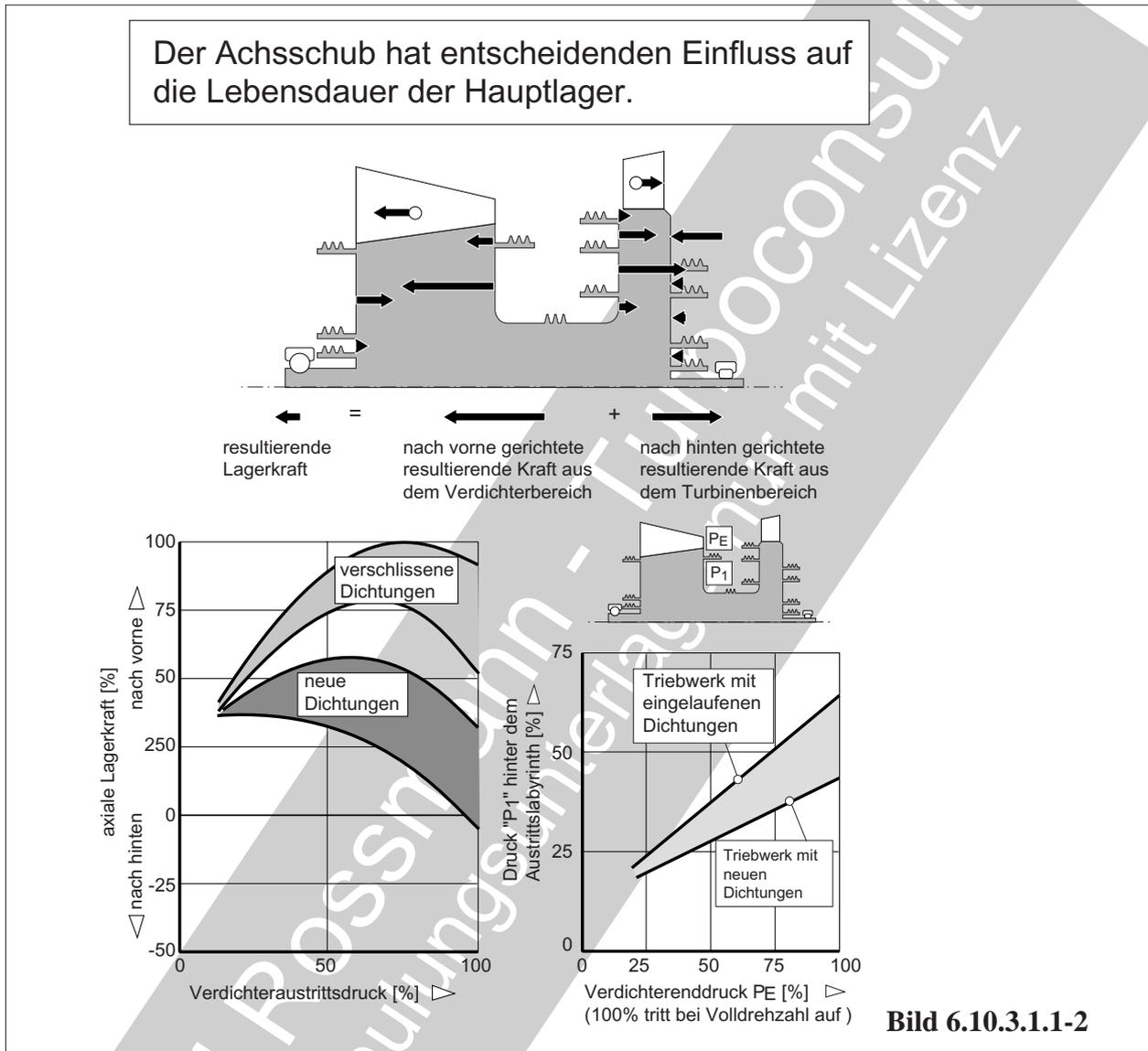


Bild 6.10.3.1.1-2: Der Zustand der Dichtungen und damit Druckverteilung und Achsschub steht im Zusammenhang mit der Betriebszeit und den Start-Abstellzyklen. Die obere Skizze zeigt die Verhältnisse an einem Hochdruckrotor. Die Lage und die Länge der Pfeile entspricht Größe und Richtung der aus den labyrinthgesteuerten Druckunterschieden resultierenden Axialkräfte („Kolbenkräfte“). Das linke Diagramm lässt das typische Verhalten von Labyrinthdichtungen am Hochdruckverdichter eines Mehrwellentriebwerks erkennen (Skizze oben). Die axiale Lagerkraft entspricht der Resultierenden aus den „Kolbenkräften“. Man erkennt, dass die Lagerkräfte

bei verschlissenen Dichtungen und höheren Verdichteraustrittsdrücken in erster Näherung ca. doppelt so hoch wie bei neuen Dichtungen sind. Die Lagerkraft verläuft über dem Verdichteraustrittsdruck nicht linear entsprechend PE und P1 sondern zeigt ein ausgeprägtes Maximum. Dieses Verhalten ist im Zusammenhang mit den Labyrinthdichtungen im Turbinenbereich zu sehen.

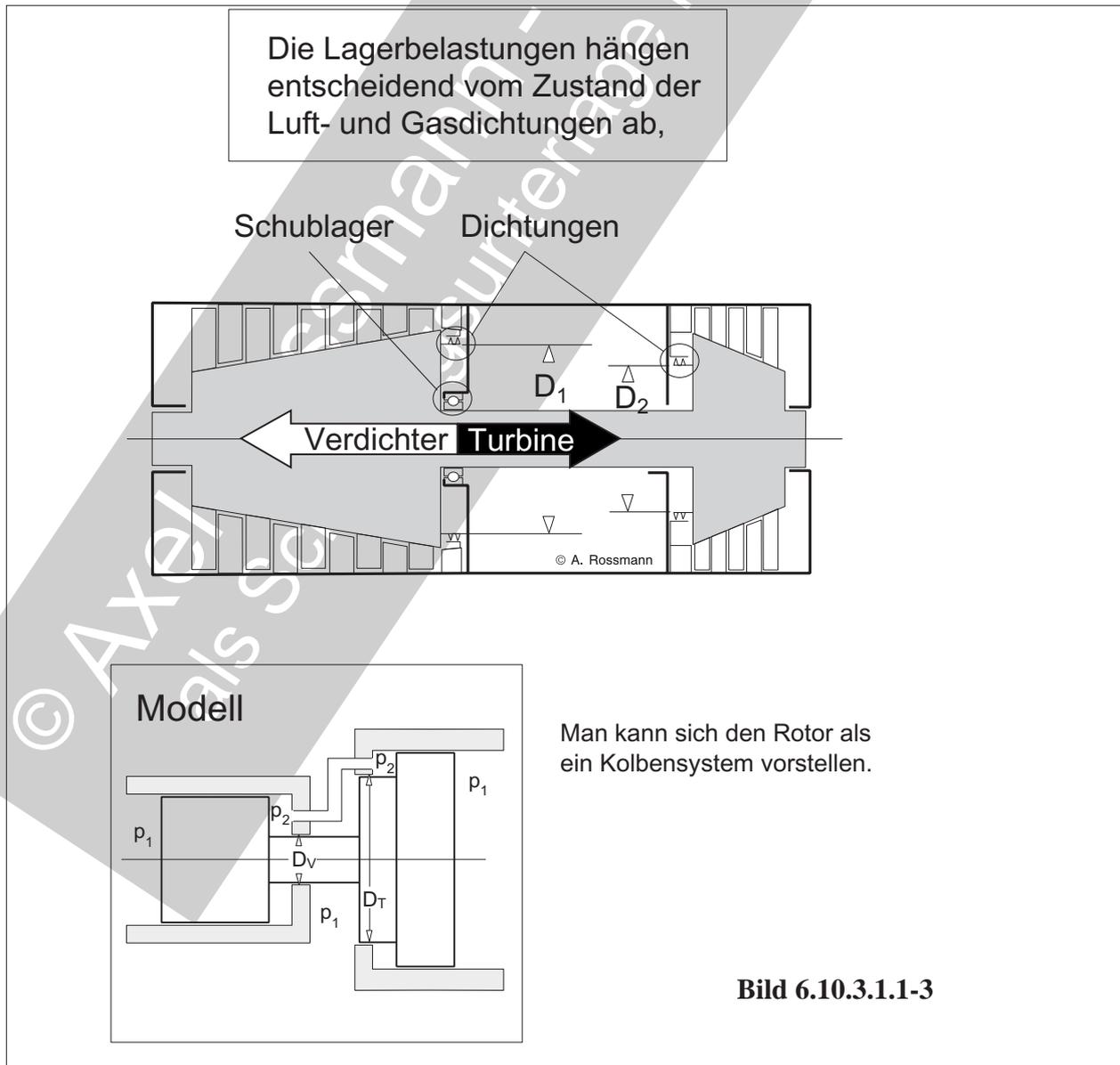
Der Druck P1 hinter dem Verdichteraustrittslabyrinth liegt bei eingelaufenen Dichtungen deutlich über dem neuer Dichtungen. P1 (Diagramm unten rechts) steigt mit dem Verdichterdruk PE linear an. Der Anstieg ist bei verschlissenen Dichtungen jedoch steiler als bei neuen Dichtungen.

‘Berührungsfrie’ Dichtungen Labyrinth: Grundlagen

Bild 6.10.3.1.1-3 : Der Zustand der Dichtungen beeinflusst die Luft- und Gasdrücke in den verschiedenen Triebwerkszonen. Der Verdichter baut nach hinten den Luftdruck auf. Ohne die Verdichterenddichtung würde er zusätzlich zu den nach vorne wirkenden Kräften entsprechend dem Austrittsquerschnitt und dem Gesamtdruckverhältnis eine “Kolbenkraft” nach vorne auf die Verdichterendscheibe erfahren. In der Turbine fällt der Druck in Strömungsrichtung ab. Daher erfährt die Turbine eine hohe Axialkraft nach hinten. Über die Wellen werden diese Kräfte zwischen Verdichter und Turbine vom Konstrukteur des Luftsystems bestmöglich kompensiert: Die Durch-

messer der Labyrinthdichtungen am Verdichteraustritt und Turbineneintritt sind so aufeinander abgestimmt, dass möglichst während der gesamten Betriebszeit eine gut beherrschbare axiale Lagerkraft in eine Richtung wirkt. Eine zu geringe Lagerkraft oder ein Richtungswechsel der Lagerkraft je nach Betriebszustand sind unerwünscht. Verändern sich die Labyrinthspiele im Laufe der Betriebszeit, z.B. durch Verschleiß oder Erosion, so ändern sich die Leckagen und damit die Drücke und die Lagerkräfte.

Bei ungewöhnlich großem Labyrinthverschleiß können deshalb die Lager Ermüdungsschäden erleiden.



Labyrinth-schwingungen (vergl. Lit 6.10.3.1.1-15):

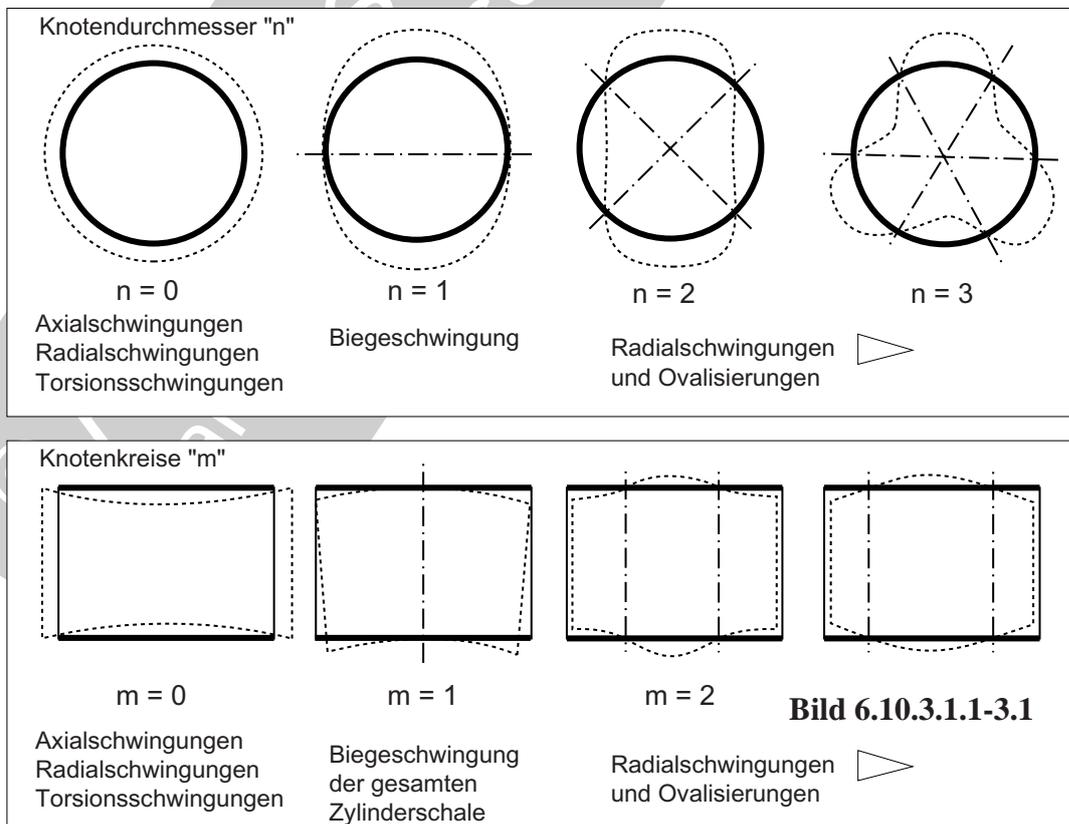
Labyrinth sind erfahrungsgemäß schwingungsgefährdete Komponenten. Ihre meist filigrane Gestaltung als dünnwandige Zylinder oder Kegel macht sie für Schwingungen anfällig. Die obige Tabelle enthält eine Übersicht von **Schwingungsursachen an Labyrinth** (Lit. 6.10.3.1.1-17 und Lit. 6.10.3.1.1-18). Die Schwingungsanregung wird durch Betriebsparameter begünstigt: Umfangsgeschwindigkeit, Drehzahl, axiale Spaltströmung und Umfangsströmungen in den Kammern, Druckgefälle vor und hinter sowie in der Dichtung und Schwingungen der Befestigungen des rotierenden und/oder statischen Teils. Hohe Mittelspannungen durch Wärmespannungen infolge von Temperaturgradienten begünstigen Schwingrisse und -brüche (Bild 6.10.3.1.2-9.2).

Die Schwingungen dünnwandiger Zylinder- oder Kegelschalen treten typischerweise mit Knotenkreisen („**m**“) und Knotendurchmessern („**n**“) auf (siehe Bild 6.10.3.1.1-3.1).

Die Knotendurchmesser in einer **ruhenden Zylinderschale sind raumfest**, die Knotendurchmesser einer **rotierenden Zylinderschale laufen** gegenüber einem mitrotierenden Beobachter entweder in der Drehrichtung des Rotors (sog. vorwärts laufende Welle) oder entgegen der Drehrichtung des Rotors (sog. rückwärts laufende Welle) um.

Labyrinth-schwingungen beeinflussen den Labyrinthspalt und damit die Dichtwirkung. Kommt es zum Anstreifen eines schwingenden Labyrinths, ist bei bestimmten Schwingungsformen mit typischen Anstreifspuren zu rechnen, die Rückschlüsse auf den Anstreifvorgang und dessen Ursache zulassen (siehe Bild 6.10.3.1.2-21 und 6.10.3.1.2-22).

Typische Schwingungsformen dünnwandiger Zylinder- und Kegelschalen.



Spaltbeeinflussende Schwingungen in Labyrinthdichtungen

Schwingungsursache	Erregungskraft	Bemerkungen
1 Resonanz des Gesamtrtors (kritische Drehzahl)	kleine Rotorunwucht	Durch die Auslegung wird angestrebt, dass der Betriebsbereich des Gesamtrtors frei von kritischen Drehzahlen (Starrkörperbewegung und Rotorbiegung) ist. Falls dies nicht möglich ist sollten kritische Drehzahlen an den Lagerpositionen dämpfbar sein und gedämpft werden.
2 Resonanz der rückwärts laufenden Welle des Rotors mit der Rotordrehzahl. d.h. die rückwärts laufende Welle des Stators ist gegenüber einem ruhenden Beobachter raumfest.	Druckverteilung im stationären Stromfeld in Umfangsrichtung, z.B. auf Grund von Einbauten im Strömungskanal	Schadensbild: Periodische Verschleißspuren am Stator gemäß der Zahl der Knotendurchmesser der resonanten rückwärtslaufenden Rotorwelle (siehe Bild 6.10.3.1.2-22). Ebenso sind Schwingungsbrüche (HCF-Versagen) an der höchstbelasteten Stelle des Rotors bei der angeregten Schwingungsform möglich.
3 Resonanz der Statorschwingung mit der Rotordrehzahl	In Umfangsrichtung mit der Rotordrehzahl umlaufende Druckstörungen aufgrund des gegenüber der Mittellage exzentrisch umlaufenden Rotors (Grund: Immer vorhandene Restunwucht im Rotor sowie Nachgiebigkeit von Rotor und Lagern).	Schadensbild: Periodische Verschleißspuren am Rotor gemäß der Zahl der Knotendurchmesser der resonanten Statorschwingung (siehe Bild 6.10.3.1.2-22). Ebenso sind Schwingungsbrüche (HCF-Versagen) an der höchstbelasteten Stelle des Stators bei der angeregten Schwingungsform möglich.
4 Resonanz aufgrund der Frequenzgleichheit von Rotor und Stator (" Koinzidenz ")	Durch Statorschwingung hervorgerufene periodisch sich ändernde Luftkräfte mit raumfesten Knotendurchmessern in der Labyrinthkammer	Schadensbild: Schwingungsbrüche an der höchstbelasteten Stelle im Rotor oder Stator bei der jeweils angeregten Eigenform, starkes Anstreifen der Dichtspitzen und Folgeschäden. Abhilfen: Verstimmen des rotierenden Dichtungsteils gegenüber der betreffenden Eigenfrequenz des Stators.
5 Resonanz aufgrund der akustischen Anregung durch Druckwellen in der Anströmung in der Labyrinthkammer oder in einer an die Dichtung angrenzenden Luftkammer (siehe Bilder 6.10.3.1.2-17 und 6.10.3.1.2-18).	In der Labyrinthkammer oder in einer an die Dichtung angrenzenden Luftkammer in Umfangsrichtung mit Schallgeschwindigkeit gegenüber dem strömenden Medium umlaufende Druckwellen.	Wie 4 , Resonanz aufgrund von Koinzidenz (siehe Bild 6.10.3.1.2-21). Abhilfe: - Verstimmen der resonanten Dichtungs Komponente oder Aufbringen eines Schwingungsdämpfers an der resonanten Komponente (siehe Bild 6.10.3.1.2-1)
6 Aeroelastische Instabilität: Selbsterregte Schwingungen infolge des Wechselspiels zwischen elastischen Dichtungs Komponenten und Luftkräften	Periodisch sich ändernde Luftkräfte aufgrund von Schwingungen einer Dichtungs Komponente	Wie 4 , Resonanz aufgrund von Koinzidenz (siehe Bild 6.10.3.1.2-23). Abhilfen: -Nach Möglichkeit sollte das schwingunggefährdete Teil auf der Niederdruckseite befestigt und ausreichend versteift werden. -Anbringen eines Schwingungsdämpfers am gefährdeten Teil der Dichtung. -Bei Labyrinthkammern zwischen zwei Dichtungsspitzen: Vermeiden der Aufweitung der Radialspalte zwischen den Dichtungsspitzen und dem Stator in Strömungsrichtung bei der zur tiefsten Eigenfrequenz gehörenden Schwingungsform.
7 erzwungene Auslenkung einer biegeweichen Rotorwelle	große Rotorunwucht	Abhilfe: Wuchten in mehreren Ebenen
8 nicht achssymmetrische Druckverteilung in der Labyrinthdichtung	Kraft quer zur Auslenkungsrichtung des Rotors	in vorliegender Literatur unbefriedigend erklärt
9 Änderungen des Spitzenspalts am Umfang	auf die Schaufelblätter wirkende Auslenkungs Kräfte auf den Rotor	in vorliegender Literatur unbefriedigend erklärt
10 umlaufende Rotorauslenkung durch Anstreifen	Reibungskräfte beim Anstreifen	in vorliegender Literatur unbefriedigend erklärt
11 Leckluft des Labyrinths	Luftkräfte der Spaltströmung	besonders gefährdet sind " weiche ", auf der Niederdruckseite befestigte Dichtungs Komponenten und " steife " auf der Hochdruckseite befestigte Dichtungs Komponenten.

Tabelle mit Vorschlägen von O.Liebscher

Bild 6.10.3.1.1-3.1: Schwingungen dünnwandiger Zylinder- und Kegelschalen treten typischerweise mit „n“ Knotendurchmessern und „m“ Knotenkreisen auf:

- Schwingungen mit $n=0$ Knotendurchmessern sind Axial-, Radial-, und Torsionsschwingungen der gesamten Schale.
- Schwingungen mit einem Knotendurchmesser sind Biegeschwingungen der gesamten Zylinderschale.
- Schwingungen mit zwei und mehr Knotendurchmessern sind Radialschwingungen und Ovalisierungen.

Die Knotendurchmesser in einer ruhenden Zylinderschale sind raumfest. Die Knotendurchmesser in einer rotierenden Zylinderschale laufen gegenüber einem mitrotierenden Beobachter entweder in der Richtung des Rotors (sog. vorwärtslaufende Wellen) oder entgegen der Drehrichtung des Rotors (sog. rückwärtslaufende Schwingungswellen) um.

Die Dichtwirkung eines Labyrinths ist von vielen Faktoren abhängig. Werkstoff und konstruktive Gestaltung spielen dabei eine besondere Rolle.

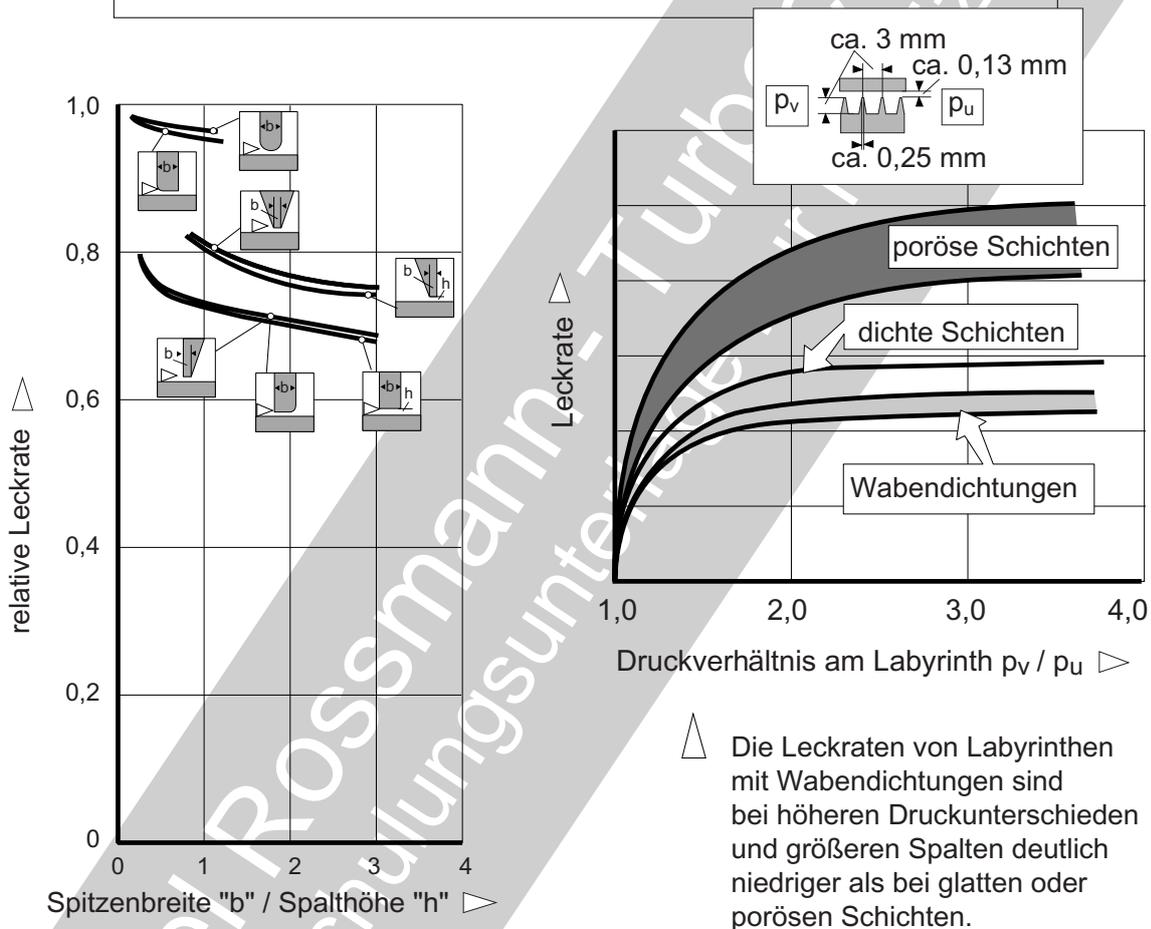


Bild 6.10.3.1.1-4

Bild 6.10.3.1.1-4 (Lit. 6.10.3.1.1-2): Für die **Labyrinthgeometrie** und die Dichtwirkung gelten unter der Annahme turbulenter Strömung die folgenden Zusammenhänge:

Spaltweite: Leckverluste sind näherungsweise proportional der Spaltweite hoch $3/2$.

Kammerbreite (Teilung): Bereits eine relativ schwache Strukturierung des Labyrinths erhöht den Durchflusswiderstand gegenüber einer glatten Fläche. Dies gilt auch noch für große Teilungen. Es gibt ein schwach ausgeprägtes Optimum bei ca. 2 mm Kammerbreite im Be-

reich zwischen ca. 1 bis 3 mm. Erst bei sehr groben Teilungen nähert sich die Dichtwirkung der des glatten Spaltes. Bei instationären Druckverläufen muss ein Kompromiss gefunden werden. Druckverhältnis und Kammerbreite beeinflussen sich wenig, d.h. es besteht hier weitgehende Gestaltungsfreiheit.

Spalllänge: Allgemein gilt: Je größer die (axiale) Spalllänge, desto höher ist der Spaltwiderstand (auch bei konstanter Kammerzahl) d.h. steigender Teilung.

Kammertiefe: Der Strömungswiderstand schwach profilierter Labyrinthspalte zeigt bereits für sehr flache Kammern eine deutliche Abhängigkeit von der Kammertiefe. Ein solches Verhalten dürfte auch für flach profilierte Schichten (z.B. eingeschlossene Rillen in keramische Dichtbeläge) bedeutsam sein. Ein Optimum liegt im Bereich des Verhältnisses Kammertiefe/Kammerbreite = 1/4.

Spitzenneigung: Grundsätzlich ist eine Neigung gegen die Strömungsrichtung anzustreben. Damit steigt der Strömungswiderstand in der Dichtung. Eine Neigung in Strömungsrichtung ergibt jedoch immer noch eine bessere Dichtwirkung als eine glatte Wand. Wichtig ist, dass der Winkel im Bereich von 30°-60° liegt. In diesem Bereich wird jedoch ein ausgeprägtes Optimum beobachtet. Der Strömungswiderstand steigt auch bei geneigten Labyrinthspitzen mit abnehmender Spaltweite (Diagramm links).

Bei kleinen Spaltweiten ist kein Vorteil gegenüber einer senkrechten „Luvseite“ (druckseitige Flanke) der Labyrinthspitzen nutzbar. In diesem Fall ist der relativ hohe Fertigungsaufwand schräger Spitzen nicht gerechtfertigt.

Schräge Labyrinthspitzen führen zu breiteren Kontaktflächen beim Anstreifen (Bild 6.10.3.1.1-11) und damit zu **mehr Reibungswärme** und stärkerer Aufheizung des Labyrinths.

Kammerform: Eine schräge „Leeseite“ bewirkt einen deutlich (mehrfach) höheren Strömungswiderstand als eine schräge „Luvseite“.

Ein besonders stark erhöhter Strömungswiderstand entsteht bei einer Strukturierung der Gegenfläche (Einlauffläche). Dies erklärt den deutlichen Einfluss der Einlaufschichtoberfläche bzw. Anlauffläche. So sind z.B. **Porosität, Rauigkeit, Einlaufrillen, Veränderungen durch Erosion, Abrieb, Ermüdung usw. ein wichtiger Faktor für die Dichtwirkung** von Labyrinth. Gegenflächenstrukturen wie Honigwaben (engl. Honeycomb) werden seit lan-

gem genutzt (Bild 6.10.3.1.1-5 und 6.10.3.1.1-6). Der Dichteffekt wird durch eine Zerstörung der offenen Zellstruktur gemindert. Dies ist die Folge eines Verschmierens beim Anlauf (z.B. Deckelbildung, Bild 6.10.3.1.1-6), Ausbrechen durch Oxidation oder Verschleiß durch Anlauf und Erosion. Gefüllte Wabenstrukturen sind zwar erosions- und oxidationsbeständiger; dies dürfte jedoch zu Lasten der Dichtwirkung gehen.

Form der Spitzen: Je scharfkantiger und schmaler die Spitzen ausgebildet sind, umso besser ist üblicherweise die Dichtwirkung des Labyrinths. Selbstverständlich ist hier neben dem Fertigungsaufwand (insbesondere bei Panzerungen) das Verhalten auf Betriebseinflüssen (z.B. Aufheizempfindlichkeit, Erosion, Oxidation) zu berücksichtigen. Die Gestaltungsfreiheit wird so deutlich eingeschränkt. Ergebnisse aus 2D- und 3D-Dichtungsprüfständen lassen folgende Trends zum Einfluss der Gegenflächen erkennen:

- **Poröse Anstreichschichten** weisen eine höhere Leckage als glatte dichte Gegenflächen auf.
- Eine **Vergrößerung der Spalthöhe** erhöht die Leckage nicht in gleichem Maß. Die Leckage an porösen Einlaufschichten ist bei kleinen Spalthöhen höher als bei glatten dichten Gegenflächen. Größere Spalthöhen zeigen ein umgekehrtes Verhalten.
- Ni/C-Belag weist im Bereich von 0,13 bis 0,25 mm Spalthöhe eine geringere Leckage als dichte glatte Gegenflächen auf.

Das Diagramm rechts (Lit 6.10.3.1.1-5) lässt abhängig vom Druckverhältnis am Labyrinth den Zusammenhang zwischen Spalthöhe und Einlaufoberfläche erkennen. Eine relativ kleine Spalthöhe weist bei porösen Schichten, wie sie für thermische Einlaufschichten (z.B. NiC) typisch sind, deutlich größere Leckage auf als eine dichte glatte Vergleichsfläche. Erstaunlicherweise liegen Wabendichtungen bei dieser Labyrinthkonfiguration noch günstiger als die glatte Fläche (Einfluss der Zellgröße siehe Bild 6.10.3.1.1-6).

Bild 6.10.3.1.1-5 (Lit. 6.10.3.1.1-5): Dichtungen mit einer Wabenstruktur aus oxidationsbeständigem Ni-Basis-Blech (**Honigwabdichtungen = Honeycomb Dichtungen**) werden gerne als Anlaufflächen für Labyrinthspitzen im Heißteilbereich angewandt. Insbesondere als Anstreiffläche für Deckbänder von Rotorscheaufeln der Turbine und Labyrinthspitzen auf Zwischenringen der Rotoren. Labyrinthspitzen werden selbst bei mehreren Millimetern radialem und axialem Einlauf nicht unzulässig geschädigt (Lit 6.10.3.1.1-1). Dies liegt u.a. an der vergleichsweise **geringen Wärmeentwicklung** beim Anstreifvorgang. Ihre Dichtwirkung ist auch noch bei größeren Labyrinthspalten gut. Der **relative Leckluftstrom** im Diagramm zeigt den Einfluss der **Anstreifflächenstruktur** auf den Leckluftstrom im Vergleich zu einer glatten Wand.

Die folgenden Ergebnisse eines 2D- und 3D-Prüfstands (Lit. 6.10.3.1.1-5 und Lit. 6.10.3.1.1-10) sind für das Verhalten von Wabdichtungen als Gegenflächen in Labyrinthspalten typisch (Diagramm):

- Honigwabdichtungen verringern bei den üblichen im Betrieb auftretenden Spaltweiten die Leckage im Vergleich zu glatten Gegenflächen deutlich.
- Die Zellgröße der Honigwaben hat großen Einfluss auf die Leckrate.
- Honigwaben sind besonders für große Spalthöhen effektiv. Bei kleinen Spalthöhen ist jedoch sogar eine Erhöhung der Leckrate möglich.
- Eine steigende Umfangsgeschwindigkeit der Labyrinthspitzen vermindert bei glatten Gegenflächen und Einlaufschichten die Leckage. Wabdichtungen zeigen diesen Effekt nicht ausgeprägt.

Die in modernen Verdichtern häufig angewandten leicht porösen **Einlaufbeläge aus Al-Polyester und Nickel-Grafit** haben bei Spaltweiten bis ca. 0,2 mm geringere Leckluft-

raten als Honeycombdichtungen, danach hat die Honeycombdichtung deutliche Dichtungs-vorteile.

Die vergleichsweise angeführten wahrscheinlich **höher porösen Einlaufschichten** die nicht genauer charakterisiert wurden (Metallfilze?) zeigen rauigkeitsabhängig gegenüber Honeycombdichtungen mit Zellgrößen unter 1,6 mm deutlich höhere Leckluftstraten bei allen Spaltgrößen über 0,1 mm.

Honeycombstrukturen mit **sehr kleinen Zellgrößen** (0,8 mm) weisen bei allen Spaltweiten über 0,1 mm hervorragend niedrige Leckluftstraten auf. Diese Dichtungen erfordern sehr **kleine Wanddicken**. Damit dürften sie sehr **oxidationsempfindlich** sein.

Sehr lange Betriebszeiten, wie sie für moderne Triebwerke in Transportflugzeugen und in Industrieanwendungen typisch sind und/oder besonders korrosive Bedingungen können zu einer Schädigung der Wabenwände durch Oxidation oder Heißgaskorrosion führen. Im Extremfall versprödet die gesamte Wabenstruktur und bricht aus. Die Dichtwirkung wird entsprechend vermindert. So entstehen nicht nur hohe Spaltverluste und entsprechende Wirkungsgradeinbußen, sondern auch die Gefahr einer unzulässigen Aufheizung der Rotorabstandsringe durch die Heißgasleckströmung erhöht sich. Aus diesem Grund sollte der Hersteller die Langzeithaltbarkeit der Dichtsysteme im Heißgasbereich und für die betreiber-spezifischen Bedingungen glaubhaft demonstrieren können.

Im Hochdruckturbinenbereich werden auch mit Ni-Basis-Sinterwerkstoffen gefüllte Wabdichtungen gegenüber Rotorscheaufeln ohne Deckband eingesetzt. So soll die Gefahr des Ausbrechens der Honeycombstege bei Oxidation vermindert werden.

‘Berührungsfrei’ Dichtungen
Labyrinth: Grundlagen

Ein besonderer Vorteil der Honeycombdichtung ist die geringe Spalttempfindlichkeit.

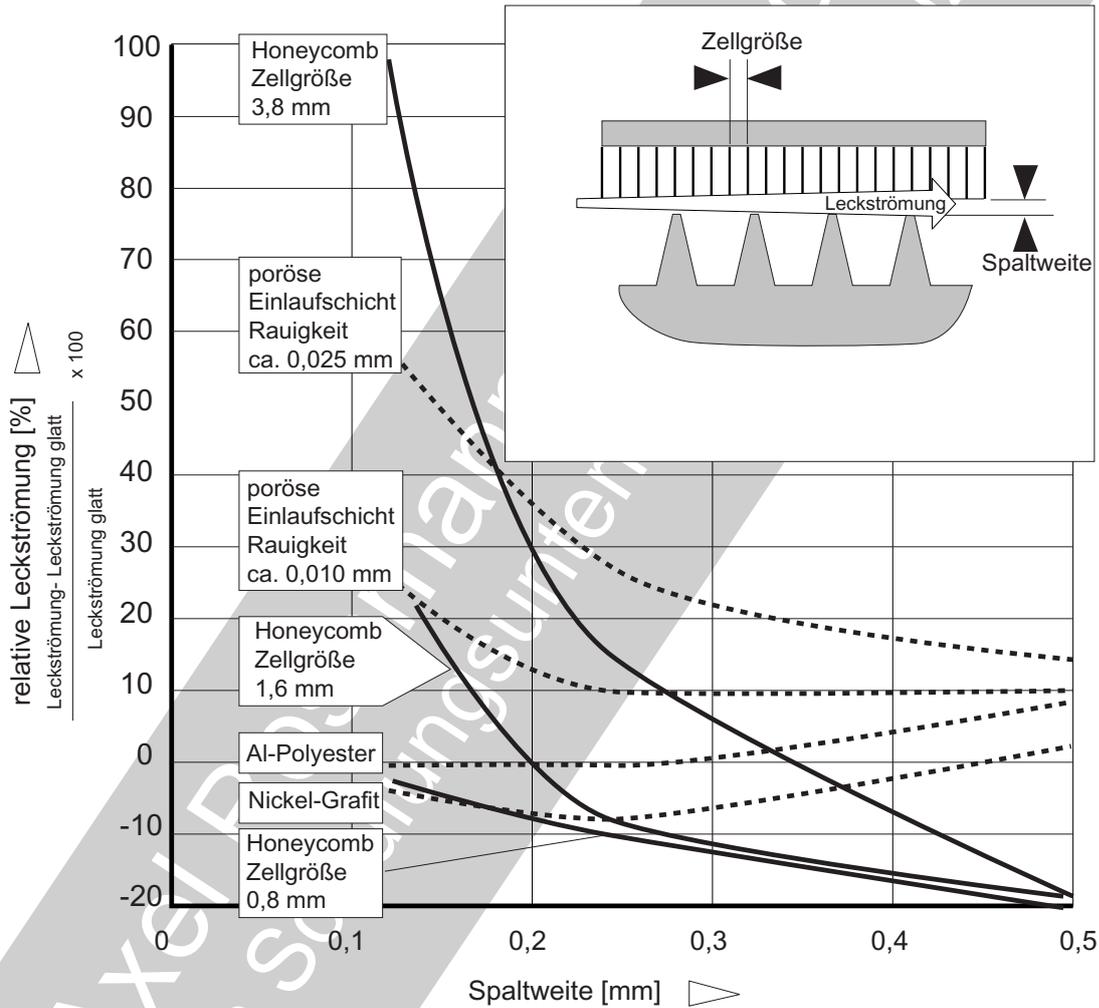
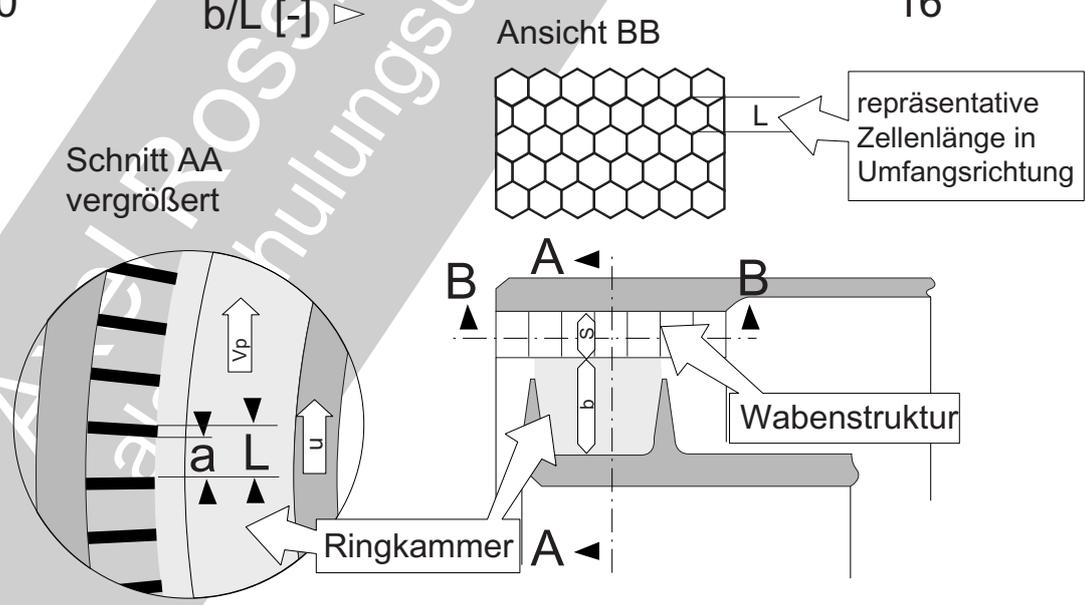
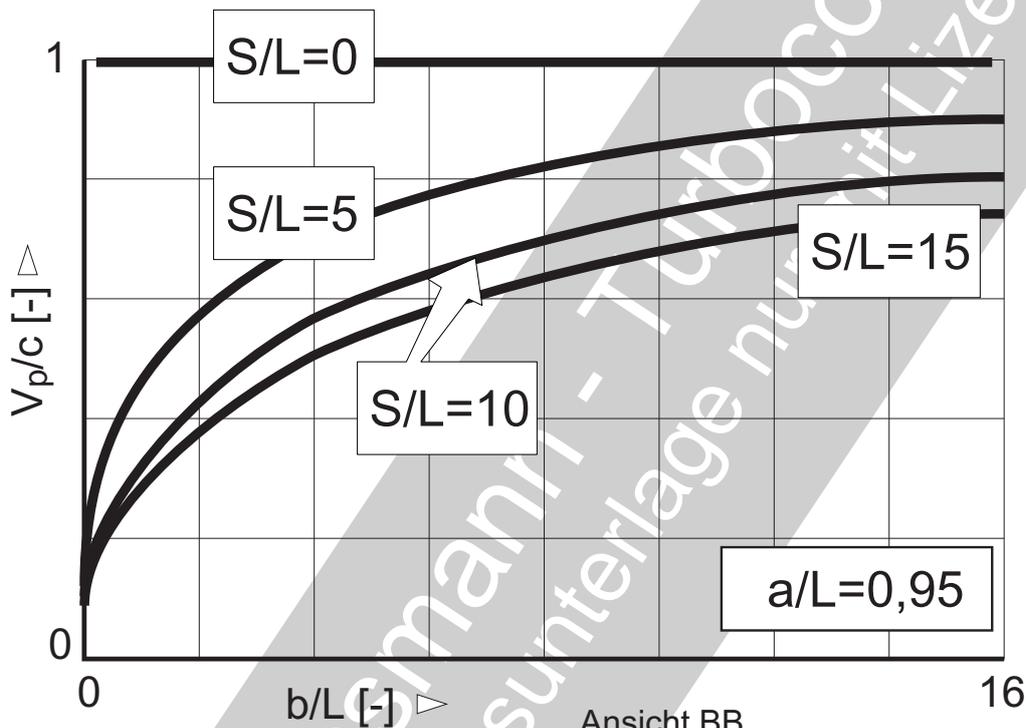


Bild 6.10.3.1.1-5

Wabendichtungen wirken auf akustisch angeregte Labyrinthschwingungen dämpfend.



V_p = Phasengeschwindigkeit der Druckwelle
im Luftstrom in der Ringkammer
 c = Schallgeschwindigkeit des Mediums

Bild 6.10.3.1.1-6

Bild 6.10.3.1.1-6 (Lit 6.10.3.1.1-9): Eine gegenüber dem strömenden Medium mit Schallgeschwindigkeit in der Labyrinthkammer (Ringraum zwischen zwei benachbarten Labyrinthspitzen) in Umfangsrichtung umlaufende Druckstörung führt dann zu einer **gefährlichen akustischen Resonanz mit Selbstverstärkung**, wenn die ganzzahligen Knotendurchmesser der Luftschwingung mit denjenigen der Labyrinthkomponente übereinstimmen und beide Wellen in die gleiche Richtung fortschreiten. Bei glatten Kammerwandungen ist die **Wellengeschwindigkeit gleich der Schallgeschwindigkeit im Luftstrom**. Die Phasengeschwindigkeit sich in Rotationsrichtung bewogender Wellen wird durch die Umfangsgeschwindigkeit der Luftströmung erhöht. Die Phasengeschwindigkeit von Druckwellen, die zur Rotationsrichtung gegenläufig sind, wird verringert. Wenn die Gegenwand zu den Spitzen wie **bei Wabendichtungen aus periodischen Hohlräumen besteht** (Skizzen unten), **die an ihrem Ende geschlossen sind, wird die Fortschrittsgeschwindigkeit der Druckwelle** (Phasengeschwindigkeit V_p) **vermindert** (Diagramm). **Je größer die Zellentiefe S ist und je kleiner die repräsentative Zellenlänge** (in Umfangsrichtung), **umso mehr wird die Druckwelle verzögert**. Diese Verzögerung erfolgt jedoch unterproportional. Eine glatte Gegenwand ($S/L=0$) hat erwartungsgemäß keinen verzögernden Effekt auf die Druckwelle. Das Diagramm gilt für ein Verhältnis a/L von 0,95, d.h. bei einer Wandstärke der Honigwabenstruktur von ca. 5% der Zellenlänge L . Bei einer typischen Zellenlänge von ca. 2 mm ist dies eine Wandstärke von ca. 0,1 mm. Eine durch Oxidation stark geschädigte Dichtungsstruktur lässt natürlich die Vorteile der offenen Waben für die Dämpfungswirkung, nicht erwarten. Derartig dünne Zellwände dürften den Langzeiteinsatz bei Oxidationsschädigung deutlich begrenzen.

Bei kleinen Spalten und kleinem Druckgefälle zeigen Wabendichtungen prinzipbedingte Nachteile.

bei kleinem Spalt sind große Waben ungünstig, bei großem Spalt sind große Waben von Vorteil.

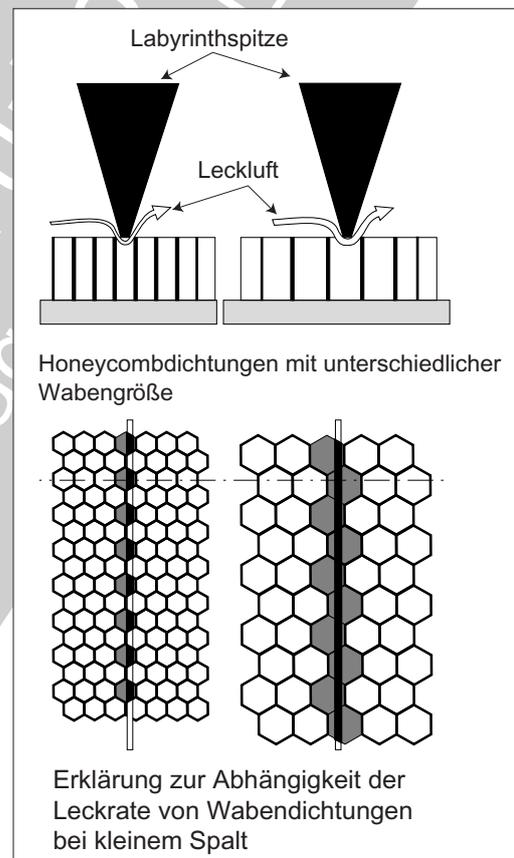
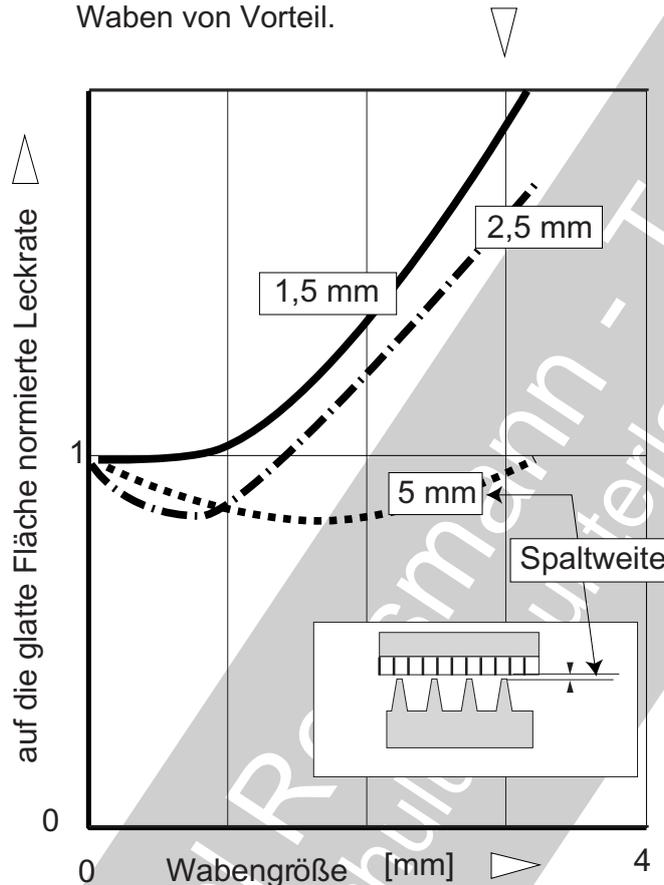


Bild 6.10.3.1.1-7

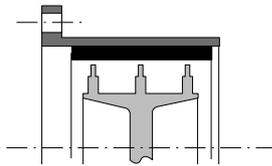
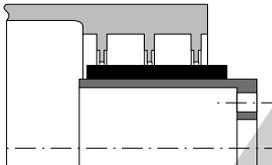
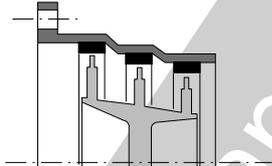
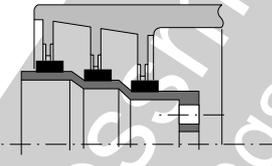
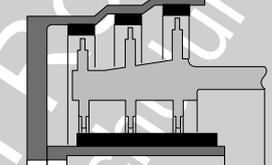
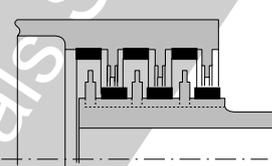
Bild 6.10.3.1.1-7 (Lit. 6.10.3.1.1-5 und Lit. 6.10.3.1.1-10): Im Diagramm ist erkennbar, dass die angegebene Labyrinthkonfiguration (große Waben bei kleinen Spalthöhen) eher ungünstig große Leckraten aufweist. Die Leckraten sinken jedoch bei größeren Spalten unter Werte der glatten dichten Fläche oder von kleinen Waben.

Der **Wabeneinfluss auf die Leckrate** lässt sich mit der nebenstehenden Skizze erklären:

Labyrinthspitze und Wabenstruktur kann im Kontakt mit größeren Waben die Spitze vom Luftstrom „umgangen“ werden (Skizze rechts), weil die Zelle von der Spitze deutlich weniger abgedeckt wird als bei einer kleinen Wabe. Größere Spalthöhen stören offenbar aerodynamische Effekte mit Dichtwirkung in der Honeycombstruktur weniger (Wirbelbildung, Luftschwingungen ähnlich einem „casing treatment“).

Bei kleinen Spalten bzw. direktem Kontakt von

Typische Labyrinthformen mit Vor- und Nachteilen

Labyrinthbezeichnung	Vorteile	Nachteile
 <p>glattes Labyrinth (zylindrisches Labyrinth)</p>	Fertigung Montage Modultausch	Betrieb (weich): <ul style="list-style-type: none"> • Schwingungen • geht unter Fliehkraft auf • starke Aufheizung bei Anstreifvorgang • Erosion durch gefangene Partikel
 <p>glattes Labyrinth (zylindrisches Labyrinth)</p>	Fertigung Montage Modultausch	Betrieb (weich): <ul style="list-style-type: none"> • Schwingungen • geht unter Fliehkraft auf • starke Aufheizung beim Anstreifvorgang • Ablösegefahr des Anstreifbelags • Erosion durch gefangene Partikel
 <p>Stufenlabyrinth (Treppenlabyrinth)</p>	Betrieb (steif, gute Dicht- wirkung)	Betrieb: <ul style="list-style-type: none"> • Axialbewegung begrenzt • große Anstreiffläche möglich
 <p>Stufenlabyrinth (Treppenlabyrinth)</p>	Betrieb (steif, gute Dicht- wirkung)	Betrieb: <ul style="list-style-type: none"> • Axialbewegung begrenzt • große Anstreiffläche möglich (Aufheizung) • Ablösegefahr des Anstreifbelags • Erosion durch gefangene Partikel
 <p>Doppellabyrinth (Krokolabyrinth)</p>	Bauweise (kurz) gute Dicht- wirkung	Betrieb: <ul style="list-style-type: none"> • Axialbewegung begrenzt • große Anstreiffläche möglich (Aufheizung) • Spalthaltüberbrückung • Erosion durch gefangene Partikel
 <p>Kammerlabyrinth</p>	gute Dicht- wirkung	Montage: <ul style="list-style-type: none"> • schwierig, schadensanfällig Betrieb: <ul style="list-style-type: none"> • Axialbewegung begrenzt • Kontaktgefahr der Labspitzen • Ablösegefahr des Anstreifbelags am Rotor • Erosion durch gefangene Partikel

axial geteiltes oder gebautes Labyrinth

Bild 6.10.3.1.1-8

Bild 6.10.3.1.1-8: Es gibt eine Vielzahl von Konfigurationen der Labyrinthdichtungen, die im Triebwerksbau angewandt werden. Die Auswahl eines Labyrinthdichtungstyps sollte sich an bewährten Anwendungen in ver-

gleichbaren Triebwerken unter vergleichbaren Betriebsbedingungen orientieren. Die Tabelle lässt erkennen, dass jede Konfiguration spezifische Stärken und Schwächen erwarten lässt. Fertigung, Kosten, Betriebsver-

halten, Montage und Reparatur sind wichtige Auswahlkriterien.

Fertigung: Labyrinthdichtungen erfordern durch ihre filigrane Geometrie, Genauigkeitsanforderungen und hochfesten Werkstoffe eine anspruchsvolle Fertigungstechnik. Genannt seien Probleme wie Verzug, Induzierung gefährlicher (Zug-) Eigenspannungen und Rissbildung (Schwingungsrisse im Fertigungsprozess, Schleifrisse, Kommarisse) in den meist schwer zerspan- oder schleifbaren Werkstoffen.

Ein besonderes Problem ist die sichere Verbindung der Anstreifschichten. Hierzu gehören fehlerhafte **Lötungen und Klebungen** oder schlecht haftende **thermische Spritzschichten**. Die **Panzerung der Spitzen** muss fertigungstechnisch ausreichend reproduzierbar und sicher beherrschbar sein. Komplizierte Labyrinth mit mehreren Spitzen können den thermischen Spritzprozess zur Aufbringung der Panzerung wegen schlechter Zugänglichkeit, Abprallern, Spritzstaubablagerungen oder nicht beherrschbarer Temperaturführung verhindern. Die keramischen Hartstoffe als Panzerung (z.B. Al_2O_3 oder ZrO_2) sind auf die Anstreifschicht abzustimmen (z.B. Wärmeentwicklung, Aufschmieren, Verschleiß). Dies erfordert eine intensive Optimierung und Erprobung der Parameter des thermischen Spritzprozesses (z.B. Vorbehandlung der Haftfläche, Vorwärmung, Durchläufe). Falls die Panzerung überschliffen werden muss, wirken entsprechende Belastungen (Schnittkräfte, Aufheizung) auf die Labyrinthspitzen.

Kosten: Die Material- und Fertigungskosten integraler Labyrinthkomponenten können einen merklichen Anteil von Rotorscheiben oder Schaufeln erfordern. Die Werkstoffauswahl des rotierenden Labyrinthträgers muss sowohl hohen Betriebslasten (Fliehkräfte bei hohen Temperaturen) gerecht werden, als auch eine eventuell mehrmalige Reparatur ermöglichen. Dies kann zur Verwendung teurerer Werkstoffe zwin-

gen. Mehrschrittige Arbeitsgänge für Panzerungen und/oder Einlaufschichten erfordern lange Durchlaufzeiten und teure Fertigungsanlagen mit einer intensiven und aufwändigen Qualitätssicherung.

Betriebsverhalten: Labyrinth müssen eine Vielzahl von Betriebseinflüssen sicher ertragen.

Hierzu gehören:

- Anstreifvorgang
 - örtliche Aufheizung/Thermoermüdung
 - Heißrissbildung
 - Schwingungsanregung
 - Abrieb/Verschleiß
 - Verzug, Unwuchten
- Oxidation
- Korrosion
- Erosion
- Schwingungen (z.B. durch Strömungseffekte)

Montage: Ein Labyrinth sollte möglichst einfach montierbar sein. Dies gilt sowohl für lösbares Fügen mit tragenden Komponenten bei der Neuteilmontage als auch für den eventuellen Austausch im Rahmen einer Reparatur. Der Labyrinthspalt sollte sich ausreichend genau überprüfen lassen. Die Labyrinthspitzen und/oder die Anstreifschicht der Labyrinthkomponenten dürfen beim Fügen von Modulen oder dem Aufbau eines Triebwerks nicht durch Gewalteinwirkung überlastet werden. Anzustreben ist, dass bei **einem Modultausch die Labyrinth nicht getrennt** werden müssen, sondern vollständig auf einem der Module verbleiben.

Muss bei einem Modultausch das Labyrinth getrennt werden, ist darauf zu achten, dass die neue Labyrinthkomponente einen **ausreichend großen Labyrinthspalt** gewährleistet (größer als bei einem Neuaufbau). Das gilt besonders dann, wenn zu erwarten ist, dass die verbliebene Einlaufschicht durch den Langzeitbetrieb (Oxidation, thermisch bedingte Struktur-

änderung) ihre Einlauffähigkeit eingeübt hat.

Reparatur: Labyrinth unterliegen funktionsbedingt einem Verschleiß und thermischen Schädigungen, welche die Möglichkeit einer mehrfachen Reparatur erfordern. Entsprechend sind geometrische Gestaltung, Werkstoffauswahl und eventuelle Schweiß- und Beschichtungstechniken auszuwählen. Für eine Reparatur muss die Dichtung tauschbar oder das Bauteil mit einem integralen Labyrinthring (z.B. ein Turbinenrad einer Kleingasturbine) für eine Reparatur am Teil geeignet gestaltet sein.

Bild 6.10.3.1.1-9 (Lit 6.10.3.1.1-6): Das Tribosystem Labyrinthspitze/Anstreifschicht erfordert je nach Betriebs- und Einsatzbedingungen eine geeignete **Auswahl der Anstreifpartner**. Im praktischen Betrieb haben sich die folgenden Anstreifbeläge trotz spezifischer Schwächen bewährt.

Grammophonrillen: Diese Struktur ist für mechanische Einflüsse (z.B. Fremdkörper, Montage) empfindlich. Die dünnen Stege können zu Schwingungen angeregt werden und ausbrechen (Lit 6.10.3.1.1-11). Besonders ist auf einen ausreichenden Ausrundungsradius am Rillengrund zu achten.

Ungefüllte Honigwaben sind besonders im wärmeren Bereich einer Turbomaschine (Hochdruckverdichter, Turbine) weit verbreitet. Problematisch ist die Langzeitoxidation der dünnen Strukturstege (siehe Band 1 Kapitel 5.6.1.4).

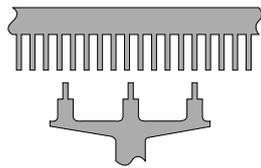
Gefüllte Honigwaben sind zwar im Vergleich zu ungefüllten Waben widerstandsfähiger gegen Erosion und Oxidation, ihre Einlauffähigkeit ist jedoch begrenzt.

Lotschichten aus Silber, Kupfer und Bronzen findet man besonders in älteren Triebwerkstypen. Problematisch kann eine **schädigende Wirkung des Abriebs in den Heißeilen** werden (Diffusion, Versprödung, Korrosion an Nickellegierungen). Besonders wichtig ist die **Abstimmung der Wärmedehnungen** zwischen Lot und tragendem Bauteil (Bild 6.10.3.1.2-31). Im kalten und mittleren Temperaturbereich (Verdichter) werden eingeklebte oder eingelötete **Metallfilze** verwendet. Ein besonderes Problem ist eine ausreichende Haftfestigkeit, weil **die poröse Struktur das Bindemedium einsaugt** (Bild 6.10.3.1.2-30). Dabei kann der infiltrierte Metallfilz zusätzlich seine günstigen **Einlaufeigenschaften** verlieren.

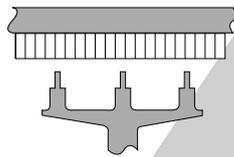
Thermisch gespritzte Ni/Grafit-Beläge sind in modernen Triebwerken weit verbreitet. Ihr Problem ist die begrenzte Erosionsfestigkeit und die **Alterung** durch Oxidation bei Temperaturen über 350°C.

Gefüllter Silikongummi kann eingegossen

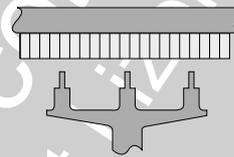
Anstreifbeläge für Labyrinth müssen entsprechend den besonderen Betriebsbedingungen ausgewählt werden.



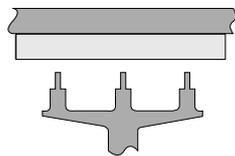
"Grammophonrillen"



ungefüllte Honigwaben
(Honeycomb)

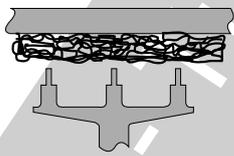


gefüllte Honigwaben
(Honeycomb)

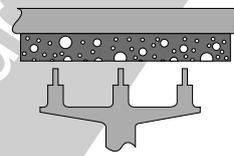


Lotschicht (z.B. Silber)

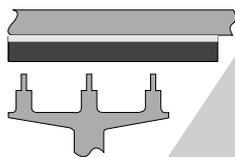
Bild 6.10.3.1.1-9



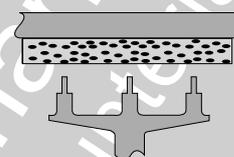
Metallfilz
(gelötet, geklebt)



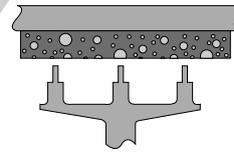
Ni/Grafit-Belag
(thermisch gespritzt)



gefüllter Gummibelag
(aufgeklebt)



gefüllte Kunstharze
(gespachtelt)



infiltrierter Belag
(z.B. mit Wasserglas)

oder eingeklebt werden. Dabei hat sich gezeigt, dass bereits kleine Abweichungen von bewährten Verfahrensparametern unzulässige Haftfestigkeitsprobleme entstehen lassen, die nur noch schwer ausreichend sicher zerstörungsfrei festzustellen sind.

Zu den gefüllten Kunstharzschichten gehört Polyester mit Al-Pulver. Diese Schichten weisen einen spezifischen Schadensmechanismus auf. Schrumpfung führt zu Spaltbildung und Schichtkorrosion entlang der abgelagerten Al-Partikel mit Blasenbildung und großflächigem Abheben der Schicht.

Poröse Spritzbeläge lassen sich durch Wasserglas infiltrieren und so der Erosionswiderstand steigern. Die infiltrierte Schicht ist jedoch deutlich schlechter einlauffähig. Auf diese Weise wird ein katastrophales Labyrinthversagen begünstigt.

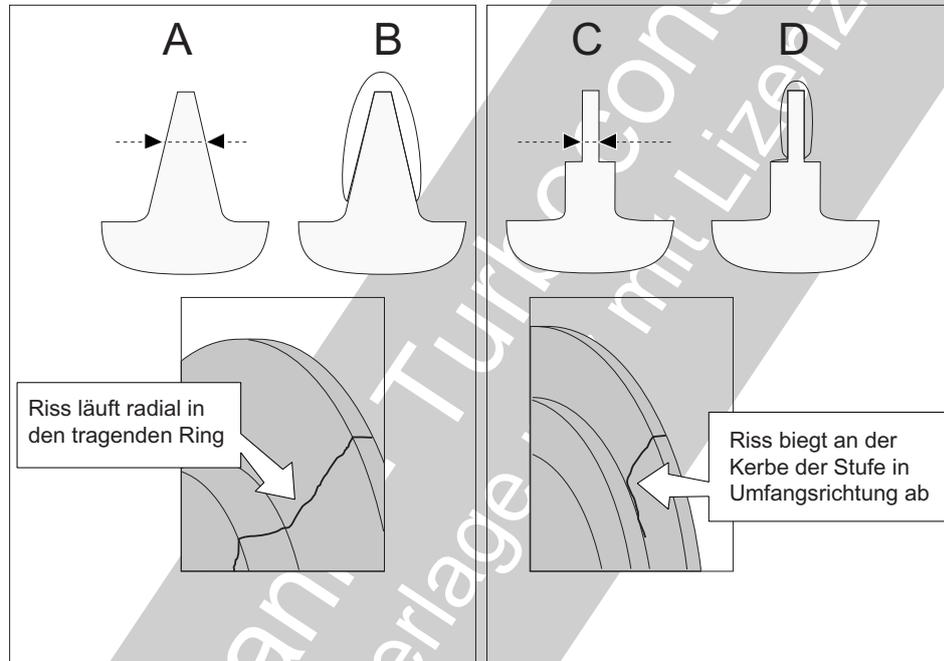
Bild 6.10.3.1.1-10.1: Mit der Geometrie des Spitzenquerschnitts lässt sich das Betriebsverhalten des Labyrinths gezielt verändern und optimieren. Die Bewertungen in der unteren Tabelle wurden vom Autor nach Erfahrung und Ingenieurgefühl mit folgenden Überlegungen vorgenommen. Die Einstufungen haben nicht den Anspruch auf absolute Gültigkeit:

Wärmeentwicklung: Bewertungskriterien sind die Größe der potenziellen Anstreiffläche und die Schneidwirkung einer ausreichend rauen Panzerung (dadurch geringe Reibungswärme).

Wärmestau: Bewertet wurde der Unterschied zwischen Wärmeeinbringung und Wärmeableitung an der Spitze. Diese ist bei den schmalen Spitzenstegen des gestuften Querschnitts wahrscheinlich schlechter als bei dem kontinuierlich breiter werdenden Querschnitt. Von

‘Berührungsfrie’ Dichtungen
Labyrinth: Grundlagen

Beeinflussung der Betriebseigenschaften eines Labyrinths durch die Geometrie des Spitzenquerschnitts



positiv bewertete Eigenschaften	A	B	C	D
Wärmeentwicklung gering	--	+	0	++
Wärmestau gering	+	++	-	+
Anrissbildung (Heißrisse)	0	++	--	+
Risswachstum langsam	-	-	--	--
Fail safe-Verhalten	--	--	+	+
Verschleiß klein	0	++	--	+
Abrieb ungefährlich	0	-	0	--
Anstreifkräfte klein	-	+	+	++
Reparierbarkeit gut	+	-	+	--
Beulgefahr des Rings gering	--	+	+	++

Bild 6.10.3.1.1-10.1

der Panzerung ist neben der Schneidfähigkeit ein Isolationseffekt zu erwarten, was die Wärmeeinbringung deutlich reduziert.

Anrissbildung: Die Anrissbildung beruht auf hohen Anstreiftemperaturen und hohen Eigen-

spannungen durch behinderte Wärmedehnung im Aufheizbereich. Wichtige Einflüsse sind Wärmeentwicklung und Wärmeableitung, die nicht zu einem gefährlichen Wärmestau führen sollten.

Risswachstum: Bewertet wird das langsame Risswachstum von Heißrissen oder einer geschädigten Anstreichzone solange es sich auf den Querschnitt der Spitze beschränkt. Risstreiber ist in erster Linie der Start-Abstellvorgang (LCF).

Fail safe-Verhalten: Hier geht es um die Neigung des wachsenden Risses aus der Spitze in den tragenden Labyrinthring fortzuschreiten. Dieses Risswachstum kann sowohl durch eine LCF-Beanspruchung als auch von einer hochfrequenten Schwingung ausgelöst werden. Das Risswachstum kann die Integrität des gesamten Labyrinths gefährden und zu gefährlichen Folgeschäden nach Bauteilbruch führen. Die Kerbwirkung einer Stufe im Labyrinthquerschnitt soll den Riss in Umfangsrichtung abbiegen lassen. Dieses Rissverhalten ist erfahrungsgemäß nicht immer gewährleistet.

Verschleiß: Das Abriebvolumen beschreibt sowohl den Verschleiß der Spitze und damit die Spaltvergrößerung bzw. die Abnahme der Dichtwirkung. Hier ist die Größe der Kontaktfläche der Spitze und die Schneidfähigkeit wichtig. Dieses Kriterium ist dann nicht anwendbar, wenn der Abrieb an der Spitze entstehen soll.

Abrieb (-partikel): Große Abriebmengen können zur Verstopfung von Kühlluftkanälen oder zum Aufbau der Spitze und damit zu einem selbstverstärkenden Anstreichvorgang führen. Abplatzungen der Panzerung dürfen nicht in Lager gelangen, weil sie dort zur Laufbahnermüdung und in Gasführungen zur Erosion führen.

Anstreichkräfte: Die Kräfte beim Anstreichvorgang sollten möglichst klein sein, um die Labyrinthstruktur nicht zu überlasten oder gefährliche mechanische Schwingungen anzuregen.

Reparierbarkeit: Komplexe, dünnwandige, genau tolerierte Spitzengeometrien erfordern aufwändige Reparaturverfahren (Aufschweißen, spanend Bearbeiten, Beschichten). Hochwarmfeste Werkstoffe (z.B. PM- und Gusswerkstoffe) sind schwer schweißbar und neigen zur Warmrissbildung.

Beulgefahr: Ein Ausbeulen des rotierenden inneren Labyrinthrings bei örtlicher Aufheizung durch den Anstreichvorgang und entsprechender Wärmedehnung verstärkt den Anstreichvorgang. Damit entsteht die Gefahr eines selbstverstärkenden Anstreichvorgangs und großer Unwuchten.

Bild 6.10.3.1.1-10.2 (Lit 6.10.3.1.1-15): In den seltensten Fällen behalten Labyrinth ihre, für die Dichtwirkung **optimale Geometrie des Neuteils** bei. Durch Verschleiß beim Anstreifen, Oxidation und Erosion werden Spitzen gerundet und Beläge ausgerieben (siehe hierzu Bild 6.10.3.1.1-4). So kann eine Umfangsrille über den Spitzen entstehen. Deren Geometrie wird von den axialen und radialen Relativbewegungen der Spitzen zu den Anstreichschichten und den Tribobedingungen bestimmt. Härte von Belag und Spitze sowie das abrasive Verhalten spielen eine wichtige Rolle. Mit Sicherheit ist auch die Oberflächenstruktur des Anstreichbelags zu berücksichtigen. Bild 6.10.3.1.1-5 zeigt das für die offene Honeycombstruktur.

Es ist deshalb schwer, für alle diese Möglichkeiten und die unterschiedlichen Labyrinthgeometrien (Skizze links) befriedigende quantitative Aussagen zu machen. Im Folgenden wird sich auf qualitative Aussagen beschränkt. Für die Dichtwirkung darf der Einfluss thermodynamischer Parameter des Leckstroms nicht unberücksichtigt bleiben. Diese sind in der **Reynoldzahl** „Re“ enthalten. Sie ist von Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit und

Abgerundete Labyrinthspitzen und Verschleißrillen in der Gegenfläche verschlechtern die Dichtwirkung stark.

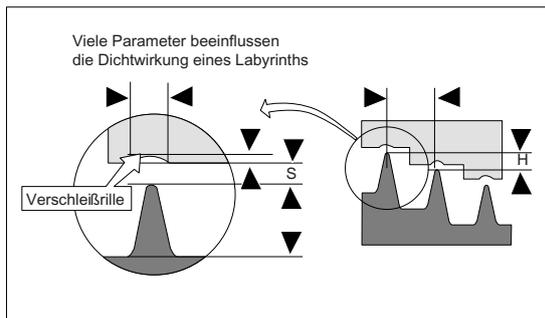
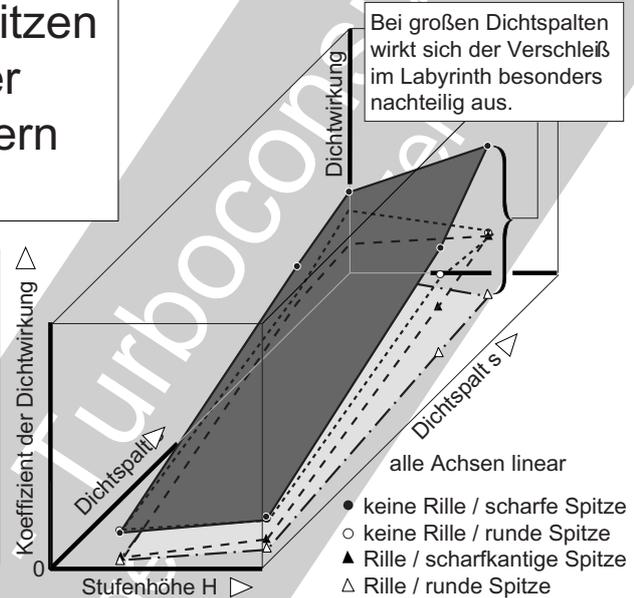


Bild 6.10.3.1.1-10.2



Druck bestimmt. Bei kleinen Re -Zahlen kann das Dichtverhalten der Labyrinth deutlich stärker variieren, als es das Diagramm zeigt. Dies gilt für „mittlere“ Re -Zahlen.

Die Untersuchungen wurden an Stufenlabyrinth mit geschlossenen Anstreifbelägen, d.h. nicht besonders rau und/oder porös durchgeführt. Sie haben bestätigt, dass **Rillen in den Belägen und abgerundete Spitzen die Dichtwirkung gegenüber der optimalen Neuteilgeometrie dramatisch verschlechtern (Diagramm)**. Es kann zu einem Mehrfachen der Leckströmung führen.

Insbesondere **bei großen Neu-Spalten ist eine scharfkantige Labyrinthspitze wichtig**. So kann die Wirbelbildung an der Spitze besonders effektiv den Strömungswiderstand erhöhen.

Werden die Spitzen zur Minimierung des Abriebs mit Hartstoffen durch thermisches Spritzen gepanzert, entstehen ohne Nacharbeit bereits am Neuteil runde Kanten. Damit liegen in der Dichtwirkung nicht optimale Spitzenkonturen vor (Bild 6.10.3.1.1-10.1). Ein Schleifen der Spitzen ist jedoch sowohl von den Kosten her problematisch als auch durch verschlechterte Triboeigenschaften sicherheitsrelevant. Glatte Flächen haben eine schlech-

tere Schneidwirkung und erzeugen beim Anstreifen viel Wärme. Das verschärft die Problematik der **Heißbrissbildung** (Bild 6.10.3.1.2-9.2).

Bild 6.10.3.1.1-11: Die **Aufheizung eines Labyrinths** ist von erheblicher Bedeutung für die Sicherheit und das Betriebsverhalten. Sie erfolgt in erster Linie, jedoch nicht ausschließlich, durch einen Anstreifvorgang. Dabei entstehen an den Komponenten als Folge der Reibungswärme örtlich extreme Temperaturen. Diese hängen von der entstehenden Wärmemenge, dem Wärmeübergang, der Wärmekapazität und der Ableitung der Wärme ab. Neben der Reibungswärme ist eine mögliche Aufheizung durch die Luftreibung im Labyrinth von Bedeutung. Je geringer der Leckluftstrom, umso höher sind die Temperaturen im Labyrinth. Eine Mindestleckluftmenge ist deshalb unverzichtbar.

Die Menge der Reibungswärme steht u.a. in Zusammenhang mit der **Größe der Kontaktflächen**. Bei axialem Rotorversatz ist mit einseitiger Aufheizung der Labyrinthspitze über den gesamten Umfang zu rechnen (Skizze oben links). Eine Unterbrechung des Leckluftstroms und die große Kontaktfläche lassen eine besonders intensive Aufheizung der Labyrinthspitze erwarten. Bei radialer Auslenkung dichtet die Labyrinthspitze auf einem Sektor mit der Kontaktfläche ab, außerhalb dieses Bereichs verbleibt jedoch ein Leckluftstrom.

Die Skizzen oben rechts zeigen den Unterschied zwischen einem schrägen und einem geraden Labyrinthzahn. Für den schrägen Labyrinthzahn ist eine höhere Wärmeentwicklung bei größerer Spitzenbreite (notwendig für ausreichende mechanische Belastbarkeit) zu erwarten. Schmale schräge Zähne dürften wegen dem ungünstigeren Querschnittsverlauf eine schlechtere Wärmeableitung als gerade Zähne aufweisen. Damit sind schräge Labyrinthzähne überhitzungsempfindlicher.

Der unterschiedliche „Schnittwinkel“ (Anstellwinkel der axialen Kontaktfläche) führt beim schrägen Zahn im Gegensatz zum geraden Zahn zu einer Anstreifkraft die in den Belag gerichtet ist. Dies kann bei einem weichen Rotor den Anstreifvorgang verstärken.

Die untere Skizze zeigt zwei der am häufigsten angewandten Querschnitte von Labyrinthspitzen. Der dreieckige Querschnitt lässt im Vergleich zum rechten stufenförmigen eine bessere Wärmeabfuhr erwarten. Ein **dreieckiger Querschnitt verhindert somit eher eine Überhitzung mit Rissbildung**. Er leitet jedoch mehr Wärme in den tragenden Ring, wodurch die **Gefahr einer örtlichen Verformung und eines sich unbeherrschbar beschleunigenden Anstreifvorganges wächst**. Kommt es trotzdem an der Spitze zur Rissbildung durch Thermoermüdung, kann sich der Riss im dreieckigen Querschnitt leichter als im abgestuften Querschnitt in den tragenden Ringquerschnitt ausbreiten.

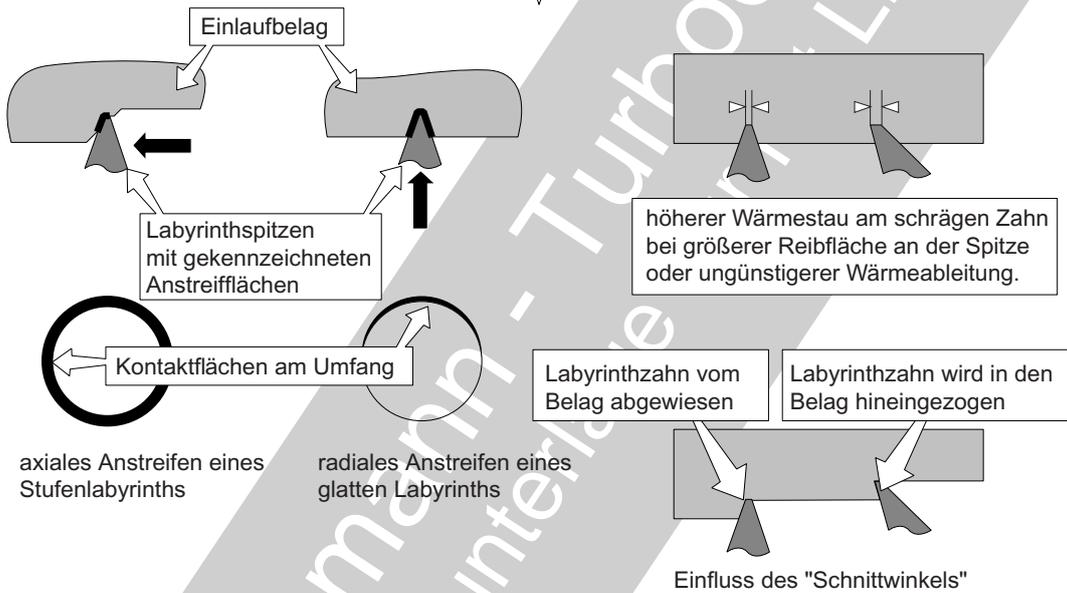
Der schmale, **rechteckig abgestufte Spitzenquerschnitt** wird wegen der schlechteren Wärmeableitung leichter überhitzt. Es kommt jedoch wegen der **geringeren Wärme einbringung und der aussteifenden Wirkung des relativ massiven Stegquerschnitts nicht so leicht zum Verzug des tragenden Rings**. Der Querschnittssprung hat erfahrungsgemäß offenbar einen erwünschten **Risstopppeffekt** (Lit. 6.10.3.1.1-11, Bild 6.10.3.1.1-11.1).

Die **Mindesthöhe** des schmalen Spitzenquerschnitts „**h1**“ muss größer als die radiale Länge der zu erwartenden **Heißrisse** sein. Laufen die Heißrisse über die Stufe in den dickeren Querschnitt, ist die Wirksamkeit der Ablenkung bei Rissfortschritt nicht mehr gewährleistet.

Die Höhe „**h2**“ ist neben der Wärmeableitung auch für die Abstrahlung der Reibungswärme beim Anstreifvorgang von Bedeutung und sollte ebenfalls ausreichend dimensioniert sein.

Die möglichst geringe Aufheizung der Labyrinthspitzen ist von großer Bedeutung für ein sicheres Betriebsverhalten.

Die Kontaktflächen beeinflussen stark die Aufheizung der Labyrinth beim Anstreifen.



Einfluss der Spitzengeometrie des Labyrinths auf die Aufheizungsempfindlichkeit und die Neigung zur thermisch induzierten Rissbildung.

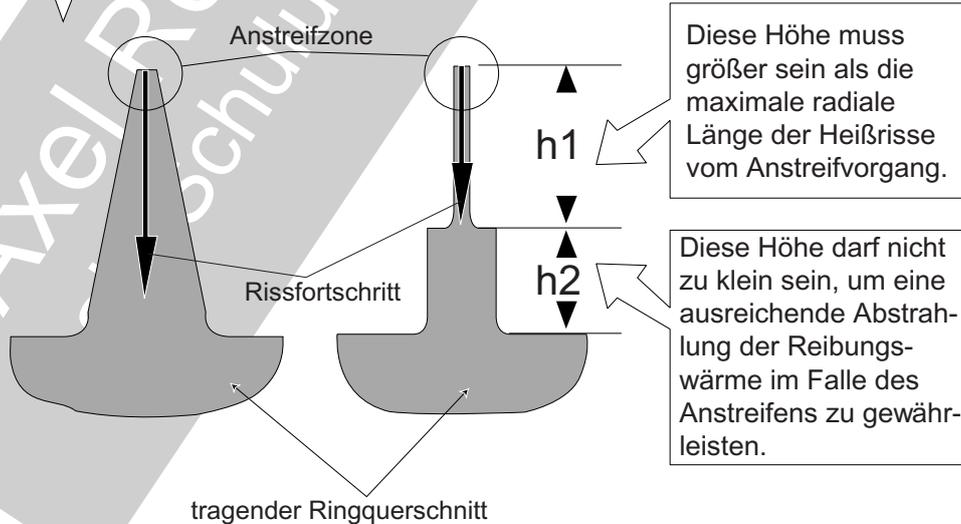
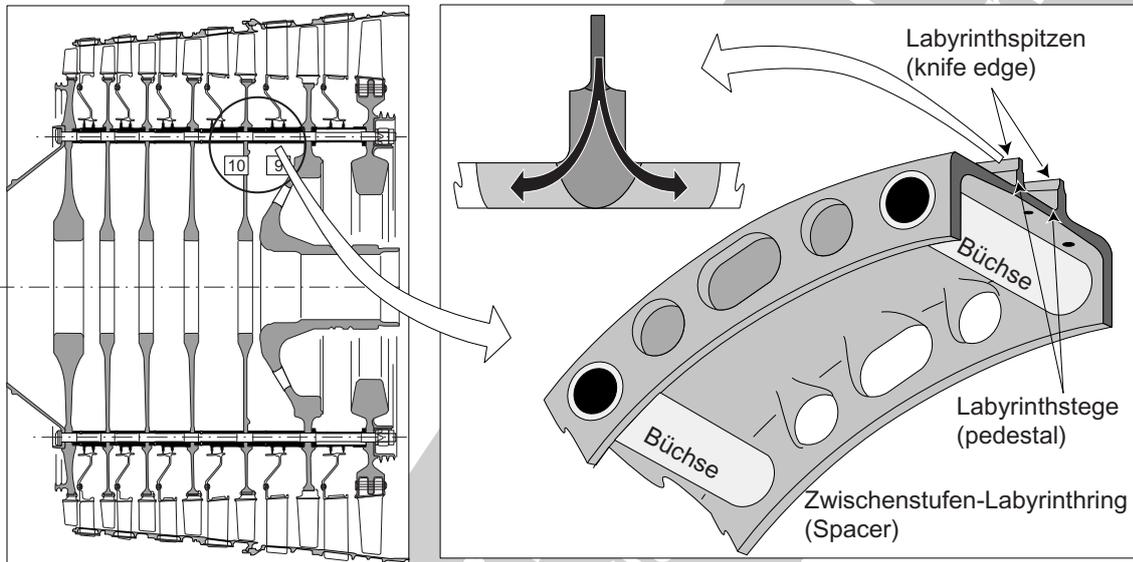
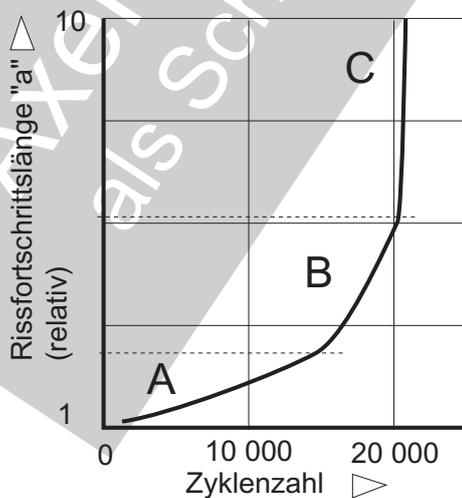
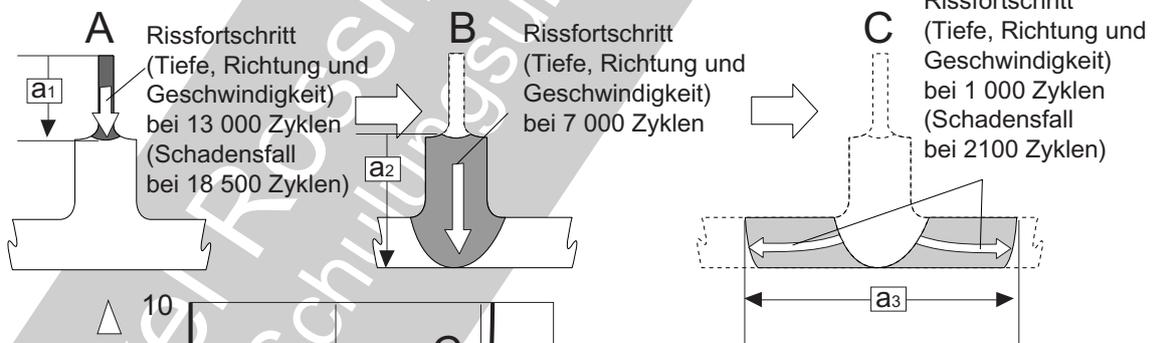


Bild 6.10.3.1.1-11

Risswachstum in Labyrinthspitzen lässt sich beherrschen, dabei hilft ein gestufter Querschnitt.



Ergebnisse zyklischer Schleuderversuche stimmen erstaunlich gut mit der Betriebserfahrung überein.



Die Rissfortschrittsgeschwindigkeit steigt exponentiell an (Darstellung schematisch).

Bild 6.10.3.1.1-11.1

Bild 6.10.3.1.1-11.1 (Lit. 6.10.3.1.1-16): In den frühen achtziger Jahren traten Schäden durch **Rissbildung in Zwischenstufenlabirinth** (Spacer) des **Hochdruckverdichters** (Skizzen oben) eines sehr weit verbreiteten zivilen Triebwerkstyps auf. Darauf wurden **Schleuderversuche** an Originalteilen bei normaler Betriebstemperatur durchgeführt. Die Drehzahl wechselte zwischen 1000 und 12 600 U/min um **Start-Abstell-Lastwechsel** zu simulieren. Die Labirinthspitzen wurden am Umfang verteilt mit vier Sägeschnitten von 0,25 mm bis 7,5 mm Tiefe gekerbt. So war es möglich, das **Risswachstum** bei unterschiedlichen Risstiefen zu ermitteln. Die Ergebnisse sind in den Skizzen „A“, „B“ und „C“ dargestellt und im Diagramm unten gut erkennbar. Danach war der **Bruch des Spacers** nach ca. 21 000 Zyklen zu erwarten. Die entstehenden **Bruchstücke können das Gehäuse durchschlagen**.

Von besonderer Bedeutung ist das **langsame Risswachstum im dünnen Steg**. Bis zum Übergang in den dicken Querschnitt waren ca. 13 000 Zyklen erforderlich. Dieses Verhalten kann in kritischen Fällen für die **Festlegung von Inspektionsintervallen** hilfreich sein. Die Absolutwerte sind natürlich **nicht allgemeingültig**, auch nicht für die anderen Stufen des Verdichters. Gegebenenfalls sind sie für jeden Fall, d.h. Triebwerk, Bauteil und Betrieb **auf Basis von Erfahrung und Berechnung festzulegen**.

Der **Rissfortschritt beschleunigt sich** entsprechend dem Diagramm **exponentiell**. Das heißt:

Ist der Riss in den dickeren Querschnitt der Labirinthspitze vorgedrungen, verkürzt sich ein Inspektionsintervall um ein Vielfaches („B“). Ein Riss der bereits durch den Ringquerschnitt läuft („C“) breitet sich nach beiden Seiten aus (**a 3**). Damit wird er nochmals deutlich schneller. So gibt es **kein praktisch nutzbares Inspektionsintervall**.

Beispiele für Zwischenstufenlabyrinth im Verdichter

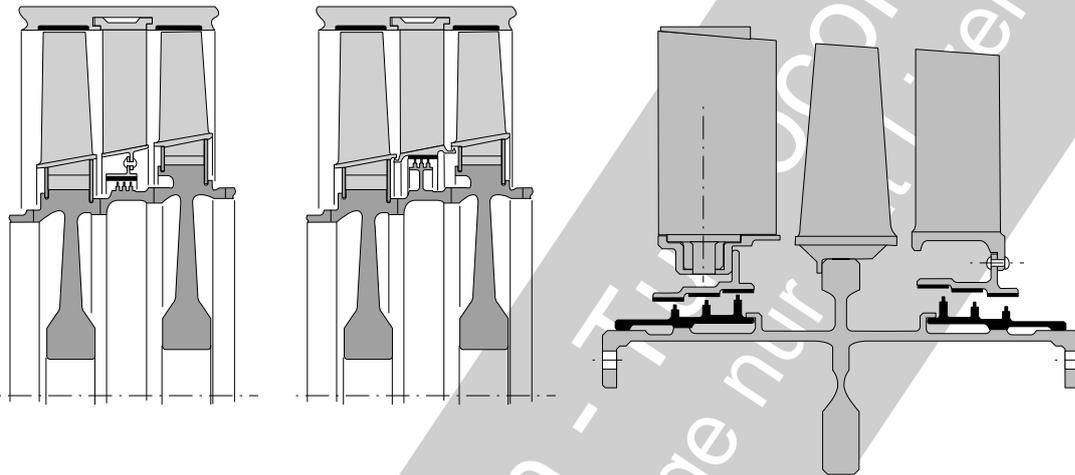


Bild 6.10.3.1.1-12

Bild 6.10.3.1.1-12: Typische **Zwischenstufendichtungen in Verdichtern**. In der linken Skizze sind die Labyrinthspitzen direkt in die Rotortrommel oder in einen Zwischenstufenring (Spacer) integriert. Diese Konstruktion bedarf ausreichender Erfahrung, um beim Anstreifvorgang eine unzulässige Schädigung der Rotortrommel oder des Rings sicher zu vermeiden (siehe Bild 6.10.3.1.2-11). Der Belag befindet sich auf einem am Leitapparat angeordneten Ring. Damit wird die Austauschmöglichkeit bei einer Reparatur verbessert.

In der mittleren Skizze ist der Labyrinthring über einen Ringsteg mit der Trommel oder dem Zwischenstufenring verbunden. Dadurch wird die Gefahr einer gefährlichen Rotorschädigung beim Anstreifvorgang vermindert. Der Belag sitzt hier direkt auf dem Innendeckband der Leitschaufeln.

In der Skizze rechts werden die Labyrinthspitzen von Ringen getragen, die auf dem Rotor formschlüssig aufgeschoben sind. Diese relativ aufwändige Konstruktion lässt Probleme mit Reibverschleiß und Wuchtzustand bei Anlauf erwarten.

Bild 6.10.3.1.1-13: Man erkennt die unterschiedlichen **Gestaltungsmöglichkeiten von Labyrinth** in Turbinen. Hier muss zusätzlich auf große Wärmedehnungsunterschiede zwischen statischer und rotierender Labyrinthkomponente geachtet werden. Die intensiv gekühlten Hochdruckturbinen erfordern aufwändige und effektive Dichtungssysteme („A“) für die Leitung der Kühlluft in die Beschaufelung. Bei zweistufigen Hochdruckturbinen ist die Zwischenstufendichtung („B“), welche einen Heißgaseinbruch sicher vermeiden muss, eine besondere Herausforderung. Versagt diese Dichtung, besteht Überhitzungsgefahr für die Scheibenkränze. Im dargestellten Fall wird die axiale Vorspannung des bogenförmigen Zwischenstufenrings durch einen sich von innen abstützenden Ring gewährleistet. Es spreizt unter Fliehkraft den Zwischenring auf. Die thermisch und mechanisch hochbelasteten Zwischenstufenringe von Hochdruckturbinen lassen keine großen Spielräume für eine Schädigung durch Anstreifen zu. In diesem Fall besteht von der geschädigten Zone aus die Gefahr eines niedrigzyklischen (LCF) Rissfortschritts (Start/Abstell Zyklen).

Beispiele für Zwischenstufenlabyrinth in Turbinen

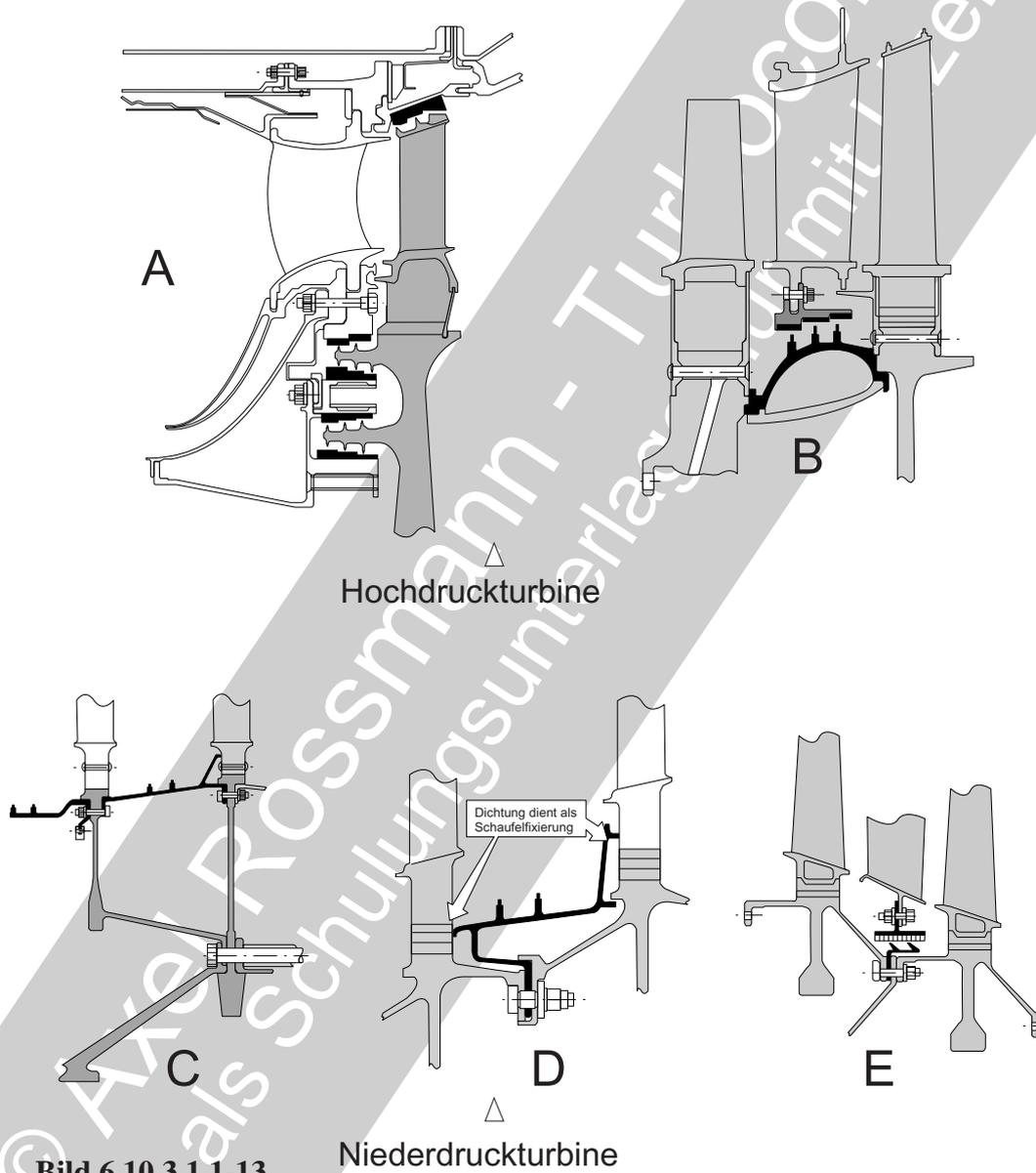


Bild 6.10.3.1.1-13

Die unteren drei Skizzen „C“, „D“, „E“ stellen Labyrinthdichtungen für Zwischenstufendichtungen in Niederdruckturbinen dar. Die relativ niedrige Drehzahl dieser Baugruppe ermöglicht filigrane Strukturen der Dichtungsträger. Diese dünnwandigen Ringe lassen sich erfahrungsgemäß relativ leicht zu hochfrequenten Schwingungen anregen.

Bild 6.10.3.1.1-14 (Lit 6.10.3.1.1-12): Die obere Skizze zeigt schematisch den **Aufbau der typischen Lagerkammer eines Hauptlagers** (nach Fa. GE). Eine solche Lagerkammer weist eine Vielzahl von Dichtungen auf. Üblich sind Labyrinthdichtungen oder Kombinationen von Labyrinth- und Gleitringdichtungen (Skizze unten).

Mit Hilfe der Dichtungen müssen die folgenden Forderungen erfüllt werden:

- **Über die gesamte Betriebszeit ausreichende Dichtwirkung** um die erforderlichen Druckabfälle zu gewährleisten. Die Lagerkammer, deren äußere Umgebung und die Sperrluft weisen Druckunterschiede auf, die sich nicht so verändern dürfen, dass die Funktion des Lagers gefährdet wird.

- Das leicht unter Überdruck stehende Öl-Luftgemisch muss **ohne unzulässige Leckverluste** in der Lagerkammer gehalten werden.

- **Keine schädliche Ölkohlebildung** in der Dichtung.

- Um Lagerschäden zu vermeiden, dürfen **keine Fremdpartikel in der Dichtung** entstehen und in die Lager gelangen. Solche potenziellen Fremdpartikel sind Abplatzungen von Panzerungen (Beispiel 6.10.3.1.2-1, Lit 6.10.3.1.2-3) oder Abrieb von Labyrinthspitzen und Anstreichschichten. Aus diesem Grund werden thermisch gespritzte Ni/Grafit-Schichten als Anstreichbeläge verwendet, da sie sehr weich sind und keine Spitzenpanzerungen erfordern (Lit 6.10.3.1.2-13). Ist der Druck in der Lagerkammer höher als hinter der ersten Dichtung, lässt sich der Eintritt von Fremdkörpern vermeiden.

- **Axiale und radiale Relativbewegungen** der Welle gegenüber der Lagerkammer bzw. dem zugehörigen Gehäuse müssen ohne schadenswirksame Veränderungen möglich sein.

- Es darf bei Anstreifen der Dichtungen nicht zu **Temperaturen und Funkenflug kommen, die ein Ölfeuer in der Lagerkammer auslösen**. Dies ist auch ein Grund für weiche Ni/Grafit-Anstreichbeläge in Lagerkammerdichtungen.

Labyrinth in Hauptlagerkammern müssen besonderen Anforderungen genügen.

Schema einer Hauptlagerkammer mit Labyrinthdichtungen

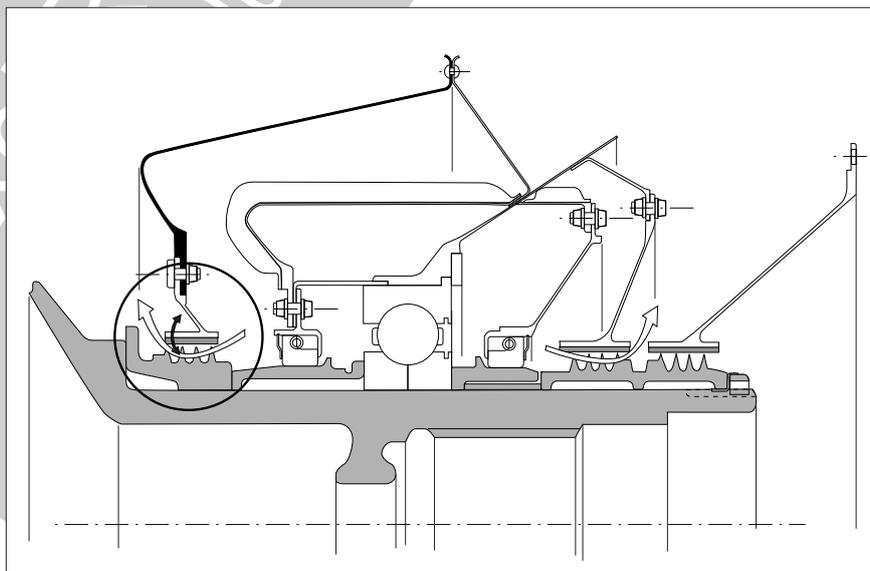
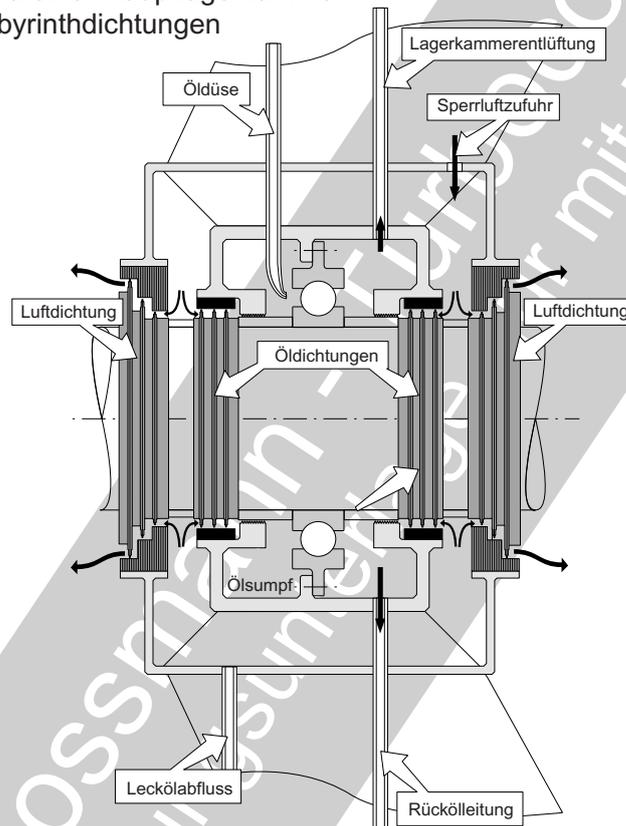


Bild 6.10.3.1.1-14 Hauptlagerkammer mit Gleit- und Labyrinthdichtungen

Deckbandlabyrinth an Turbinenschaufeln werden durch unterschiedliche Konfigurationen den besonderen Betriebsanforderungen gerecht.

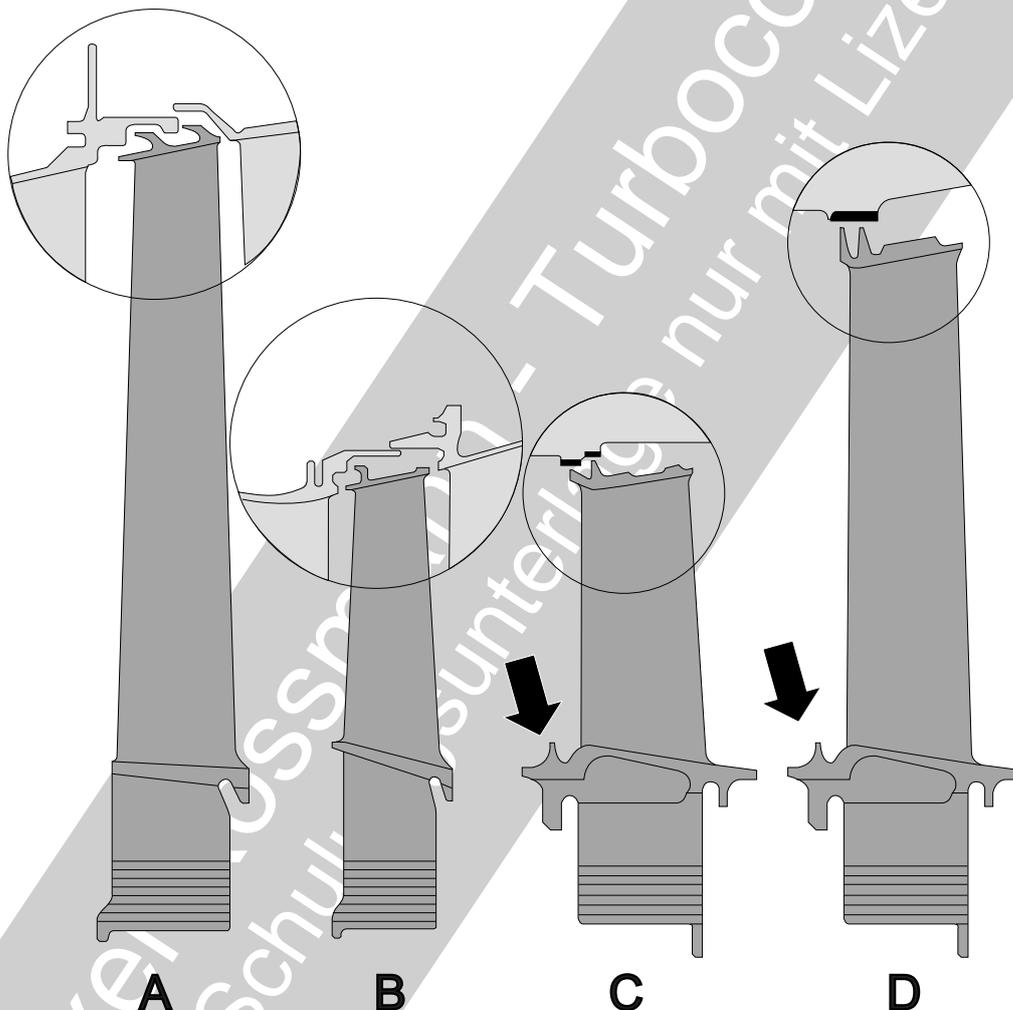


Bild 6.10.3.1.1-15

Bild 6.10.3.1.1-15: Die **Deckbänder von Turbinenschaufeln** werden, insbesondere bei Schaufeln der Niederdruckturbinen, mit Labyrinthspitzen ausgerüstet und bilden so einen segmentierten rotierenden Labyrinthring. Die Gegenfläche stellt das Gehäuse bzw. Einsätze (Dichtungssegmente) im Gehäuse dar. Das Deckband der Dichtungen „A“ und „B“ taucht in einen Ringkanal im Gehäuse ein. Der Spalt ist so groß gewählt, dass ein Anstreifen nicht auftritt. Bei „C“ und „D“ trägt die Gehäuseseite eine Anstreifschicht (z.B. eine

einlauffähige Honeycombstruktur oder eine warmfeste, abrasiv wirkende thermische Spritzschicht).

Auch die Fußplattformen können einen rotierenden Dichtring bilden, um einen Heißgas-einbruch zum Scheibenkranz zu vermeiden. Jede Schaufel trägt einen Steg (Pfeil) in Umfangsrichtung der die Labyrinthspitze bildet. Die Gegenfläche wird vom Innendeckband der davor liegenden Turbinenleitschaufel gebildet.

‘Berührungsfrie’ Dichtungen
Labyrinth: Grundlagen

Viele Merkmale eines Anstreifbelags können sich auf seine Betriebseigenschaften auswirken.

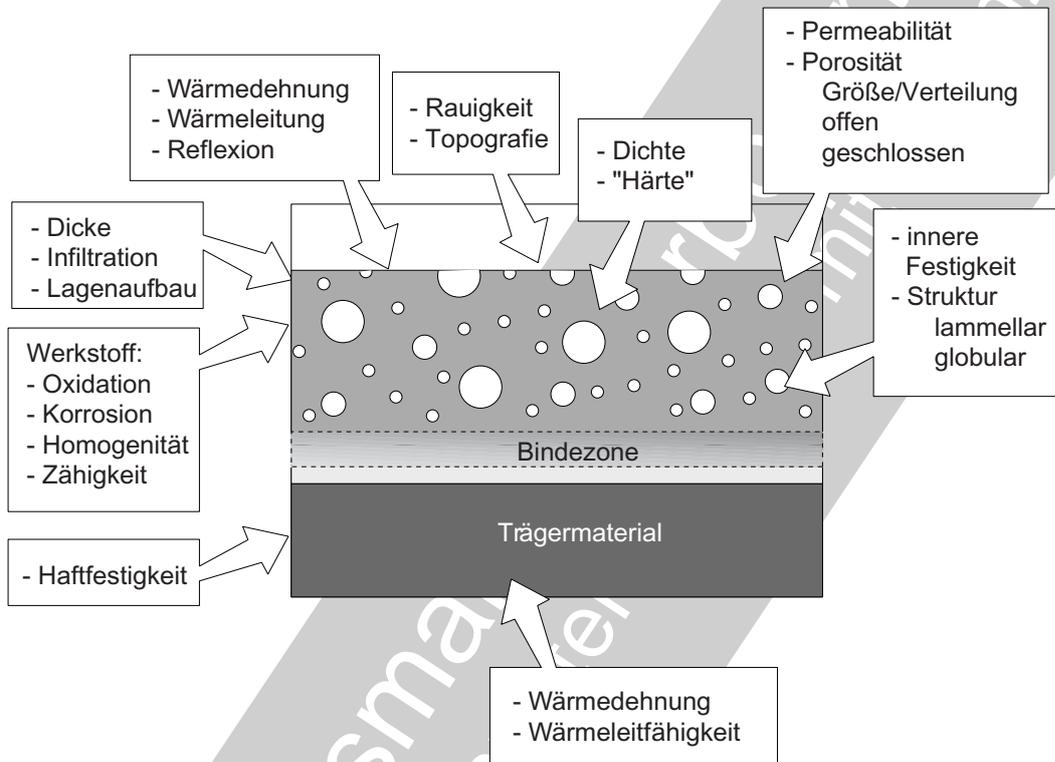


Bild 6.10.3.1.1-16

Beispiel für einen Anlaufbelag:
Keramische Spritzschicht mit
Haftschicht

Beispiel für einen Einlaufbelag:
aufgelöteter Metallfilz

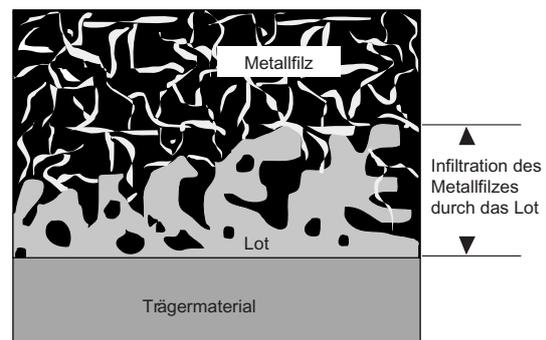
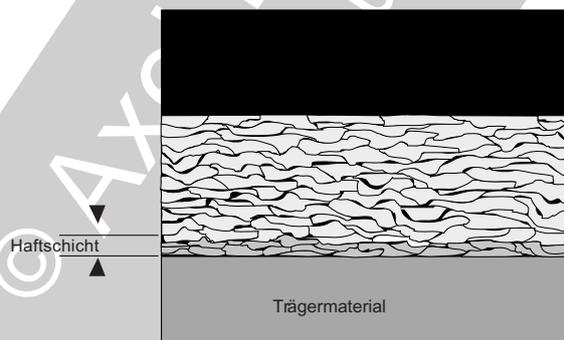


Bild 6.10.3.1.1-16: Tribologische Betriebs-eigenschaften eines **Einlauf-/Anstreifbelags** werden von **Anstreifschichtstruktur**, **Bindungszone/Haftschicht** und **Grundmaterial** bestimmt. Diese Eigenschaften bestimmen, ob es sich um einen **Anlaufbelag** (Abrieb in erster Linie an

den **Labyrinthspitzen**, Skizze unten links) oder um einen **Einlaufbelag** (Abrieb am Belag, Skizze unten rechts) handelt. Die Betriebs-eigenschaften lassen sich folgenden Gruppen zuordnen:

Physikalische Werkstoffeigenschaften:
Wärmedehnung, Wärmeleitfähigkeit, Reflexion, Permeabilität, Dichte

Chemische Eigenschaften: Zusammensetzung, Homogenität, Oxidation, Korrosion

Technische Eigenschaften: Dicke, Lagenaufbau, Rauigkeit, Topografie

Struktur: Porosität, Lagenaufbau

Festigkeit: Innere Festigkeit, Haftfestigkeit, Zähigkeit, Härte

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.10.3.1.1

6.10.3.1.1-1 P. König, A. Rossmann, „Ratgeber für Gasturbinen-Betreiber“, Vulkan-Verlag Essen, 1999, ISBN 3-8027-2545-X.

6.10.3.1.1-2 K. Trutnovsky, „Berührungsfreie Dichtungen“ (Grundlagen und Anwendungen der Strömung durch Spalte und Labyrinth), VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf.

6.10.3.1.1-3 D.V. Wright, „Labyrinth Seal Forces on a Whirling Rotor“, NASA-CR-168016, Januar 1983.

6.10.3.1.1-4 C.O. Nicks, D.W. Childs, „A Comparison of Experimental and Theoretical Results for Leakage, Pressure Distribution, and Rotordynamic Coefficients for Annular Gas Seals“, NASA-CR-174000, September 1984.

6.10.3.1.1-5 H.L. Stocker, „Determining and Improving Labyrinth Seal Performance in Current and Advanced High Performance Gas Turbines“, AGARD-CP-237, Seite 13-1 bis 13-20.

6.10.3.1.1-6 L.P. Ludwig, R.C. Bill, „Gas Path Sealing in Turbine Engines“, ASLE Transactions 23 (1980) 1 Seite 1 - 22.

6.10.3.1.1-7 W.F. McGreehan, S.H. Ko, „Power Dissipation in Smooth and Honeycomb Labyrinth Seals“, ASME Paper 89-GT-220 der „Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition“, June 4-8, 1989, Toronto, Ontario, Seite 1-11.

6.10.3.1.1-8 L.P. Ludwig, „Gas Path Sealing in Turbine Engines“, AGARD-CP-237, Seite 1.1-1.38.

6.10.3.1.1-9 J.S. Alford, „Labyrinth Seal Designs Have Benefitted from Development and Service Experience“, SAE-Paper 710435 (1971).

6.10.3.1.1-10 R.C. Bill, L.T. Shiembob, „Some Considerations of the Performance of Two Honeycomb Gas-Path Seal Material Systems“. Zeitschrift „Lubrication Engineering“, April 1981, Seite 209-217

6.10.3.1.1-11 J.S. Alford, G.W. Lawson, „Dimensional Stability and Structural Integrity of Labyrinth Seals“, SAE-Paper 660048 vom Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich. January 10-14, 1966, Seite 5.

6.10.3.1.1-12 I.E. Traeger, „Aircraft Gas Turbine Engine Technology“ second Edition, Glencoe, Macmillan/McGraw-Hill, ISBN 0-07-065158-2, 1994, Seite 276.

6.10.3.1.1-13 C.L.Broman, „Energy Efficient Engine, Core Engine Bearings, Drives and Configuration Detailed Design Report“, NASA-CR-165376, Seite 16.

6.10.23.1.1-14 H.J. Macke, „Traveling Wave Vibration of Gas-Turbine Engine Shells“, Journal of Engineering for Power, April 1966, Seite 179 - 1897.

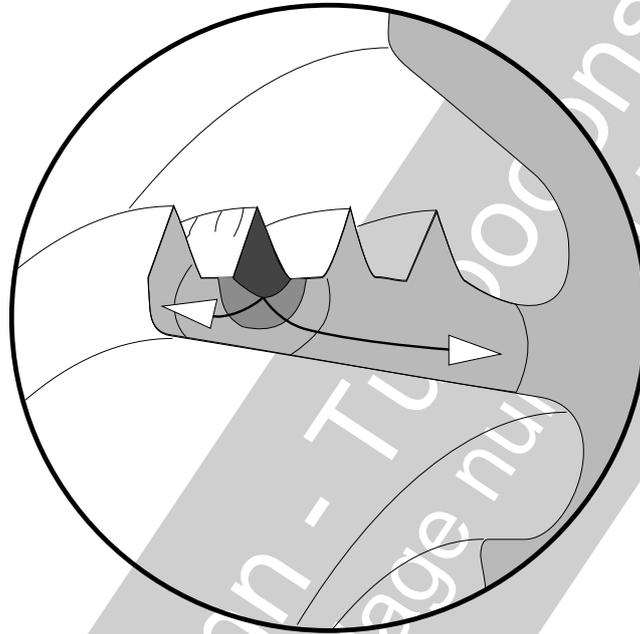
6.10.3.1.1-15 D.L.Rhode, B.F. Allen, „Measurement and Visualization of Leakage Effects of Rounded Teeth Tips and Rub-Grooves on Stepped Labyrinths“, Transactions of the ASME, Vol. 123, July 2001, Seite 604-611.

6.10.3.1.1-16 National Transportation Safety Board (NTSB), Aircraft Accident Report NTSB/AAR-87/01, „Midwest Express Airlines, Inc., DC-9-14...September 6, 1985“, Oct. 31/97, Seite 1-100.

6.10.3.1.1-17 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 7.2.

6.10.3.1.1-18 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 3“, 2000, ISBN 3-017733-7, Kapitel 16.6.3.1.

6.10.3.1.2 Schäden an Labyrinth



Unter Schäden an Labyrinth werden im Folgenden alle direkt an **Labyrinth** aufgetretenen **Mängel und Versagensursachen** behandelt, sowie Schäden, die ursächlich auf ein Labyrinth zurückzuführen sind.

Schadensursächliche Betriebseinflüsse:

Ein Labyrinth besteht gewöhnlich aus zwei **ringförmigen Komponenten**, dem rotierenden **Labyrinthträger mit den Dichtspitzen** und dem **statischen Labyrinthring**. Dies ist meist ein Gehäuseteil, welches die **Anstreiffläche**, häufig in Form eines Belags (z.B. thermische Spritzschicht) oder einer aufgelöteten Struktur (z.B. Wabendichtung) trägt. Betriebseinflüsse können allein oder in Kombination Labyrinthschäden entstehen lassen (Bild 6.10.3.1.2-1). Das führt zu komplexen Vorgängen, die sich der rein **theoretischen Behandlung** (z.B. Ermittlung von Resonanzen bei Schwingbrüchen) entziehen können. Deshalb ist der Rückgriff auf **Erfahrung** eine wichtige Hilfe für Arbeitshypothesen, reproduzierende Bauteilversuche und Abhilfenachweise.

Typische Schäden an Labyrinth:

Der überwiegende Teil von Labyrinthschäden lässt sich in Gruppen entsprechend dem hauptursächlichen Schadenseinfluss einteilen (Bild 6.10.3.1.2-2):

- Überhitzungsschäden
- Thermische Gradienten
- Hochfrequente Schwingungen
- Schädigungen der Anstreifschicht
- Schäden im Zusammenhang mit der Montage des Triebwerks

Überhitzungsschäden durch Anstreifvorgänge:

Der **gefährlichste Schadensmechanismus eines Labyrinths ist der selbstverstärkende Anstreifvorgang**. Er beginnt mit einem örtlichen Abschmelzen und/oder Verbrennen einer Labyrinthspitze, was bis zur totalen Zerstörung des Labyrinths und der Zerstörung benachbarter Bauteile (z.B. Wellen) führen kann (Bild 6.10.3.1.2-4). An Labyrinth aus **Titanlegierungen** kann es bei ausreichend starker Spaltströmung und hohen Anstreiftemperaturen zur **Zündung eines Titanfeuers** kommen (Band 1 Kapitel 5.10.1). Ein solcher Vorgang wird durch verschiedene Betriebseinflüsse ausgelöst und von einer ungünstigen **Konstruktion** und/oder ungünstigen **Werkstoffkombinationen** ermöglicht. Ungünstige konstruktive und werkstoffliche Bedingungen müssen nicht notwendigerweise bereits im Neuzustand vorliegen. Bei Triebwerken in **Modulbauweise** besteht z.B. die besondere Gefahr, dass **gealterte Anstreifschichten mit neuen Labyrinthspitzen kombiniert** werden und so eine erhöhte Versagensgefahr des Labyrinths besteht (Bild 6.10.3.1.2-6).

Mit der Labyrinthauslegung sollte die typische Schadensform, der **thermomechanischen Rissbildung in der Anstreifzone** (Bild 6.10.3.1.2-7 bis Bild 6.10.3.1.2-14) beherrschbar sein. Eine ausreichend hohe zyklische Beanspruchung durch Fliehkräfte und Wärmespannungen kann zum **Rissfortschritt aus den angerissenen Labyrinthspitzen** in den Labyrinthträger führen. Die konstruktive Gestaltung, die Festigkeitsauslegung und gegebenenfalls unerwartet intensive **hochfrequente Schwingungen** des Bauteils entscheiden, ob es zu einem unkontrollierten Risswachstum mit dem Versagen des Bauteils kommt (Bild 6.10.3.1.2-8, Bild 6.10.3.1.2-10, Bild 6.10.3.1.2-12 und Bild 6.10.3.1.2-13).

Schäden durch thermische Gradienten:

Die aufgeheizte Anstreifzone dehnt sich und führt zu einer Ausbeulung. So wird der Anstreifvorgang eines innen liegenden Labyrinthtrings verstärkt (Bild 6.10.3.1.2-7).

Auch **nicht anstreifbedingte Temperaturgradienten im Labyrinthträger** können zu **Therm ermüdungsrissen** führen (Bild 6.10.3.1.2-16) oder als Mittelspannung **Ermüdungsbrüche durch hochfrequente Schwingungen** begünstigen (Bild 6.10.3.1.2-17).

Schäden als Folge hochfrequenter Schwingungen:

Werden Labyrinth mit ihren Abstützungen von dünnwandigen Strukturen gebildet, besteht die Gefahr vom **Leckluftstrom** und/oder **Anstreifvorgängen** angeregter hochfrequenter Schwingungen. Eine ungünstige konstruktive Gestaltung kann einen sog. Resonator im Bereich des Labyrinths bilden, der gefährliche Schwingungen begünstigt (Bild 6.10.3.1.2-13 bis Bild 6.10.3.1.2-18).

Man kennt mehrere **Formen der Anregung hochfrequenter Schwingungen** von Labyrinth (siehe Seiten 6.10.3.1.1-8 und 6.10.3.1.1-9):

- **mechanische Resonanz**

- mit der Rotordrehzahl der rotierenden oder statischen Dichtungskomponente (Bild 6.10.3.1.2-19).

- auf Grund einer Resonanz von Rotor und Stator (Frequenzgleichheit).

- mit der akustischen Frequenz der Luft im Ringspalt zwischen den Labyrinthspitzen (Bild 6.10.3.1.2-21).

- mit Luftschwingungen in, durch mit dem Labyrinth gebildete, Resonatoren (Bild 6.10.3.1.2-18, Bild 6.10.3.1.2-20).

- **Aeroelastische Instabilität** durch die Leckluftströmung (Bild 6.10.3.1.3-4.1)

Schädigung der Anstreifschicht:

Eine Schädigung der Anstreifschicht ist weniger auf den Anstreifvorgang als auf Umgebungseinflüsse im Labyrinth zurückzuführen. Hierzu gehören in erster Linie Oxidation und Erosion der Schichten bzw. Wabenstrukturen (Lit. 6.10.3.1.2-26).

Schäden im Zusammenhang mit der Montage einer Maschine (Bild 6.10.3.1.2-6):

Turbomaschinen in **Modulbauweise** haben Vorteile bei Montage und Überholung. Dabei werden **vormontierte Maschinenbaugruppen** bei Wartung und Reparatur getauscht. Zu beachten sind aber auch konzeptbedingte Besonderheiten. Gewöhnlich befinden sich Füge- bzw. **Trennstellen im Lagerbereich**. Dafür bieten sich Rollenlager an, wenn die Welle mit dem Innenring des Rollenlagers abgezogen werden soll. In diesen **Fügebereichen der Module**, insbesondere dem Lager und an Labyrinth ist bei der Montage besondere Aufmerksamkeit gefordert. Labyrinthspitzen werden bei heftigerem Kontakt mit der Dichtfläche während der **axialen Montagebewegung** beschädigt. Wenn ein neuer Modul mit einem bereits länger gelaufenen Modul gefügt wird, können eventuelle Verzüge an den alten Teilen Anstreifschäden auslösen. Bild 6.10.3.1.2-6 zeigt auch ein weiteres Problem, das auf ein **verändertes Anstreifverhalten der Kombination alter und neuer Labyrinthkomponenten** zurückzuführen ist.

Schädigende Wirkung auf andere Komponenten:

Schäden an Anstreifbelägen können bei anderen Komponenten des Triebwerks Folgeschäden auslösen. Werden z.B. **Belagpartikel** durch den Anstreifvorgang oder Erosion abgerieben und im Gasstrom mitgeführt, können sie **erosiv oder korrosiv** auf andere Komponenten wirken. **Reaktionen mit Heißeiloberflächen** (Diffusion, Anschmelzungen, Rissbildung) sind ebenso zu vermeiden wie äußere und innere Verstopfung der Heißeile. Die Neigung zur **Verstopfung von Heißeilen** hängt u.a. von der Zähigkeit und Temperatur der **Partikelschmelze**, die im Brennkammerbereich entsteht, ab. Schmelzen, die mit dem Grundwerkstoff bzw. schützenden Oxidschichten reagieren, können diese beim Abplatzen während des Abkühlens (Wärmedehnungsunterschied zwischen Ablagerung und Grundwerkstoff) mit ablösen und so den **Abzehrungsvorgang** (Band 1 Bild 5.6.2-1 und Lit. 6.10.3.1.2-27) deutlich verstärken.

Gelangen harte Abriebpartikel aus Anstreifsystemen in Lagerkammern (Beispiel 6.10.3.1.2-1) und/oder in den Ölkreislauf, besteht die Gefahr von Lagerschäden. „Schützende“ Druckunterschiede (z.B. Sperrluft) beugen solchen Schäden im Lagerkammerbereich vor.

Bild 6.10.3.1.2-1 (siehe auch Bild 6.10.3.1.2-2): Der Einfachheit eines Labyrinths steht die **Vielfalt schädigender Einflüsse**, die einzeln oder in Kombinationen auftreten, gegenüber:

Art des Labyrinths: Anstreifverhalten und Dichtwirkung werden bereits vom Grundkonzept der Dichtung bestimmt.

Geometrie der Labyrinthspitzen: Die Geometrie der Labyrinthspitzen bestimmt beim Anstreifvorgang Wärmeentwicklung und Wärmeabfuhr; den „Wärmehaushalt“ in der Spitze. Auch die Dichtwirkung bzw. der Leckluftstrom beeinflussen den Wärmehaushalt des Labyrinths und so die „Überhitzungsempfindlichkeit“ (siehe auch Abschnitt „Art des Labyrinths“). Dies hat signifikanten Einfluss auf die Wahrscheinlichkeit der Entstehung von Heiß- und Thermoermüdungsrissen (Bild 6.10.3.1.1-10.1 und Bild 6.3.1.1-10.2). Die Zahngeometrie beeinflusst darüber hinaus den möglichen Rissfortschritt (LCF- und HCF-Schwingerermüdung) aus der Schädigungszone.

Werkstoff der Labyrinthspitzen: Die richtige Auswahl des Labyrinthwerkstoffs bestimmt die Schadensanfälligkeit. Da es sich bei einem Labyrinth um ein Tribosystem handelt, hängt z.B. die Aufheizung beim Anstreifvorgang und damit die Überhitzungsempfindlichkeit von der Werkstoffkombination Spitze/Anstreifbelag ab. Neigt die Spitze zum Aufbau durch aufgeschmiertes Abriebmaterial (Bild 6.10.3.1.2-4 und Bild 6.10.3.1.2-5), wird ein katastrophales Versagen des Labyrinthes durch einen selbstverstärkenden Vorgang unterstützt. Neigt der Spitzenwerkstoff bei manchen hochwarmfesten Pulvermetalllegierungen zur Heißrissbildung, muss mit gefährlichen Rissen in der Anstreifzone gerechnet werden. Diese lassen sich im Rahmen einer späteren Überholung der Bauteile mit den üblichen Schmelzschweißverfahren wegen der Heißrissneigung nur noch schwer reparieren.

Labyrinthkomponenten aus **Titanlegierungen**

können sich bei ausreichender Leckströmung während des Anstreifvorgangs entzünden und als Titanfeuer umfangreiche Folgeschäden verursachen.

Die Neigung eines Labyrinthwerkstoffs zur Oxidation ist zu berücksichtigen, um zu vermeiden, dass die dünnen Spitzenquerschnitte über längere Betriebszeiten unzulässig geschwächt oder in Kombination mit Erosion zu stark abgetragen werden.

Die Überhitzungsneigung beim Anstreifvorgang hängt entscheidend von der entstehenden Reibungswärme ab und diese wiederum von der Schneidfähigkeit der Spitzen in den Belag. Rauhe Panzerungen thermisch gespritzter Hartstoffschichten erzeugen wenig Wärme und vermindern deshalb das Schadensrisiko. Dieser positive Effekt kann durch eine **Nachbearbeitung der Schicht**, z.B. aus Gründen der Maßhaltigkeit, wieder verloren gehen. Nachteil von Panzerungen ist, dass sie ausbrechen können. Ihre Haftfestigkeit muss durch die Einhaltung bewährter Verfahrensparameter in der Fertigung gewährleistet werden.

Richtung der Leckluftströmung und Befestigung der Labyrinthringe: Die Neigung zu aerodynamisch angeregten Labyrinth-schwingungen ist von der Lage des Befestigungsflanschs bzw. der Labyrinthabstützung zum Druckgefälle am Labyrinth abhängig. Schäden durch Labyrinth-schwingungen können zum Bruch der Labyrinthringe führen (Bild 6.10.3.1.2-21).

Geometrie der Labyrinthringe: Vom Wärmehaushalt und der Steifigkeit der Labyrinthkomponenten hängen die Wärmespannungen und der Verzug während des normalen Betriebs und/oder bei Anstreifvorgängen ab (Bild 6.10.3.1.2-7). Die Neigung von selbstverstärkenden Anstreifvorgängen zu hohen thermisch bedingten Mittelspannungen und Thermozyklen ist bei der konstruktiven Gestaltung zu berücksichtigen.

Fortsetzung auf Seite 6.10.3.1.2-6

Berührungsfreie Dichtungen Labyrinth: Schäden

Merkmale, welche die Schadensanfälligkeit und das Betriebsverhalten eines Labyrinths beeinflussen.

Art des Labyrinths

(z.B. Stufen, "Kroko", gerade):

- Anstreifverhalten
- Dichtwirkung

Fertigungs- und Prüfverfahren:

- Ausfallwahrscheinlichkeit
- Versagensart (Belagausbruch)
- Schäden durch Schichtversagen (Belag, Panzerung)
- Reparierbarkeit

Gestaltung der Labyrinthspitzen

(z.B. Spitzenhöhe, Querschnittsgeometrie wie Treppe oder Dreieck, Übergangsradien "Sägezahnnuten" am Umfang):

- Überhitzungsneigung/Thermorisse und thermische Schädigungen
- Neigung zu Schwingbrüchen
- Dichtwirkung
- Verschleißneigung

Befestigung der Labyrinthringe:

- Neigung zu Schwingungen
- Temperaturgradient/Verzug

Anstreifbelag:

- Anstreifverhalten
- Erosionsverhalten
- Ermüdung des Belags
- Alterung/Oxidation
- Schädigung anderer Bauteile (z.B. Lagerermüdung, Heißteilverstopfung, Erosion)
- Funkenbildung (Ölzündung)

Labyrinthspitzen Werkstoff:

- Anstreifverhalten/Verschleiß
- Überhitzungsempfindlichkeit
- Reparierbarkeit

Spaltweite und -länge:

- Lab. Temperatur
- Anstreifbedingungen
- Leckluftstrom

Richtung der Leckluftströmung bzw. des Druckgefälles:

- Schwingbeanspruchung

Dämpfungsmaßnahmen

- (z.B. Dämpfungsringe):
- Schwingbeanspruchung
 - Positionierung
 - Langzeitverhalten

Gestaltung der Querschnittsgeometrie der Labyrinthringe

- (z.B. Stegbreite, Stegdicke, umlaufende Versteifungsstege):
- Wärmeabfuhr/Überhitzungsneigung
 - Schwingbeanspruchung
 - Wärmespannungen/Thermoermüdung
 - thermischer Verzug

Panzerung der Labyrinthspitzen:

- geringere Wärmeentwicklung
- geringere Überhitzungsneigung
 - Abplatzen, Ausbrechen
 - Rauigkeit/Glättung

Drehzahl:

(Umfangsgeschwindigkeit, Umlauffrequenz)

- Aufheizung
- Schwingungen

Durchmesser:

(Umfangsgeschwindigkeit, Labyrinthspaltlänge)

- Leckluftstrom
- Anstreifbedingungen / Wärmeentstehung
- Steifigkeit

Bild 6.10.3.1.2-1

Fortsetzung von Seite 6.10.3.1.2-4

Anstreifbelag: Im Tribosystem des Labyrinths muss der Anstreifbelag geeignet auf den Werkstoff der Spitzen abgestimmt sein, um unzulässige Wärmeentwicklung und Materialaufbau zu vermeiden. Die Haftfestigkeit von Anstreifbelägen aus thermischen Spritzschichten kann bereits am Neuteil (Bild 6.10.3.1.2-32, Bild 6.10.3.1.2-33 und Bild 6.10.3.1.2-34) und/oder nach längeren Betriebszeiten nicht ausreichen, um Ablösungen und Ausbrüche mit katastrophalen Folgeschäden zu vermeiden. Wirken Beläge isolierend (z.B. poröse oder keramische Beläge) oder weisen sie eine hohe Wärmeleitfähigkeit auf (z.B. Al-Spritzschichten), wirken sie sich auf die Temperaturverteilung im Labyrinth und damit auf den Verzug und auf mechanische Belastungen aus. Anstreifbeläge, insbesondere weiche, poröse Beläge, neigen zur Alterung durch Oxidation. Sie verlieren dadurch ihre gewünschten Einlaufeigenschaften, sodass ein Anstreifen nach längeren Betriebszeiten zu schweren Schäden führt (Bild 6.10.3.1.2-6). Auch steigt bei gealterten Belägen die Erosionsempfindlichkeit.

Belagpartikel dürfen nicht andere Komponenten wie Wälzlager (Schädigung der Laufbahnen) oder gekühlte Turbinenschaufeln (Verstopfung) schädigen.

In Labyrinth feuergefährdeter Bereiche (Titanbauteile im Luftstrom, Lagerkammern) ist es wichtig, dass beim Anstreifen kein unzulässiger Funkenflug auftritt.

Wird die Zündtemperatur (um 1500°C) erreicht und herrscht ausreichende Luftströmung, kann ein Titanfeuer mit umfangreichen Folgeschäden entstehen.

Dämpfung: Relativbewegung an Labyrinthbefestigungen führen zu Reibverlusten und wirken damit dämpfend auf ein schwinggefährdetes Labyrinth. Dieser Effekt kann durch gezieltes Anbringen von Reibungsdämpfern unterstützt werden:

Bei **Rotoren:**

- In Umfangsrichtung orientierte, **geschlitzte Ringe** ('Kolbenringe', Bild 6.4.1-11 und Band 1 Bild 5.4.3.3-7) mit Kreis- oder Rechteckquerschnitt oder zylindrische Manschetten, die sich unter Fliehkraftbelastung von innen an den Dichtungsrotor anlegen (Bild 6.10.3.1.3-7).

- **Fingerdämpfer:** Zylinderschale die am freien Ende in axialer Richtung mehrfach geschlitzt ist. Die so entstehenden „Finger“ legen sich ebenfalls unter Fliehkrafteinfluss an den Dichtungsrotor an.

- Aufgenietetete Blechstege

- zusätzliche Flansche

Bei **Statoren:**

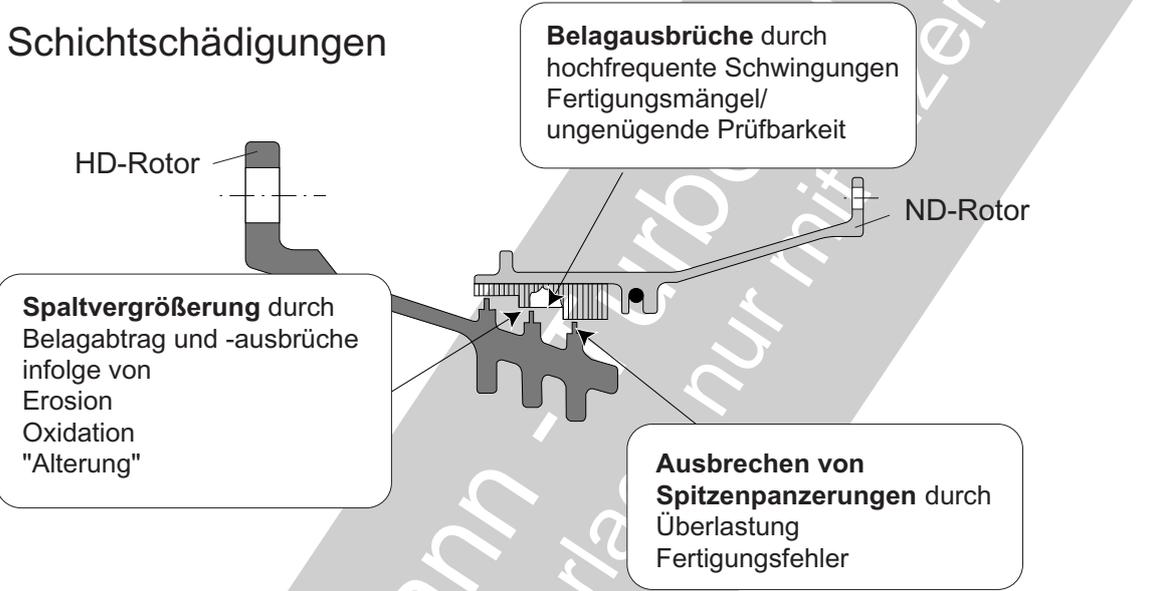
- In Umfangsrichtung ununterbrochene Bleche (Dämpfungsbandagen), auch als Vieleck ausgebildet, die sich unter Vorspannung von außen an den Dichtungsstator anlegen (siehe Bild 6.10.3.1.3-7 bis Bild 6.10.3.1.3-10) mit dem sie vernietet sein können.

Führt die Abnahme des Anpressdrucks eines Dämpfungsringes im Betrieb infolge von Verschleiß oder Verformungen zum Ausfall der Dämpfung, werden Schwingbrüche begünstigt.

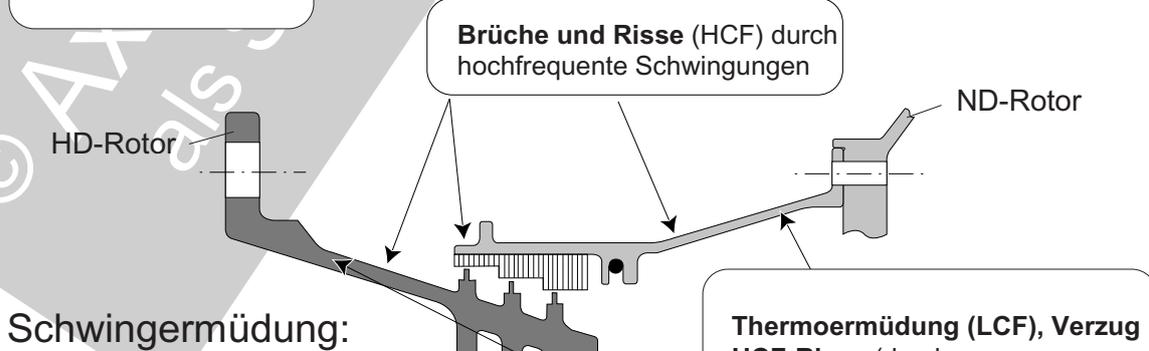
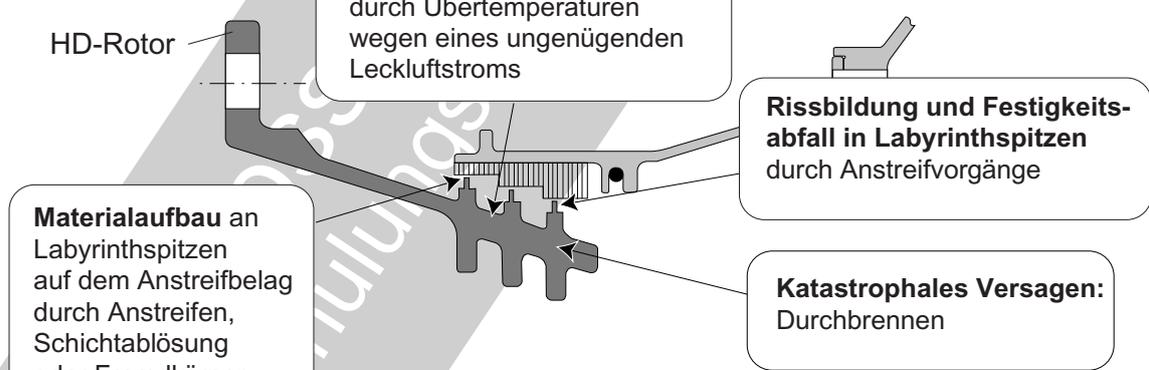
Fertigungs- und Prüfverfahren: Die Ausfallwahrscheinlichkeit eines Labyrinths ist natürlich auch durch die von Fertigung und Prüfung abhängige Neuteilqualität bedingt. Hierzu gehört das Versagen thermisch gespritzter Schichten. Deren Haftfestigkeit und Anstreifeigenschaften müssen gewöhnlich durch genaues Einhalten bewährter Fertigungsparameter gewährleistet werden, da eine serieneignete, ausreichend sichere, zerstörende Prüfung auch heute allein nicht ausreicht. Reparierte Spitzen (z.B., durch Schmelzschweißprozesse) müssen ausreichende Anstreifeigenschaften haben und sollten nicht zu Heißrissbildung neigen.

Typische Schäden an Labyrinth

Schichtschädigungen



Überhitzung:



Schwingerermüdung:

Anmerkung: Die dargestellten Teile rotieren, da die dargestellten Dämpfungsringe an statischen Teilen unwirksam sind.

Bild 6.10.3.1.2-2

Bild 6.10.3.1.2-2 (siehe auch Bild 6.10.3.1.2-1): **Labyrinth bilden spezifische Schäden** mit besonderen Schadensmechanismen aus:

Schäden an Beschichtungen (Anstreichschicht und Spitzenpanzerungen):

Spaltvergrößerung: Erosion durch Abrieb oder Fremdpartikel (z.B. aus der Sperrluft oder im Leckluftstrom, Band 1 Bild 5.5.1.1-6 und Lit 6.10.3.1.2-25). Die Erosion kann durch eine Oxidation (Alterung) des Anstreichbelags bzw. von einzelnen Komponenten des Belags begünstigt oder ausgelöst werden.

Belagausbrüche: Eine hochfrequente Schwingung des dünnen Labyrinthrings ermüdet die Haftzone der Schicht und führt zu örtlichen flächigen Ausbrüchen. Dieser Vorgang wird durch die Haftfestigkeit schwächende Fertigungsmängel (Bild 6.10.3.1.2-34) unterstützt oder ausgelöst. Großflächige Ablösungen beruhen auf ungenügender Bindung (Bild 6.10.3.1.2-32 und Bild 6.10.3.1.2-33) und/oder Wärmespannungen (Bild 6.10.3.1.2-3.1)

Ausbrüche von Spitzenpanzerungen: Die (meist keramischen) Hartstoffpanzerungen der Labyrinthspitzen können bei fertigungsbedingten **Haftfestigkeitsmängeln** und/oder Überlastung beim Anstreichvorgang ausbrechen (Bild 6.10.3.1.2-3.1).

Schäden durch Überhitzung:

Kriechen: Der die Spitzen tragende rotierende Labyrinthring kann infolge der Luftreibung bei einem zu geringen Leckluftstrom Betriebstemperaturen erreichen, die unter Fliehkraft- und Wärmespannungen zu einer Kriechverformung führen.

Ausbeulen und Verzug: Beult sich die Anstreichzone des inneren Labyrinthrings aus, verstärkt sie den Anstreichvorgang (Bild 6.10.3.1.2-7.1 und Bild 6.10.3.1.2-14).

Materialaufbau: Bei ungünstigen Anstreichbedingungen unterstützt ein Verschweißen des Abriebs mit den Labyrinthspitzen und/oder der Anstreichfläche einen selbstverstärkenden Vorgang (Bild 6.10.3.1.2-4 und 6.10.3.1.2-5). Im Extremfall werden die Labyrinthkomponenten derart überhitzt, dass sie abschmelzen und versprühen (**katastrophales Versagen**). Dabei tritt heftige, feuerähnliche Oxidation ein.

Rissbildung und Festigkeitsabfall in den Labyrinthspitzen: Die Reibungswärme des Anstreichvorgangs fließt in einen am Umfang begrenzten Bereich. Thermische Dehnung der erhitzten Zone wird vom umgebenden kälteren Material behindert. Es entstehen in der Aufheizzone hohe Druckspannungen und sie wird plastisch gestaucht. Beim Abkühlen bilden sich im gestauchten Bereich hohe Zugspannungen. Diese führen zum Einreißen der geschwächten Korngrenzen (**Heißrisse**, Bild 6.10.3.1.2-9 und Bild 6.10.3.1.2-10). Auch ohne Rissbildung erleiden die für diese Anwendung typischen austenitischen Nickellegierungen einen bleibenden Härte- und Festigkeitsabfall in der überhitzten Zone.

Brüche und Risse durch Schwingermüdung: Unterschiedliche **Ursachen** können Labyrinth so zu hochfrequenten Schwingungen anregen, dass sie versagen (Bild 6.10.3.1.2-17 bis Bild 6.10.3.1.2-29). Diese Schwingrisse werden von einer durch Temperaturgradienten erhöhten Mittelspannung ausgelöst oder begünstigt (Bild 6.10.3.1.2-16).

Zyklische Thermogradienten (z.B. bei Start/Abstellzyklen) lösen thermomechanische Rissbildung aus. Dieser Schadensmechanismus wirkt besonders bei konischen Labyrinthträgern.

Typische Schäden an Labyrinthspitzen.

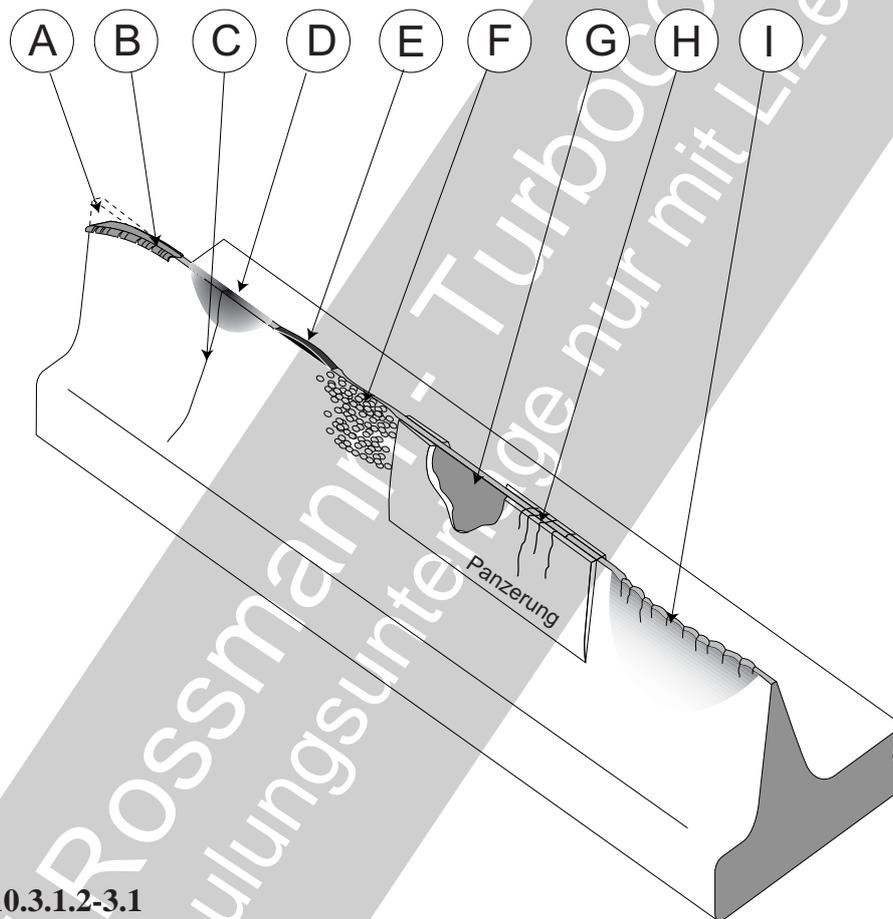


Bild 6.10.3.1.2-3.1

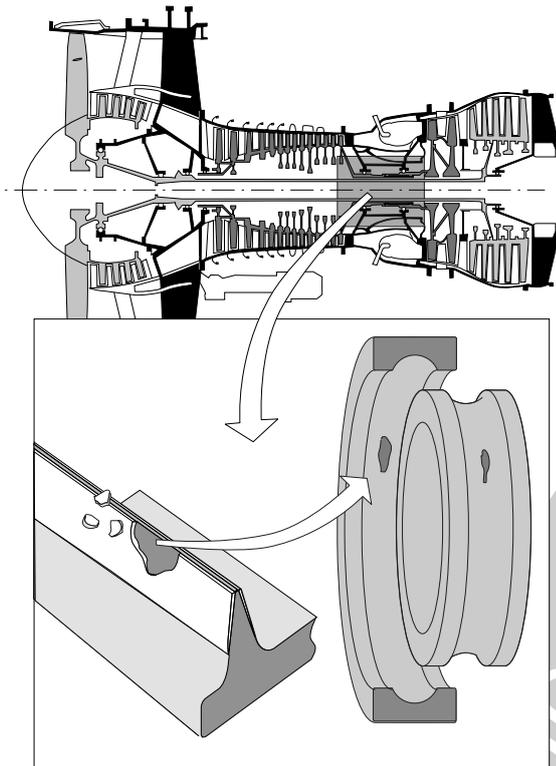
Bild 6.10.3.1.2-3.1: Charakteristische, belastungsspezifische Schadensbilder an Labyrinthspitzen:

Von der **radialen Zustellbewegung** ist die Verschleißtiefe und die Länge der Verschleißzone am Umfang abhängig. Die Zustellbewegung entsteht durch örtlichen Verzug, Auslenkung der Welle, Unwucht oder Schwingungen. Der Verschleiß kann auf dem gesamten Umfang oder nur in einem begrenzten Bereich erfolgen. Kennzeichnend für einen Anstreifbereich sind **Gratbildung** („B“) und Anlauffarben oder verstärkte Oxidation. Diese Merkmale zeigen auch geschädigte Werkstoff-

zonen (z.B. „Härte- bzw Festigkeitsabfall) an („D“). Tritt in einer solchen Zone Korngrenzenerweichung oder Anschmelzen der Korngrenzen auf, so genügen bereits geringe Zugspannungen um Heißrisse auszulösen. Diese Risse treten einzeln oder in Rissfeldern auf (siehe auch „H“). Solche Risse schreiten („C“) durch ausreichend hohe LCF- (Thermoermüdung) oder HCF-Belastung (Labyrinth-schwingungen) fort.

Bleibt Material auf der Spitze haften („E“) kann dies zu einer gefährlichen Verstärkung des Anstreifvorgangs führen.

Fortsetzung auf Seite 6.10.3.1.2-11



Beispiel 6.10.3.1.2-1 (Lit 6.10.3.1.2-3):

Zitat: „Combination of aluminium oxide contamination and bearing loads has been identified as the cause of bearing wear found in some engines in service...

... electron-microscope examination of No. 4 and No. 5 roller bearings found evidence of **aluminium oxide entering the bearing area and causing premature spalling of bearing surfaces**. Aluminium oxide, an abrasive material, had been used... **to coat air seal teeth** adjacent to the bearing area in the pressurized cavity in the oil system. The material facilitates mating of air seal surfaces during initial run-in of the engines.

...engines have been removed after showing evidence of bearing distress caused by spalling of bearing surfaces. The engines ranged 40-400 hr use.

...A four week investigation found that flakes of aluminium oxide averaging 0,020th of an inch (0,5 mm) in size were coming off the knife edges of the seals, which keep the oil system pressurized and entering the bearing cavity area...

Magnetic chip detectors and one master chip detector on the engines were used by the airlines to check the aluminium oxide flakes in an inspection procedure developed by... (the OEM) and the Federal Aviation Administration.

To rectify the problem, ...(the OEM) is stripping the aluminium oxide coating from the affected area in all ... engines, and bearing and **seal clearances are being increased** to provide higher tolerance to contaminants. ‘This will eliminate aluminium oxide contamination and increase bearing life..“

Kommentar: Eigentlich sollten die Drücke in der Lagerkammer (Bild 6.10.3.1.1-14) und den Dichtungen so abgestimmt sein, dass wegen eines höheren Lagerkammerdrucks der Leckstrom aus der Lagerkammer entweicht und so keine Partikel in die Kammer eindringen.

Natürlich können die unmagnetischen **Aluminiumoxidpartikel** nicht, wie fälschlicherweise angegeben, von den Magnetchipdetektoren angezeigt werden. Angezeigt werden dagegen die Ermüdungsausbrüche aus den Laufbahnen der Lager, die eine Folge von Einwirkungen der harten Oxidpartikel sind.

Interessant ist, dass die Schäden bereits relativ kurze Zeit nach der Triebwerksauslieferung auftraten. Nach dieser Zeit sollte die Haftfestigkeit der Panzerung ein Abplatzen beim Anstreifen sicher vermeiden. Dies deutet auf ein fertigungsbedingtes Haftfestigkeitsproblem der Al-Oxid Panzerung auf den Labyrinthspitzen hin.

Unklar ist, wie eine Vergrößerung der Lagertoleranzen zu einer Lebensdauerverlängerung führt. Offenbar liegt noch ein beitragendes Problem vor, das gleichzeitig mit der Entfernung der Panzerung gelöst wird. Die Vergrößerung der Labyrinthspalte nach dem Entfernen der Panzerung dürfte deshalb zwingend notwendig werden, weil unbeschichtete Labyrinthspitzen wegen eines schlechteren Abriebsverhaltens erfahrungsgemäß zu katastrophalen Labyrinthschäden durch Überhitzung (Bild 6.10.3.1.2-4) neigen.

Fortsetzung von Seite 6.10.3.1.2-9

Erosionspartikel als Ausbrüche des Anstreifbelags oder Abrieb beanspruchen die Spitzen erosiv („F“). Dabei kann es zu einer „peppering“-ähnlichen Erscheinung (die Einschlagstellen der einzelnen Partikel sind noch erkennbar).

Das Ausbrechen oder örtliche Ablösen von Hartstoffpanzerungen (z.B. Al_2O_3) ist ein häufiger Schaden („G“) und sollte auch im Zusammenhang mit Fertigungsmängeln und/oder Handhabungsfehlern (Transport, Montage) gesehen werden.

Auch eine Panzerung ist kein absolut sicherer Schutz gegen Heißrisse („H“). Dies ist insbesondere dann zu erwarten, wenn die Panzerung nicht ausreichend schneidfähig ist (ein Kennzeichen kann die Schichtraugigkeit sein) und dadurch zu viel Wärme in der Anstreifzone entsteht (siehe auch „C“).

Die Werkstoffe der Labyrinthspitzen, die z.B.

im Turbinenbereich dem Heißgasstrom durch die Leckströmung ausgesetzt sind, müssen eine ausreichende Oxidationsfestigkeit aufweisen. An oxidationsempfindlichen hochwarmfesten Werkstoffen oder ungeeigneten Aufschweißungen werden Oxidationsschäden beobachtet, die dem Orangenschaleneffekt an Eintrittskanten von überhitzten Turbinenschaufeln ähneln („I“). Typisch sind viele kleine Anrisse durch Thermoermüdung auf Grund von Start/Abstellvorgängen.

Typische Schäden an Anstreifbelägen aus thermischen Spritzschichten von Labyrinthen.

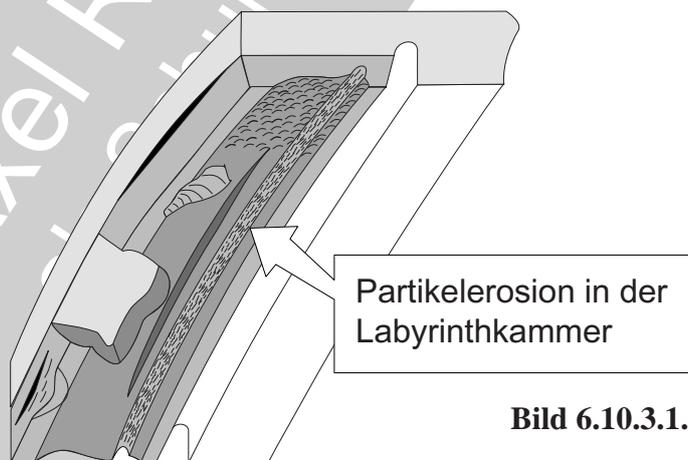


Bild 6.10.3.1.2-3.2

Bild 6.10.3.1-3.2 : Die Schäden an Anstreifbelägen von Labyrinthen gleichen weitgehend der Anstreiffläche von Schaufelspitzen. Eine erwähnenswerte Besonderheit ist die **Partikelerosion in Form einer Umfangsrille**. In der

Labyrinthkammer gefangene Partikel laufen dort um (Band 1 Bild 5.5.1.1-6) und wirken erosiv, bis sie mit dem Leckluftstrom ausgeblasen werden.

Schadensmechanismus eines katastrophalen
Labyrinthversagens beim Anstreifvorgang.

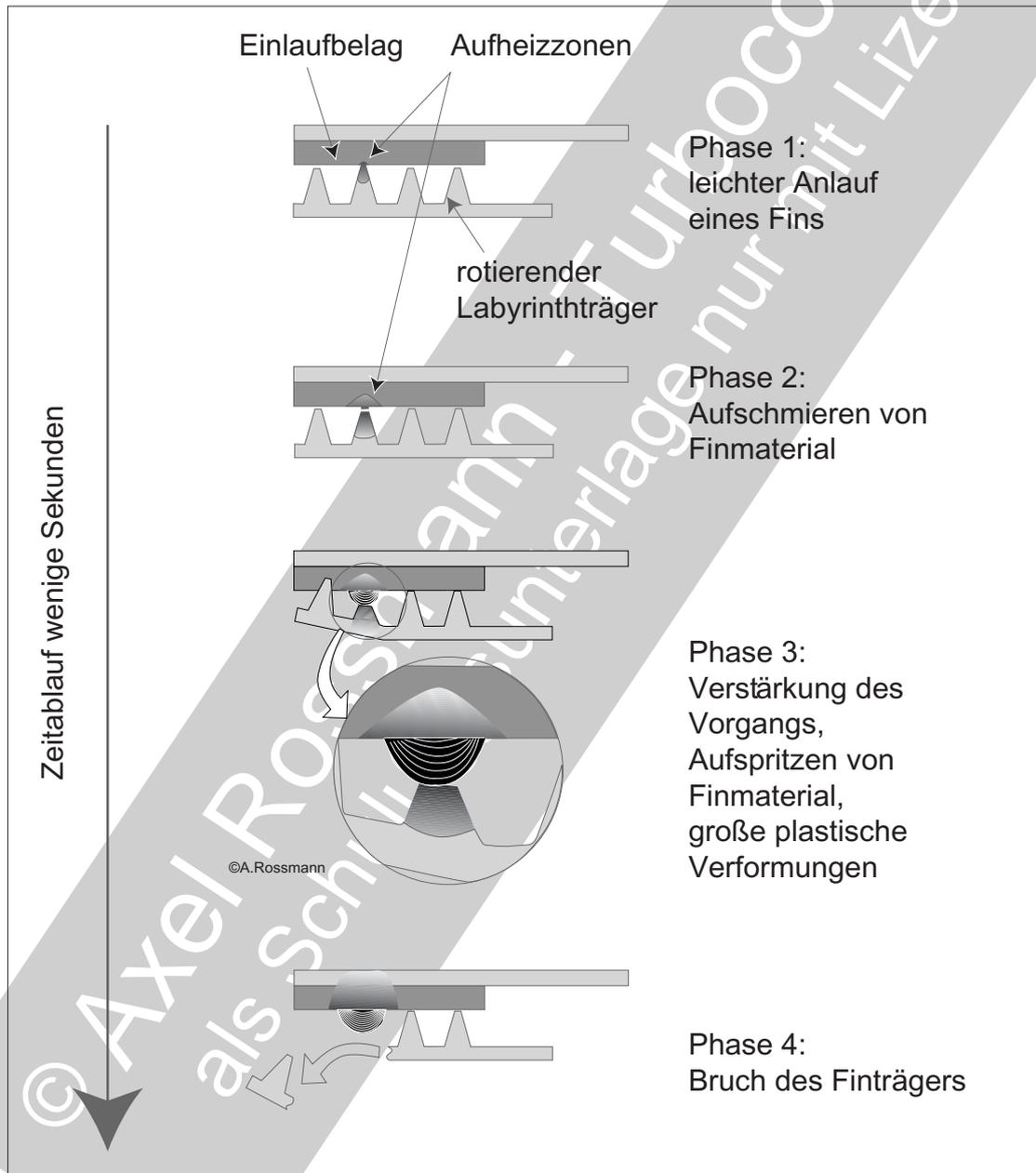


Bild 6.10.3.1.2-4

Bild 6.10.3.1.2-4 (Lit 6.10.3.1.2-7): Ein wichtiger, wenn auch nicht sehr häufiger Schadensmechanismus führt zum **katastrophalen Versagen von Labyrinthdichtungen**. Der Schaden beginnt meist mit einem leichten (nicht notwendigerweise schweren) Anlauf einer oder mehrerer Spitzen. Wenn kein Einlauf durch Abtrag oder Einschleifen erfolgt, wird Material am außen liegenden **Anlaufbereich aufgeschmiert** und wächst in Sekundenbruchteilen auf. Dadurch verstärkt sich der Vorgang wechselseitig. Das Aufheizen der Anstreichzonen führt zum **Aufbiegen** des geschwächten Rotorteils und verstärkt den Schaden. Häufig kommt es zum **axialen Einreißen** und Abreißen eines Ringstücks in Umfangsrichtung des Labyrinthträgers (Bild 6.10.3.1.2-10 und Bild 6.10.3.1.2-12). Die betroffenen Spitzen bestimmen die Breite des Bruchstücks. In diesem Zusammenhang können sich auf der Anstreichfläche Strukturen bilden, die thermischen Spritzschichten ähneln. Derartige Schäden sind dann besonders wahrscheinlich, wenn das Einlaufverhalten der Anstreichpartner schlecht ist, z.B. wenn sich im Laufe der Betriebszeit der Anstreichbelag infolge **Alterung** unzulässig verschlechterte (Bild 6.10.3.1.2-6).

© Axel Rocco
als Schulungsunterlagen
Turboconsult
nur mit Lizenz

Mechanismus eines Labyrinthschadens durch Fremdkörpereinwirkung.

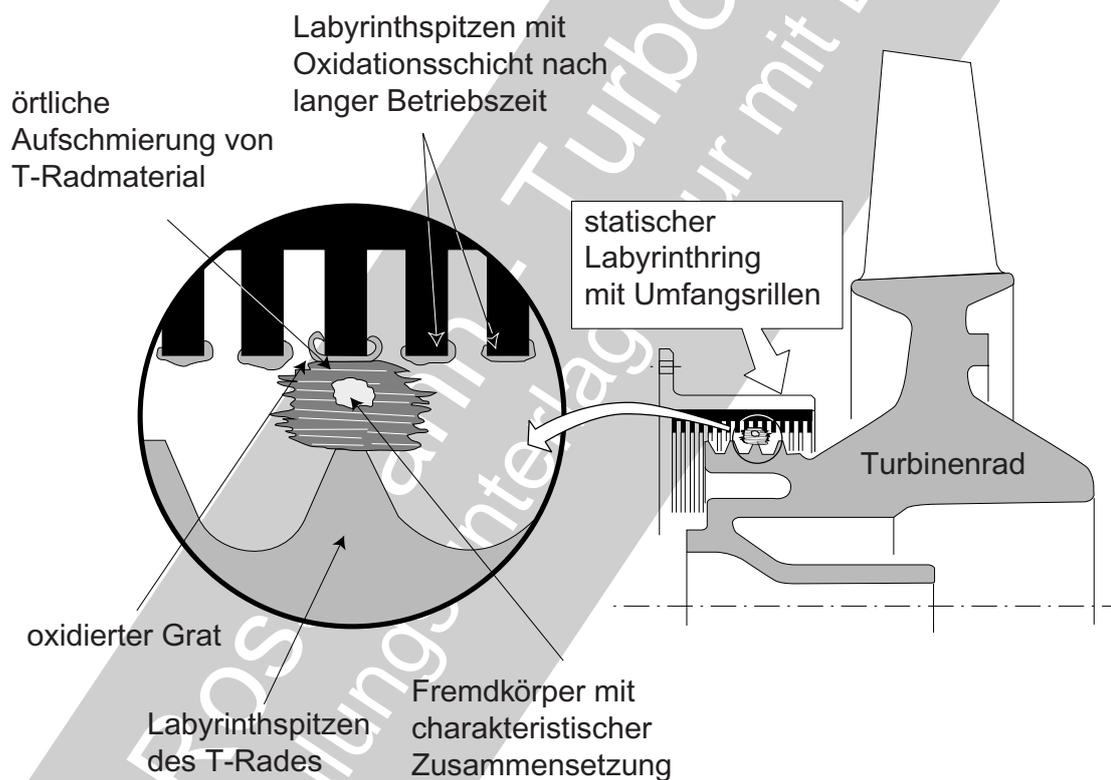


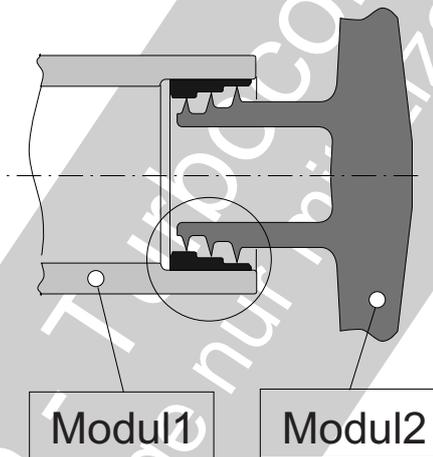
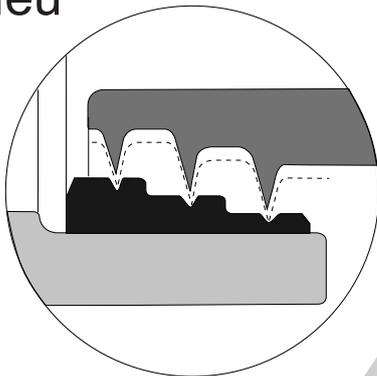
Bild 76.10.3.1.2-5

Bild 6.10.3.1.2-5: Dringt ein **Fremdkörper in einen Labyrinthspalt** ein, kann er den in Bild 6.10.3.1.2-4 dargestellten katastrophalen Schadensmechanismus auslösen. Ist der Schaden noch nicht zu weit fortgeschritten, lässt sich aus dem Untersuchungsbefund der Fremdkörper identifizieren. Unbeeinflusste oxidierte Spitzen zeigen, dass das Labyrinth über längere Zeit ohne Probleme gelaufen ist. Typische Gratbildung zeigt den Anstreifbereich der betroffenen Labyrinthzone (vergleiche Bild 6.10.3.1.2-3.1). Im metallografischen Querschliff der „Brücke“ zwischen Labyrinthspitzen und Belag lässt sich **schichtartig auf-**

geschmiertes Abriebmaterial erkennen. Bei günstiger Schliiflage sind Rückschlüsse auf den Fremdkörper oder Teile davon möglich.

Die Kombination eines alten mit einem neuen Modul birgt Risiken.

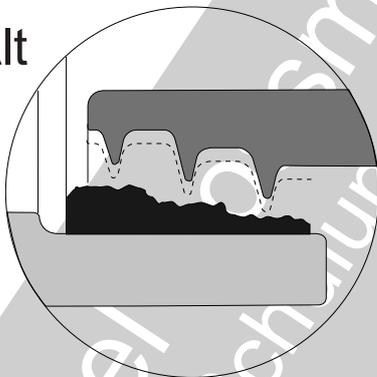
Neu



Langzeitbetriebsbeanspruchung



Alt



nach dem Modultausch

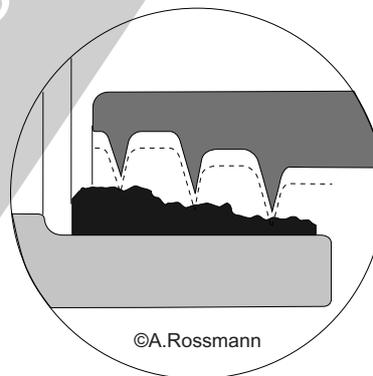


Bild 6.10.3.1.2-6

Bild 6.10.3.1.2-6 : Nach dem Wechsel eines alten gegen ein neues Modul ergibt sich ein typisches potenzielles Problem, wenn die Labyrinthkomponenten kombiniert wurden. Bei einer neuen Maschine sorgt das gute Einlaufverhalten der ungeschädigten Dichtfläche für einen unproblematischen Einlauf der Dichtstege (im Bild oben). Nach langen Betriebszeiten ist der ausgeriebene Dichtungsspalt so

erweitert, dass keine Überbrückung mehr erfolgt. Ein neuer Dichtring mit entsprechend langen Dichtstegen kann dagegen beim Einlaufen gegen eine alte versprödete Dichtfläche einen **selbstverstärkenden Schadensmechanismus** (Bild 6.10.3.1.2-4) mit **umfangreichen Folgeschäden** auslösen.

Der Ausbeulmechanismus bei örtlicher
Aufheizung von Labyrinthringen.

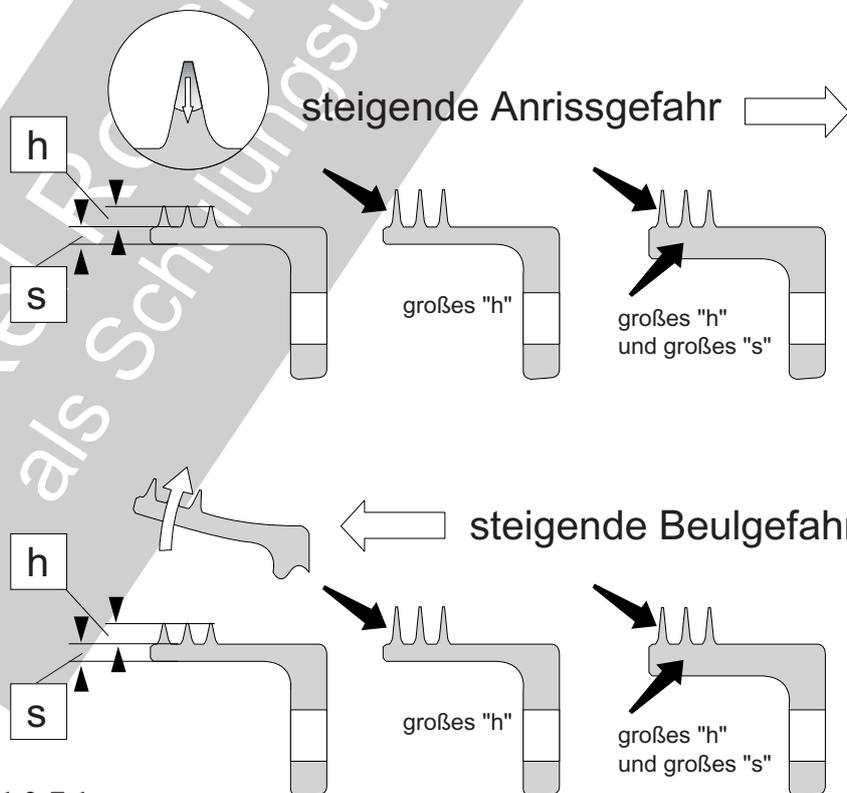
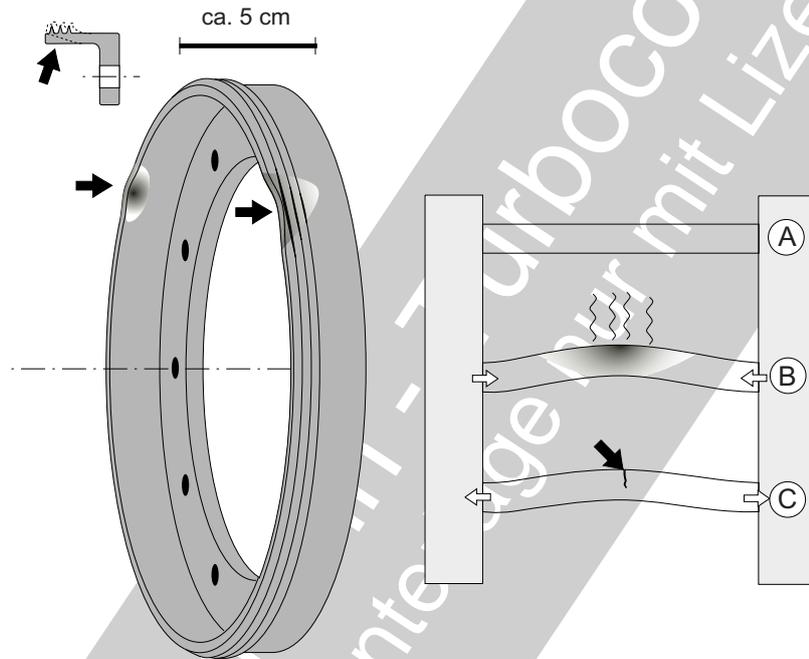


Bild 6.10.3.1.2-7.1

Bild 6.10.3.1.2-7.1: Ein typischer Schadensmechanismus mit dem Potenzial katastrophaler Folgeschäden ist das **Ausbeulen von Labyrinthringen** in der Anstreichzone (oben). Das nebenstehende Modell soll dies verdeutlichen:

Der Anstreichvorgang heizt den Ring örtlich auf. Diese Zone wird von den umgebenden kalten Bauteilpartien („A“) an der wärmedehnungsbedingten Aufweitung behindert. Dadurch gerät die Aufheizzone unter hohe Druckspannungen und beult sich, durch die Ringform vorgegeben, nach außen („B“). Der Spalt wird so weiter überdeckt und der Anstreichvorgang beschleunigt. Läuft der örtlich plastisch gestauchte Labyrinthring wieder frei, kommt es beim Abkühlen zu hohen Zugspannungen und bei Überschreiten der Festigkeit zum Anriss. Liegen in der Abkühlphase die Korngrenzen noch im teigigen Zustand vor, weisen sie nur eine minimale Festigkeit auf. Ein sog. **Heißriss** entsteht. Von diesem Heißriss und/oder von der unter hohen Zugspannungen stehenden Ringzone können sich Schwingbrüche durch Start-Abstellzyklen und/oder hochfrequente Schwingungen ausbilden, die zum Versagen des Bauteils durch Bruch führen (Lit. 6.10.3.1.2-9 und Bild 6.10.3.1.2-10).

Die Beulempfindlichkeit der Labyrinthringe hängt in besonderem Maß von der Stegdicke des Rings („s“) und der Höhe der Labyrinthspitzen („h“) ab (Skizzen Mitte und unten). Die konstruktiven Merkmale welche Heißrisse minimieren (Skizzen Mitte), erhöhen die **Beulempfindlichkeit** (Skizzen unten). Der Konstrukteur muss also einen Kompromiss eingehen.

Bild 6.10.3.1.2-7.2: Für das **Betriebsverhalten** eines Labyrinths ist die **Spaltgröße** von entscheidender Bedeutung:

Ganz allgemein steigt die **Wahrscheinlichkeit eines Anstreifvorgangs** mit der Reduzierung der radialen Spaltweite. Die **Aufheizung** des meist dünnen rotierenden inneren Labyrinthrings löst **Verzug mit Ausbeulen** (Bild 6.10.3.1.2-7.1) und so eine **Auslenkung durch Unwuchten** aus. Bei großem Spalt ist der Anstreifbereich klein. Die gesamte Anstreifarbeit mit Verschleiß, eventuellem Materialaufbau und Wärmeeinbringung läuft in dieser kleinen Umfangszone ab. Ein großer Spalt begünstigt also ein katastrophales Labyrinthversagen durch einen **selbstverstärkenden Anstreifvorgang** (Beispiel 6.10.3.1.2-5, Bild 6.10.3.1.2-13 und Bild 6.10.3.1.2-14). Bei einem kleinen Spalt wird dagegen der Anstreifvorgang auf nahezu den gesamten Spaltumfang verteilt und belastet somit das Labyrinth thermisch und mechanisch weniger.

Eine kleine **Leckluftmenge** bei einem kleinen Spalt bedeutet eine gute **Dichtwirkung** des Labyrinths mit Vorteilen für den **Wirkungsgrad** des Triebwerks. Ein gleichbleibend hohes **Druckgefälle** entsprechend der konstruktiven Auslegung hält die **Lagerbelastungen** niedrig. Zusätzlich werden bei Turbinenlabyrinthen Schäden durch **Heißgaseinbruch** vermieden und die Kühlluftzufuhr nicht beeinträchtigt. Die kleine Leckluftmenge bedeutet aber auch eine schlechtere Kühlung bzw. eine größere Aufheizung des Labyrinths durch **Quirlverluste** (Luftreibung).

Größere Spalte erhöhen die Wahrscheinlichkeit von der Spaltluft **aerodynamisch angeregter hochfrequenter Labyrinth-schwingungen** (siehe Bilder 6.10.3.1.2-19 und folgende).

In Lit 6.10.3.1.2-12 wird hierzu angegeben: „**the available energy in the leakage flow is considerable and has often caused aeroelastically excited seal vibration with subsequent fatigue failure.**“

Die **Erosion in Labyrinthen** durch die umlau-

fende Kammerströmung wird bei kleinen Spalten begünstigt, weil erosive Partikel (z.B. Abrieb) nicht von der Leckströmung aus der Kammer gespült werden können.

Bild 6.10.3.1.2-8 (siehe Seite 6.10.3.1.2-20, Lit 6.10.3.12-13): Das dargestellte Wellenleistungstriebwerk für Hubschrauber hatte in der Entwicklungs- und frühen Serienphase offenbar einige Probleme mit Labyrinthen im Bereich der Leistungsturbine (Niederdruckturbinen).

Das **Zwischenstufenlabyrinth** heizte sich wegen eines zu kleinen Spalts beim Anstreifvorgang zu stark auf. Dabei erfolgte ein Aufgehen des inneren rotierenden Labyrinthrings und es kam zu einem katastrophalen Schaden (siehe auch Bild 6.10.3.1.2-7.1), wobei der rotierende Labyrinthring durchtrennt wurde.

Ein zugehöriges Detail zeigt die in der Literatur dargestellte Labyrinthkonfiguration mit einem vergleichsweise kleinen inneren Versteifungssteg. Die heute im Einsatz befindlichen Triebwerke haben dagegen, wie das Detail darunter zeigt, einen deutlich verstärkten inneren **Versteifungssteg**. Zusätzlich gibt die Literatur an, dass der Labyrinthspalt im Neuzustand vergrößert wurde. Nach diesen Änderungen sind offenbar keine Schäden mehr aufgetreten.

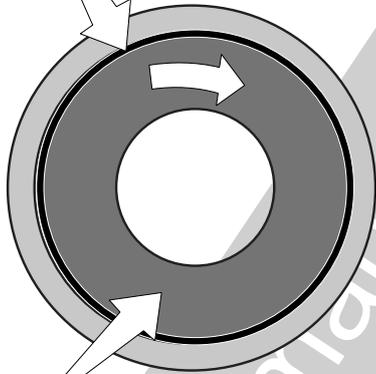
Das Austrittslabyrinth (vergleiche auch Bild 6.10.3.1.2-9) versagte durch Schwingungen des statischen Labyrinthträgers und konnte mit einer umlaufenden **Dämpferbandage** (vergleiche Bild 6.10.3.1.3-8) saniert werden (Details oben).

zugehöriges Bild Seite 6.10.3.1.2-20

Auswirkungen der Spaltgröße auf das Betriebsverhalten eines Labyrinths.

kleiner Spalt:

Anstreifen über einen großen Umfangsbereich der Welle



Welle mit Unwucht

Vorteile:

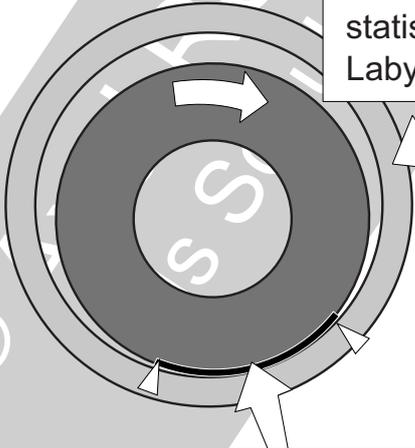
- verteilte Aufheizung von Welle und Gehäuse
- kleine Leckluftmenge
- geringere aerodynamische Anregung

Nachteile:

- keine Kühlung durch die Leckluft
- Aufheizung durch Quirlverluste
- erhöhte Erosionsgefahr
- größere Anstreifwahrscheinlichkeit
- Große Wärmeentwicklung

großer Spalt:

statischer Labyrinthring



Anstreifen über einen kleinen Umfangsbereich der Welle verteilt

Vorteile:

- bessere Kühlung durch die Leckluft
- geringere Wärmeentwicklung
- geringere Anstreifwahrscheinlichkeit

Nachteile:

- örtliche Aufheizung der Welle (bei Unwucht) oder des Gehäuses (bei Ovalisierung)
- große Leckluftmenge
- größere aerodynamische Anregung

Bild 6.10.3.1.2-7.2

Schäden an Labyrinth einer Niederdruckturbine in einem frühen Stadium und Abhilfen in der Serienversion.

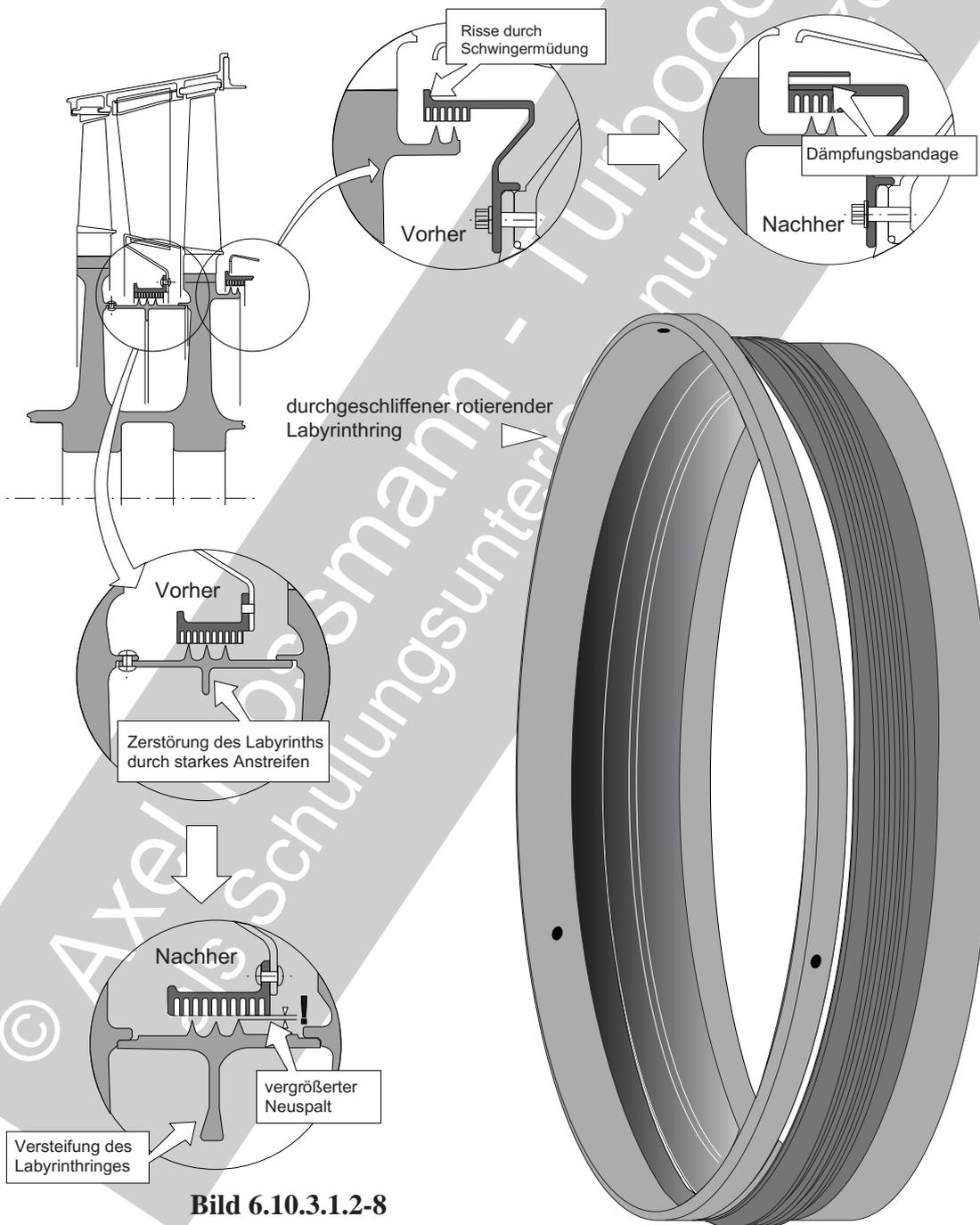


Bild 6.10.3.1.2-8: Beschreibung siehe Seite 6.10.3.1.2-18

Typische Anrisszonen in einem Labyrinthträger

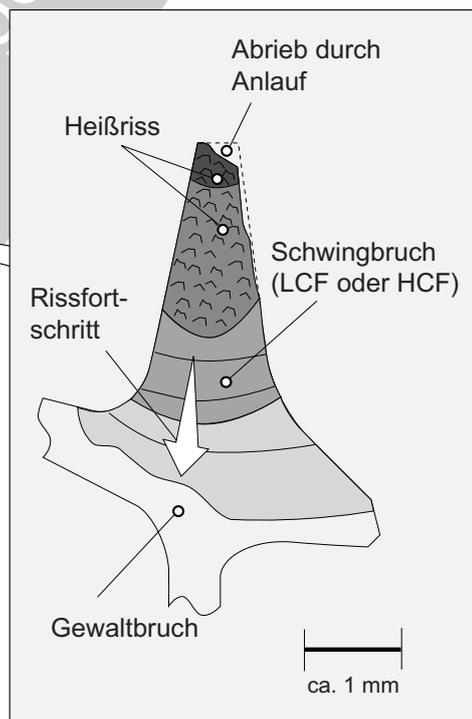
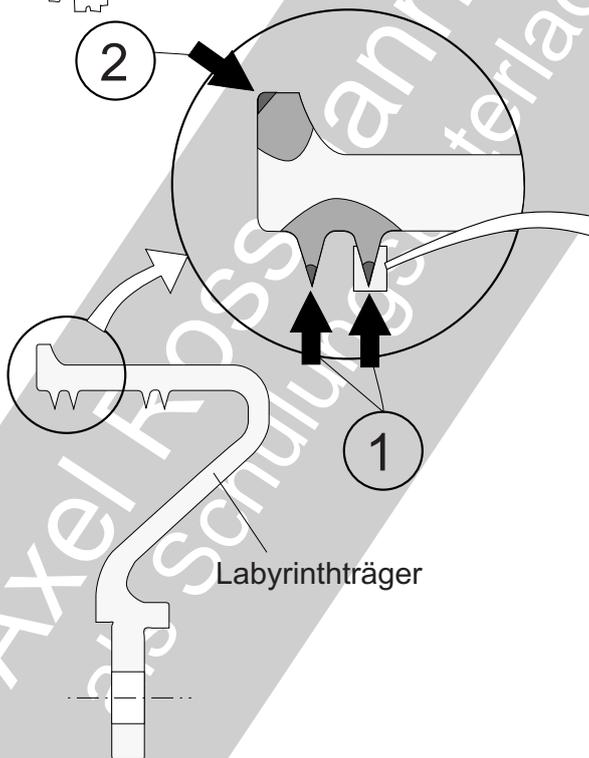
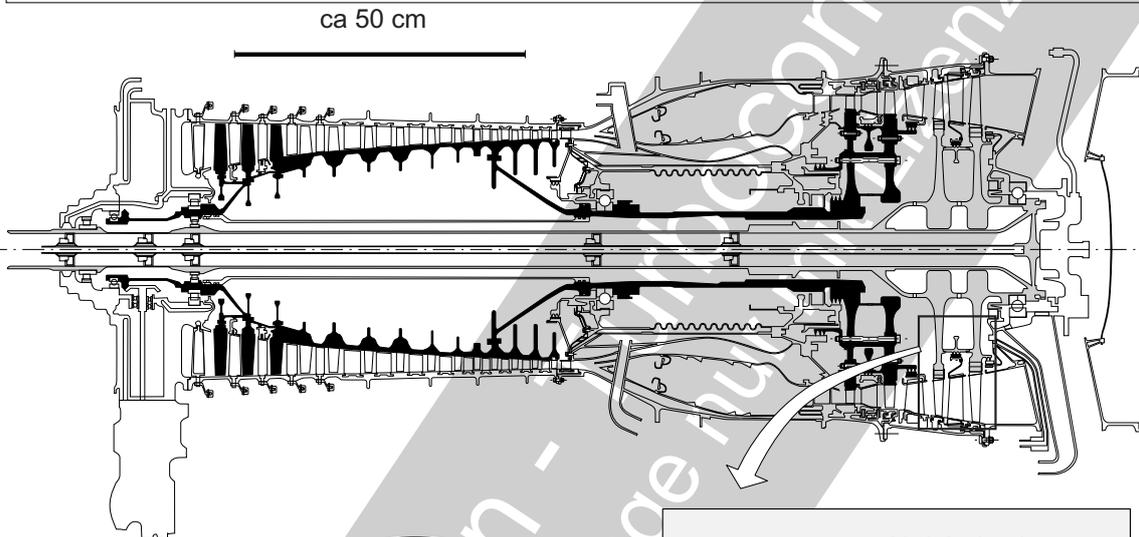
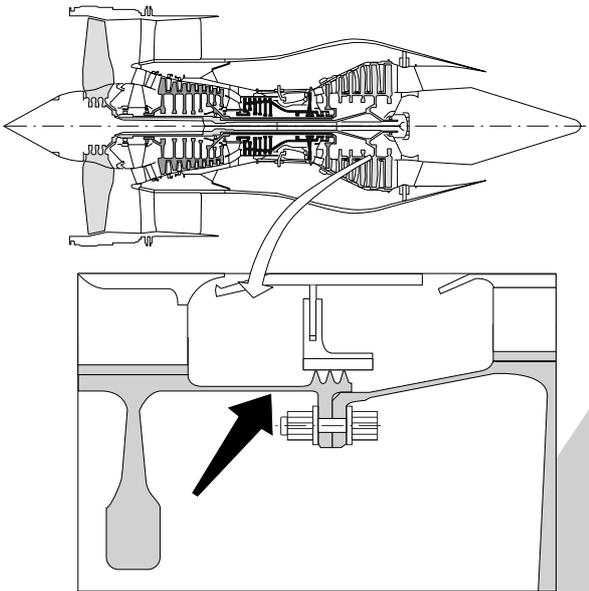


Bild 6.10.3.1.2-9.1

Bild 6.10.3.1.2-9.1: Dieses Bild zeigt Ermüdungsanrisse am statischen Labyrinthring des Austrittslabyrinths der Leistungsturbine (Niederdruckturbine). Die Risse begannen an zwei exponierten Bereichen: Den Labyrinthspitzen („1“) in Kombination mit Heißrissen durch heftiges Anstreifen und

dem äußeren Versteifungssteg („2“). Die in Bild 6.10.3.1.2-8 dargestellte Dämpferbandage hat sich als wirkungsvolle Gegenmaßnahme gegen die gefährlichen hochfrequenten Schwingungen bewährt.



Beispiel 6.10.3.1.2-2 (Lit 6.10.3.1.2-18):

„The start of extended range twin-operations (ETOPS) testing of the ...(civil big high bypass engine type) is to be delayed by ‘two or three weeks’, says the engine maker, ‘after a seal

crack developed in the 90,000lb (400 kN) thrust’ at which the engine is being certificated. A strip-down inspection after the test revealed **a crack in a part of the seal arm** which ...(the OEM) says was already earmarked for modification...(the OEM admits) the test is currently operating to an **N1 (fan) speed restriction**. The restriction will be lifted when the modification, which involves **thickening of the seal arm**, is in place.“

Kommentar: Die Aufdickung des Labyrinth-rings und die Begrenzung der Rotordrehzahl weist darauf hin, dass die Rissbildung auf eine Überlastung durch die Betriebsbeanspruchungen aus Fliehkräften und/oder Wärmespannungen zurückzuführen ist. Damit handelt es sich wahrscheinlich nicht um eine **Rissbildung an den Dichtungsspitzen** als Folge eines Anstreifvorganges.

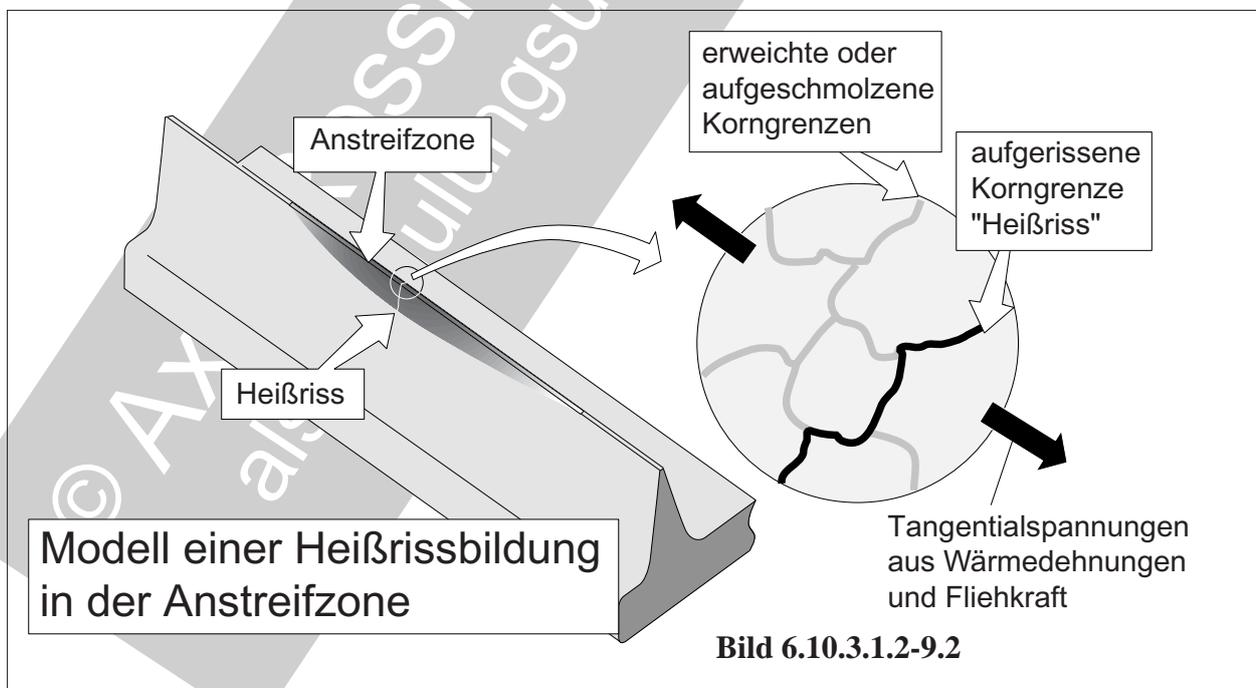


Bild 6.10.3.1.2-9.2

Bild 6.10.3.1.2-9.2: Korngrenzen haben gewöhnlich einen niedrigeren Schmelzpunkt als das Korninnere. Deshalb reißen sie bevorzugt bei hohen Temperaturen, wie sie für Anstreif-

zonen typisch sind, auf. Diese **Heißrisse** entstehen bevorzugt bei der Abkühlung wegen der hohen Zugspannungen im Bereich der vorher plastisch gestauchten Aufheizzone.

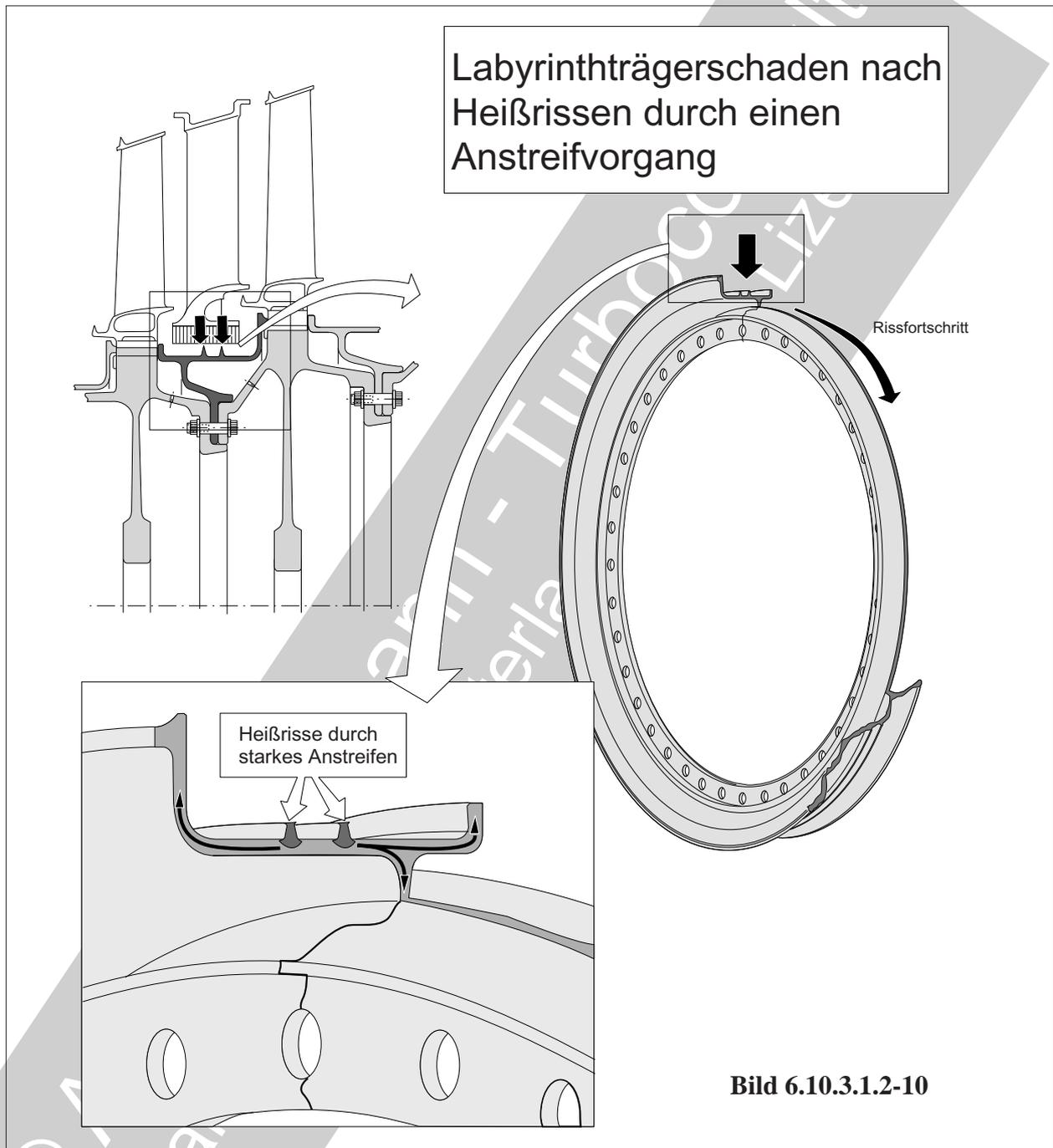


Bild 6.10.3.1.2-10: In den **Spitzen** des rotierenden Labyrinthträgers eines zivilen High-Bypass-Fantriebwerks mittlerer Leistungsklasse entstanden beim Anstreifen **Heißrisse**. Von diesen Rissen gingen Ermüdungsriss durch die niedrigzyklische Beanspruchung (LCF) bei den Start/Abstellvorgängen aus. Nachdem der Querschnitt des Labyrinthstegs durchtrennt war, entstand ein umlaufender Riss in der Mem-

brane. Dies führte zum teilweisen **Abfliegen des Labyrinthstegs**.

Risse an rotierenden Labyrinthringen führen erfahrungsgemäß in den meisten Fällen nicht zu einem katastrophalen Schaden. Sie haben jedoch das Potenzial schwerer Schäden und sollten deshalb ernst genommen werden, d.h. es sind frühestmöglich Abhilfen zu entwickeln und einzuführen.

Beispiel 6.10.3.1.2-3 (Bild 6.10.3.1.2-11):

Zitat 1 (Lit 76.10.3.1.2-14): „...The FAA has issued an airworthiness directive ordering the inspection of...(big high bypass) engines for cracks in the high-pressure compressor (HPC). The FAA says 10 HPC spools have been found with cracks. ‘The HPC stage 2-6 spool may develop **cracks in the stage 3-4 and 4-5 interstage seal teeth that could propagate into the stage 3-4 and stage 4-5 spacer arms, aft the seal teeth**’, it adds.

The FAA itself has determined that the most likely cause of the cracks, which it says could cause an uncontained failure if not corrected, is the formation of **zones of excessive heat**. These are produced when the rotating seal teeth rub into the static honeycomb material, says the agency.“

Zitat 2 (Lit 6.10.3.1.2-19): „...(the OEM) believes that the problem is understood from an engineering perspective and that the cause of the HPC seal-tooth cracking is **‘insufficient clearance** between the rotating seal and its mating stationary honeycomb shroud ‘...(the

OEM) has also confirmed metallurgically that **the crack ‘is stable and its propagation rate is not increasing with time.’** Additionally, ...(the OEM) believes that the seal cracking problem can be effectively monitored through periodic inspections until such time when revised hardware is installed during a normal engine shop visit.“

Kommentar: Wie in Bild 6.10.3.1.2-11 zu sehen, sind die **Labyrinthringe integraler Bestandteil der Verdichterscheiben** bzw. des Rotors. Aus diesem Grund besteht die Gefahr, dass die Axialrisse in die Scheiben weiterlaufen (siehe auch Bild 6.10.3.1.2-12 und Kapitel 6.10.3.1.3) und Teile aus diesen ausbrechen. Die Untersuchung der aufgebrochenen Anrissfläche zeigte zwar **keinen beschleunigten Rissfortschritt, schließt aber einen gleichbleibenden oder verzögerten nicht aus**. Der Begriff eines stabilen Bruchs schließt lediglich ein unmittelbares spontanes Versagen des Bauteils aus. Offenbar ist man sich jedoch beim Triebwerksentwickler auf Grund vorliegender Festigkeitsbetrachtungen sicher, nicht sofort eingreifen zu müssen.

Bild 6.10.3.1.2-11 (Beispiel 6.10.3.1.2-3): Der Verdichterläufer des abgebildeten großen Fantriebwerks ist in den ersten sechs Stufen aus Titanlegierungen gefertigt. Von besonderer Problematik ist, dass die Labyrinthringe integral mit den Scheiben „verwachsen“ sind. So besteht die Gefahr, dass Axialrisse in die Scheiben laufen und dort nicht auffangbare (uncontained) Bruchstücke entstehen.

Der vordere Teil, „spool 2-4“, besteht nach Lit.6.10.3.1.2-15 in Abstimmung auf die Betriebstemperaturen aus der Titanlegierung Ti17. Die folgenden zwei Stufen „spool 5-6“ aus Ti6242.

Titanlegierungen bringen für Labyrinthspitzen eine Kombination besonders ungünstiger Eigenschaften mit sich:

- eine **schlechtere Wärmeleitfähigkeit**.
- eine im Vergleich zu Stählen und Nickellegierungen hohe Kerbempfindlichkeit, d.h. ein Risswachstum tritt bereits bei relativ niedrigen Beanspruchungen auf.
- Bei Überhitzung besteht die Neigung Sauerstoff aufzunehmen, was zu einer Versprödung führt und so die Rissempfindlichkeit steigert.

Aus diesen Gründen müssen die Spitzen rotierender Labyrinthringe aus Titanlegierungen auf die Gegenfläche abgestimmt werden. Dabei spielen Panzerungen zur Minimierung der Wärmeentstehung und des Wärmeflusses in die Labyrinthspitzen eine besondere Rolle.

Rissbildung im Verdichterrotor durch Anstreifen von Labyrinthspitzen.

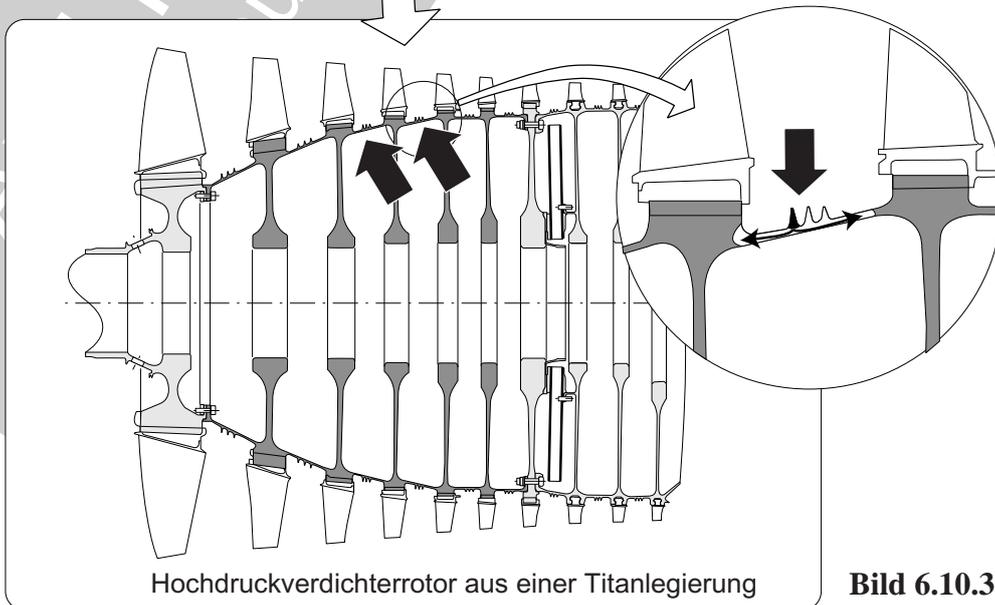
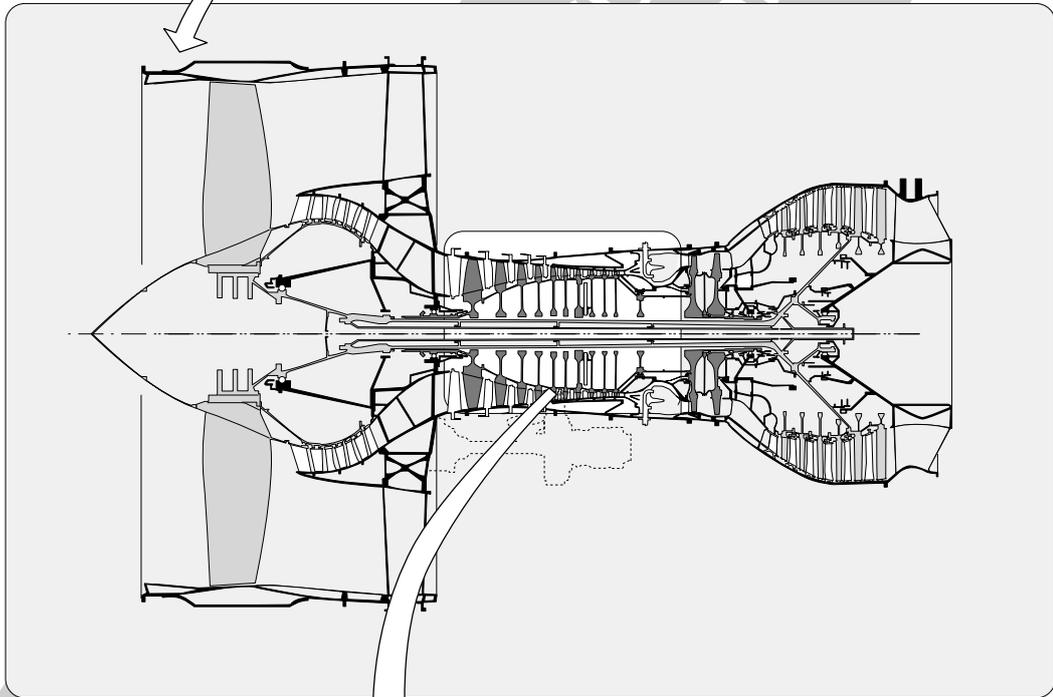
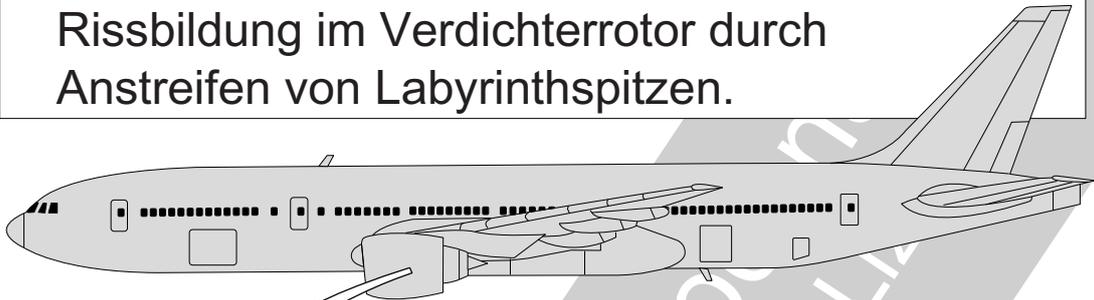


Bild 6.10.3.1.2-11

Beispiel für einen Schaden an einem
Labyrinthsteg eines integralen Turbinenrades.

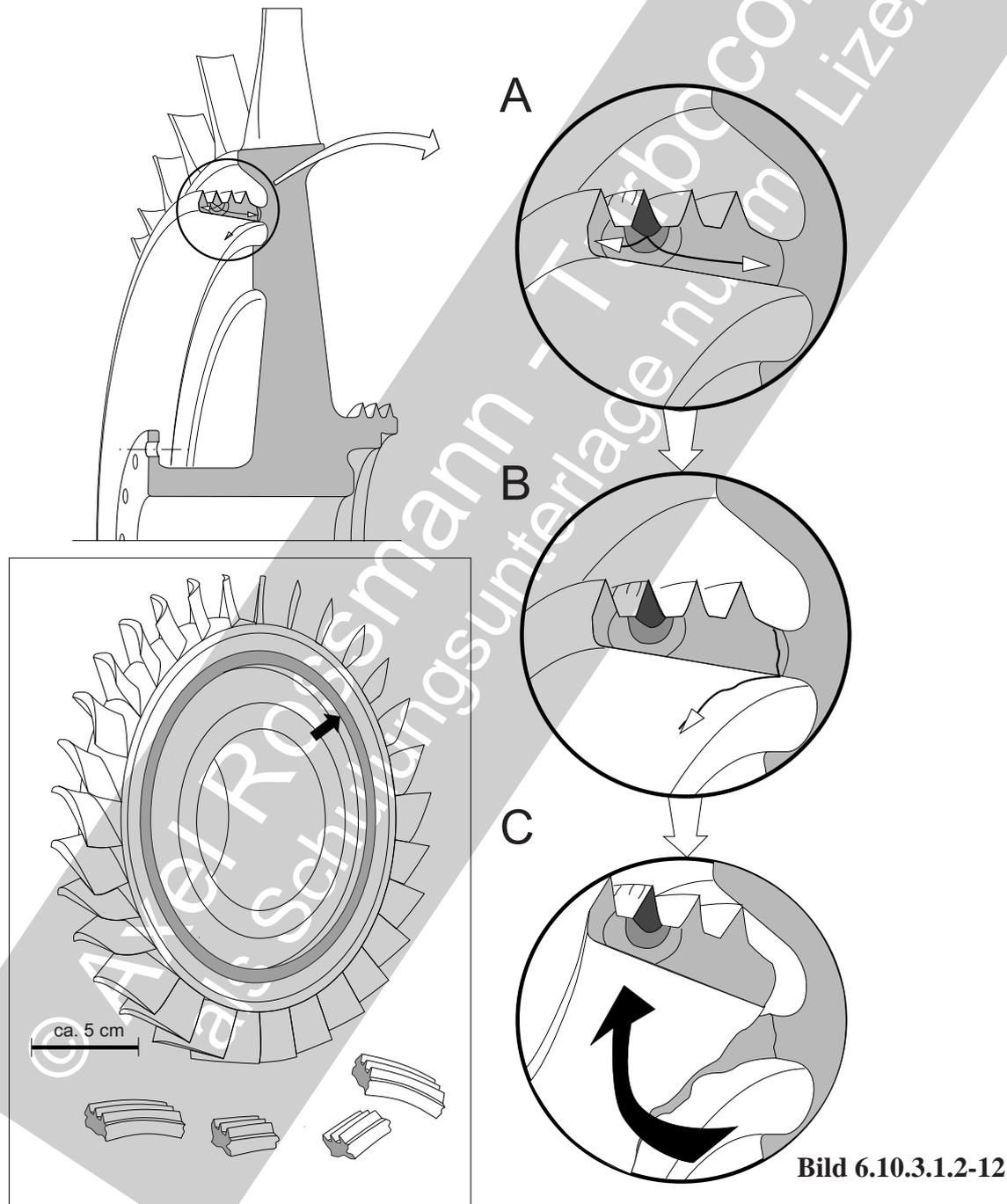
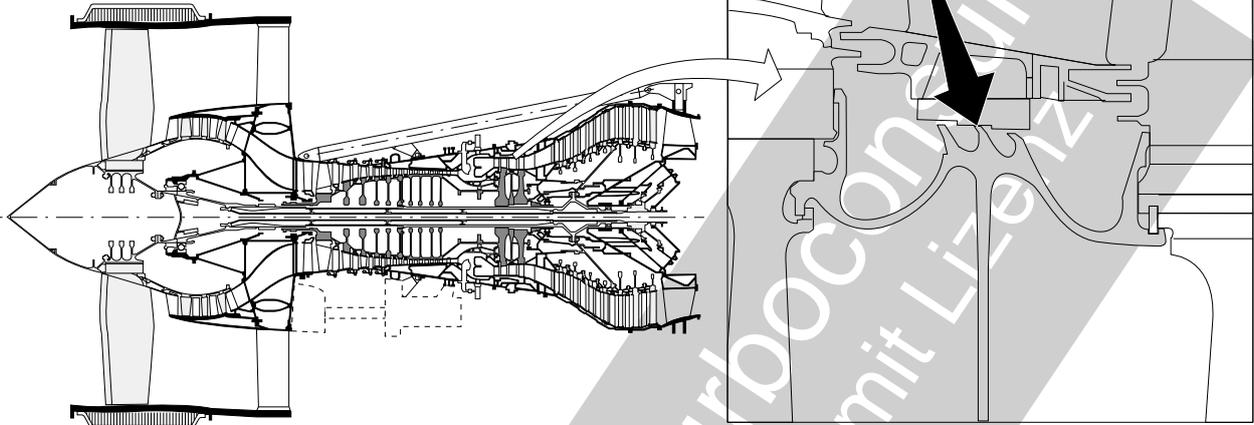


Bild 6.10.3.1.2-12: Integrale Labyrinthringe an Rotorscheiben, wie sie z.B. für gegossene Turbinenräder von Kleingasturbinen typisch sind (Skizze oben links), aber auch bei Schmiedescheiben großer Triebwerke zum Ein-

satz kommen, unterliegen fliehkraftinduzierten hohen Tangentialspannungen. Entstehen beim Anstreifen in den Labyrinthspitzen Anrisse, neigen diese deshalb zu einem axialen Rissfortschritt infolge der zyklischen Beanspru-



Beispiel 6.10.3.1.2-4 (Lit 6.10.3.1.2-17):
 „...The latest incident occurred on 2 October while engine No 900103 was around 100h into a certification block test...(the OEM) says that, during runs at redline core speed, ‘...a problem was encountered with the high pressure turbine midseal. Investigations following removal from the test stand **show that the aft arm of the midseal was opening** at temperatures exceeding design intent. Design changes have been identified to modify slightly the midseal arm configuration and cooling to bring the arm temperatures within design intent.’...(the OEM) declines to comment on the nature of the damage caused by the HPT-midseal problem, but program sources say **that there was some damage to the casing**. It is not believed that there was an uncontained failure of the turbine casing. It prevents recirculation of high pressure air inside the engine, which is at a higher pressure than the gas flow passing through the turbine blades. The midseal which was likely to be rotating at more than 1,000 RPM at the time of incident, is cooled by air

bleed from the high-pressure compressor (HPC). It is thought that this supply of HPC air will be modified to ensure that a positive pressure gradient is maintained on both sides of the midseal....“

Kommentar: Die Maßnahme einer verbesserten **Kühlung des rotierenden Dichtungs-rings** und der Sicherung einer ausreichenden Druckdifferenz sowie der Hinweis auf einen Gehäuseschaden als Folge lässt auf den folgenden Schadensablauf schließen: Auf Grund einer zu geringen **schützenden Druckdifferenz an der Dichtung** trat offenbar ein Heißgaseinbruch und eine Überhitzung des rotierenden Dichtungsträgers auf (Prinzip entsprechend Bild 6.10.3.1.2-8). Dieser muss dabei so warm geworden sein, dass seine Festigkeit den Fliehkräften nicht mehr stand hielt und es zum Bruch kam (siehe Bild 6.10.3.1.2-12). Die Bruchstücke konnten anscheinend vom Gehäuse aufgefangen werden. Dass die Drehzahl beim Schaden lediglich 1000 RPM betrug ist wenig plausibel. Wahrscheinlich handelte es sich um 10000 RPM.

*chungen bei Start-/Abstellvorgängen (Detail „A“). Labyrinthstege sollten in einer Position an den Scheiben angebracht sein, die am Übergang zur Scheibe ein **Umbiegen des Risses parallel zur Scheibenoberfläche** gewährleisten. So kann der Steg in kleine Segmente abbrechen und ein Weiterlaufen des Axialrisses in das Rad*

verhindern. Auf diese Weise wird das Schadensausmaß beherrschbar gehalten und es kommt nicht zu einem katastrophalen Radbruch.

Schäden an Labyrinthdichtungen können die Flugsicherheit merklich beeinflussen.

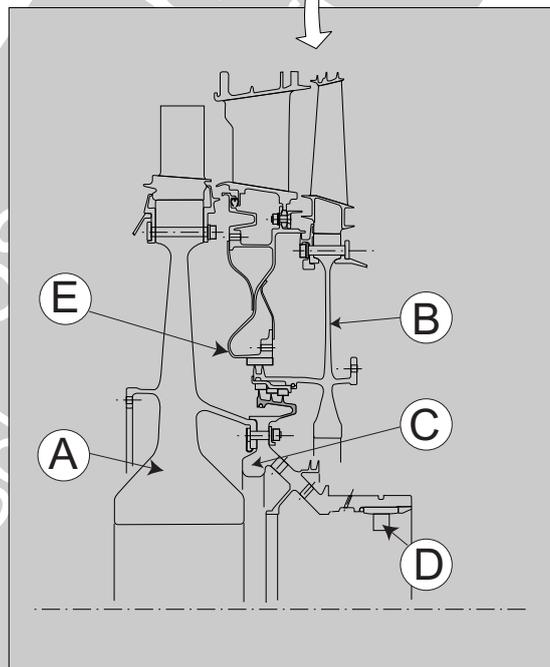
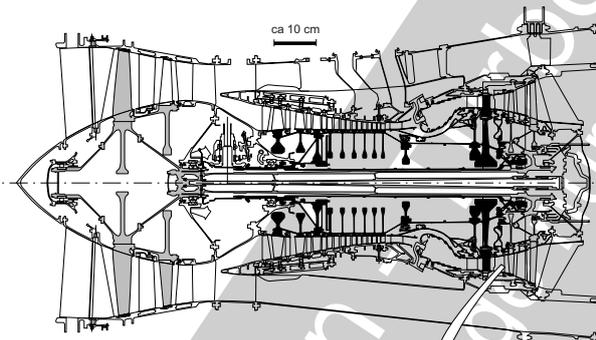
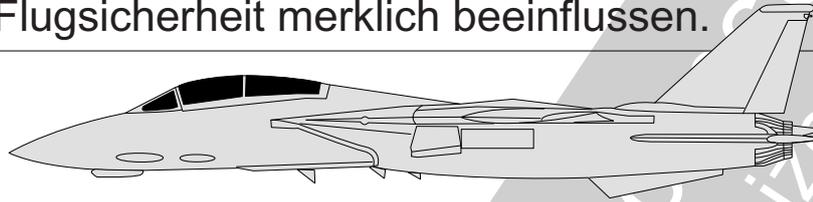


Bild 6.10.3.1.2-13

Bild 6.10.3.1.2-13 (Lit 6.10.3.1.2-13, Lit 6.10.3.1.2-19, Beispiel 6.10.3.1.2-5): Die Dichtung befindet sich zwischen Hochdruckturbinen („A“) und Niederdruckturbinen („B“). Schäden zeigte der rotierende innere Dichtring, der auf dem hinteren Wellenstummel der Hochdruckturbinen („C“) sitzt und sich am Rollenlager „D“ abstützt. Das äußere Gegenstück dieses Dichtrings ist an der Niederdruckturbinen-

scheibe befestigt. Er ist ebenfalls als Dichtungsrotor mit Dichtspitzen ausgebildet und läuft gegenüber dem am Innendeckband der Turbinenleitschaufeln befestigten Dichtungsstator „E“. Nicht bekannt ist, ob ND- und HD-Welle gegenläufig sind. Im Falle der Gegenläufigkeit ist mit sehr hohen Relativgeschwindigkeiten (Anstreifgeschwindigkeiten) zu rechnen. Diese Anordnung führt in jedem

Berührungsfreie Dichtungen Labyrinth: Schäden

Beispiel 6.10.3.1.2- 5 demonstriert eine typische "Verschlimmbesserung"

1988 Erster Schadensfall.

Schadenshypothese: Zu enge Neuspalte im Labyrinth

Massnahme: Erweiterung des Labyrinthspalts

1994 (zweite Jahreshälfte) Häufung von Schadensfällen mit katastrophalen Folgen.

Schadenshypothese: Anrisse in Labyrinthzähnen durch einen selbstverstärkenden Anstreifvorgang auf Grund von Verzug des inneren Labyrinthtrings.

Massnahmen:

- Flugverbot für einen großen Teil der betroffenen Typen der Triebwerksfamilie.
- Triebwerksversuche zur Schadensklärung

1994 (Jahresende)

Schadenshypothese: Anrisse in Labyrinthzähnen durch einen selbstverstärkenden Anstreifvorgang durch den Verzug des inneren Labyrinthtrings.

Massnahmen:

- Verkleinerung des Labyrinthspalts
- Verbesserung der Honeycomb-Einlauffläche (Werkstoff, Struktur)
- Einführung einer Dämpferbandage statt eines Dämpfungsringes als Mittel gegen hochfrequente Labyrinthoscillationen
- Einführung eines ölgedämpften Lagers der Rotorwelle
- Verbesserung der Labyrinthkühlung

Fall dazu, dass **beide Dichtungsringe mit unterschiedlichen Drehzahlen rotieren** und Dichtungsspiele wie auch Spaltverhalten von zwei unterschiedlichen Wellensystemen kontrolliert werden. Hier wirken Wärmedehnungen, Schwingungen und fliehkraftbedingte Aufweitungen von beiden Systemen ein. Da der Dichtungsstator „E“ am ND- Turbinenleitapparat befestigt ist, erschweren erfahrungsgemäß bei derartigen Konfigurationen elastische Verformungen, thermischer Verzug und Kriechdehnungen die Spalthaltung. Zusätzlich entstehen durch die radial sehr weit innen liegende Dichtung (wahrscheinlich um die Anstreifgeschwindigkeiten beherrschbar niedrig

zu halten) **große Ringkammern** zwischen Dichtungsstator „E“ (befestigt am Leitapparat) und Scheiben, die **aerodynamisch leicht zu Schwingungen angeregt** werden können (Bild 6.10.3.1.2-17).

Diese Zwischenstufendichtung führte zu einigen gefährlichen Schäden, die besonders gefährlich waren, weil der betroffene Triebwerkstyp auch in einmotorigen Kampfflugzeugen zum Einsatz kommt und so unmittelbare Absturzgefahr besteht.

Die Schäden wurden offensichtlich von schwer beherrschbaren Anstreifvorgängen ausgelöst (siehe Bild 6.10.3.1.2-14).

Die Rissbildung in Labyrinthn beim Anstreifen kann umfangreiche Folgeschäden auslösen.

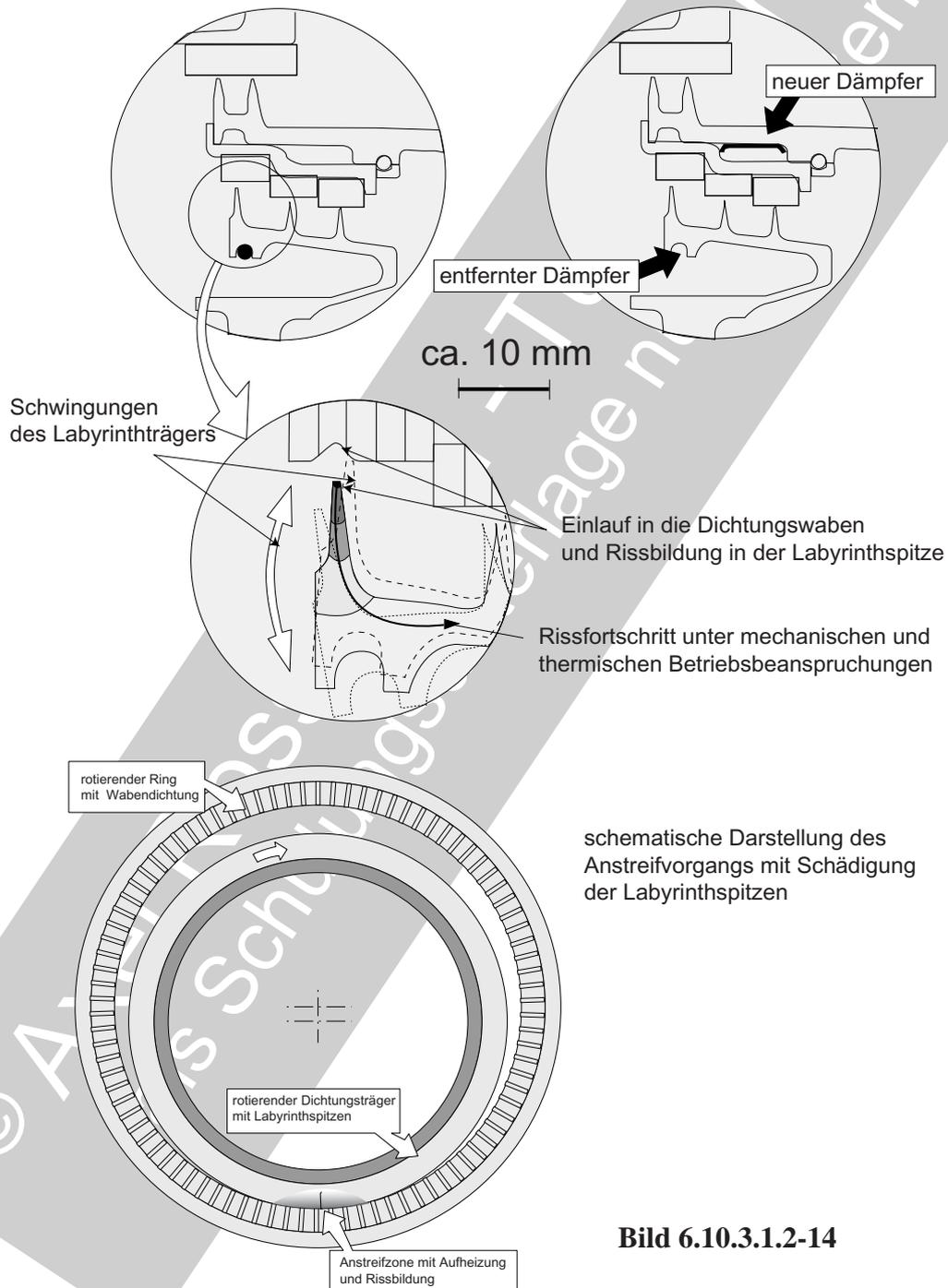


Bild 6.10.3.1.2-14

**Beschreibung zu Bild 6.10.3.1.2-14 entspricht
Beispiel 6.10.3.1.2-5 (Lit 6.10.3.1.2-21)**

Beispiel 6.10.3.1.2-5 (Bild 6.10.3.1.2-13 und Bild 6.10.3.1.2-14):

Zitat 1 (Lit 6.10.3.1.2-16): „...USAF will accelerate replacement of turbine seals in ...(fighter) power plants following recent uncontained failures in two aircraft... Although those accidents are still under investigation, the Air Force accelerated the seal replacement because the failures may be linked to well-known 3-2 turbine-seal problems in (several derivate types of) the engines. These power ...(fighters and bombers) aircraft, respectively.

The seal problem is limited to new engines and generally occurs within the first 200 hr. of operations. The problem is related to **engine clearances**. They are tight in new powerplants and in some instances can promote overheating of the knife-edge seal's teeth. If this occurs, **heat can be conducted by the ring to which the seals are attached**, causing the ring to bulge and separate from the engine. After about 100 hr. of operation, clearances increase and the potential for overheating diminishes.

...Besides the two incidents now under investigation, there have been only four confirmed...engine failures due to the seal. More than 2 800 of the powerplants have been manufactured. About 300...engines worldwide are affected by the seal problem...“

Kommentar: Die **Erweiterung des Dichtspalts** nach ca. 100 Stunden dürfte darauf zurückzuführen sein, dass weniger intensive Anstreifvorgänge bereits die Spalte durch Abrieb erweitert haben. Darauf weist die geringe Schadenszahl im Vergleich zu den potenziell gefährdeten Triebwerken hin.

Ca. 3 Monate später konnte man lesen:

Zitat 2 (Lit 6.10.3.1.2-20): „...Based on preliminary data, Air Force officials now theorize that **increased clearances combined**

with potential imbalances in several components may cause cracking in rotating 'teeth' of turbine seals found in the ...(3 Types) family of engines.

The seal, which is located at the rear of the high pressure turbine, consists of three rotating knife-edge disk-like structures surrounding the aft shaft of the engine. The knife-edge structures, also called 'teeth' rub or 'bite' against a surrounding ring made of honeycomb material. Eventually they cut a channel in **the honeycomb which rotates at slower speed than the knife edges**. Engineers originally believed that the knife-edge structures or 'teeth' failed because of thermal instability and high stresses. The answer to the problem was to increase the separation between knife-edge structures and the honeycomb. **Clearances were increased twice since the problem first cropped up in 1988**. Engineers investigating the seal problem have had difficulty diagnosing it for several reasons. First **cracks in the knife-edges are virtually undetectable during inspections because honeycomb material transfers onto the 'teeth'** during the seal break-in period. Another difficulty is that the seal failure results in heavy damage to the powerplant. 'We are never able to recover any suspect parts when these things failed,' an engineer investigating the failures said. Engineers got a break in mid-September though **when a cracked knife edge was discovered** during inspection of a powerplant...test of the engine with the cracked 'tooth' have enabled the Air Force and ...(the OEM) to develop a preliminary theory as to why the component cracks. The key to developing the theory was 'we found that only half of one of the knife edge (structures), **the one nearest the front of the engine, was rubbing the honeycomb'** an Air Force official said. Using this finding, 'we determined that **several conditions were**

Fortsetzung nächste Seite

Fortsetzung v. vorhergehender Seite

necessary for the failure of the knife edge. First there needs to be an eccentric rub between the knife edge and the honeycomb. This can be caused by several things - **a slight imbalance in the knife edge (structure) or a small imbalance in a nearby support bearing**' the official said. **Another condition necessary for a failure is increased clearance between the knife edge structure and the surrounding honeycomb.** 'When clearances are small, the knife edge makes 360-deg. contact with the honeycomb, even if there is a slight imbalance. And once the channel is cut it keeps the knife edge centered. 'As clearances between the knife edge and the honeycomb are increased, a slightly unbalanced tooth could shift to one side and get off center. **It would than fail to make 360-deg. contact with the (surrounding) honeycomb, and the resulting stresses could cause the tooth to crack during the engine break-in cycle or during early operations,**' the official said. If this failure theory is accurate, engineers reason that powerplants already having tighter clearances will not break a tooth. ...Despite the belief that they may have discovered why three toothed turbine seals failed in low time ... powerplants, officials are proceeding cautiously...' By delaying commitment on how to fix the seal they will have time **to run tests that can verify there current failure theories,**' an official said."

Kommentar: Diese Folgerungen widersprechen teilweise den Folgerungen der ersten Literaturstelle die ca. drei Monate vorher veröffentlicht wurde. Besonders interessant ist, dass die **Spielvergrößerung als Abhilfe offenbar genau die falsche Maßnahme** war (Bild 6.10.3.1.2-7.2) und das Risiko eines katastrophalen Labyrinthschadens weiter erhöhte. So wird beim Anstreifen ein örtliches Aufheizen und Ausbeulen unterstützt. Es entstehen Unwuchten und die Intensität des Anstreifvorgangs wird beschleunigt. Dies deutet auch auf

eine besondere Labilität der Rotorwelle und seiner Lagerabstützung hin. Bemerkenswert ist, dass das Problem offenbar seit ca. sechs Jahren bekannt war und bisher falsche Maßnahmen ergriffen wurden. Das erklärt auch die Vorsicht in den Aussagen zur Schadensursache bevor nicht ein Nachweis durch Triebwerkstests gelungen ist.

Ca. einen weiteren Monat später kann man lesen:

Zitat 2 (Lit 6.10.3.1.2-21): „ The U:S. Air Force and ...(the OEM) have reached agreement on a plan to return some 500 grounded powerplants to flight status....Two corrections will be made to return the engines to flight. First, maintenance teams will install **new aft shafts with an improved damper.** According to USAF officials, **the new shaft will eliminate a 'wire damper' between the first and the second tooth in the affected seal and substitute a 'sleeve' damper.** Tests have demonstrated that even if cracks appear in the teeth of the problematical seal, the sleeve damper will prevent propagation. This was not the case with the wire damper. Along with new shaft, maintenance personnel also will install new honeycomb rub strips in the seal area to reduce clearances between the strips and the seal's three teeth. These strips will return the three-toothed seal clearances to levels found in...(one engine type) family engines manufactured before early 1989. These earlier powerplants, of which there are about 1,000, are known as 'population one engines.'... **Other corrective actions at that time increased the cooling air to the seal area and modified the manufacturing process for the seal's honeycomb materials.**

'In the retrospect, we now believe the seal failure... (in the first bomber) was caused only by thermal problems and by processing problems with the seal's honeycomb mate-

Fortsetzung von Beispiel 7.2.2-5:

rial,' an Air Force official said. As a result, **one of the corrections implemented in the wake of the ...engine loss - opening up the seal's clearances - created the current problem.**"

Kommentar: Dies ist ein klassischer Fall der „Verschlimmbesserung“. Die erste Abhilfemaßnahme, die Vergrößerung des Labyrinthspalts, hat das Problem erst richtig verstärkt.

Es ist auch ein Beispiel, dass man am Besten an den Maßnahmen erkennt, wie die Ursachen gewertet und eingeschätzt werden. Offenbar war die Honeycombstruktur der Anlaufschicht (Werkstoff? Wanddicken?) für die speziellen Betriebsbeanspruchungen, insbesondere den Anstreifvorgang in diesem Labyrinth schlecht geeignet. Dass es auch für diesen Einsatz eine geeignete Honeycombstruktur gibt, zeigt die Maßnahme, zu den alten kleinen Labyrinthspalten zurückzukehren. Dies kann notwendig geworden sein, um einen Heißgas-einbruch und/oder aerodynamisch von einem starken Leckluftstrom angeregte Labyrinth-schwingungen zu vermeiden.

Die verbesserte Kühlung des Labyrinths weist darauf hin, dass das **Temperaturniveau**

im Schadensbereich generell als zu hoch angesehen und so die Wahrscheinlichkeit gefährlicher, selbstbeschleunigender Anstreifvorgänge (Bild 6.10.3.1.2-4) besonders hoch war.

Die Einführung einer **Dämpferbandage** (siehe hierzu Bild 6.10.3.1.2-8, Bild 6.10.3.1.2-14 und Kapitel 6.10.3.1.3) statt eines **Drahtdämpfungsring**s ist entlarvend und erklärt auch, warum die Schäden nicht rechtzeitig durch eine Rissprüfung abgefangen werden konnten. Offenbar führten **hochfrequente Schwingungen des Labyrinthrings** zu einem sehr schnellen Rissfortschritt von dem beim Anstreifvorgang angerissenen Labyrinthzahn. Weil der Schaden sich bereits derart katastrophal vergrößert hatte ist verständlich, dass lange Zeit keine auswertbaren Bruchstücke gefunden wurden. Die Änderung der Lagerung am hinteren Wellenstummel in eine ölgedämpfte Konfiguration weist darauf hin, dass das **Wellensystem ebenfalls zu starken Schwingungen angeregt wurde und/oder die Schwingungen am Labyrinth schadensursächlich beeinflusste.**

Bild 6.10.3.1.2-15: Dieser Schaden ist auch ein Beispiel für die **Komplexität von Labyrinthbeanspruchungen** und die Vielfalt der schadensrelevanten Einflüsse. Wie sich später herausstellte, war die Hauptursache für die Labyrinthbrüche nicht ein Werkstofffehler in einem bestimmten Produktionslos sondern **aeroelastisch angeregte hochfrequente Schwingungen des rotierenden Labyrinthrings** (vergleiche Bild 6.10.3.1.2-19 und Bild 6.10.3.1.2-20). Dabei ist es durchaus plausibel, dass die Schwingbrüche von Schädigungszonen, welche auf Anstreifvorgänge zurückzuführen sind, ausgingen. Literatur 6.10.3.1.2-5 zeigt eine Skizze, die dem betroffenen Labyrinth zuordenbar ist, in der eine **Axialrissbildung** im „dritten Labyrinthzahn“ durch „zyklische thermische Gradienten“ dargestellt ist

(Detail „A“). Die im Beispiel 6.10.3.1.2-5 beschriebenen Anrisse erfolgten jedoch in Labyrinthzahn vier (Detail „B“). Es ist verständlich, dass eine am Rand des Ringes liegende Risszone durch Biegeschwingungen des Rings besonders hoch beansprucht wird. Bemerkenswert ist, dass es bei Schäden öfters zum Bruchstückaustritt kam, obwohl das Labyrinth weit innen liegt, vom Turbinenleitapparat umschlossen ist und der rotierende Ring filigran wirkt. Es ist zu vermuten, dass dem Ringbruch in dem weitgehend geschlossenen Kanal ein umfangreicher Folgeschaden folgte, der letztendlich zum Bruchstückaustritt führte.

Beispiel 6.10.3.1.2-6 (Bild 6.10.3.1.2-15): In diesem Fall sind die folgenden Literaturstellen für das Verständnis der Schadenseinflüsse und Risiken hilfreich:

Zitat (Lit 6.10.3.1.2-8): „... **Seal fractures** between the first and second stages in the high pressure turbine section of(a high bypass civil fan engine type) engines were responsible for the redesign. Almost 280 of the 48,000-lb.-thrust engines that are in service...(on different two engine aircraft types) could be affected by the redesign. Since...(about one year ago) there have been four rotor seal fractures resulting in in-flight engine shutdowns. All incidents involved ...(one special aircraft type). The latest (showed) ...Damage to the engine and aircraft cowling was recorded in this incident. **Aircraft damage also was reported** in one other incident earlier this year. In all four failures the aircraft was able to land safely. Inspections have uncovered **rotor seal cracks**

in seven additional engines, two of which were on ...(the other aircraft type). ...(the OEM's) investigation into the problem as centered on the relationship between the **seal design** and the metallurgical properties of the forging lot from which the seals were made. All of the fractured seals were produced from the same forging lot of a high-strength, nickel base alloy....However **seals from other forgings also have developed cracks**. This other cracking coupled with **the inability of... (the OEM) to duplicate the failures in laboratory** investigations prompted the redesign.

The current seal design consists of four arrays of knife-edge seals mounted between the first and second stage of the engine's high-pressure turbine. The failures have occurred in the rearmost array. The redesign would eliminate that array and require removal of some associated hardware...As of last week, seals had been replaced in approximately 36 of the 55

Fortsetzung auf Seite 6.10.3.1.2-37

Berührungsfreie Dichtungen Labyrinth: Schäden

Ein Labyrinthschaden der umfangreiche Aktionen notwendig machte.

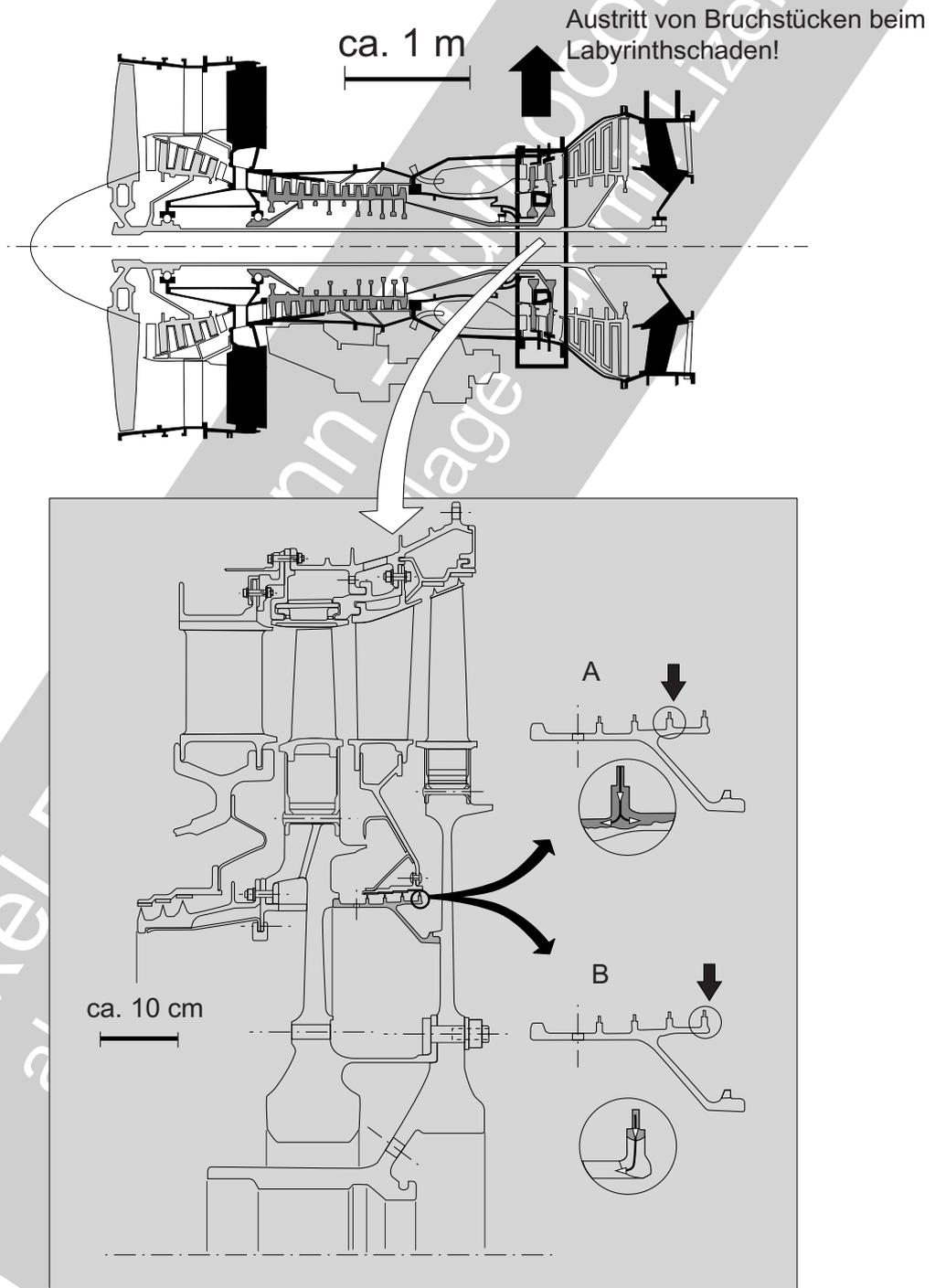


Bild 6.10.3.1.2-15

Thermoermüdung ist ein nicht zu unterschätzendes Problem bei Labyrinth

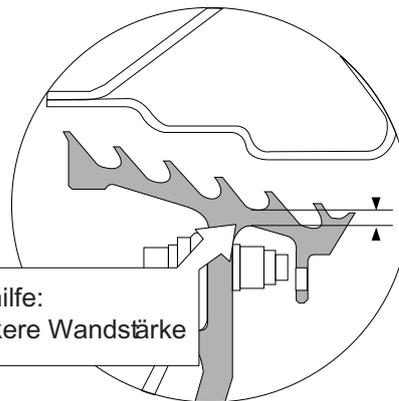
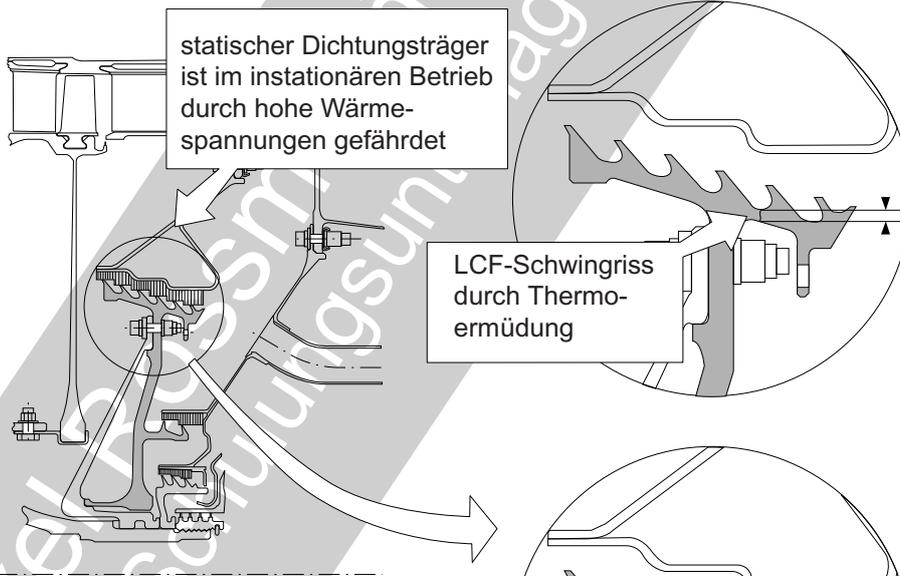
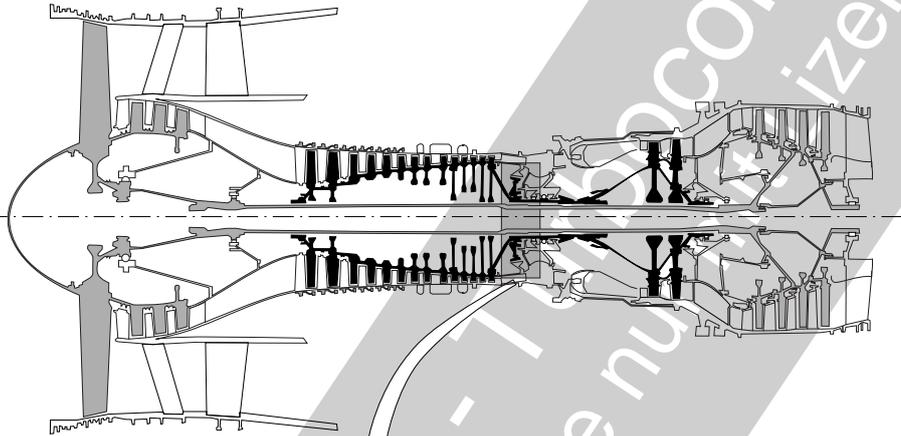


Bild 6.10.3.1.2-16

Bild 6.10.3.1.2-16 (Lit. 6.10.3.1.2-4): Dieses **Verdichteraustrittslabyrinth** eines zivilen Hochbypasstriebwerks der ersten Generation zeigt verschiedene Probleme am rotierenden Labyrinthträger und an den dünnwandigen statischen Teilen. Die Schäden wurden von **Thermoermüdungsanrissen** begünstigt. Es handelte sich neben den Start-Abstellvorgängen auch um plötzliche Leistungserhöhung

des Triebwerks vom Leerlauf zu vollem Startschub. Computerrechnungen haben sich in dieser Schadensanalyse als ein äußerst hilfreiches Werkzeug erwiesen.

Fortsetzung von Seite 6.10.3.1.2-34:

engines affected by the bulletin.

Kommentar: Wenn anfangs die Schadensursache in einer Kombination der Dichtungskonstruktion mit einem suspekten Werkstofflos gesehen wurde, obwohl offenbar auch Dichtungen aus anderen Losen Risse aufwiesen, kann dies als **fundamentaler Verstoß gegen einen Hauptgrundsatz der Schadensanalyse gesehen werden:** Wenn ein (auch scheinbar nebensächlicher) Fakt gegen eine Hypothese spricht, ist diese als widerlegt zu betrachten.

Interessant ist, dass es **im Labor nicht gelungen ist, den Schaden zu reproduzieren.** Dies ist eine Voraussetzung um den Nachweis einer geeigneten Gegenmaßnahme zu führen.

Eine Konstruktionsänderung als Abhilfe ist mit besonderen Risiken behaftet, wenn kein vergleichender versuchstechnischer Nachweis geführt werden konnte und erst die Betriebserfahrung den Erfolg zeigen muss.

Zitat 2 (Lit 6.10.3.1.2-9): „...**The redesign eliminates the fourth knife-edge seal array in the second-stage high-pressure turbine seal** (Detail in Bild 6.10.3.1.2-15). The fourth knife-edge had been cracking and was responsible for four in-flight engine shutdowns. Modifications to eliminate the fourth seal in existing engines will be done at maintenance centers normally used by the aircraft operators.“

Zitat 3 (Lit. 6.10.3.1.2-10): „...’The AD main detail reads as follows: „FAA has determined **that fatigue cracks attributed to high cycle fatigue (HCF) can originate on the tip of the fourth knife edge of the second-stage HPTR airseal, and may propagate to fracture,** which could result in an uncontained second-stage HPTR air seal failure...’

...Although the mechanism of failure is not established, analysis indicates the most probable cause of **the HPTR seal rear knife-edge cracking is attributed to an aeroelastic instability.** The actual work necessary is outlined thus: ‘This amendment adopts a new AD which requires the second-stage high pressure turbine Rotor (HPTR) four knife-edge air seal...A modification to the turbine cooling air system which reduces the number of metering bolts in the first stage turbine rotor assembly and increases the airflow to the HPT cooling air duct is required’.“

Kommentar: Es ist anzunehmen, dass in der Labyrinthspitze, von der die Schäden ausgehen, infolge eines Anstreifvorgangs Schwachstellen oder Risse entstehen. Hochfrequente Schwingungen führten zum Rissfortschritt. Die Maßnahme, die Temperaturen im betroffenen Triebwerksbereich durch die Kühlluftzumessung zu beeinflussen, dürfte allgemein der Senkung des Risikos eines gefährlichen Anstreifvorgangs dienen.

Bild 6.10.3.1.2-17: Luftschwingungen spielen für die dynamische Beanspruchung von Labyrinthdichtungen durch Resonanzen eine wichtige Rolle. Um dies besser zu verstehen, soll kurz auf die Grundlagen von Luftschwingungen eingegangen werden.

In Gasen treten Longitudinalschwingungen bzw. **Longitudinalwellen** auf, wobei sich Bereiche mit Druckanstieg und mit Druckabfall abwechseln (untere Skizze). Diese Druckschwingungen entsprechen Schallwellen. Zum Vergleich ist darunter eine **Transversalwelle** dargestellt, wie sie z.B. von Wasserwellen her bekannt ist.

Die **axiale Schwingbewegung der Elemente einer Longitudinalwelle** ist der Grund dafür, warum die **Umfangsbewegung der Luft in Labyrinthdichtungen den Schwingungsvorgang deutlich beeinflusst**. Die Fortschrittsgeschwindigkeit der Welle kann je nach Richtung durch Reibungskräfte in den ringförmigen Labyrinthkammern abgebremst oder beschleunigt werden.

Es können **fortschreitende und stehende Wellen** auftreten. Die obere Skizze lässt am Modell einer Schraubenfeder erkennen, wie ein axialer Stoß auf der linken Seite der Feder als Welle fortschreitet. Dabei wird von der Welle keine Materie transportiert, sondern lediglich der Schwingungszustand bewegt sich mit der Fortschrittsgeschwindigkeit der Welle durch das Medium. Dieser Schwingungszustand heißt **Phase der Schwingung**. Ihre Geschwindigkeit ist die **Phasengeschwindigkeit**. Bei Gasen ist sie im Allgemeinen gleich der Schallgeschwindigkeit. Trägt in einer Labyrinthdichtung ein Dichtungsteil **Honigwaben**, so ist die **Phasengeschwindigkeit** auf Grund der Wirkung der offenen Zellstruktur **kleiner als die Schallgeschwindigkeit** (siehe Bild 6.10.3.1.1-6). Entstehen **Druckwellen** in einem strömenden Medium, so breiten sich diese mit der **resultierenden Geschwindigkeit aus Phasengeschwindigkeit und Strömungsgeschwindigkeit** aus. **Stehende Wellen** bilden sich aus der Überlagerung zweier gleicher Wellen mit gegen-

gerichteten Phasengeschwindigkeiten. In diesem Fall bewegt sich die Welle als ganzes nicht, obwohl die einzelnen Wellenelemente dauernd schwingen. Dabei schwingen die **einzelnen Elemente nicht mit gleicher Amplitude wie bei der fortschreitenden Welle**. Die Amplituden sind stattdessen von zwei Sinuskurven eingehüllt. Zwischen zwei benachbarten Knoten (Wellenbereich in der Ruhelage) schwingen alle Wellenelemente in gleicher Phase.

Für die gefährliche Schwingungsanregung einer Labyrinthkomponente ist es notwendig, dass die Welle gegenüber dieser Komponente steht, es sich also relativ zu deren Oberfläche um eine **stehende Welle handelt**. Entsprechend kann der statische Labyrinthteil oder der rotierende durch **Resonanzschwingungen gefährdet sein** (siehe Bild 6.10.3.1.2-21 und Bild 6.10.3.1.2-22).

Schallwellen in Luft sind longitudinale Druckschwingungen, die Labyrinth und Wellen zu gefährlichen Schwingungen anregen können.

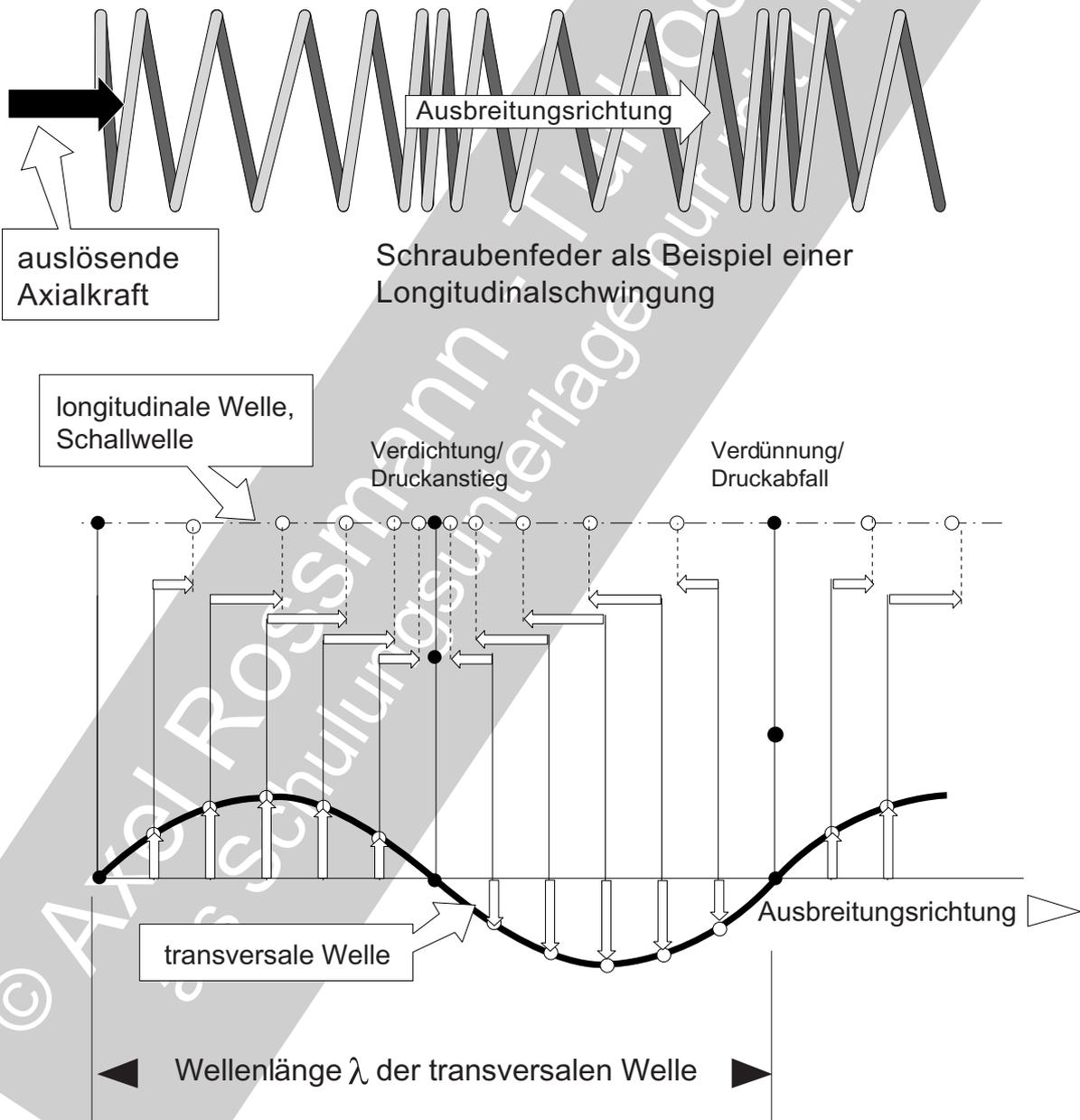
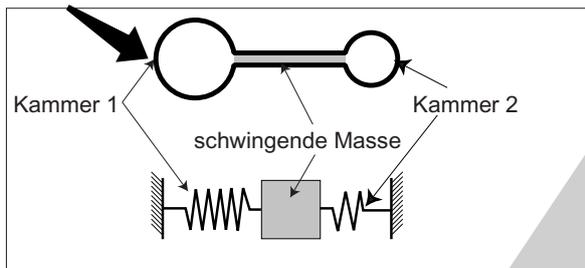


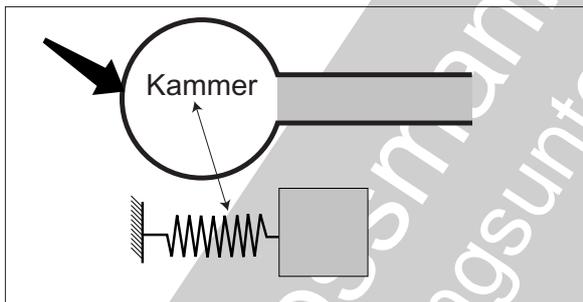
Bild 6.10.3.1.2-17

Verschiedene Gasschwingungssysteme

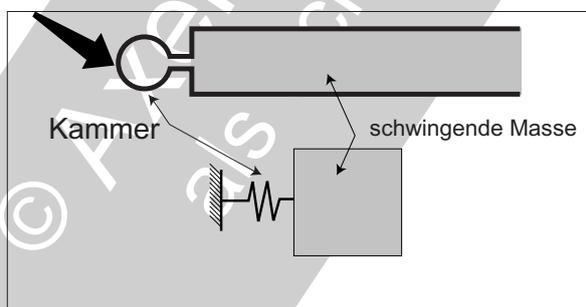
Tonraum: zwei verbundene Kammern,
geschlossenes System



Helmholtz-Resonator:
große Kammer, offener Kanal



Boys-Resonator: kleine Kammer, offener Kanal



die schwarzen Pfeile geben die jeweilige Position
des Labyrinths in den nebenstehenden Skizzen an.

Beispiel für Boys-Resonatoren:
Turbinenaustrittslabyrinth

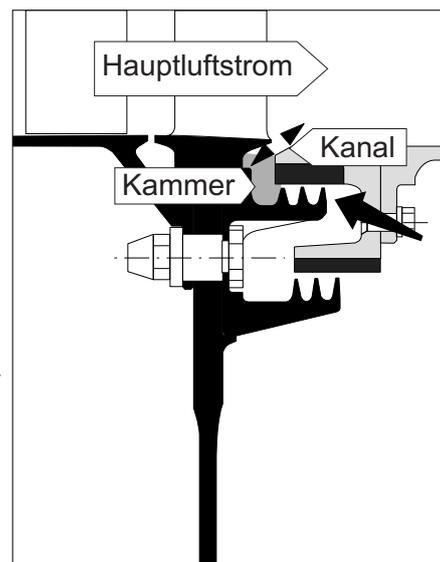
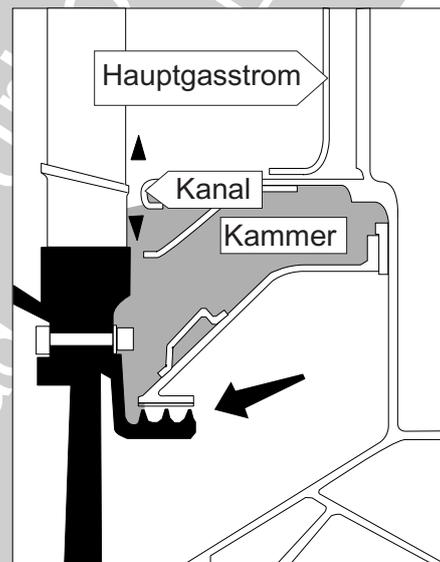


Bild 6.10.3.1.2-18

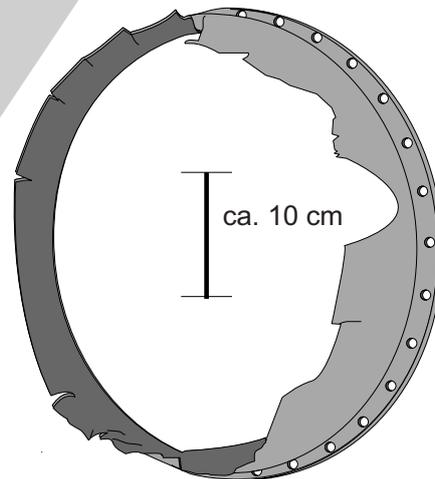
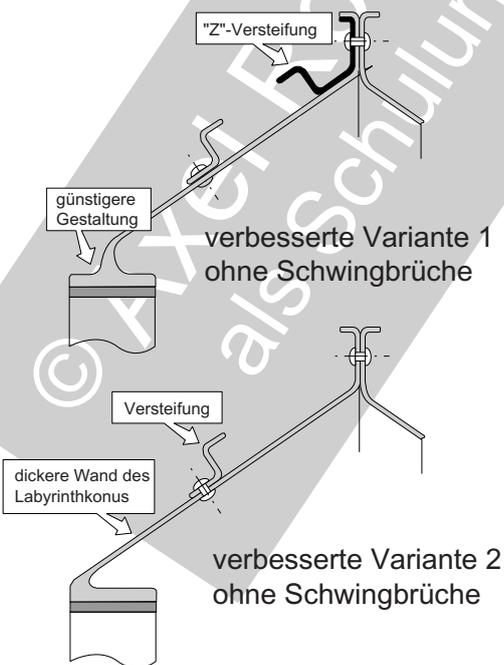
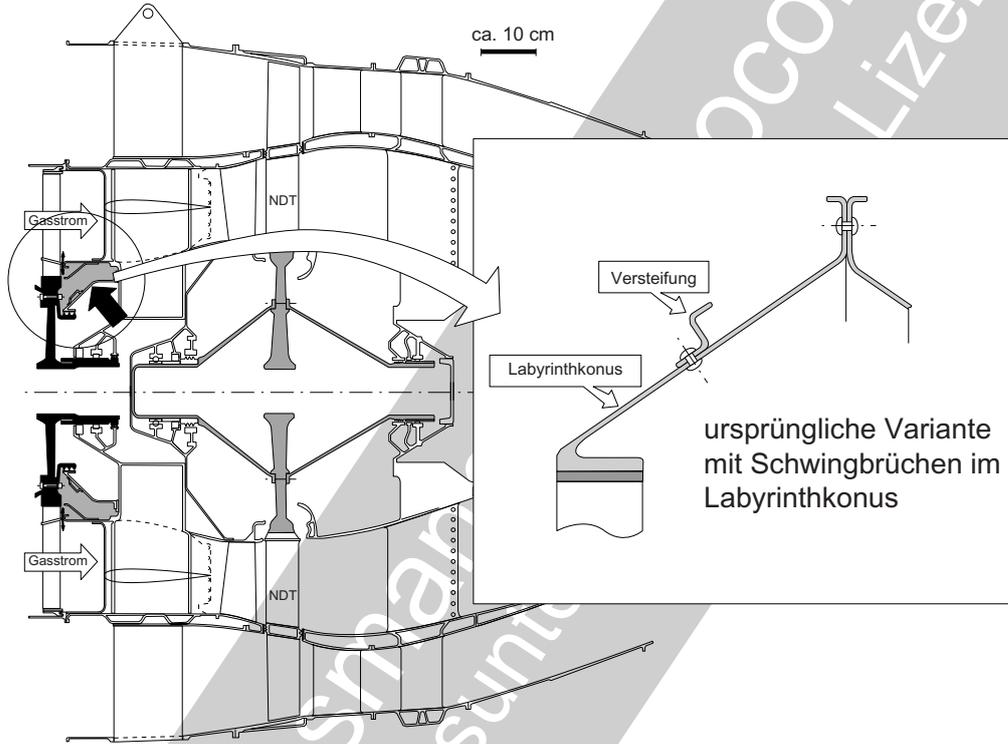
Bild 6.10.3.1.2-18: Eine Luftsäule kann in unterschiedlichen Anordnungen, vergleichbar einer Feder in einem Feder/Massensystem, wirken und dieses System zu Schwingungen in der Resonanz anregen. Je größer ein Kammer-volumen und der Durchmesser des Verbindungs-kanal ist, umso kleiner ist die Federsteifigkeit der Luftsäule. In erster Linie ist die schwingende Masse auf den Verbindungs-kanal beschränkt. D.h. je voluminöser die Luftsäule, umso größer die schwingende Masse. Das Beispiel in Bild 6.10.3.1.2-19 und Bild 6.10.3.1.2-20 zeigt, dass sowohl in einer Ringkammer zwischen Scheibe und Labyrinth als auch im Hauptgasstrom unterschiedliche Druckwellen entstehen und sich gegenseitig verstärken können (Band 1 Bild 5.4-7.2).

Ein „**Tonraum**“ besteht aus zwei kleinen geschlossenen Kammern, die durch eine Luftsäule verbunden sind. Die luftgefüllten Kammern wirken wie Federn. Solche Konfigurationen können in Triebwerken im Bereich von Kühlluft führenden Leitungen, in Entlüftungsleitungen und an Leitungen zum Druckausgleich auftreten.

Der „**Helmholtz-Resonator**“ (Band 1 Bild 5.4-7.2) besteht aus einer relativ großen Kammer, die, mit einer Luftsäule als Feder, mit der Masse der Gegenseite offen verbunden ist. Solche Konfigurationen treten in Triebwerken im Hauptgasstrom an Strebenverkleidungen der Gehäuse auf.

Liegt eine kleine Kammer; d.h. eine hohe Federsteifigkeit und ein großes Luftsäulenvolumen vor, die durch einen engen Kanal verbunden sind, spricht man von einem „**Boys-Resonator**“ (Skizzen rechts, siehe Bild 6.10.3.1.2-19, Lit 6.10.3.1.2-22). Diese Konfiguration entspricht Ringkanälen an Zwischenstufendichtungen oder Endlabyrinthen der Verdichter und Turbinen. Die relativ kleine Ringkammer ist durch einen schmalen Ringspalt mit dem Hauptluftstrom als schwingende Luftsäule verbunden.

Labyrinthkonen sind besonders gefährdet durch hochfrequente Schwingungen



Stützkegel nach einem Schaden durch hochfrequente Schwingungen im Labyrinth

Bild 6.10.3.1.2-19

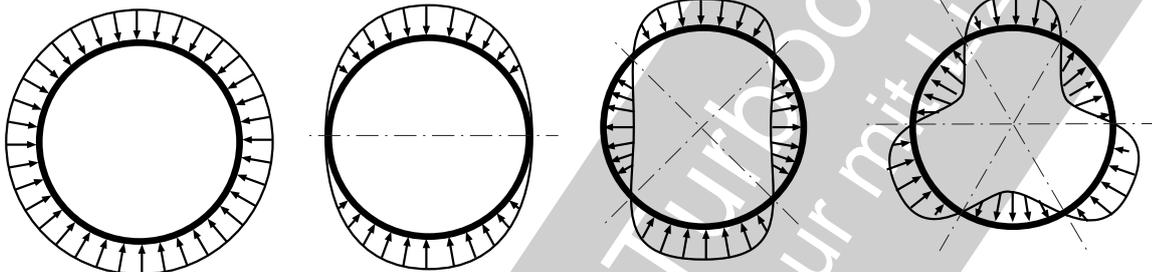
Bild 6.10.3.1.2-19 (Lit 6.10.3.1.2-13): Diese „Freifahrturbine“ eines zivilen Aft-Fan-Triebwerks zeigte Schwingungen im Bereich des Turbinenaustrittslabyrinths. Die Schwingungsanregung entstand als **mechanische Resonanz durch mit der Rotordrehzahl umlaufende Druckverteilungen** (engl. „rotating spinning patterns“). Diese Druckunterschiede am Umfang sind durch das exzentrische Umlaufen des Rotors aufgrund der immer vorhandenen Restunwucht und der Nachgiebigkeit im Rotor selbst und in den Lagern bedingt. Der beschriebene Effekt hat nichts mit der akustischen Resonanz zu tun.

Die umlaufenden Druckunterschiede regten das Labyrinth zu Schwingungen an. Es kam zu umfangreicher Rissbildung und zum Bruch des statischen Labyrinthkegels (Skizze oben rechts). Zwar weist der Stützkegel einen in der Mitte umlaufenden aufgenieteten Versteifungsring aus Blech auf, doch die Ermüdungsrisse orientieren sich offenbar an den Nietlöchern. Eine geänderte Gestaltung des Übergangs vom Stützkegel in den Labyrinthring und eine sog. „**Z-Versteifung**“ am Befestigungsende des Stützkegels (obere Detailskizze) konnte zwar die Schäden verhindern, war jedoch sehr aufwändig.

Abhilfe gegen die Schwingbrüche brachte auch die endgültige und preiswertere Lösung, bei der lediglich die Wand des **Stützkegels** aufgedickt wurde. Offenbar gelang es so, aus dem Resonanzbereich zu kommen.

Beispiele für Druckverteilungen typischer Luftschwingungen in Labyrinthen und Ringkammern

Druckverteilungen bei verschiedenen Gasschwingungen in einem Ringkanal



$n = 0$

$n = 1$

$n = 2$

$n = 3$

$n =$ Zahl der Durchmesser welche die Umfangspositionen mit unterschiedlichem Druck verbinden

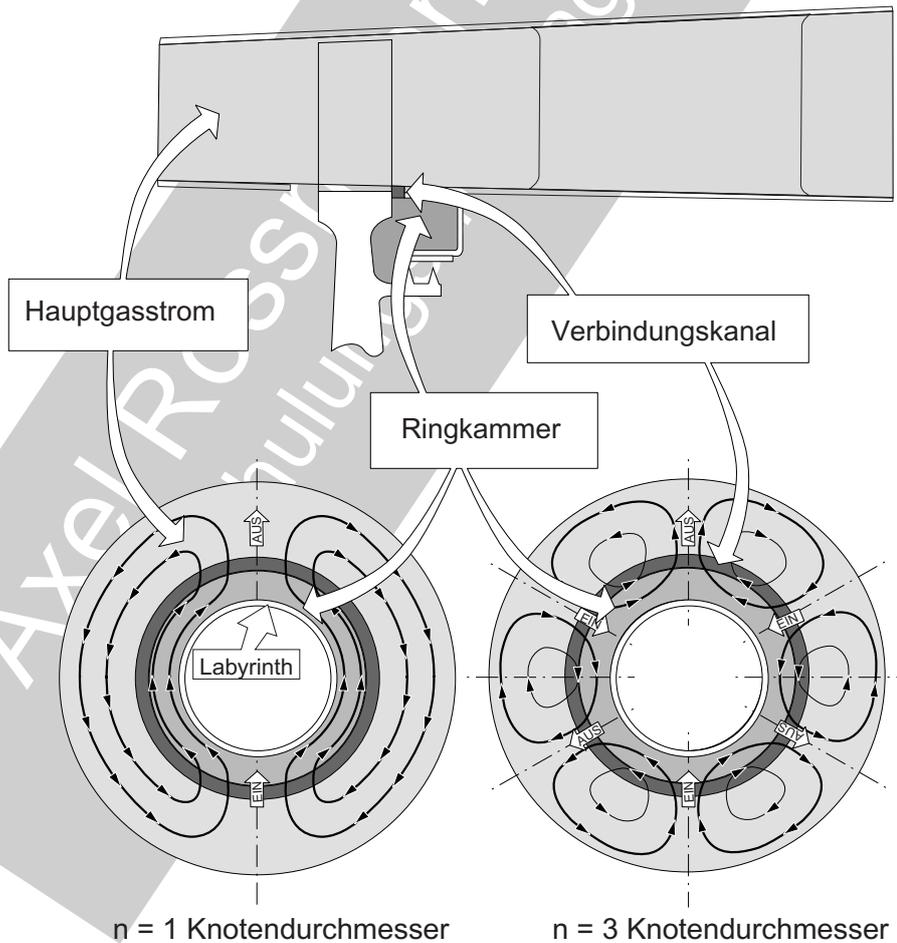


Bild 6.10.3.1.2-20

Bild 6.10.3.1.2-20 (Lit 6.10.3.1.2-22): Dieses Bild gibt einen Eindruck von typischen **Luftschwingungen in Ringkanälen**. Die mittlere Skizze zeigt das Prinzip eines Resonators, der durch den Hauptgasstrom und einen von Scheibe und Labyrinth begrenzten Ringkanal sowie einem verbindenden Ringspalt gebildet wird (siehe Bild 6.10.3.1.2-19). Die unteren Skizzen stellen zwei Beispiele für Strömungen auf Grund von Luftschwingungen dar. Dabei kommt es zu einem intensiven Gasaustausch über den Ringspalt. Die oberen Skizzen zeigen typische Druckverteilungen in Ringkanälen mit schwingenden Luftsäulen.

Bild 6.10.3.1.2-21: In dieser schematischen Darstellung eines Labyrinths mit statischem äußerem und rotierendem inneren Ring wird die **Erregung hochfrequenter Schwingungen** der Labyrinthringe durch **Luftschwingungen im Dichtspalt** gezeigt.

Beim rotierenden schalenartigen Labyrinthring laufen die Wellen, **bedingt durch die Kreiselkräfte** in oder gegen die Drehrichtung des Rotors um. Bei der statischen ringförmigen Labyrinthkomponente bleibt die Welle dagegen ortsfest. Die obere Skizze stellt am Beispiel einer Schwingung mit drei Knotendurchmessern (siehe Bild 6.10.3.1.2-20) die Resonanz des inneren Labyrinthrings mit der Druckwelle im Spalt dar. In diesem Fall rotieren Druckwelle und Innenring mit gleicher Geschwindigkeit in gleicher Richtung, d.h. die Druckwelle steht relativ zur Oberfläche des rotierenden Innenrings (siehe Bild 6.10.3.1.2-17). Damit ist die **Voraussetzung für die Resonanz** zwischen Druckwelle und Innenring gegeben. Die untere Skizze zeigt die Resonanz mit dem äußeren Labyrinthteil. In diesem Fall bewegt sich die Druckwelle mit der gleichen Umfangsgeschwindigkeit gegen den rotierenden Innenring, sodass die Druckwelle relativ zum statischen Außenring steht und dieser zu einer entsprechenden Schwingung angeregt werden kann.

Mechanische Resonanz mit der akustischen Anregungsfrequenz: Die Umlaufrichtungen von Gasdruckwelle und Rotor bestimmen die resonanzgefährdeten Teile.

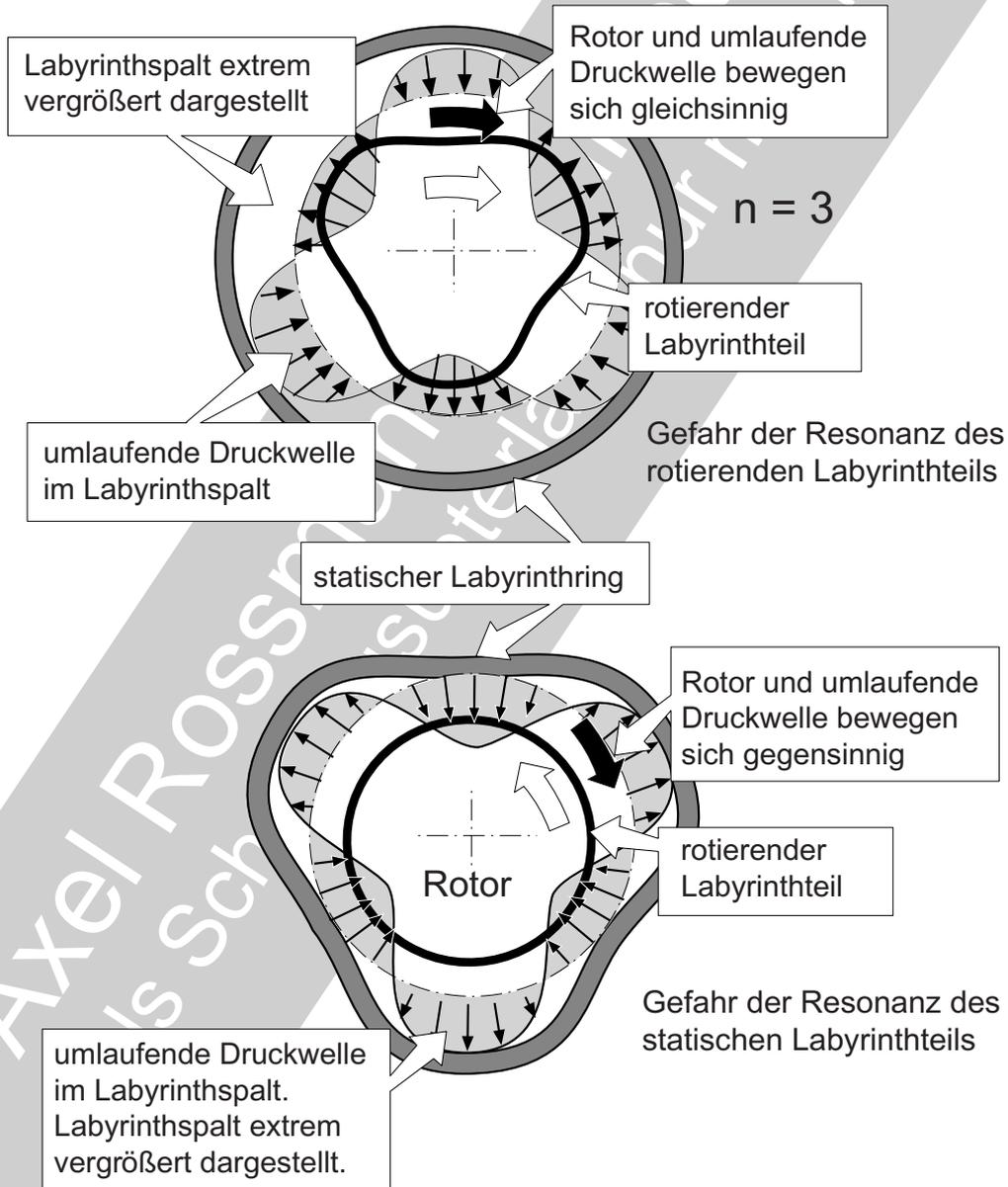
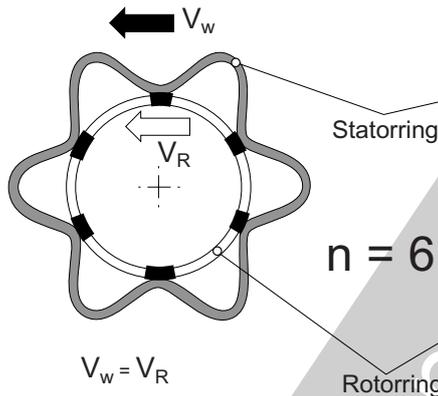


Bild 6.10.3.1.2-21

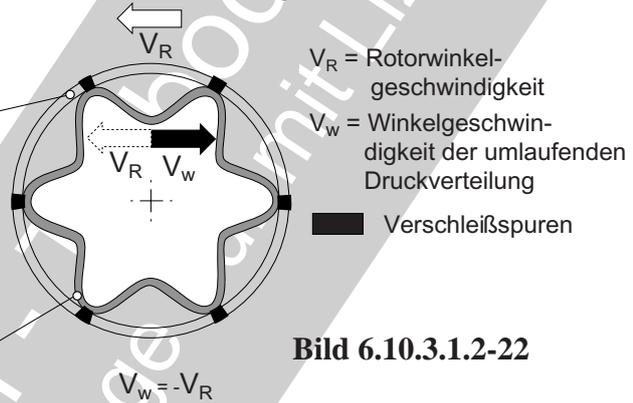
Beschreibung von Bild 6.10.3.1.2-21 siehe vorhergehende Seite.

Mechanische Resonanz mit der Rotordrehzahl:
Das Verschleißbild eines Labyrinths kann Hinweise auf
eine Schwingbeanspruchung geben.

Resonanz einer ruhenden Welle
am Statorring mit der Rotordrehzahl



Resonanz der rückwärts laufenden
Welle am Rotorring mit der Rotordrehzahl



V_R = Rotorwinkel-
geschwindigkeit
 V_w = Winkelgeschwin-
digkeit der umlaufenden
Druckverteilung
■ Verschleißspuren

Bild 6.10.3.1.2-22

Winkelgeschwindigkeit V_w einer mit der Rotor-
drehzahl umlaufenden Druckverteilung über
dem Umfang. Die Statorschwingung steht gegenüber
einem ruhenden Beobachter fest. Im Resonanzfall
wird sie immer in der selben Phasenlage von dem
in Umfangsrichtung laufenden Druckmaximum
getroffen.

Winkelgeschwindigkeit V_w einer
rückwärts laufenden Welle im Rotor.
Die rückwärts laufende Welle im Rotor
steht gegenüber einem ruhenden Beobachter
im Raum still. Im Resonanzfall wird sie immer
in der selben Phasenlage durch ein im
Raum feststehendes Druckmaximum getroffen.

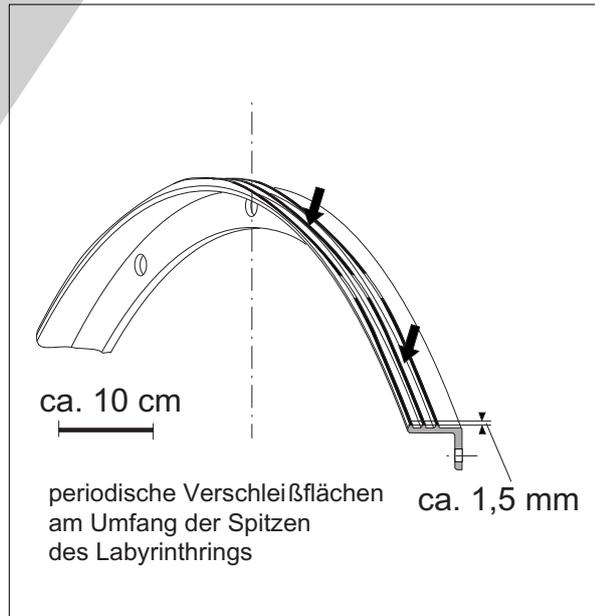
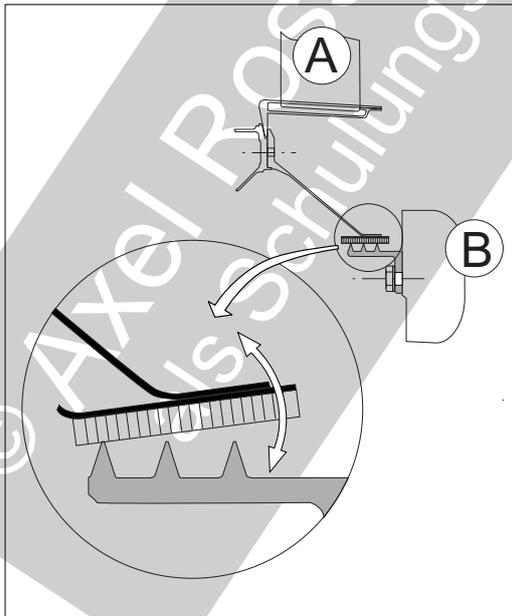


Bild 6.10.3.1.2-22: Labyrinthschwingungen
können am Umfang typische periodische
Verschleißmuster der Anstreifflächen hinterlas-
sen (Skizze unten, vergleiche Bild 6.10.3.1.2-

29). Dazu müssen die Schwingungsbüuche des
einen Ringes gegenüber dem anderen Ring sta-
tionär bleiben. Dies ermöglicht umgekehrt,

Fortsetzung nächste Seite

Fortsetzung von vorhergehender Seite

Labyrinthschwingungen anhand des Verschleißmusters zu identifizieren. Je nachdem ob es sich um eine gleich- (Skizze oben links) oder gegenläufige Schwingung (Skizze oben rechts) zum rotierenden Innenring handelt, sind gleichmäßig über den Umfang verteilte **Verschleißspuren** auf dem Innenring oder auf dem statischen Außenring zu erwarten (Skizzen unten, siehe Bild 6.10.3.1.2-21). Die Zahl der Verschleißspuren am Umfang lässt auf die Zahl der Knotendurchmesser und damit auf die schadensursächliche Schwingungsform schließen (Bild 6.10.3.1.2-20, Lit 6.10.3.1.2-23). Die Skizze unten links zeigt eine typische Labyrinthanordnung bei der ein in der rechten Skizze dargestellter Schaden auftreten kann. Den Anregungsmechanismus beschreibt Bild 6.10.3.1.2-19. „A“ ist ein weich aufgehängter statischer Labyrinthring, „B“ ist der zugehörige rotierende Labyrinthring.

Bild 6.10.3.1.2-23 (Lit 7.6.10.3.1.2-12): Es handelt sich um ein kleines Fan-Triebwerk für Flugzeuge zur Erdkampfunterstützung und für Business Jets. Das dargestellte Dichtungssystem befindet sich an der Vorderseite der ersten Hochdruckturbinenscheibe. Die innere Dichtung ist auf der Seite mit dem niedrigeren Druck, die äußere auf der Seite mit dem höheren Druck befestigt. Auf der Niederdruckseite befestigte Dichtungen sind erfahrungsgemäß weitgehend sicher gegen vom Leckstrom aeroelastisch angeregte Schwingungen, falls sie hinreichend steif sind. Der Dämpferdraht des inneren Labyrinths soll ebenfalls solche Schwingungen vermeiden. Während eines Prüfstandstests im Rahmen der Triebwerksentwicklung erlitt die innere Labyrinthdichtung jedoch trotzdem einen Schwingbruch im vordersten Zahn (Skizze unten rechts mit Detail). Bei einer ersten Variante (Skizze oben

rechts mit Detail) war der Dämpferdraht ganz vorne angebracht. Weil auch hier Probleme auftraten, ging man auf die Variante in der Skizze unten links über.

Bauteilversuche ergaben für die Variante nach der Skizze unten rechts, dass an der inneren Dichtung bei unterschiedlichen Leckmengen eine Schwingform mit drei Knotendurchmessern auftrat (siehe Bild 6.10.3.1.2-20). Die Druckschwingungen befanden sich in Phase mit den Auslenkungen des rotierenden Labyrinthrings. Die Versuche ließen erkennen, dass ein **Dichtring, der auf der Hochdruckseite befestigt ist, nur zu Schwingungen durch die Leckströmung angeregt werden konnte, wenn seine mechanische Frequenz über der akustischen Frequenz (der Luftschwingung) lag.** Umgekehrt kann der auf der Niederdruckseite befestigte Labyrinthring nur dann instabil werden, wenn seine mechanische Frequenz unter der akustischen Frequenz liegt (siehe Bild 6.10.3.1.3-3).

Um den Ring des inneren Labyrinths zu stabilisieren, wurde zusätzlich zum Dämpfungsring eine innen liegende Dämpfungsbandage (Andruck durch die Fliehkraft) angebracht (Skizze unten links). Damit konnte die Schwingspannung um 40% reduziert werden. Diese Variante hat sich über Jahre und in Millionen von Flugstunden bewährt.

Berührungsfreie Dichtungen Labyrinth: Schäden

Schwingungsursache: Aeroelastische Instabilität.
Labyrinth sind manchmal schwer gegen
hochfrequente Schwingungen zu dämpfen.

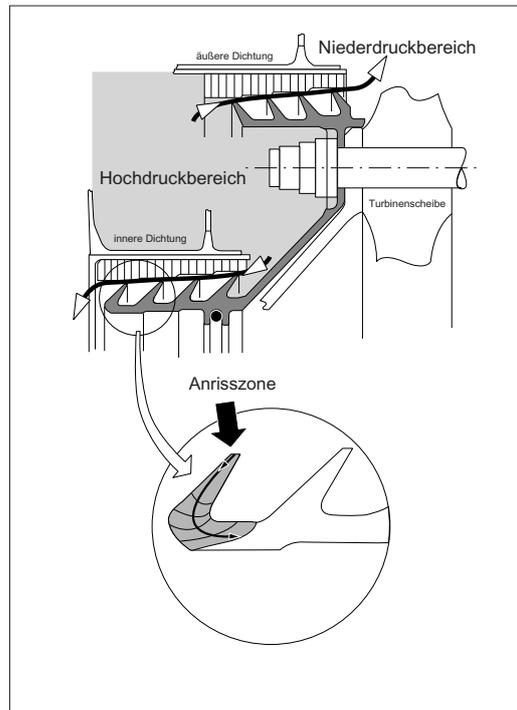
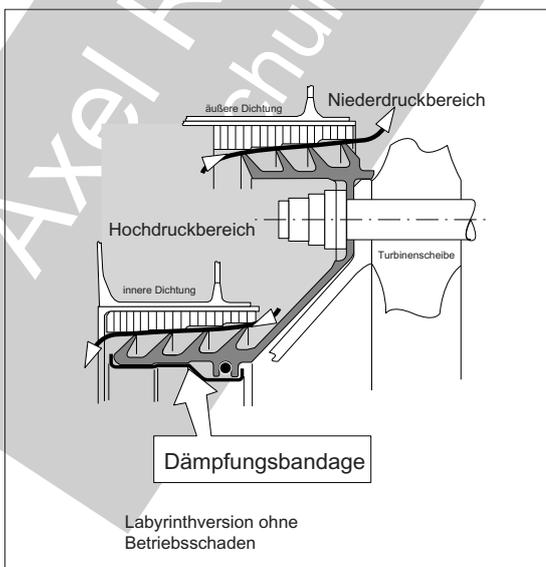
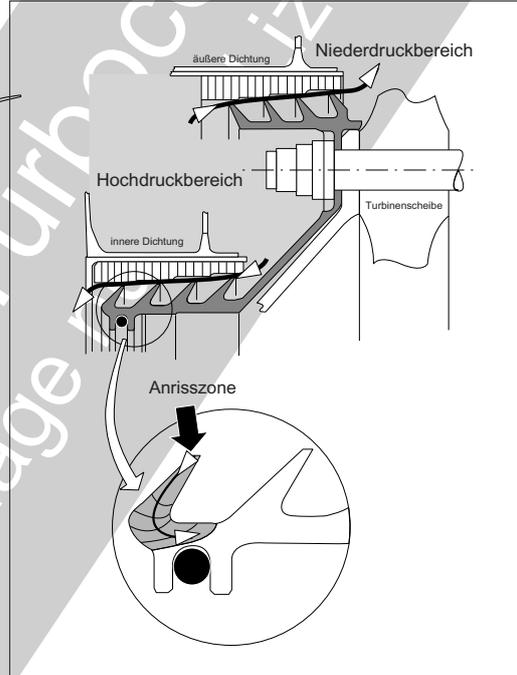
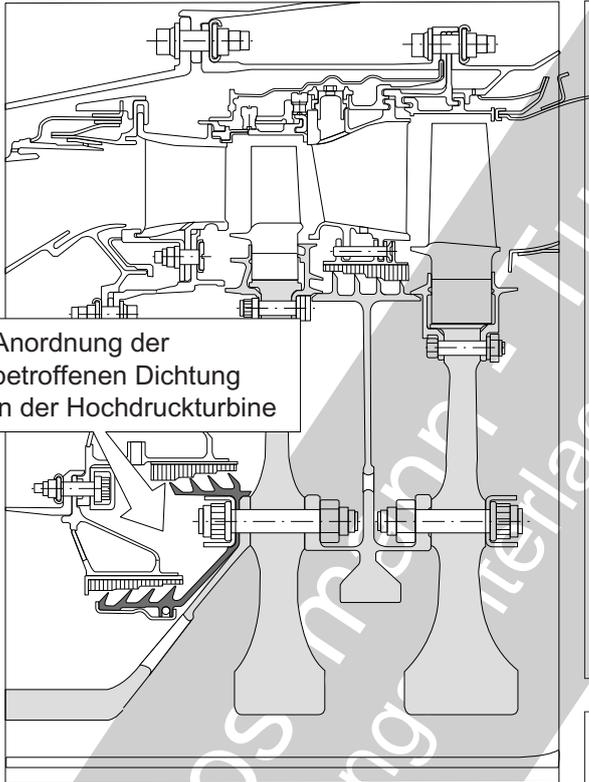


Bild 6.10.3.1.2-23

Schwingungsursache: Mechanische Resonanz mit
der Rotordrehzahl.
Schwingungsbruch eines konischen Labyrinthträgers.

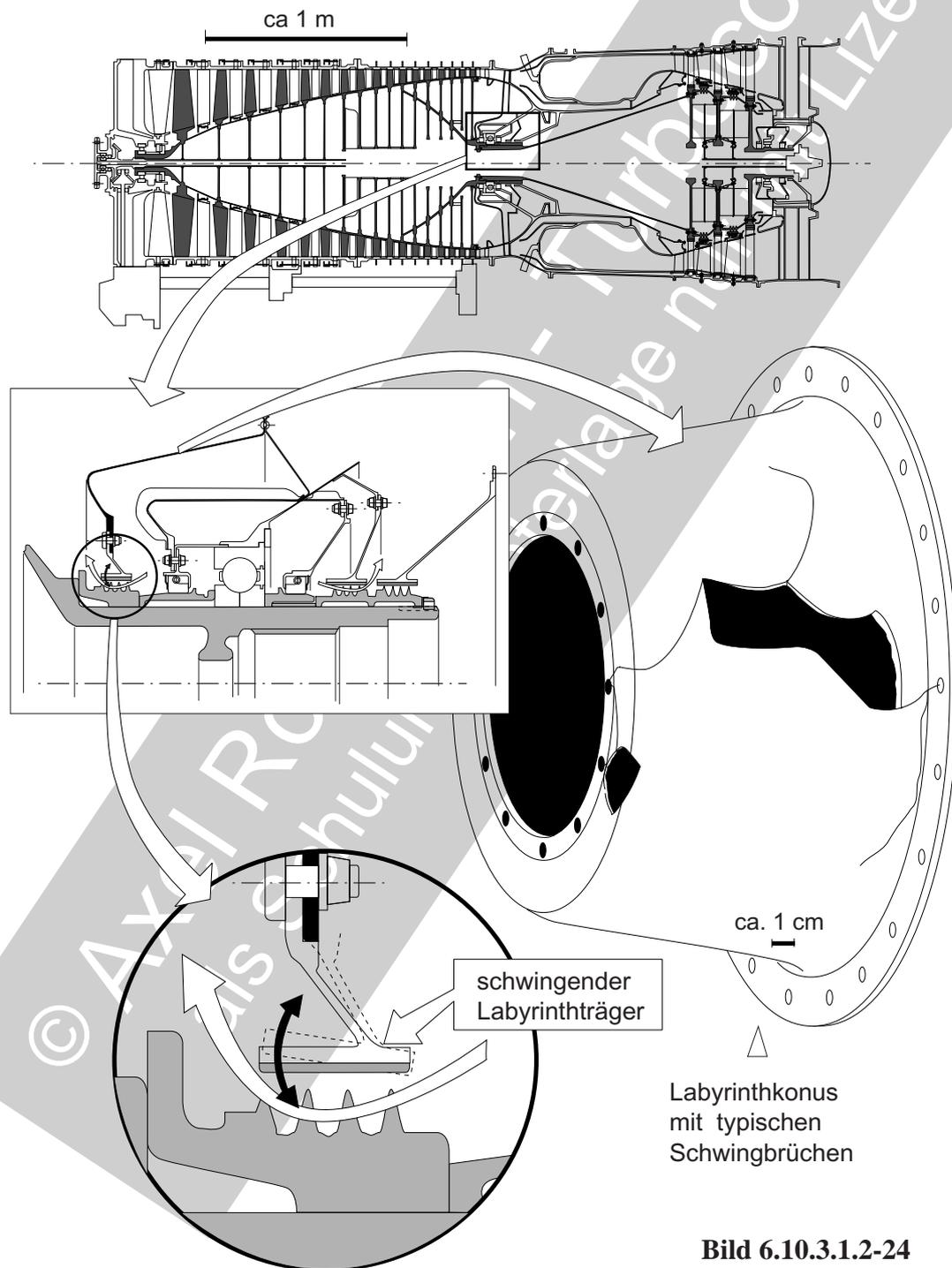


Bild 6.10.3.1.2-24

Bild 6.10.3.1.2-24 (Lit 6.10.3.1.-13): **Dünnwandige Stützkonen von Labyrinthen** unterliegen häufig hohen Schwingbeanspruchungen durch, mit der Rotordrehzahl in Umfangsrichtung umlaufende, Druckwellen („spinning modes“, siehe auch Bild 6.10.3.1.2-19, „rotating spinning patterns“). Diese entstehen durch außermittiges Umlaufen des Rotors, z.B. auf Grund von Restunwuchten.

Ein typisches Beispiel sind die konischen Abstützungen der Labyrinthdichtungen von Hauptlagergehäusen. Die **Schwingungen der flächigen Teile** führen zu typischer, ausgeprägter, bogenförmiger und verzweigter Schwingrissbildung und Ausbrüchen (Skizze rechts). Der dargestellte Schadensfall trat durch eine **Unterschreitung der zulässigen Wanddicke** ein. Eine Verstärkung der Wand des Konus und/oder eine steifere Gestaltung des Übergangs zum Labyrinthring sind probate Mittel derartige Schäden zu vermeiden.

Bild 6.10.3.1.2-25: In diesem Fall kam es zum Bruch der Gehäusewand („A“), welche auch die Abstützung des Hauptschublagers übernimmt. Die Gehäusewand aus niedrig legiertem Stahl war von Korrosionsgrübchen geschwächt.

Der Bruch in der Gehäusewand veränderte offenbar infolge des Lufteinbruchs („1“) die Druckverhältnisse um den benachbarten Stützkonus des Labyrinths vom Gehäuse des Hauptschublagers („D“). Die Änderung von Richtung und Intensität der Leckströmung ergab offenbar Bedingungen die zu einer Schwingungsanregung des Labyrinths („3“) führten (Bild 6.10.3.1.3-4.1).

Als Folge entstand ein Schwingriss am äußerst dünnwandigen (ca. 0,7 mm) Labyrinthkegel („2“). Der Riss verlief über einen großen Teil des Umfangs entlang einer konstruktionsbedingten Kerbe (Punktschweißung).

Es bestand so die Gefahr, dass die Druckänderungen im Gehäuse (z.B. in der Ringkammer „C“, das Hauptlager unzulässig hoch axial belasten.

Komplexe Schadensabläufe sind bei Schwingungen die durch Gasströmungen angeregt werden häufig.

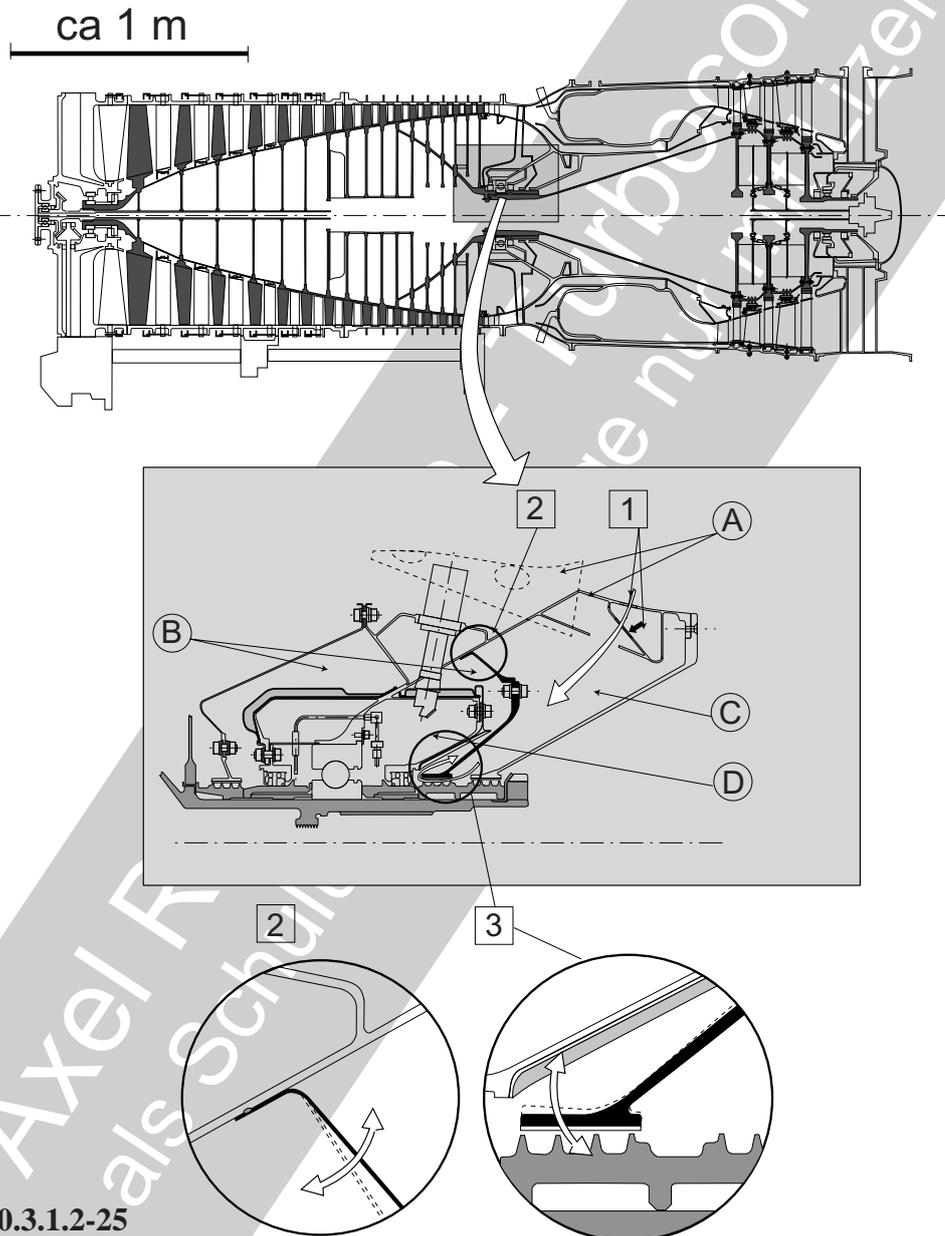


Bild 6.10.3.1.2-25

Beschreibung von Bild 6.10.3.1.2-25 auf vorhergehender Seite.

Bild 6.10.3.1.2-26 (Lit 6.10.3.1.2-23): Dieses Labyrinth am Verdichteraustritt (Leitapparat „A“, Verdichterscheibe „B“) eines frühen Triebwerkstyps zeigt Schwingermüdigungsschäden. Die Schwingungen wurden von einer Resonanz der Biegeschwingung des dünnwandigen Statorteils mit der Rotordrehzahl verursacht.

Schwingungsursache: Mechanische Resonanz mit der Rotordrehzahl.
Große dünnwandige, statische Dichtungsträger sind besonders schwingungsgefährdet.

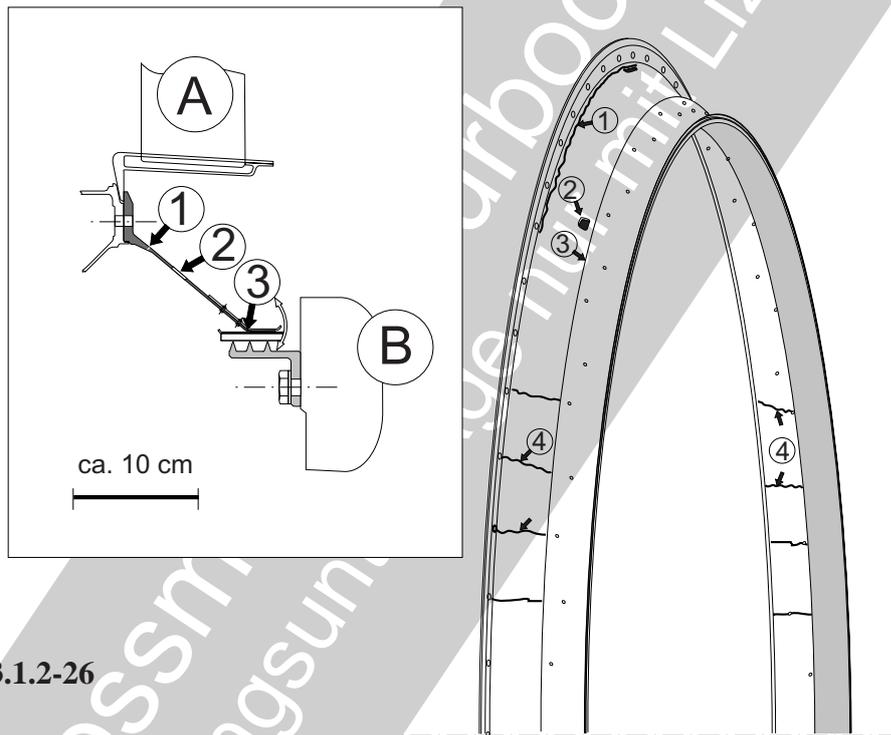


Bild 6.10.3.1.2-26

Umlaufende Rissbildung („1“) am **Steifigkeitssprung** zum Flansch trat an einer ersten Version ohne aufgenietete Verstärkung auf („3“).

Axiale Risse in der Nietung einer nachträglich angebrachten Verstärkungsbandage („4“). Dies verdeutlicht die große eingespeiste Schwingungsenergie und die geringe Verschiebung der Eigenfrequenz des Dichtungsstators durch die an seinem freien Ende aufgenietete Verstärkung „3“. Sonst müsste die Reibung zwischen aufgenieteter Bandage und Bauteiloberfläche zur Dämpfung der Schwingung ausreichen.

Flächige Ausbrüche („2“, vergleiche Bild 6.10.3.1.2-24) entstehen als Folge ausgeprägter „Schalenschwingungen“.

Anmerkung:

Die **konstruktive Änderung** zur Lösung des Schwingungsproblems über das Einbringen **zusätzlicher Dämpfung** hat den Vorteil, dass sie grundsätzlich **alle Arten von Dichtungs-schwingungen abschwächt**. Dagegen verbessert eine **Versteifung** allein (auch wenn sie im Gegensatz zur hier empfohlenen lokalen Versteifung „2“ ausreichend wäre) das Schwingverhalten bei **nur einem Anregungsmechanismus** (z.B. Resonanz mit der Rotordrehzahl). Versteifungen müssen gezielt, d.h. in der richtigen Größenordnung vorgenommen werden und sind nur sinnvoll, wenn der schädliche Anregungsmechanismus sowie mögliche andere Anregungsmechanismen mit Sicherheit bekannt sind.

Schwingbruch am Verdichterleitapparat einer Kleingasturbine als Folge von Labyrinthschwingungen.

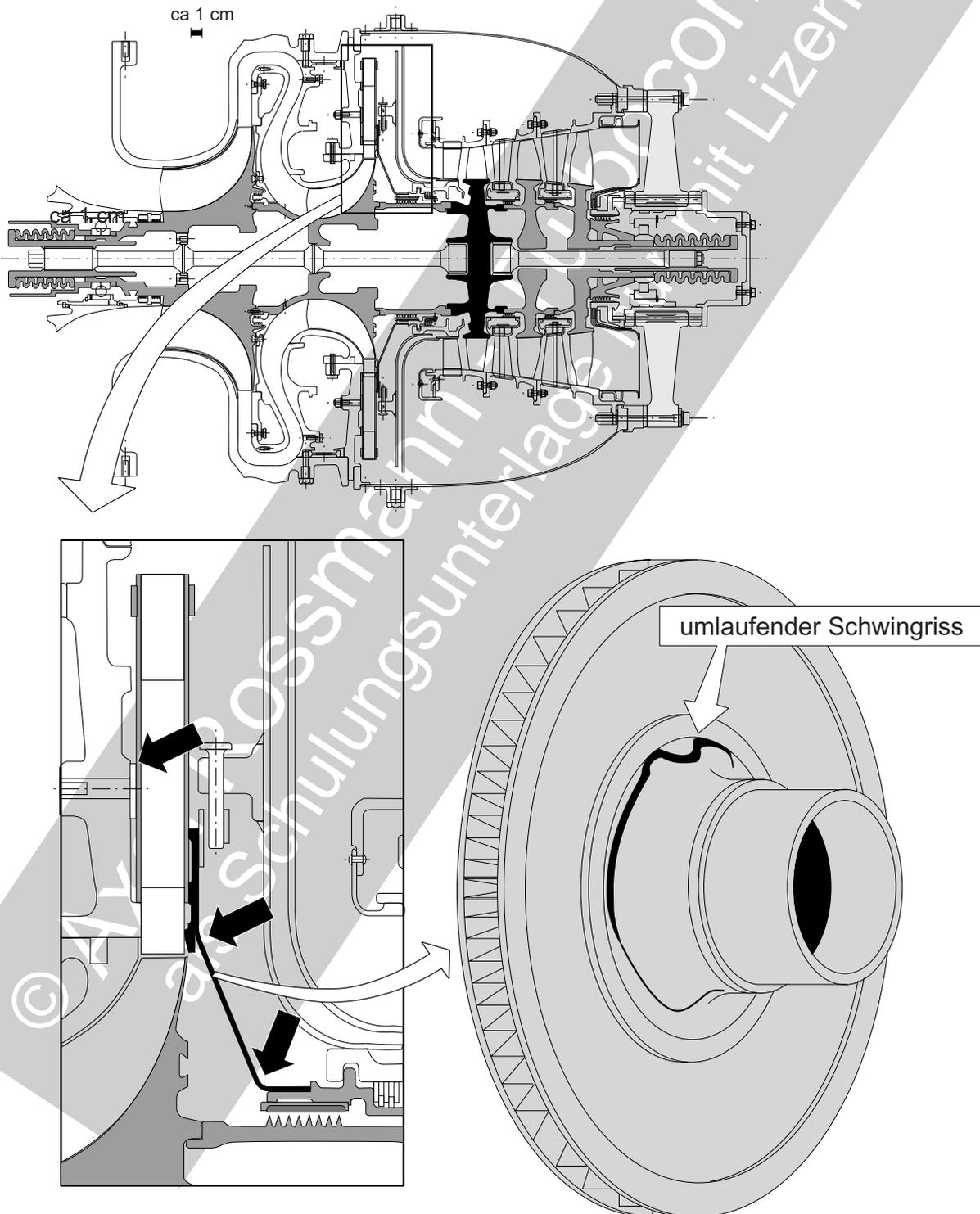


Bild 6.10.3.1.2-27

Bild 6.10.3.1.2-27: Schwingerermüdung am gelöteten Verdichterleitapparat aus CrNi 18/8-Stahl einer Kleingasturbine. Die Quelle der schadensursächlichen Schwingungsanregung dürfte im Labyrinth auf der Rückseite des **Radialverdichterrades** der zweiten Stufe zu suchen sein. Eine Rissbildung entstand an drei exponierten Bauteilzonen:

Übergang vom Labyrinthkonus zum Leitapparat.

Übergang vom Labyrinthkonus zum Labyrinthring.

Übergang von aufgelöteten Befestigungsbolzen in die Leitapparatwand.

Neben der hohen Schwingbeanspruchung wurden die Risse durch die relativ niedrige Schwingfestigkeit des CrNi18/8 Stahles und Steifigkeitssprünge begünstigt, sowie durch die üblicherweise äußere Dämpfung im Labyrinthkonus.

Beispiel 6.10.3.1.2-7 (Bild 6.10.3.1.2-28, Lit 6.10.3.1.2-24): „The U.S. Air Force has halted testing of engineering and manufacturing development versions of the...powerplant for the...fighter, following an apparent **compressor seal failure**. Investigations are underway to determine why a seal in the first stage of an EMD test engine's compressor (an **integrally bladed rotor** in the fourth-stage position of the engine) apparently failed, releasing two small pieces of the seal material into the powerplant's flowpath and damaging the compressor. The failed knife edge seal is on the backside of the first stage of the compressor. The seal design consists of an arm that extends rearward from the compressor disk. At the end of the arm are two teeth that rub against the honeycomb shroud of the stage's stator, creating an interstage seal. The purpose of the seal is to prevent air leakage between stages. Initial inspection of the powerplant at AEDC showed damage to be limited to the blading of stages 5-9 of the engine - the high-pressure compressor. Inspectors also found that the engine was missing two pieces from the rearmost tooth of its fourth-stage knife edge seal, each measuring about 1 in. circumferentially by about 1/4 in. axially.

WSAF officials suspect the problem may have been caused by **high-cycle fatigue** cracking. If so, the problem could be remedied-

at least enough to allow EMD tests to resume by **installing a dampening ring** on the backside of the seal. This is essentially a wire ring that would attenuate high vibratory stresses. 'All the ...(engine's) seals were manufactured with a groove in place to accommodate such a ring.'...Another possible fix could be open up the clearances between the honeycomb rubstrip and the seal's rearmost tooth.

Kommentar: Die Empfindlichkeit von **Blisks** für eine Erregung zu **hochfrequenten Schwingungen** beruht auf der fehlenden Dämpfung an den bei üblichen Scheibenkonstruktionen eingesetzten Schaufelfüßen. Nicht klar ist, ob die Schwingung vom Labyrinth selbst angeregt wurde. Die Anwendung eines **Dämpfungsrings bei Bauteilen aus Titanlegierungen** wie im vorliegenden Fall ist problematisch. Durch die erwünschte Reibung des Dämpfungsrings am Labyrinthsteg kann eine Schädigung durch Reibkorrosion erfolgen, welche die Schwingfestigkeit des Titanwerkstoffs auf 30% des ursprünglichen Wertes absenkt. Ein solcher Ring ist deshalb nur einsetzbar, wenn durch geeignete Oberflächenbehandlungen (Verfestigen, Beschichten) von Ring und/oder Labyrinthnut eine unzulässige Schädigung vermieden werden kann.

Der Trend zur Integralbauweise birgt auch Gefahren. Ein "Blisk" hat keine eingesetzten Schaufeln und ist deshalb weniger gedämpft als konventionelle Scheiben mit einzelnen Schaufeln.

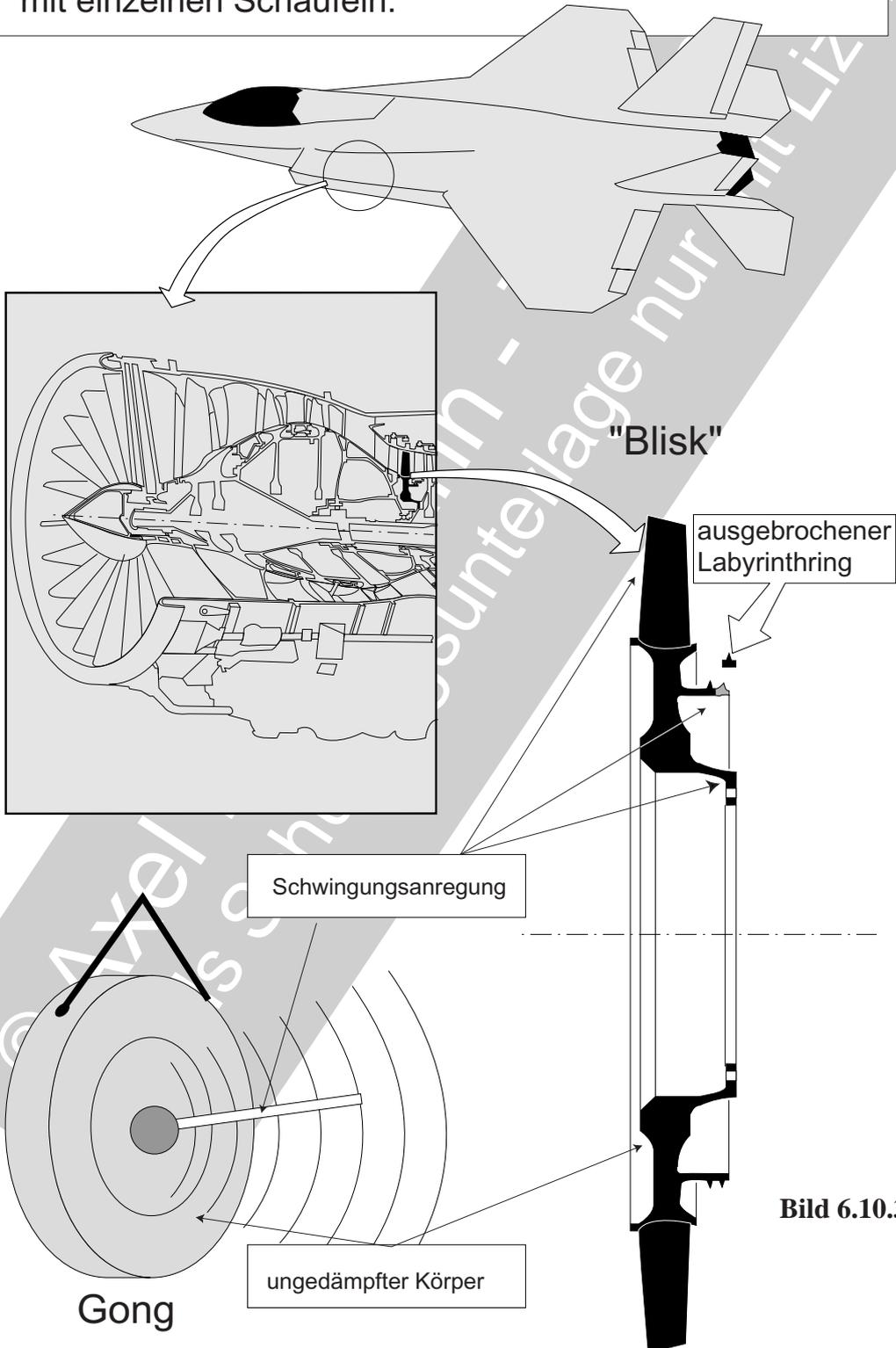


Bild 6.10.3.1.2-28

Labyrinth-schwingungen werden besonders gefährlich wenn sie mit hohen Zugbelastungen verbunden sind.

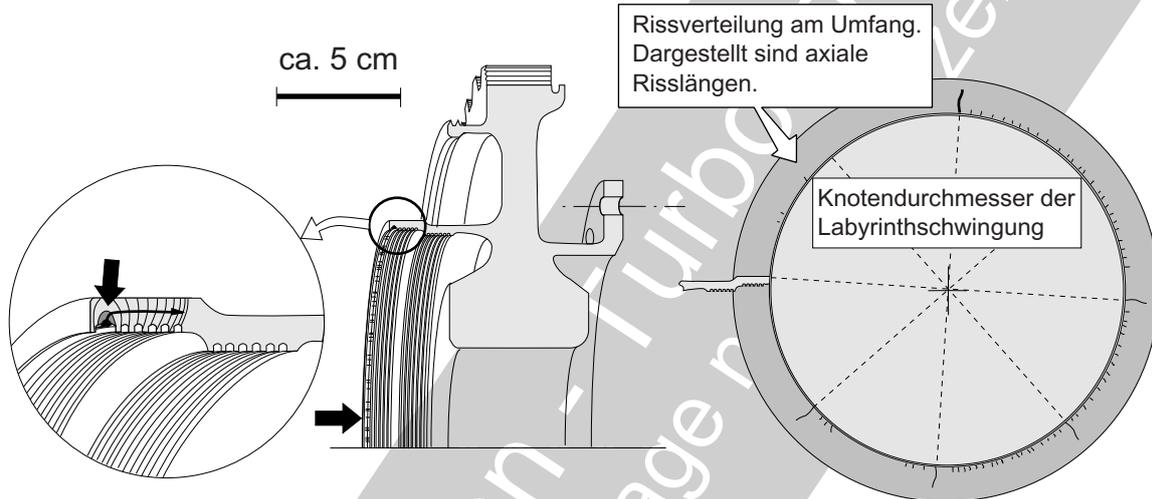


Bild 6.10.2.2.1.2-29

Bild 6.10.3.1.2-28 (Beispiel 6.10.3.1.2-7, Lit 6.10.3.1.2-24):

Moderne Triebwerke, insbesondere für Kampfflugzeuge, verwenden sog. "Blisks" in den Verdichterrotorstufen. Schwingungsgefährdet sind hier die **integral, d.h. mit der Scheibe materialschlüssig verbundenen** (hier angeschmiedet, nicht über einen Flansch verbunden) **rotierenden Dichtungsteile**. In Abhängigkeit von der Höhe ihrer Eigenfrequenz kommen als Anregungsmechanismus auch Eigenschwingungen der angrenzenden Scheibe, gekoppelte Schaufel-Scheibe-Schwingungen der angrenzenden Laufstufe oder Eigenschwingungen der benachbarten Laufschauflerblätter in Frage. Obwohl die Luftdämpfung des Schaufelblattes, ein Mehrfaches der Reibungsdämpfung des Schaufelfußes beträgt, begünstigt die Bliskbauweise das Entstehen hoher Schwingungsamplituden. **Deshalb ist für Blisks die Möglichkeit einer Anregung von Labyrinth-schwingungen schon in der Entwurfsphase sorgfältig zu überprüfen.**

Bild 6.10.3.1.2-29: Durch den Anstreifvorgang entstehen an den Labyrinthzähnen und dem tragenden Ring hohe Temperaturen. Diese schädigen auf unterschiedliche Weise den Werkstoff (Festigkeitsabfall, Rissbildung, Zugeigen-spannungen, Versprödung) und setzen so die Schwingfestigkeit gefährlich herab. So können Labyrinth-schwingungen, die normalerweise ertragen werden, zur Schwingrissbildung führen. **Die Verteilung der Schwingrisse ist ein Hinweis auf die Form der Schwingung** (vergleiche Bild 6.10.3.1.2-22). Die Kenntnis der Schwingform und damit möglicher Erreger ist eine Voraussetzung für gezielte Abhilfe.

Erregung von Wellenschwingungen durch Druckunterschiede in Labyrinthkammern auf Grund von Statorschwingungen ("Koinzidenz" Rotor-Stator).

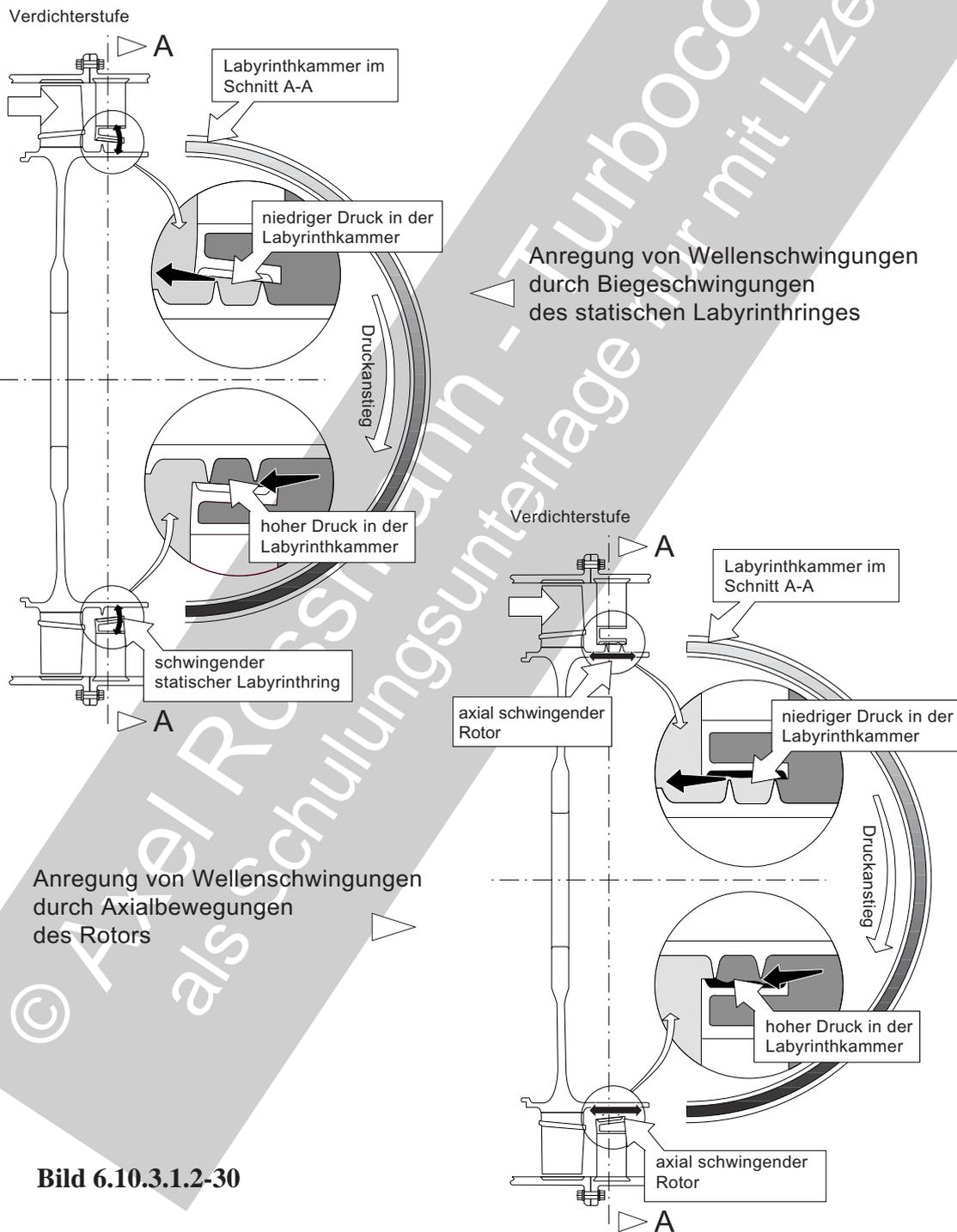


Bild 6.10.3.1.2-30

Bild 6.10.3.1.2-30 (Lit 6.10.3.1.2-25): Eine durch eine Statorschwingung hervorgerufene, sich periodisch in Umfangsrichtung und mit der Zeit verändernde Druckverteilung in einer Labyrinthkammer kann Rotoren zu Schwingungen anregen. Die Anregungskräfte sind umso intensiver, je größer der Labyrinthdurchmesser, flexibler der Stator und je höher der Druck am Labyrinth ist. Als Folge dieser Schwingungen entstand z.B. starker Labyrinthabrieb mit entsprechender Spaltvergrößerung und erhöhter Leckage. In der angegebenen Literatur wird das Zwischenstufenlabyrinth eines fliegend gelagerten Turbinenrotors als Beispiel beschrieben. Das Lager wurde von einem **dünnen Stützkonus** (Bild 6.10.3.1.3-5) auf der Verdichteraustrittsseite gehalten. Die auskragende Welle wurde von den Querkräften aus der ungleichen Druckverteilung am Umfang ausgelenkt. Abhilfe war eine Versteifung der Lagerabstützung.

Zwei typische **Anregungsmechanismen** im Zusammenhang mit Labyrinthdichtungen werden genannt:

Schwingt der statische **Labyrinthtring** (Skizze oben) so, dass er **merklich tordiert** wird und sich dadurch der Spalt am Eintritt und Austritt periodisch verändert, kommt es zu unterschiedlichen Leckmengen in diesen Bereichen. In der umlaufenden Ringkammer zwischen den Spitzen entstehen so Zonen mit hohem und niedrigem Druck. (vergleiche auch Bild 6.10.3.1.3-4.1).

Die untere Skizze zeigt den Fall, bei dem eine **relative Axialbewegung des Rotors** gegenüber dem Stator zu ungleichmäßigen Spalten an Dichtungsanfang und -ende mit entsprechenden Druckänderungen führt. Dabei können wiederum Radialkräfte auftreten, die den Rotor auslenken.

Solche Axialbewegungen mit ungleichmäßigen Spaltverhältnissen am Umfang können durch Schwingungen des Rotors und/oder des Stators entstehen. Dies ist der Fall wenn z.B. bei einer Biegeschwingung des gesamten Rotors

oder Stators neben der Radialbewegung auch unterschiedliche Axialbewegungen am gegenüberliegenden Labyrinthdurchmesser auftreten.

Zusätzlich kann eine am Umfang ungleichmäßige axiale Spaltausbildung, z.B. durch ungleichmäßige Belagerosion oder Verzug des Stators von Einfluss sein.

Zusätzlich wurde beobachtet, dass die größere Luftreibung in Zonen mit höherem Druck entsprechende Umfangskräfte am Rotor entstehen lassen, welche diesen ebenfalls auslenken können. Diese Auslenkung erfolgt jedoch versetzt zur radialen Auslenkung in Umfangsrichtung.

Anstreifschichtablösungen können die Sicherheit von Triebwerken gefährden und/oder sehr teuer werden.

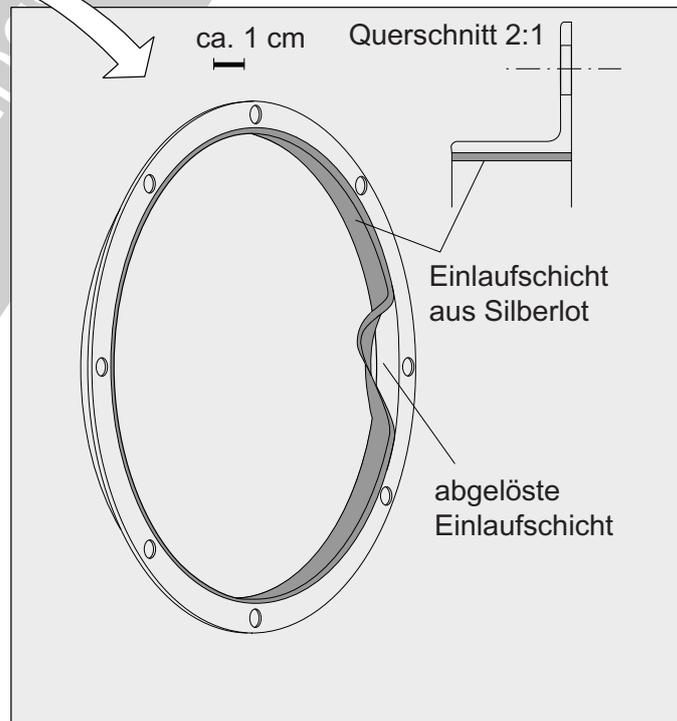
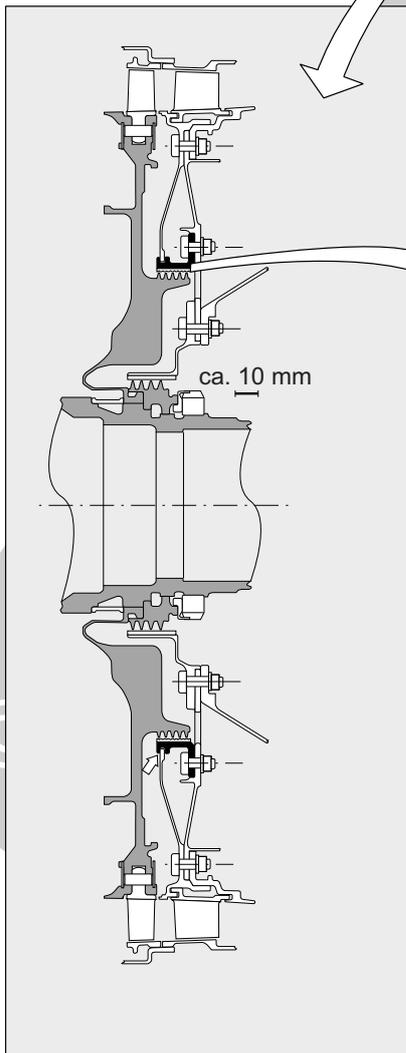
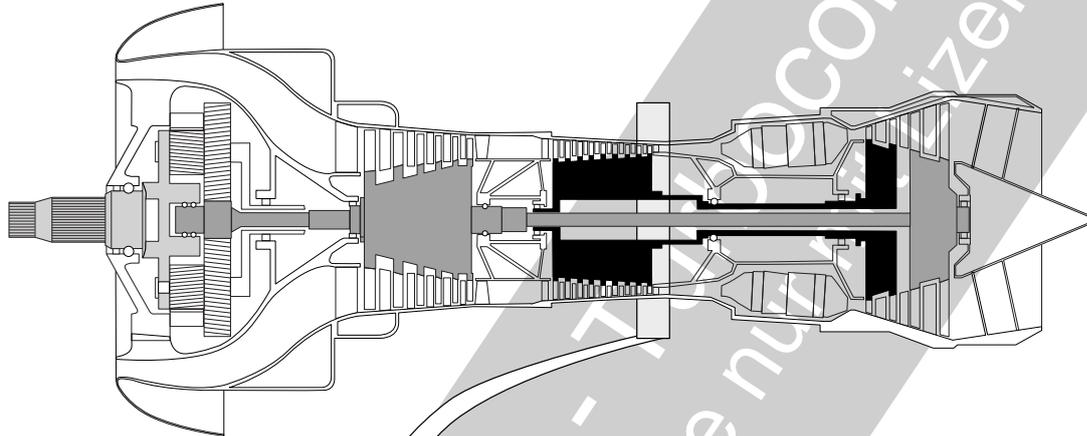
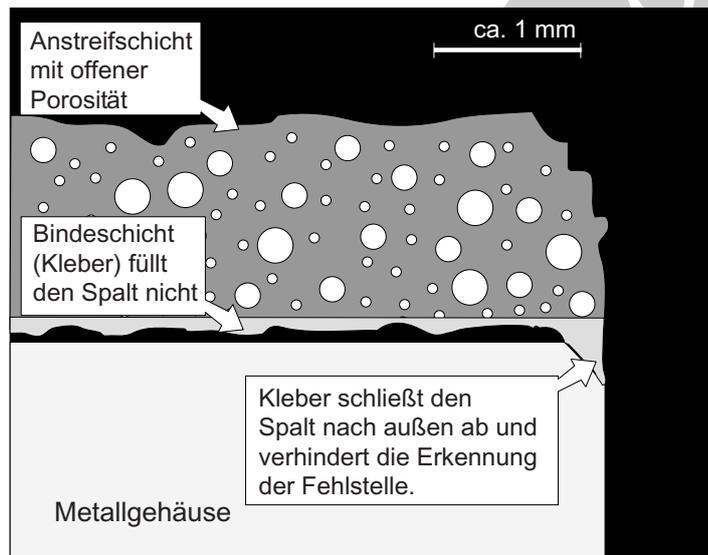


Bild 6.10.3.1.2-31

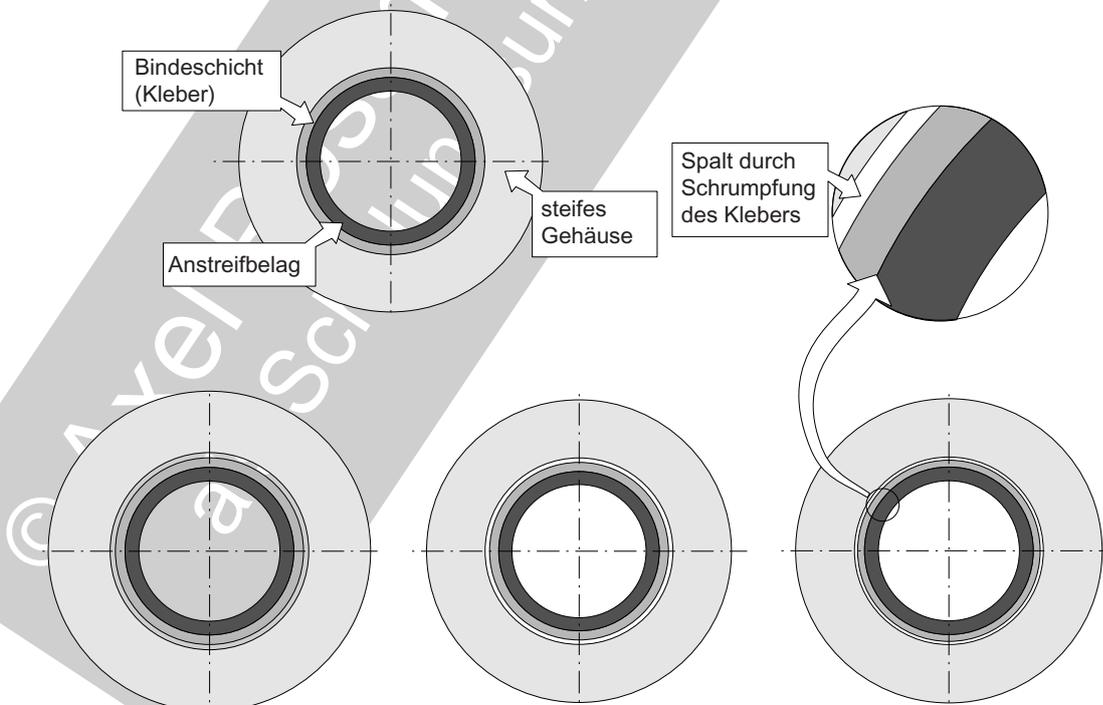
Bild 6.10.3.1.2-31: Dieses Labyrinth im Hochdruckverdichter eines Propellertriebwerks führte in mehreren Fällen zu umfangreichen und kostspieligen Schäden. Im Rahmen einer Überholung wurde fälschlicherweise eine in ihrer Wärmedehnung **ungünstige Materialpaarung** gewählt. Die Anstreichschicht dehnte sich unter den Betriebstemperaturen erheblich mehr aus als der Cr-Stahl des sie tragenden Rings. Dadurch entstanden hohe Druck-Wärmespannungen, die nach längeren Laufzeiten zu einem Abheben des Lots und zur Zerstörung des Labyrinths führten.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Sich lösende Anstreifschichten können gefährliche Folgeschäden erzeugen.



Kantenbereich der Klebung im metallografischen Schliff (schematisch)



Gehäuse dehnt sich mehr als Anstreifbelag und Kleber

Anstreifschicht schrumpft

Kleber schrumpft

Bild 6.10.3.1.2-32

Bild 6.10.3.1.2-32: Ausreichend niedrige Betriebstemperaturen lassen **warmfeste Kleber zur Befestigung von Anstreifflächen** zu.

Für gefüllte **Gummibeläge** eignen sich Kleber auf **Silikonbasis**. Die Haftfestigkeit dieser Kleber ist erfahrungsgemäß von der exakten Einhaltung der Gebrauchsanweisung abhängig. Ein Wiederverwenden von Kleberresten oder das Vermischen früherer Chargen, auch wenn diese im Kühlschrank gelagert wurden, kann zu örtlichen Ablösungen der Gummischicht führen. Gleiches gilt auch für Beläge die eingegossen werden. Das Eingießen von Gummimassen in zu stark erwärmte Formen (zur Einsparung einer Wärmebehandlung und/oder Verkürzung der Aushärtungszeit) kann die Haftfestigkeit entscheidend mindern. So werden großflächige Ablösungen begünstigt. Größere ausgebrochene Gummischichtstücke können die Beschau felung eines Verdichters bereits beim Anstreifvorgang und/oder nach der Ablösung schwer beschädigen.

Temperaturen bis ca. 200°C lassen den Einsatz von Kunstharzen zu (Epoxid- und Polyesterharz). Temperaturen bis 400°C erfordern anorganische Kleber. Ein Beispiel ist das Verkleben von Metallfilzen.

Hierbei stellt sich das Problem, dass ähnlich wie bei Lötungen, der **Kleber vom porösen Filz aufgesaugt** wird und keine ausreichende Bindschicht bilden kann. Dieser Mangel ist zerstörungsfrei oder durch Augenschein nur schwer feststellbar, weil erfahrungsgemäß der Spaltanfang gefüllt ist (Skizze oben). Im Betrieb kann es dann zum Ablösen der gesamten ringförmigen Anstreiffläche kommen (siehe Bild 6.10.3.1.2-33).

Kleber die **an Luft** (z.B. mit der Luftfeuchtigkeit oder CO_2) **schnell abbinden** (z.B. Kleber mit anorganischem Binder oder Silikonkleber) können in Minuten eine „Haut“ bilden, welche eine Bindung entscheidend beeinträchtigt, wenn der Kontakt mit der zu klebenden Fläche erst dann erfolgt. Hier ist eine ausreichende Haftfestigkeit nur bei genauer Einhaltung der vorgeschriebenen Verfahrensparameter

(Zeiten) gewährleistet. Eine ausreichend sichere, zerstörungsfreie Prüfung der Haftfestigkeit ist nach dem Abbinden erfahrungsgemäß nicht mehr möglich.

Selbst wenn die Kleberschicht einwandfrei gefertigt wurde, kann diese durch die Betriebsbeanspruchungen geschädigt werden und es zu **Ablösungen** kommen. Die unteren Skizzen zeigen verschiedene Versagensursachen der Klebeschicht. Gewöhnlich sind es unterschiedliche Dehnungen zwischen Klebeschicht, Anstreifbelag und Bauteil. Diese Dehnungsunterschiede können auf Wärmedehnungen und/oder Schrumpfen des Klebers beruhen.

Das Ablösen eines Anstreifbelags kann katastrophale Schäden auslösen. Die Klärung der Ursache für eine schlechte Haftfestigkeit hat erste Priorität.

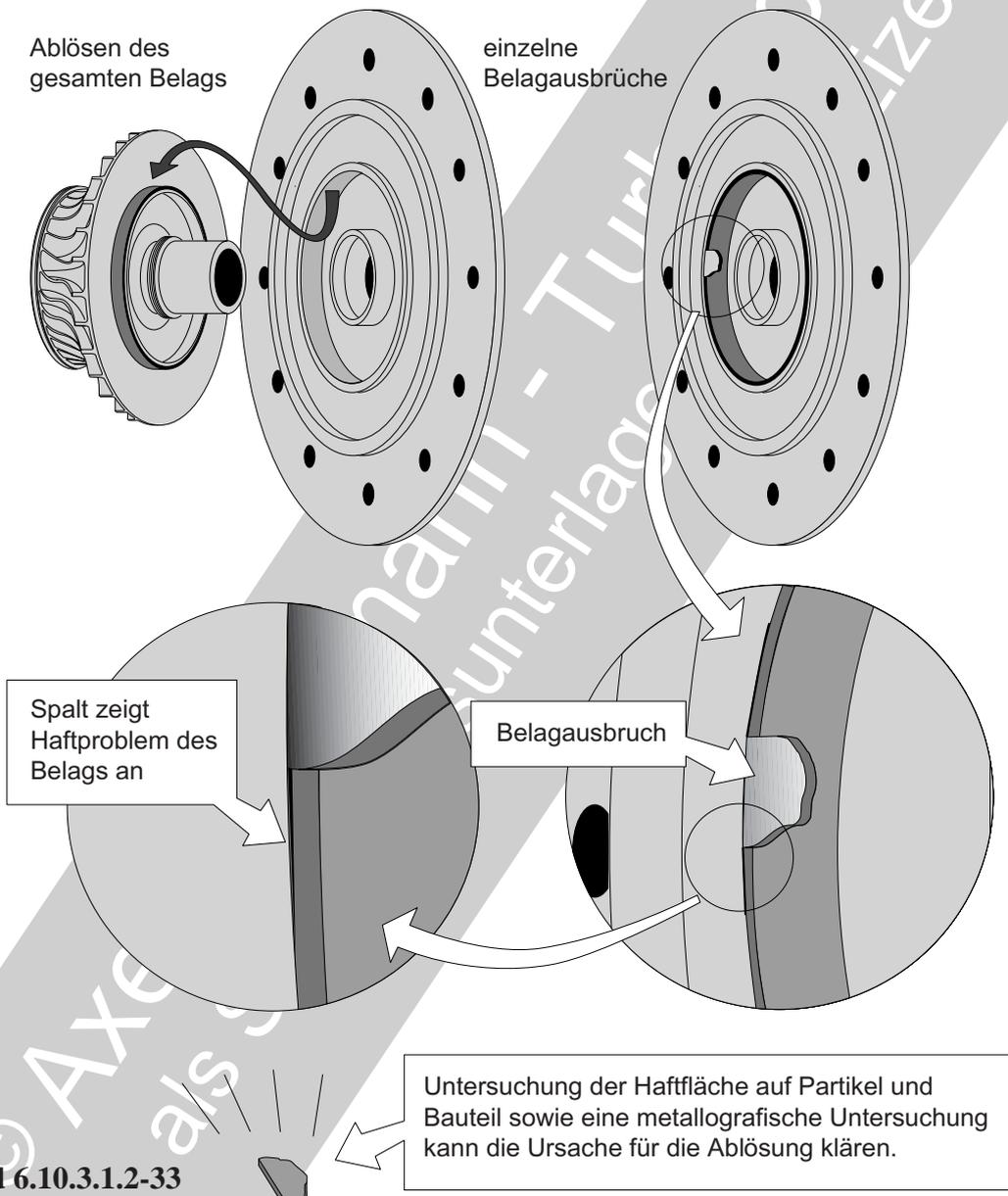


Bild 6.10.3.1.2-33

Bild 6.10.3.1.2-33: Ablösung einer eingeklebten Anstreifschicht in einem aus Stahlguss bestehenden statischen Teil der Labyrinthdichtung eines Radialverdichterrades. Die abgelöste Schicht befindet sich als Ring auf den Labyrinthspitzen an der Rückseite des Verdichterrades.

Der Schaden entstand durch **mangelhafte Verklebung des porösen Metallfilzes** (siehe Bild 6.10.3.1.2-32, obere Skizze).

Berührungsfreie Dichtungen
Labyrinth: Schäden

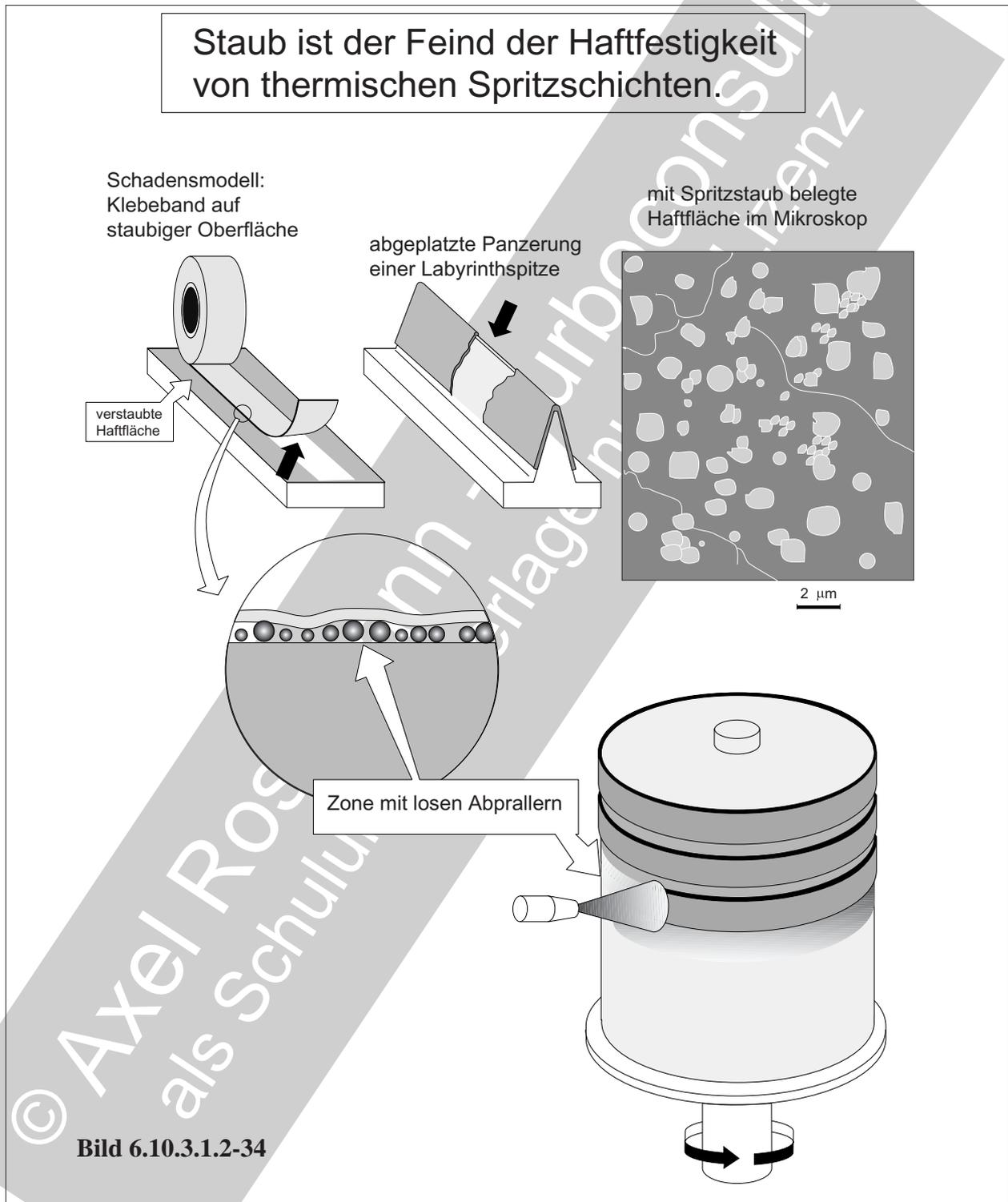


Bild 6.10.3.1.2-34: Ein besonderes Haftfestigkeitsproblem tritt an thermischen Spritzschichten auf. Legt sich vor dem Aufbringen der ersten Lage oder zwischen den einzelnen Lagen **Staub** (z.B. **Rückpraller**) ab, kann die Schicht nicht mehr binden. Der gleiche Effekt

macht sich bei Klebebändern auf staubigen Oberflächen bemerkbar. Dieser Schadensmechanismus lässt sich als „**Kügelcheneffekt**“ durch eine mikroskopische Untersuchung der Trennflächen (REM) identifizieren.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.10.3.1.2

6.10.3.1.2-1 D.A. Lewis, C.E. Platt, E.B. Smith, „Aeroelastic Instability in F100 Labyrinth Air Seals“, Paper Nr. 78-1087 der „AIAA/SAE 14th Joint Propulsion Conference“, Las Vegas, Nev. , July 25-27, 1978, Seite 1-7.

6.10.3.1.2-2 D.C. Whitlock, „Oil Sealing of Aero Engine Bearing Compartments“, AGARD-CP-237, Seite 7.1-7.11.

6.10.3.1.2-3 „Investigation Team Identifies Causes of CF6-80 Problem“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 7, 1983, Seite 32.

6.10.3.1.2-4 J.S. Alford, „Labyrinth Seal Designs Have Benefitted from Development and Service Experience“, SAE Paper 710435 des „National Air Transportation Meeting“ Atlanta, Ga., May 10-13, 1971, Seite 1-10.

6.10.3.1.2-5 C.R. Smith, „American Airline’s Operational and Maintenance Experience with Aerodynamic Seals and Oil Seals in Turbofan Engines“, AGARD-CP-237, Seite 5.1-5.11.

6.10.3.1.2-6 J.T. Akin, V.S. Fehr, D.L. Evans, „Analysis and Solution of the Rotor Instability Problem in the Advanced Model TF30 P111+ Engine“, AIAA-88-3166, Paper der „AIAA/SAE/ASME/ASEE 24 th Joint Propulsion Conference“, July 11-13, 1988, Boston, Mass. Seite 1-9.

6.10.3.1.2-7 A.Rossmann, P.König, „Industrie Gasturbinen“, Axel Rossmann, Turbo Consult, 1998.

6.10.3.1.2-8 „Pratt to Test New Rotor Seal Design for JT9D-7R4 High-Pressure Turbine“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, October 13, 1986, Seite 27.

6.10.3.1.2-9 „Service Bulletin Details JT9D Turbine Redesign“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, November 3, 1986, Seite 44.

6.10.3.1.2-10 „FAA publishes awaited JT9D AD“, Zeitschrift „Flight International“, November 1986, Seite 8.

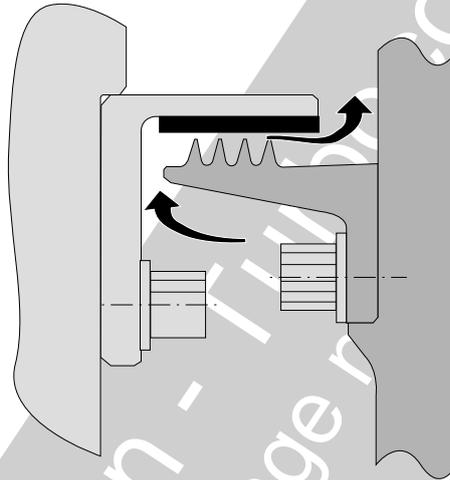
6.10.3.1.2-11 „Investigation Team Identifies Causes of CF6.80 Problem“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 7, 1983, Seite 32.

6.10.3.1.2-12 D.R. Abott, „Advances in Labyrinth Seal Aeroelastic Instability Prediction & Prevention“, ASME-Paper 80-GT-151 vom Dezember 1980, Seite 1-6.

6.10.3.1.2-13 J.S. Alford, G.W. Lawson, „Dimensional Stability and Structural Integrity of Labyrinth Seals“, SAE-Paper 660048 des „Automotive Engineering Congress“ Detroit, Mich. January 10-14, 1966, Seite 1-31.

- 6.10.3.1.2-14** „Headlines“, Zeitschrift „Flight International“, 22-28 July, 1998, Seite 8.
- 6.10.3.1.2-15** „Titanium ‘95: Science and Technology“. Seite 1600.
- 6.10.3.1.2-16** „Seal Problem Triggers GE Engine Modification“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, August 8, 1994, Seite 29.
- 6.10.3.1.2-17** „GE90 hit by turbine-seal snag“, Zeitschrift „Flight International“, 19-25 October, 1994, Seite 4.
- 6.10.3.1.2-18** „Crack causes delay in Trent777 ETOPS tests“, Zeitschrift „Flight International“, 11-17 October 1995. Seite 6.
- 6.10.3.1.2-19** „B777 Engine Problem Update“, „World Aero-Engine Review“, October 1997, Volume 5 No. 10, Page 8.
- 6.10.3.1.2-20** S.W. Kandebo, „USAF Proposes Theory for F110 Seal Failures“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, November 7, 1994, Seite 33.
- 6.10.3.1.2-21** S.W. Kandebo, „WSAF, GE Develop F110 Engine Plan“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, Dezember 1994, Seite 19.
- 6.10.3.1.2-22** J.S. Alford, „Protecting Turbomachinery From Unstable and Oscillatory Flows“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, October 1967, Seite 513-528.
- 6.10.3.1.2-23** J.S. Alford, „Protection of Labyrinth Seals From Flexural Vibration“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, April 1964, Seite 141-148.
- 6.10.3.1.2-24** S.W. Kandebo, „Seal Failure Halts F119 EMD Testing“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, March 16, 1998, Seite 29.
- 6.10.3.1.2-25** J.S. Alford, „Protecting Turbomachinery From Self-Excited Rotor Whirl“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, October 1965, Seite 333-335.
- 6.10.3.1.2-26** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Bild 7.1.3-12 und Bild 7.1.3-113, Kapitel 7.2..
- 6.10.3.1.2-27** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 1“, 2000, ISBN 3-00-005842-7, Kapitel 5.3.1 und Kapitel 5.3.2.

6.10.3.1.3 Schadenabhilfen an Labyrinth



Die **Auslegung und Konstruktion von Labyrinthsystemen** muss folgende Betriebsbelastungen berücksichtigen:

Von Temperaturgradienten induzierte Spannungen (statisch, LCF, Band 1 Kapitel 5.4.1):

Wärmespannungen können im stationären und instationären Betrieb auftreten. Sie sind vom „Wärmehaushalt“ des Bauteils abhängig, der wiederum vom Leckluftstrom und der Aufheizung bei Anstreifvorgängen beeinflusst ist. Temperaturgradienten, die sich zeitlich verändern können, erzeugen in Dichtungskomponenten zyklische Wärmespannungen (**Thermoermüdung**, Band 1 Kapitel 5.4.2) und statische Beanspruchungen, die als Mittelspannung die ertragbaren Schwingspannungen reduzieren (Band 1 Bild 5.4-11 und Bild 5.4.3.2-4).

Wider Erwarten zeigt die Erfahrung, dass nicht hohe **Anstreifgeschwindigkeiten** für Überhitzungen besonders gefährlich sind, sondern eher niedrige Geschwindigkeiten, wie beim Anlassen einer Turbomaschine (Bild 6.10.3.1.2-4 und Lit 6.10.3.1.3-8). Neue Dichtungen sind besonders schadensanfällig, weil bei ihnen noch kein Einlauf erfolgte und frische metallische Oberflächen eine besondere Neigung zum **Aufschmieren** haben. Liegen nach einem **Modultausch gealterte Beläge** vor, ist zusätzlich mit ungünstigem **Einlaufverhalten** zu rechnen (Bild 6.10.3.1.2-6). Damit steigt die Wahrscheinlichkeit von **Überhitzung, Verbrennungen** und **Rissbildung** (Bild 6.10.3.1.2-9.2). Im Extremfall kann es zu einem Blockieren des Rotors kommen (engine freeze, rotor seizure). **Anlaufvorgänge mit niedrigen Reibgeschwindigkeiten sind also möglichst zu vermeiden.**

Dynamische Belastung (HCF) durch hochfrequente Schwingungen (Band 1 Kapitel 5.4.3):

An statischen und rotierenden **Komponenten von Labyrinth** können verschiedene Einflüsse Schwingungen mit hohen dynamischen Beanspruchungen erzeugen (siehe Kapitel 6.10.3.1.1, Bild 6.10.3.1.1-3.1 und Tabelle auf Seite 6.10.3.1.1-9):

- **Strömungsanregung**
 - Druckänderung im *stationären* Stromfeld in Umfangsrichtung
 - In Umfangsrichtung mit der **Rotordrehzahl** umlaufende Druckstörungen aufgrund des, wegen Unwucht, exzentrisch gegenüber seiner Mittellage umlaufenden Rotors.
 - Durch **Statorschwingungen** hervorgerufene, periodisch sich ändernde, Luftkräfte mit raumfesten Knotendurchmessern in der Labyrinthkammer.
 - In der Labyrinthkammer oder in einer an die Dichtung angrenzenden Luftkammer in Umfangsrichtung mit Schallgeschwindigkeit gegenüber dem strömenden Medium **umlaufende Druckwellen**.

- **Aeroelastische Anregung** aufgrund des Wechselspiels zwischen den Schwingungen einer Dichtungskomponente und den dadurch hervorgerufenen oszillierend sich ändernden Luftkräften („Coincidence“). peri-

- **Anstreifvorgänge**
 - Anregung durch **mechanisch einwirkende Kräfte** (z.B. Vibrationen von Scheiben an denen der Labyrinthsteg befestigt ist oder an Labyrinthstatoren über Gehäuse)
 - **Kombinationen** der genannten Effekte

Formstabilität beim Anstreifvorgang:

Der **Verschleiß sollte in erster Linie am statischen Teil des Labyrinths** erfolgen, weil so der kleinere Leckspalt entsteht (Bild 6.10.3.1.2-7.2). Der Leckluftstrom unterscheidet sich ungefähr um den Faktor drei. Auf der Statorseite sind deshalb geeignete **einlauf- bzw. abriebfähige Beläge** notwendig. Geeignet sind **Strukturen mit geringer Dichte** (z.B. mit Poren oder Wabenstrukturen) die sich schneller als die rotierenden Labyrinthspitzen aufheizen. Dadurch wird der gewünschte Effekt des größeren **Verschleißes auf der statischen Seite** unterstützt. Die Labyrinthspitze nimmt so am gesamten Umfang am Energieaustausch teil, während der statische Teil nur in einem Segment in Reibkontakt steht.

Bei **Wabendichtungen** (üblicherweise auf dem statischen Labyrinthteil, Bild 6.10.3.1.1-5) ergibt sich der besondere Vorteil, dass immer, auch bei Spalt null, d.h. direktem Kontakt mit der Labyrinthspitze, ein Leckluftstrom durch die Wabenzellen vorhanden ist (Bild 6.10.3.1.1-7), der zur Abfuhr der Reibungswärme beiträgt. Der Nachteil des Leckluftstroms für die Dichtwirkung und damit für den Wirkungsgrad der Maschine erscheint gegen diesen Vorteil untergeordnet.

Von der Reibungswärme ausgelöste **Wärmedehnungen sollten zu einer Spaltvergrößerung** führen und somit zu einer Stabilisierung des Anstreifvorgangs. Bei einer Spaltverkleinerung besteht die Gefahr, einer zu starken Erwärmung der rotierenden Labyrinthkomponente, wobei sie sich plastisch verformt oder bricht (Bild 6.10.3.1.2-7.1).

Wichtig ist, einen **Mindestleckluftstrom** zu gewährleisten, um die Reibungswärme ausreichend schnell abzuführen und eine unzulässige Aufheizung der Leckluft durch die Quirlverluste (Gasreibung) im Labyrinth zu vermeiden. Gelingt dies bei **zu kleinem Labyrinthspalt** nicht, heizt sich das Labyrinth gefährlich auf. Im Extremfall kann es zur **Zündung eines Feuers** kommen (z.B. Ölfeuer, Bild 7.1.4-2 oder Titanfeuer, Band 1 Bild 5.10.1-1) oder zum Versagen der Labyrinthstruktur führen (Bruch, Abschmelzen, Bild 6.10.3.1.2-15).

Optimierung des „Wärmehaushalts“ einer Labyrinthdichtung:

Dichtungsdurchmesser:

Ein **größerer Durchmesser** führt zu einer entsprechend hohen Anstreifgeschwindigkeit und **mehr Reibungswärme**. Andererseits wird mit dem Durchmesser die aufzuheizende **Labyrinthmasse größer**, was die **Überhitzungsgefahr mindert**. Steigen mit dem Durchmesser die fliehkraftbedingten Belastungen, erhöht dies die **Gefahr einer Kriechüberlastung** bei Überhitzung (Bild 6.10.3.1.3-12).

Stabiles Anstreifverhalten eines Labyrinths ist durch die **Vergrößerung des Labyrinthspalts beim Anstreifvorgang** gekennzeichnet. Das lässt sich mit einer schnelleren bzw. größeren Wärmedehnung des äußeren Labyrinthteils erreichen. Die üblicherweise am Dichtungsstator aufgebrauchte **Anstreifschicht** sollte deshalb möglichst dünn sein und eine **gute Wärmeleitfähigkeit** besitzen. Bei segmentierten Konstruktionen, wie sie gehäuseseitige Dichtungen in Hochdruckturbinen aufweisen, ist diese Maßnahme jedoch nicht sinnvoll, denn der Radialspalt wird in erster Linie durch die Dehnungen des Gehäuses und nicht der Segmente bestimmt.

Geometrie der Labyrinthspitzen (Bild 6.10.3.1.3-15.1):

In jedem Fall ist ein **gefährlicher Wärmeverzug des tragenden Labyrinthrings und damit ein selbstverstärkender Anstreifvorgang zu vermeiden**. Als Grundprinzip sollte deshalb gelten, möglichst **wenig Wärme von der Labyrinthspitze in den tragenden Ring** zu leiten. Je höher, schlanker und schärfer die Spitzen ausgebildet sind, umso kleiner ist der Wärmestrom und umso weniger wird der vergleichsweise massereiche tragende Ring aufgeheizt, umso höher ist aber die Temperatur in der Labyrinthspitze. Analytische Betrachtungen zeigen, dass die **Spitzenhöhe die Isolationswirkung zum tragenden Ring doppelt so stark beeinflusst wie die Spitzendicke**. Andererseits dürfte die örtliche Aufheizung der Spitze größer werden, womit die Gefahr von Überhitzungen der Spitze und von Heißrissen ansteigt (Bild 6.10.3.1.2-9.1 und Bild 6.10.3.1.2-10). Die **Höhe der Labyrinthspitzen** (Bild 6.10.3.1.1-10.1) **sollte deshalb in jedem Fall größer als 0,8 mm** sein, da die gefährlichsten Probleme bei niedrigeren Spitzen beobachtet wurden (Lit 6.10.3.1.3-8). Labyrinthspitzen mit abgestuftem Querschnitt (Bild 6.10.3.1.1-10.1 und Bild 6.10.3.1.1-11) haben gegenüber Dreiecksquerschnitten Vorteile in Wärmeentstehung, und Ringsteifigkeit. Sie lassen deshalb ein weniger gefährliches Risswachstum erwarten.

Wenn es die thermisch bedingten Axialbewegungen zulassen, sollten wegen der besseren Dichtwirkung **Stufenlabyrinth gerade Labyrinth vorgezogen** werden (Bild 6.10.3.1.3-2). Es wird jedoch immer schwieriger dieser Forderung zu genügen, denn mit größerem axialem Abstand vom Schublager und damit entsprechend größeren Wärmedehnungen überfordern die Axialbewegungen das Stufenlabyrinth.

Damit möglichst wenig Reibungswärme entsteht und in die Labyrinthspitze fließt, wird diese mit geeigneten **Panzerungen** beschichtet (Bild 6.10.3.1.1-10.1 „B“ und Bild 6.10.3.1.2-3.1). Kriterien für diese Beschichtungen sind eine gute **„Schneidfähigkeit“**, abgestimmt auf die Gegenfläche. So wird wenig Reibungsenergie erzeugt bei einer **niedrigen Wärmeleitfähigkeit** (keramische Schicht als Panzerung), die den Wärmefluss in die Spitze minimiert.

Aus der Sicht minimaler Leckluft bzw. maximaler Dichtwirkung sind scharfkantige rechtwinklige Labyrinthspitzen anzustreben (Bild 6.10.3.1.1-10.2). Bei Abrieb ist üblicherweise mit Leckluftzunahme durch Veränderung der Spitzengeometrie und Vergrößerung des Spalts von ca. 20 % gegenüber dem Neuzustand zu rechnen. Um die Geometrie der Spitze und damit die Dichtwirkung zu erhalten, ist eine Panzerung ebenfalls zu empfehlen (Bild 6.10.3.1.1-10.1). Die anzustrebende Spitzengeometrie ist weitgehend unabhängig von der Bauteilgröße. Bei Wabendichtungen sollte die **Dicke der Wabenwände** immer deutlich

kleiner als die der Zahnschneidkante sein, um den Verschleiß auf den Stator zu konzentrieren und die Spitze zu schonen (Bild 6.10.3.1.1-6).

Um bessere Schneidbedingungen beim Anstreifvorgang zu erzielen, werden Labyrinthspitzen **sägezahnartig gekerbt** (z.B. mehr als 20 gut ausgerundete **Kerben am Umfang**, siehe Bild 6.10.3.1.3-2). Die so abgebauten fliehkraftbedingten Ringspannungen im Zahn verringern die Neigung zur Ausbeulung und eines radialen Rissfortschritts von einer Anstreifschädigung. Andererseits bedeuten Axialkerben eine örtliche Erhöhung der Tangentialspannungen am Kerbgrund, was zu Ermüdungsrissen führen kann. Auch beim **Ausblenden geschädigter Anstreifzonen** ist die Kerbwirkung zu berücksichtigen. Die Erfahrung zeigt, dass solche Maßnahmen eingehende Festigkeitsbetrachtungen erfordern.

Üblicherweise erfolgt der Anstreifkontakt nicht gleichmäßig am gesamten Umfang von Rotor und Stator. Die Reibungswärme erzeugt örtlich große Temperaturgradienten (Bild 6.10.3.1.2-9.2). Dies führt zur Unrundheit des innenliegenden Labyrinthings und zu einer Verstärkung des Anstreifvorgangs (**instabiles Verhalten**, Bild 6.10.3.1.2-7.1). Bei ausreichend **hohen und dünnen Labyrinthspitzen** bleibt die örtliche Aufheizung des tragenden Ringes klein und damit auch die Unrundheit akzeptabel.

Kommen besonders dünne, **kammartige Labyrinthspitzen** zur Anwendung (z.B. Blechstege oder ausgestochene Ringe, Bild 6.10.3.1.2-8) besteht erfahrungsgemäß eine besondere Gefahr der Schwingrissbildung am Steggrund. Deshalb ist hier besonders auf ausreichende Ausrundungsradien zu achten. **Spiralige Rillen** sind ringförmig geschlossenen Rillen vorzuziehen. **Spiralig** verlaufende Stege haben jedoch eine relativ kleine Kontaktzone und eine **axiale Kraftwirkung** beim Anstreifvorgang. Diese Schnittkräfte können filigrane Spiralstege des Stators durch Biegung überlasten. Eine durchgehende Spiralnut ermöglicht eine **Leckströmung** die der **Labyrinthkühlung** dienen kann. **Reine Umfangsstege** erzeugen die Wärme in der Kontaktzone über den gesamten Umfang ohne eine vergleichbar kühlende Leckströmung, was gegebenenfalls zu ungünstigeren Bedingungen führt.

Merksätze zur Vermeidung thermischer Instabilität beim Anstreifvorgang: (Lit 6.10.3.1.3-8 und 6.10.3.1.3-9):

- Von Fliehkräften kritisch hoch belastete Dichtungsträger sollten durch einen integralen Scheibenansatz gehalten werden, um das **radiale Wachsen zu minimalisieren**.
- Während Temperaturänderungen sollte der **Stator sich mindestens so schnell dehnen wie der Rotor**.

Fortsetzung auf Seite 6.10.3.1.3-7

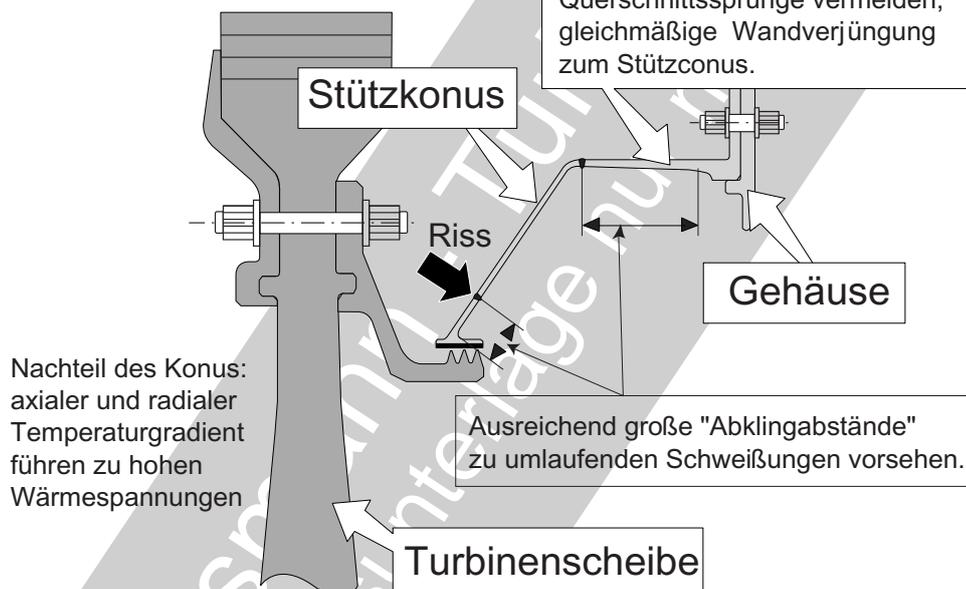
Bild 6.10.3.1.3-1
(siehe auch Bild 6.10.3.1.3-5, Lit 6.10.3.1.3-1): Risse durch **Thermoermüdung** (Skizze oben) oder **Schwingerermüdung** unter **thermisch bedingten hohen Mittelspannungen** müssen gezielt vermieden werden. Für die Gestaltung der statischen Labyrinthträger, insbesondere von Labyrinthkonusen gibt es Regeln und Richtwerte. Der Übergang vom Konus zum Labyrinthring soll gleichmäßig, konisch verjüngt sein (Skizze oben). Der Abstand einer Umfangs-

*schweißnaht zur Befestigung des Labyrinthings sollte über der sog. „Abklinglänge“ (engl. attenuation length) zum Conus liegen. Dieser Abstand wird benötigt, um Biegespannungen auf eine akzeptable Größe ($1/e=1/2,7$) abzubauen. Auf der Flanschseite lässt sich die Abklinglänge aus dem Radius des Konus, dessen Wandstärke und seinem Winkel ermitteln. Unzulässiger thermischer Verzug des Labyrinthstützrings lässt sich mit geeigneten **Umfangsversteifungen** vermeiden.*

Berührungsfreie Dichtungen:
Labyrinth: Schadensabhilfen

Konstruktionsmerkmale zur Vermeidung von
Labyrinthschäden durch Wärmespannungen
im Stützkonus

Konfiguration mit einer "Lebenszeit"
von ca. 1500 Stunden



Konfiguration mit einer "Lebenszeit"
von größer 8000 Stunden

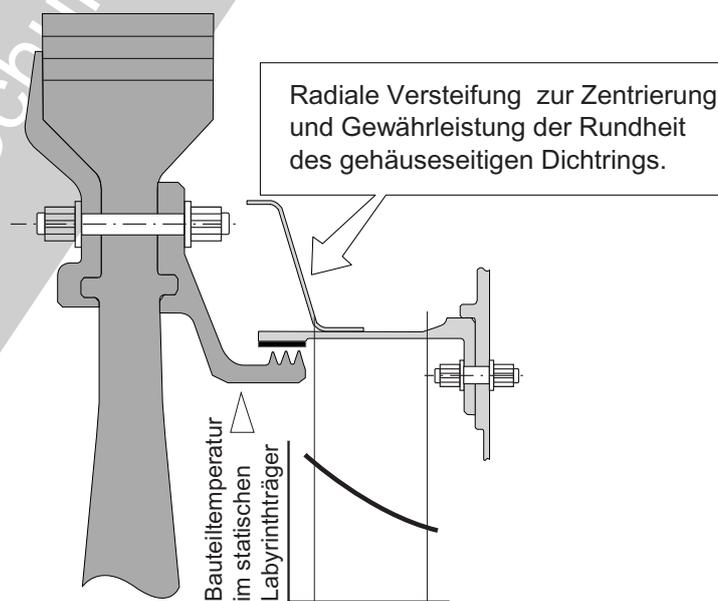


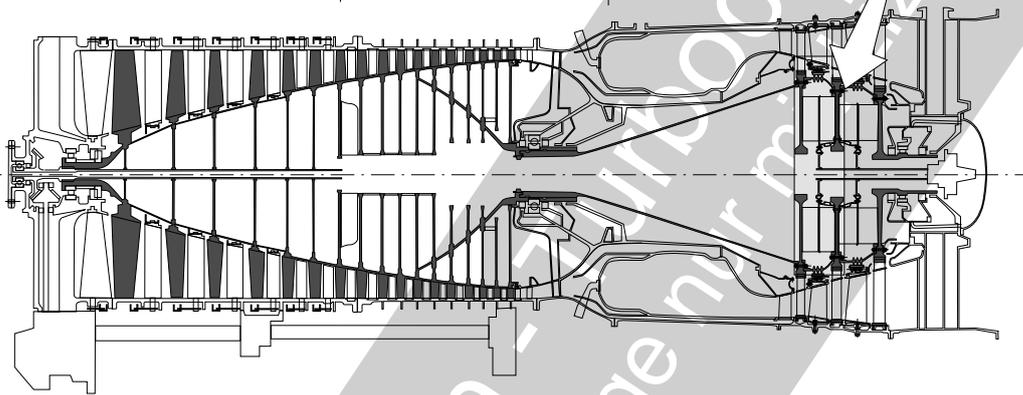
Bild 6.10.3.1.3-1

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Labyrinthring mit sägenartig eingekerbten Spitzen.

Zwischenstufenlabyrinth des Turbinenrotors

ca 1 m



An Axialstiften gelenkig aufgehängter statischer Ring mit Honeycomb-dichtungen

Labyrinthträger und Zwischenring der Turbinenwelle mit sägezahnartigen Einkerbungen

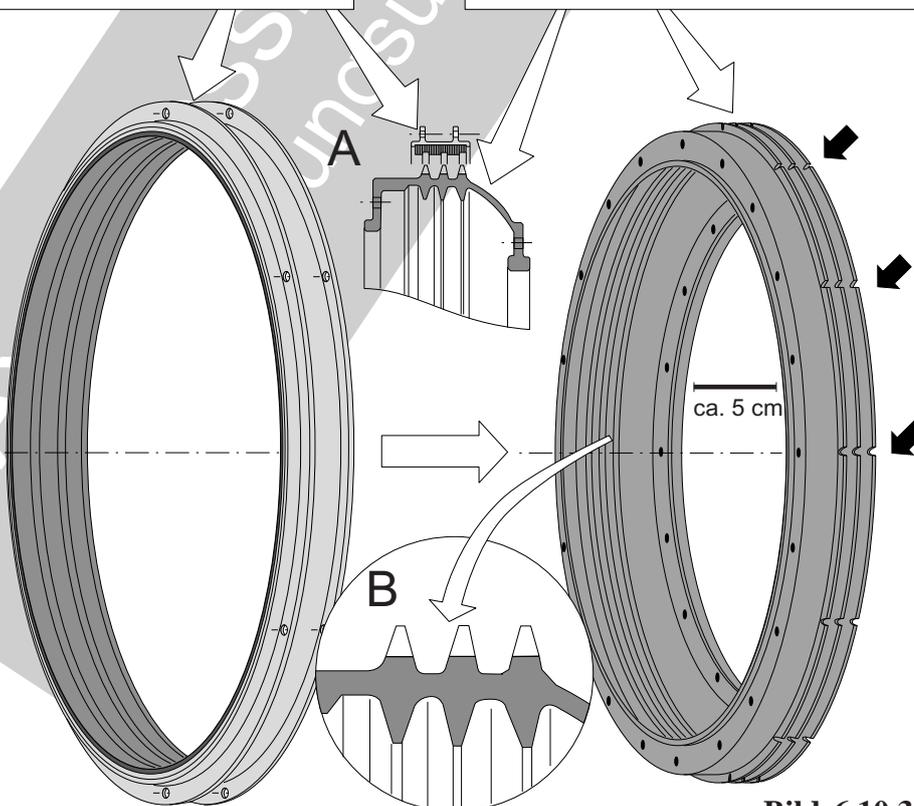


Bild 6.10.3.1.3-2

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Bild 6.10.3.1.3-2: Kleine, am Umfang der Labyrinthzähne verteilte Kerben (Detail „A“) können offenbar die Betriebs-tauglichkeit der Labyrinth verbessern. Man darf wohl davon ausgehen, dass die so gebildeten radialen Zerspanflächen den Anstreibvorgang an **metallischen Honigwaben-**

strukturen sicherer machen (weniger Verschmieren, weniger Materialaufbau, geringere Wärmeentwicklung).

Ausbeulungen beim Anstreifen lassen sich mit **Umfangsstegen auf der Innenseite** (Detail „B“) des tragenden Rings (Detail) minimieren. Sie versteifen diesen radial und leiten und verteilen Wärme aus den außen liegenden anstreibenden Labyrinthspitzen.

Fortsetzung von Seite 6.10.3.1.3-4

Die **Auswahl der Anstreifschicht** für die Labyrinthspitzen ist von primärer Bedeutung. Für eine Serienanwendung kommen nur erprobte Werkstoffkombinationen des Tribosystems Anstreifschicht/Labyrinthspitze in Frage. Dazu sind eigene Erfahrungen oder des verantwortlichen Entwicklungspartners notwendig. **Literatur und „Hörensagen“ reichen für eine ausreichend sichere Anwendung nicht aus!** Dies liegt an den komplexen, von den jeweiligen Betriebsbedingungen abhängigen Fertigungsabläufen und Verschleißvorgängen. Als erster Anhalt für eine Schichtauswahl kann die folgende Erfahrung dienen:

- Für **niedrige bis mittlere Temperaturen** haben sich nichtmetallische Anstreifschichten aus gefüllten Kunstharzen wie Epoxid und Polyester, Silberlot, Aluminiumlot und Nickel-Graphit bei moderater Druckdifferenz bewährt.
- Für Labyrinthdichtungen mit **hohen Betriebstemperaturen** sind offene Honeycombstrukturen aus Nickellegierungsblechen geeignet.
- Für **Heißgastemperaturen** um 1000°C kommen thermische Spritzschichten auf Zirkonoxidbasis zum Einsatz.

Die Erfahrung zeigt, dass der **gefährlichste thermische Verzug von Labyrinthdichtungen bei niedrigen bis mittleren Anstreibvorgängen** auftritt. Die Wärme, welche während dem Anstreibvorgang entsteht, kann durch eine **harte abrasive Beschichtung** (Panzerung), wie thermisch gespritztes Al-Oxid auf den **Labyrinthspitzen**, entscheidend vermindert werden. Ausreichende Haftfestigkeit der Panzerung ist Voraussetzung um ein Ausbrechen (Bild 6.10.3.1.2-3.1) zu verhindern und kann eine geeignete **Haftschicht** zwischen Grundmaterial und Panzerung erfordern.

Vermeidung eines selbstverstärkenden Anstreibvorganges:

Ein **stabiles Labyrinthverhalten** (Vergrößerung des Radialspiels) beim Anstreibvorgang wird am besten von einem statischen Teil mit einer größeren Wärmedehnung als der rotierende Teil gewährleistet. Dazu kann er sich schneller aufheizen und/oder einen abgestimmten Wärmedehnungskoeffizienten haben. Für schnelle Aufheizung muss der die Anstreifschicht tragende (geschlossene) Ring eine möglichst geringe Masse/Wandstärke aufweisen. So erhält man die notwendige **kleine Wärmekapazität** und **schlechte Wärmeabfuhr**.

Vermeidung von Schäden durch Thermoermüdung (Lit 6.10.3.1.3-1, Band 1 Kapitel 5.4.2):

Es handelt sich um Schwingermüdung im LCF-Bereich, die von **zyklischen Wärmespannungen** in den tragenden Labyrinthstrukturen ausgelöst wird. In diesem Fall geht es nicht um Rissbildung in den Labyrinthspitzen als Folge der örtlichen Aufheizung beim Anstreifen.

Konstruktionen, bei denen eine dünnwandige **kegelige Schale** den relativ dickwandigen statischen Dichtungsring trägt, sollten lediglich **axiale Temperaturgradienten** aufweisen. **Radiale Gradienten** sind zu vermeiden. Bei dünnwandigen **Stützkegeln** (Bild 6.10.3.1.3-5) gelten folgende Gestaltungsregeln, um unzulässige Wärmespannungen zu vermeiden:

Querschnittssprünge vermeiden!

Dies gilt besonders für den **Übergang des Stützkegels zum Ringquerschnitt**. Auf ausreichende Radien und weiche Übergänge ist zu achten. Eine **Schweißung** zwischen Ring und Stützkegel sollte nur in einem ausreichenden Abstand vom Ring liegen (Bild 6.10.3.1.3-5), um das Abklingen der wärmedehnungsbedingten Biegespannungen zu gewährleisten.

Eine ausreichende Rundheit des Stators ist zu gewährleisten!

Geschlossene Stator-Labyrinthringe: Problematisch sind die Wärmedehnungsunterschiede zwischen dem statischen Labyrinthteil und der ihn abstützenden Gehäusestruktur bei instationären Betriebszuständen, insbesondere beim Anfahren und Abstellen der Maschine, sowie bei größeren Leistungsänderungen. Diese radialen Dehnungsunterschiede sind bei geschlossenen Statorringen des Labyrinths konstruktiv (z.B. durch Zentrierstege) zu berücksichtigen. Hier gilt die Forderung nach ausreichender Durchmessersteifigkeit des Befestigungsflanschs. Ungleichmäßige Reibungskräfte am Umfang führen zu entsprechend unterschiedlichen Radialspannungen des Labyrinthstators. Diese wird von **Verzügen und Verwerfungen des Gehäuses und der Flansche** auf Grund der Temperaturverteilung zum Labyrinthring unterstützt. Nach Lit. 6.10.3.1.3-1 kann als Richtwert ca. 0,1% Unrundheit bezogen auf den Dichtungsdurchmesser gelten.

Segmentierte Stator-Labyrinthringe: Dichtungssegmente haben sich seit langem bewährt. Die Zahl der Segmente kann sehr unterschiedlich sein. Es können Halbringe sein oder sie sind den Schaufelclustern zugeordnet. In diesem Fall ist das Schwingverhalten der Leitapparate und der Dichtung aufeinander abzustimmen.

Vermeidung von Schäden durch Labyrinth-schwingungen:

Resonanzen des Labyrinths mit der Rotordrehzahl oder der akustischen Anregungsfrequenz mit umlaufenden Luftschwingungen sind mit gezielten konstruktiven Maßnahmen zu vermeiden. Voraussetzung ist die **Ermittlung potenziell schadensrelevanter Eigenfrequenzen der Labyrinthkomponenten** (Bild 6.10.3.1.1-3.1). Dies kann analytisch und/oder experimentell erfolgen. Besonders gefährdet sind **Blechkonstruktionen**, die zu Torsion und/oder Biegung der zylindrischen Labyrinthwände neigen. Geschlossene „**Kastenkonstruktionen**“ können den Labyrinthstrukturen die notwendige Steifigkeit geben (Bild 6.10.3.1.3-9). Hier lässt sich die um mehrere Zehnerpotenzen höhere **Torsionssteifigkeit** eines geschlossenen gegenüber einem offenen geschlitzten Profil gleichen Querschnitts nutzen.

Schwingungsursachen sind in Kapitel 6.10.3.1.1 beschrieben. Der mögliche **Resonanzfall ist im**

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Frequenzdiagramm („Campbelldiagramm“, Band 1 Bild 5.4.3.1-2) einfach erkennbar. Treten in einem Dichtungsteil Resonanzen auf, sind dessen Eigenfrequenzen gegenüber der Erregerfrequenz zu verstimmen oder- falls dies aus konstruktiven Gründen nicht möglich ist - muss der resonante Dichtungsteil mit einem geeigneten **Schwingungsdämpfer** zusätzlich gedämpft werden (Bild 6.10.3.1.3-7).

Nach Alford (siehe Lit. 6.10.3.1.3-7) wird eine **aeroelastische Instabilität** von langen und biegeweichen Dichtungsstrukturen umso mehr begünstigt, je niedriger die tiefste Eigenfrequenz liegt. Besonders gefährlich ist, wenn an einer solchen Konfiguration eine ausreichend hohe Druckdifferenz herrscht und der Radialspalt sich bei den niedrigfrequenten Schwingungsformen in Strömungsrichtung aufweitet (Bild 6.10.3.1.3-4.1).

Fortsetzung Seite 6.10.3.1.3-10

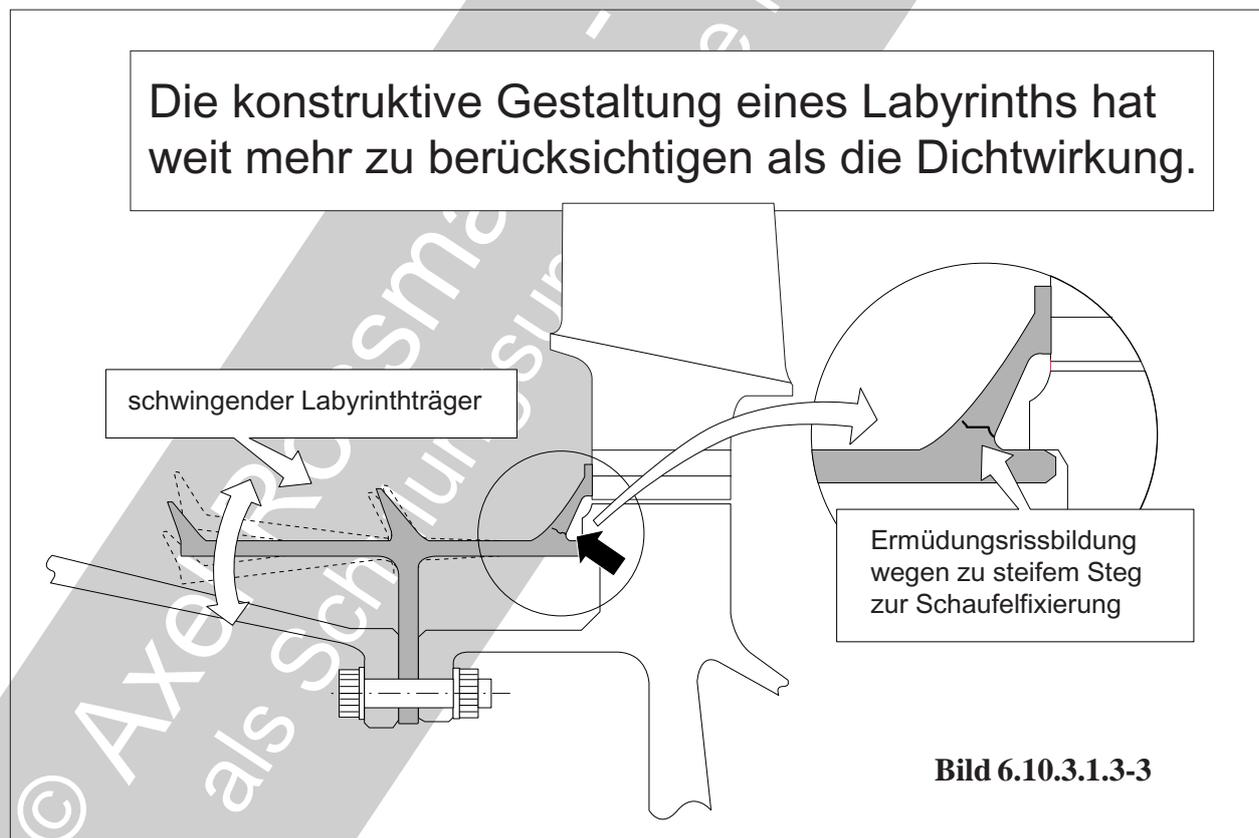


Bild 6.10.3.1.3-3: Die Ringe von **Zwischenstufendichtungen** bieten sich auch für die axiale Fixierung der Rotorschaukeln an und/oder werden zur Abdichtung oder Bemessung von Kühlluft genutzt. Da diese, meist filigranen Ringstrukturen zu hochfrequenten Schwingungen neigen und/oder die anliegenden Schaufeln schwingen, wirken die Ringe auf das gesamte System dämpfend. Dabei sind sie

an den Kontaktflächen Frettingverschleiß unterworfen. Wirken ausgehend von der Beschaukelung oder aufgrund des unterschiedlichen thermischen Verhaltens des rotierenden Dichtungsteils oder der angrenzenden Scheibe hohe **Axialkräfte auf den Ring**, können in diesem Bereich hohe **Mittelspannungen** auftreten. Diese begünstigen **Schwingbrüche**.

Fortsetzung von Seite 6.10.3.1.3-9

Alford gab bereits 1964 ein **Kriterium bezüglich der aeroelastischen Instabilität eines Dichtungsteils** (Rotor oder Stator) an. Darin geht die Länge der Dichtung, die Druckdifferenz über der Dichtung, die niedrigste Eigenfrequenz des Dichtungsteils sowie die schwingende Masse und die Zahl der Knotendurchmesser der zugehörigen Eigenform ein. Nicht jedoch die Aufweitungen der Radialspalte in Strömungsrichtung bei der zur niedrigsten Eigenfrequenz gehörenden Schwingform. Gemäß diesem Kriterium liegt **Instabilität dann vor, wenn die radiale elastische Verformung unter Druckbelastung, multipliziert mit dem Quadrat der Eigenfrequenz und der Zahl der Knotendurchmesser, bei der zur tiefsten Eigenfrequenz gehörenden Eigenschwingungsform, 0,2% des Dichtungsradius übersteigt.**

Konstruktive Abhilfen:

Bei dünnen Kegelschalen ist eine Vielzahl von Biegeschwingungsformen in Axial- und in Umfangsrichtung möglich.

Besonders gefährdet sind erfahrungsgemäß Labyrinthstatoren, die von einem dünnwandigen, einseitig befestigten Konus gestützt werden. Großer Durchmesser, große Baulänge und hohes Druckgefälle erhöhen die Schwingempfindlichkeit der Dichtung. Nach dem **aerodynamischen Stabilitätskriterium** von Alford **sind Dichtungen, bei denen die elastische Verformung unter normalen Betriebsbeanspruchungen 0,02% des Dichtungsdurchmessers übersteigt zu vermeiden.** Ebenso zu vermeiden sind Aufweitungen der Radialspalte zwischen Dichtungsspitzen und Dichtungsstator in Strömungsrichtung bei der zur tiefsten Eigenfrequenz gehörenden Schwingungsform (z.B. durch eine **niederdruckseitige Befestigung der Dichtungskomponenten**). Gemäß Abott (Lit. 6.10.3.1.3-2) muss der niederdruckseitig befestigte Dichtungsteil zusätzlich noch **mindestens so steif sein, dass seine tiefste Eigenfrequenz über der akustischen Anregungsfrequenz** liegt.

Lassen sich **Resonanzen oder aeroelastische Instabilitäten** nicht in ausreichendem Maß vermeiden, besteht mit einer **Reibungsdämpfung** eine Abhilfechance gegen gefährliche Labyrinth-schwingungen. Es handelt sich z.B. um einen **Dämpferring** (Bild 6.10.3.1.3-7) bzw. eine **Bandage** (Bild 6.10.3.1.3-10). Sie ist in der Lage Abhilfe zu schaffen, wenn die schwingungsgefährdete Konfiguration nur noch eine solche Nachrüstung zulässt. Auf diese Weise lässt sich das log. Dekrement (ein Maß für die Dämpfung) um ca. eine Zehnerpotenz anheben.

Umlaufende Profile oder Torsionsringe mit geschlossenem Profil (Bild 6.10.3.1.3-9) können Stützkonen nachträglich versteifen und so eine Resonanz vermeiden. Voraussetzung ist allerdings, dass alle **Erregungsmechanismen** hinreichend gut bekannt sind. Ist dies nicht der Fall, so ist der gefährdete Dichtungsteil zusätzlich zu dämpfen.

Ein vollkommen anderer Ansatz ist die Verwendung von **Bürstendichtungen** (Bild 6.10.3.2.1-11). Sie kommen wegen ihrer besseren Dichtwirkung mit nur einer Engstelle in Strömungsrichtung aus. Deshalb sollte bei ihnen das Problem aerodynamisch angeregter Schwingungen nicht auftreten. Problematisch kann es jedoch werden, wenn nachträglich Turbomaschinen Bürstendichtungen zu vorhandenen Labyrinthdichtungen erhalten. Dabei können neue Ring-Hohlräume entstehen die als Resonatoren wirken (Band 1 Bild 5.4-7.2). Bei Bürstendichtungen, deren Konstruktionsprinzip die Komponenten (Haare und Halteplatten) durch Klemmen verbindet, ist außerdem die zusätzliche mechanische Dämpfung aufgrund der Reibung innerhalb des Dichtungselements hilfreich (Bild 6.10.3.2.1-2).

Vermeiden von Hohlraumresonatoren:

Helmholtz'sche Hohlraumresonatoren (siehe Kapitel 6.10.3.1.2, Band 1 Bild 5.4-7.2) entstehen in Kammern, die mit einem Gasstrom mit einem Kanal verbunden sind. Diese Konfigurationen begünstigen **Luftschwingungen** in den Kammern, welche die Labyrinth mit den Befestigungen (z.B. Gehäuse oder Scheiben) zu gefährlichen Schwingungen anregen. Solche (Ring-) Kammern (Bild 6.10.3.1.3-16 und 6.10.3.1.3-17) sollten deshalb vermieden werden.

Allgemeine Maßnahmen zur Schadensverhütung in Fertigung und Reparatur:

Für dünnwandige Labyrinthträger wird empfohlen (siehe Bild 6.10.3.1.3-2):

- Keine nicht fluchtende **Schweißstöße** an statischen Labyrinthknoten .
- Bei **Lötungen** auf ausreichende Überdeckung (Bindefläche) an statischen Labyrinthträgern achten
- Die Konstruktion muss eine ausreichend sichere **Kontrolle** der Lötspalte im Fertigungsprozess und der Lötnaht gewährleisten. Seriengeeignete **Prüfverfahren** sind rechtzeitig bereitzustellen.
- Die **Hohlkehle der Lötnaht** ist zu spezifizieren, damit eine gute Krafteinleitung gewährleistet ist und eine Schälung vermieden wird.
- Aufgelötete **Metallgewebe** oder **Metallfilze** sollten wegen ihrer schlechten Löt- und Schweißbarkeit nicht als Anstreifschichten verwendet werden.
- **Querschnittsschwächungen** an statischen Labyrinthträgern durch den Fertigungsprozess (z.B. in Biegeradien) dürfen nicht in hochbeanspruchten Bereichen liegen. Gefährdete Bereiche müssen für eine Überprüfung der Wandstärke zugänglich sein.
- Um **Verzug** und **Beulen** dünner Labyrinthstrukturen zu vermeiden, ist darauf zu achten, dass keine gefährlich hohe **Eigenspannungen** (z.B. durch Schweißen, spanende Bearbeitung) eingebracht werden. Im Zweifelsfall ist eine geeignete Nachbehandlung vorzunehmen (z.B. Wärmebehandlung, Kugelstrahlen).
- Eine **Panzerung**, die sich bei der Überholung bzw. **Reparatur** nicht ausreichend problemlos entfernen lässt, ist praxisungeeignet. Werkstoffe, die sich nicht aufschweißen lassen, schränken den Betriebsnutzen der Bauteile entscheidend ein. **So kann z.B. ein Labyrinthträger aus einem hochfesten Werkstoff der beim Aufschweißen Heißrisse bildet für Reparaturen ungeeignet sein.**
- Werden beim **Modultausch gealterte Anstreifbeläge mit schlechtem Einlaufverhalten und neue Gegenflächen** (kleine Spalte) **kombiniert**, sind im Vergleich zur Neukonfiguration die Spalthöhen so zu vergrößern, dass ein Anstreifen sicher vermieden wird.

Die Richtung der Leckströmung bestimmt die schwinggefährdete Komponente des Labyrinths.

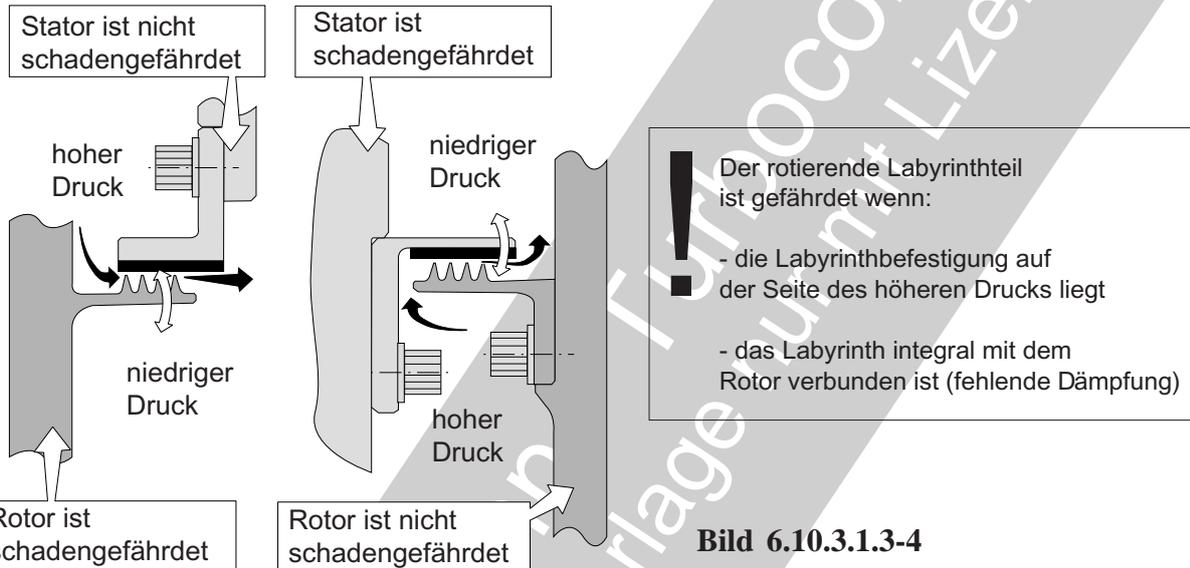


Bild 6.10.3.1.3-4: Labyrinthringe neigen dazu von der Spaltströmung zu Schwingungen angeregt zu werden (Lit. 6.10.3.1.3-8). Das wird deutlich von der Anordnung der Befestigung zum Druckabfall an der Dichtung beeinflusst (siehe auch Bild 6.10.3.1.3-5). Es gilt: **Das auf der Hochdruckseite befestigte Dichtungsteil ist schwingungsgefährdet** (Skizze links). Diese Regel gilt nur, wenn nicht zusätzlich Versteifungsringe an den Niederdruckseiten der Labyrinth angebracht sind. Das wird in Bild 6.10.3.1.3-4.1 erklärt.

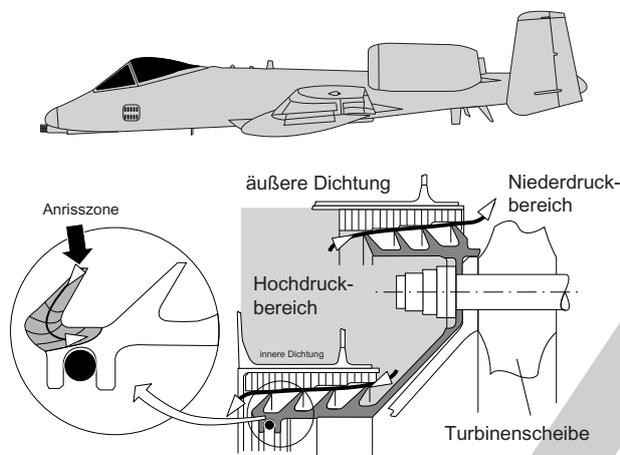
Unter Einbeziehung der **Eigenfrequenz des Dichtungsteils** bedeutet das:

Ein Dichtring, der auf der Labyrinthseite mit dem niedrigeren Druckniveau befestigt ist, wird nicht zu aeroelastischen Schwingungen angeregt (Lit 6.10.3.1.3-2), wenn seine niedrigste Eigenfrequenz höher als die akustische Frequenz ist. Ist der Dichtring auf der Hochdruckseite befestigt, kann er nicht angeregt werden wenn seine niedrigste Eigenfrequenz unter der akustischen Frequenz liegt (siehe auch Bild 6.10.3.1.2-22). Weil das Campbell Kriterium ge-

wöhnlich nur niedrige Eigenfrequenzen vermeidet, **müssen Dichtungen die auf der Druckseite befestigt sind auch mit mechanischen Dämpfern versehen** werden oder auf andere Weise gedämpft werden.

Bild 6.10.3.1.3-4.1 (Lit 6.10.3.1.3-7): Die **Empfindlichkeit einer Labyrinthdichtung für eine aeroelastische Schwingungsanregung** durch die Leckströmung (Bild 6.10.3.1.3-4.1) hängt in erster Linie von der Spaltänderung während des Schwingungsvorgangs ab und damit von der **Lage der Umfangsknotenlinie**. Die **Phasenlage** der Spaltänderung zur Phase des Druckverlaufs im Labyrinth kann eine Schwingung in Abhängigkeit von der Lage der Knotenlinie anregen oder dämpfen. Anordnungen „A“ und „B“ in der oberen Skizze sind schwingempfindlich, „C“ und „D“ dagegen nicht. In Lit 6.10.3.1.3-7 wird der **Ablauf einer Schwingungsanregung** wie folgt beschrieben: Wenn sich eine Umfangs-Knotenlinie (hier der statischen Labyrinthseite) in der Nähe des Eintrittszahns (Druckseite, 'Zahn' = Labyrinthspitze) des Labyrinths befindet (obere Skizze

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen



Beispiel 6.10.3.1.3-1 (Lit 6.10.3.1.3-2, Bild 6.10.3.1.2-23): „Fatigue cracking of an aircraft

engine labyrinth seal occurred during pre-flight factory testing. Tests in a static rig revealed that the seal could be **aeroelastically excited by the labyrinth leakage flow**....the ratio of acoustic and mechanical natural frequencies was of vital importance in determining if the nature of the pressure fluctuations within the labyrinth seal teeth **provided either positive or negative aerodynamic damping to the seal**....A mechanical friction damper sleeve was designed to suppress the aeroelastic instability....The aircraft engine was qualified with the newly designed damper which has demonstrated its effectiveness for eight years of service and half a million hours of operation without incident.“

Kommentar: unter negativer Dämpfung ist eine Verstärkung der Schwingung zu verstehen.

Fall „A“ und unterste Skizze), ist der Durchflussquerschnitt im Labyrinth weitgehend konstant. Die Durchflussrate in das Volumen zwischen Anfangs- und Endzahn ist deshalb nahezu konstant. Die Schwingungsamplitude jedes einzelnen Zahns wird (bei der Kippbewegung des belagtragenden Rings) nahezu proportional zum axialen Abstand zur Knotenlinie sein (siehe untere Skizzen). Man stelle sich ein kleines Segment um den Endzahn vor, das um eine Mittellage schwingt. In dieser mittleren Lage entspricht der Ausfluss durch den Endzahn der Einströmung am Eintrittszahn (**Phasenpunkt „1“**). Bei einer radialen Position des Stators oberhalb der Mittellage übersteigt die Ausströmung die Einströmung (**Phasenpunkt „2“** in unterer Skizze). Der Druck im (Spalt-) Volumen des Labyrinths zwischen Eintritts- und Austrittszahn hängt in diesem Fall von der Luftmasse darin ab; je weniger Luft, umso niedriger der Druck. Man stelle sich nun vor, dass der Stator sich während der Auswärtsbewegung in der mittleren Position befindet. Während der nächsten **2/4 Phasen** der Schwingung wird die Ausströmung größer sein als die Einströmung und der Druck im Spaltvolumen wird deshalb

abfallen (Phasenpunkt „2“ bis „3“ in unterer Skizze). Wenn der Stator sich nun auf seinem Weg radial nach innen wiederum in der Mittellage befindet (**Phasenpunkt „1“**), wird der Druck im Spaltvolumen auf ein Minimum abgefallen sein. Auf die gleiche Weise kann gezeigt werden: Befindet sich der Stator in der mittleren Position auf seinem Weg radial nach außen, erreicht der Druck im Labyrinth ein Maximum und unterstützt die Bewegung des Labyrinthrings nach außen. Der Druckverlauf im Labyrinth ist also im beschriebenen Fall so gegen die Spaltänderung phasenverschoben, dass die Labyrinthbewegung verstärkt, d.h. die Schwingung angeregt wird. Die vorhergehende Erklärung weist darauf hin, dass sich ohne merkliche Dämpfung ein System instabil verhält (schwingungsempfindlich ist), wenn die Schwingung zu einer größeren Strömung am Labyrinthende (am Ausflusss Zahn) als am Eintrittszahn führt.

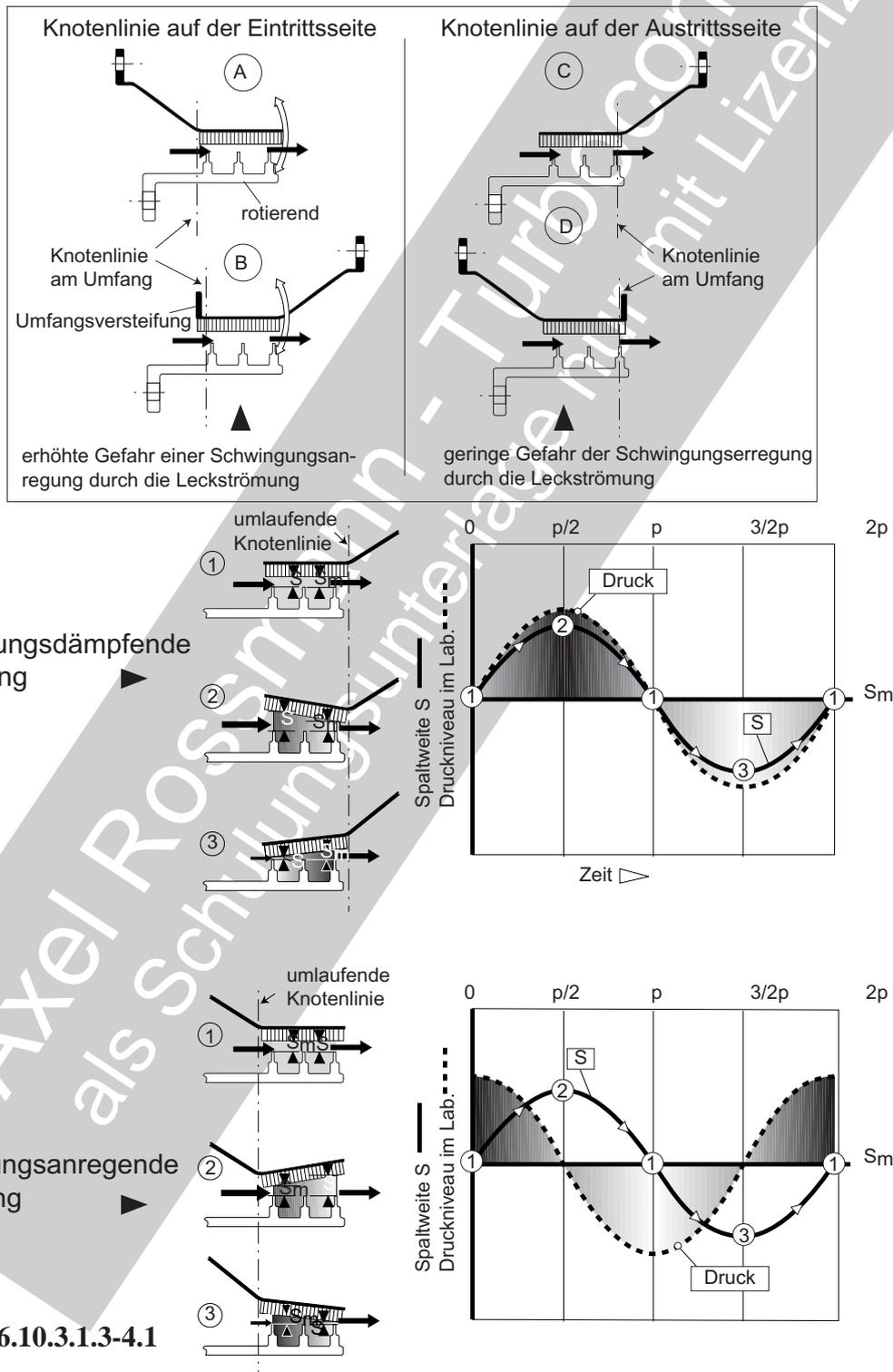
Die mittlere Skizze zeigt den Fall einer **dämpfend wirkenden Labyrinthkonfiguration**:

Stellen wir uns denselben dünnen zylindrischen Stator vor, dieser sei jedoch über eine konische

Fortsetzung auf Seite 6.10.3.1.3-15

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Die Empfindlichkeit eines Labyrinths gegenüber einer Schwingungsanregung durch die Leckströmung ist konstruktiv gezielt beeinflussbar.



Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Fortsetzung von Seite 6.10.3.1.3-13

Schale auf der Austrittsseite befestigt. Damit befindet sich der „Knotenring“ auf der Seite des Austrittszahns (Labyrinthseite mit niedrigerem Druck). Die kombinierte Biegung und Torsion (siehe Bild 6.10.3.1.3-9) bei einer Schwingung des dünnen Zylinders führt zu Veränderungen der Spaltweite am Eintrittszahn. Weil jedoch die Knotenlinie sich nun in der Nähe des Austrittszahns befindet, verändert sich der Spalt am Eintrittszahn. Das beeinflusst mit der radialen Spalthöhe die Strömung in das Spaltvolumen zwischen Eintritts- und Austrittszahn. Die Austrittsfläche am Austrittszahn bleibt dabei konstant. In der Mittelposition („Sm“) entspricht die Einströmung am Eintrittszahn der Ausströmung am Austrittszahn. Wenn sich die radiale Position des statischen Labyrinthings über der Mittelage befindet, ist die Zu- strömung größer als die Ausströmung. Man stelle sich ein schmales Segment des dünnen Statorrings in der mittleren Position (**Phasenpunkt „1“**) während der radialen Auswärtsbewegung vor. In der nächsten 2/4 Phase ist der Zufluss größer als der Abfluss, womit der Druck im Spaltvolumen ansteigt (**Phasenpunkt „2“** und „3“ in mittlerer Skizze). Befindet sich nun der Stator während der radialen

Einwärtsbewegung in der Mittelposition, wird der Druck im Spalt ein Maximum. Auf gleiche Weise kann gezeigt werden, dass dieser Spalt- druck ein Minimum erreicht, wenn sich der Stator bei der Auswärtsbewegung in der Mittel- stellung befindet. Labyrinthbewegung und Spaltdruck befinden sich damit in Phase. Der Druck wirkt also gegen die Schwingungs- bewegung, er nimmt damit Energie aus der Schwingung, und wirkt so dämpfend. **Siehe hierzu die Vorzüge einer Bürstendichtung in Tandemanordnung (Bild 6.10.3.2.1-1).**

Bild 6.10.3.1.3-4.2: Durch die konstruktive **Verlagerung** der die Bewegung der die Stator- dichtung bestimmenden **Knotenlinie** lässt sich die Empfindlichkeit gegenüber einer **aeroelastischen Anregung** („Koinzidenz“) durch Wechselwirkung mit dem Leckluftstrom minimieren.

Die Anordnung der Statorringbefestigung zum Stützkonus kann die Empfindlichkeit gegen eine Anregung durch "Koinzidenz" vermindern.

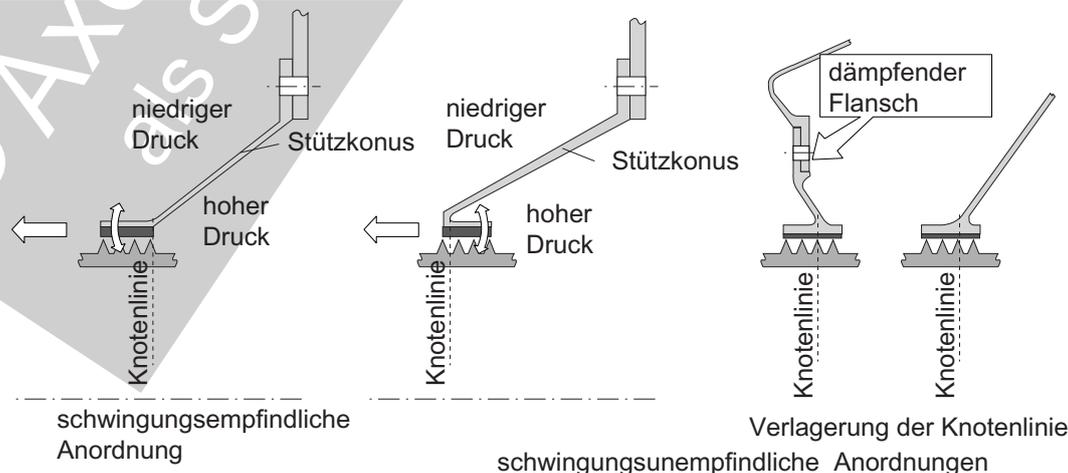


Bild 6.10.3.1.3-4.2

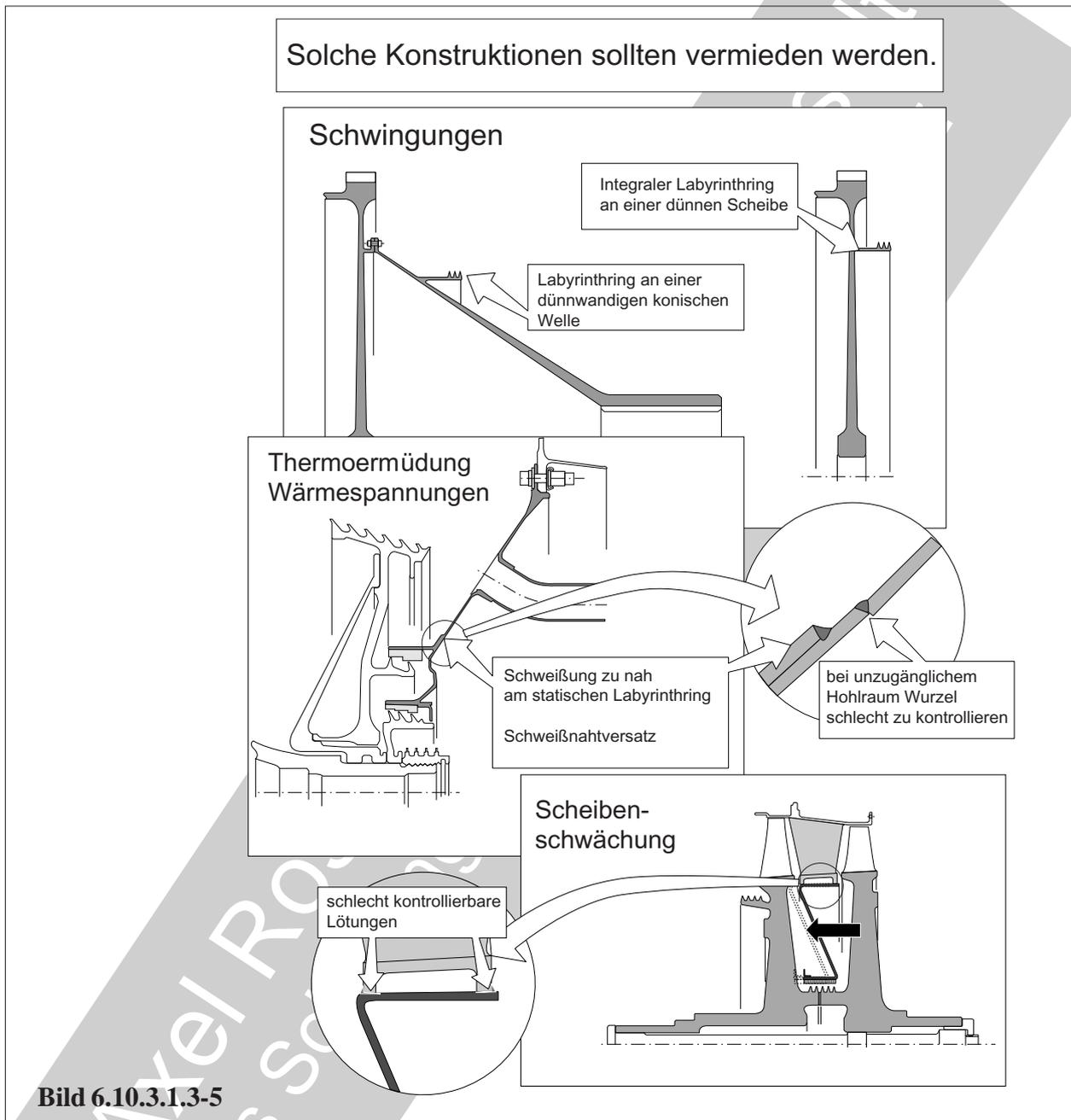


Bild 6.10.3.1.3-5 (Lit. 6.10.3.1.3-8 und Lit. 6.10.3.1.3-9): In der Literatur wird vor den dargestellten **Labyrinthkonstruktionen gewarnt**, weil sie erfahrungsgemäß gefährliche Schäden erleiden können.

Dünnwandige konische Wellen (Beispiel 6.10.3.1.3-1 und Bild 6.10.3.1.3-5) und **filigrane Rotorscheiben** (Skizzen oben) mit **integralen Labyrinthstegen** können besonders leicht vom Labyrinth zu Schwingungen angeregt werden. Diese **Gefahr dürfte auch bei Bliskonstruktionen** in modernen Verdichtern

bestehen, deren **Schaufeln mit der Scheibe materialschlüssig verbunden sind**. Sie besitzen keine eingesetzten Schaufeln und damit auch keine dämpfende Reibung in den Schaufelauflagen am Fuß.

Ungünstig angebrachte Schweißungen (zu nah am Labyrinthring) und **Fertigungsungenauigkeiten mit Kerbwirkung** erhöhen die Gefahr der Rissbildung durch thermische Gradienten und/oder hochfrequente Schwingungen (Skizzen Mitte).

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Eingelötete Labyrinthstrukturen können bei einer Ablösung gefährliche Folgeschäden bis zu Scheibenplatzern auslösen. Es ist deshalb darauf zu achten, dass optimale Fertigungsbedingungen (Lötspalt!) gewährleistet sind und sichere Prüfverfahren die Qualität der Lötung beurteilen lassen. Bei einem Versagen der Lötung darf es zu keinen gefährlichen Anstreifvorgängen kommen. Dies ist durch einen Formschluss zu gewährleisten (Skizzen unten).

Bild 6.10.3.1.3-6: In der Niederdruckturbinen eines großen Fantriebwerks wurde die **Schubausgleichsdichtung** auf der dünnwandigen konischen Welle befestigt. Aus der Literatur (Lit. 6.10.3.1.3-1) lässt sich interpretieren, dass hier, zumindest in der Entwicklungsphase des Triebwerks, Probleme mit **Labyrinth-schwingungen** aufgetreten sind.

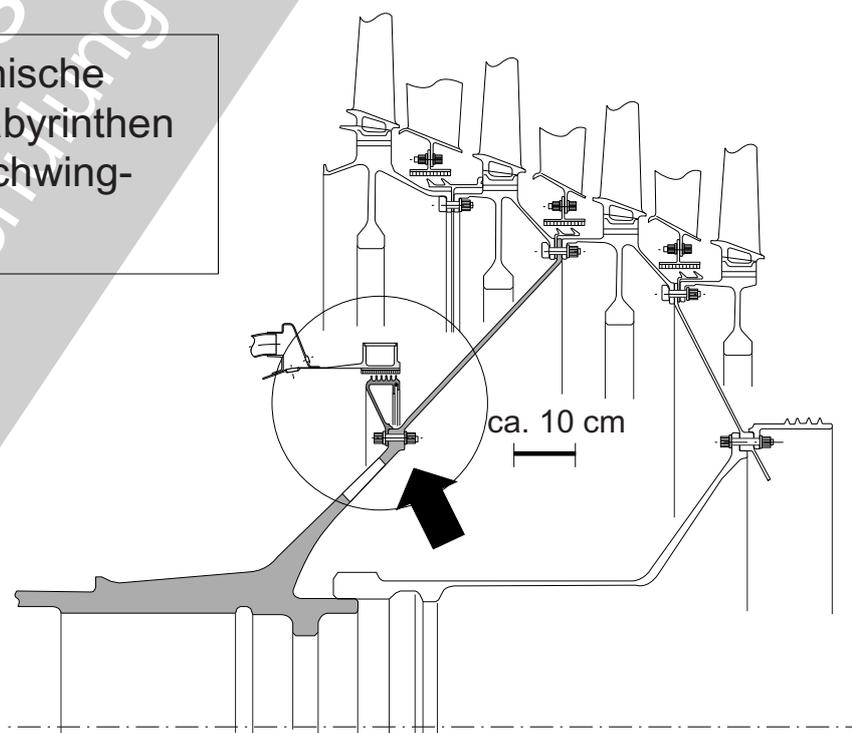
Beispiel 6.10.3.1.3-2 (Lit 6.10.3.1.3-9, Bild 6.10.3.1.3-6):

Zitat: "...One interesting case involved **flexural waves propagating in axisymmetric mode along the slant thin wall of a conical shaft** at the compressor discharge labyrinth seal". There was no wave propagation in the circumferential direction. This was proven because strain gages on the No. 2 stationary bearing support and strain gages on the rotating shaft gave the same frequency. A severed damper ring, hollow in this case, was installed and was an effective solution to the problem."

Kommentar: Soweit aus dem weiteren Text ersichtlich, handelt es sich um eine axiale Schirmschwingungsform ohne Knotendurchmesser (vergleiche Bild 6.10.3.1.1-3.1 und Band 1 Bild 5.4.3.1-6)

Dünnwandige konische Hohlwellen mit Labyrinth sind besonders schwingungsgefährdet.

Bild 6.10.3.1.3-6



Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Beispiele für Dämpfungsringe an rotierenden Labyrinthdichtungen.

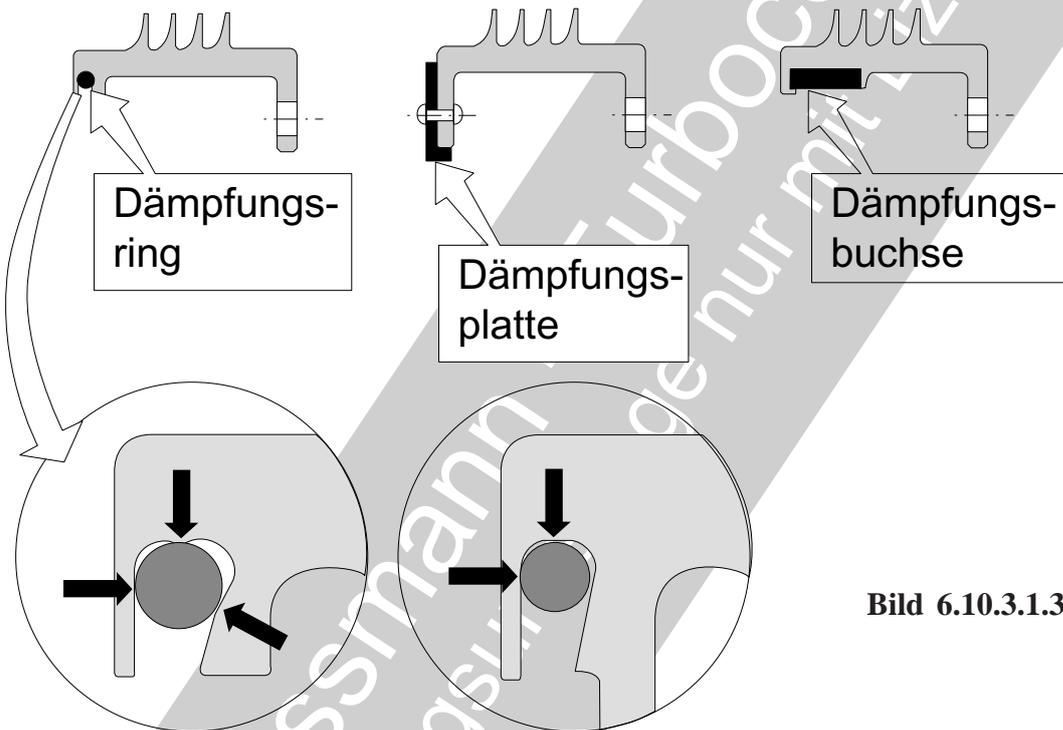


Bild 6.10.3.1.3-7

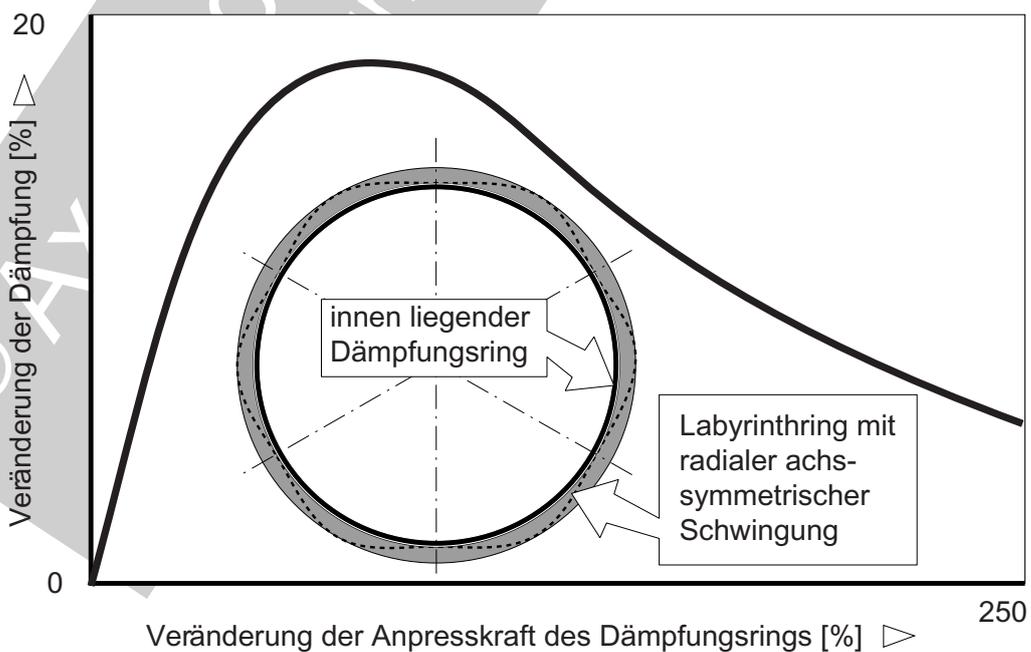


Bild 6.10.3.1.3-7 (Lit 6.10.3.1.3-8 und Lit. 6.10.3.1.3-9): Durch **Dämpfungsringe** können Schwingungen der Labyrinthringe vermieden werden. Derartige Ringe sind **bei rotierenden Dichtungen** in einer Umfangsposition geschlitzt. Ihre Dämpfungswirkung beruht im Wesentlichen darauf, dass sie sich unter Fliehkraftereinfluss an die Innenseite der rotierenden Dichtung anlegen (Skizze oben links). Als **Bandagen** können sie innen, seitlich (Skizzen oben Mitte und rechts) oder, bei statischen Labyrinthträgern als geschlossene Bandagen, außen angebracht sein (Bild 6.10.3.1.3-10). Dämpfungsbandagen statischer Dichtungsringe werden mit diesen zur Gewährleistung einer für die Dämpfungswirkung ausreichenden Reibkraft elastisch verspannt und/oder aufgenietet (Bild 6.10.3.1.3-10). Um sicher zu gehen, dass der Dämpfungsring seine optimale Position beibehält, werden die Ringe **in geeigneten Nuten fixiert** (Skizzen Mitte). So dürfen sich die Ringe z.B. im Stillstand nicht unzulässig verlagern. Dies kann durch entsprechende Anlagen, Toleranzen und elastische Verformungen gewährleistet werden. Die Montage muss besonders auf einen guten Sitz der Ringe achten. Die Dämpfung erfolgt in erster Linie durch Reibung. Die Reibungsenergie wird von der Flächenpressung in den Kontaktzonen bestimmt. Eine deutliche Dämpfungswirkung dürfte, entsprechend dem Diagramm unten, über einen weiten Bereich der Flächenpressung (Veränderung durch Fliehkraft und abnehmende Federwirkung) gewährleistet sein.

Bild 6.10.3.1.3-8 (Lit. 6.10.3.1.3-8 und Lit 6.10.3.1.3-9):

Um Schwingungen von rotierenden Labyrinthringen möglichst effektiv zu dämpfen, bieten sich verschiedene Möglichkeiten der **Positionierung von Dämpfungsringen** an.

Man wird versuchen, den Dämpfungsring dort anzubringen wo die größte Reibenergie entsteht, d.h. zur Dämpfung dem System entzogen wird. Dies ist gewöhnlich der Bereich am Ende des Labyrinthrings („A“, „B“ und „D“). Der Dämpfungsring wird bei Rotoren im Inneren des Rings angebracht, um die Anpresswirkung der Fliehkraft zu nutzen und so die Reibungskräfte zu erhöhen („A“ und „B“). Es ist möglich, den Dämpfungsring auch bei rotierenden Labyrinthringen am Außendurchmesser zu befestigen („D“).

Die Variante B hat offenbar im Betrieb Mängel gezeigt, denn neuere Triebwerksversionen verwenden Dichtungen nach „A“. Auffällig ist die Anbringung des **torsionsversteifenden Rings** mit Kastenquerschnitt (Lit. 6.10.3.1.3-1) am relativ weit auskragenden statischen Labyrinthteil (siehe Bild 6.10.3.1.3-9). Gleichzeitig wurde die Lage des Dämpfungsringes zur Richtung der Leckströmung verändert. Insbesondere in diesen Merkmalen dürfte die Verbesserung zu suchen sein.

Im Falle „C“ wurde der Dämpfungsring auf der Stützkonusseite angebracht. Diese Anordnung muss wohl im Zusammenhang mit der versteifenden Wirkung des Stegs für die Ringnut gesehen werden. Möglicherweise wurde dadurch die Schwingform so beeinflusst, dass auch näher zur Befestigungsseite noch ausreichend Reibbewegungen auftreten. Interessant ist, dass anscheinend die Konfiguration „D“ zu einer älteren Triebwerksvariante gehört und daraus geschlossen werden kann, dass unter den vorliegenden Betriebsbedingungen die Konfiguration „C“ Vorteile gegenüber „D“ hat. Die bei „C“ und „D“ unterhalb der Labyrinthspitzen am Innendurchmesser angebrachten **Versteifungsringe** dürften den thermischen Verzug bei Anstreifvorgängen minimieren und so eine gefährliche Selbstverstärkung verhindern.

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Bild 6.10.3.1.3-9 (Lit 6.10.3.1.3-1): Zylindrische und konische **Labyrinthstützringe** können die unterschiedlichsten Schwingformen aufweisen. Diese können in Umfangs- und/oder Axialrichtung orientiert sein. So ist die radiale Auslenkung von der jeweiligen axialen Position abhängig. Dies bedeutet, dass die Eintritts- und Austrittsspitzen eines Labyrinths bei einer Schwingung zur gleichen Zeit andere Spaltänderungen erfahren (oberste Skizzen). Diese unterschiedlichen Spaltänderungen führen zu entsprechenden Druckänderungen innerhalb der Dichtung. Wird der Lufteintritt durch einen größeren Spalt begünstigt, während gleichzeitig der Austritt durch einen engen Spalt eingeschränkt ist, führt dies zu einem Druckaufbau im Labyrinth. Verengt sich dann der Eintrittsspalt und behindert den Lufteintritt während der Austrittsspalt sich öffnet, kann sich die Luft im Labyrinth entspannen. In diesem Fall sinkt der Luftdruck im Labyrinth merklich ab. Zu beachten ist, dass sich dieser Vorgang entsprechend der Schwingfrequenz und der Zahl der Knotendurchmesser am Umfang (Skizze unten) gleichzeitig **mehrfach (entsprechend der doppelten Knotenlinienzahl) abläuft. Dies führt zu einer Luftschwingung, die sich bei Resonanz mit dem Labyrinthring selbst verstärkt.** Konstruktionen welche diese in axialer Richtung ungleichförmige Spaltöffnung vermeiden, sind für solche Schwingungsformen unempfindlich. Einseitig auf der Niederdruckseite befestigte, dünnwandige Konen mit großen Durchmessern haben sich dagegen als **besonders gefährdet für solche Schwingungsüberlastungen gezeigt** (Bild 6.10.3.1.2-19). **Als gefährlich labil können Konstruktionen gelten, bei denen die Auslenkung durch den Druckabfall am Labyrinth 0,02 mm/100 mm Labyrinthdurchmesser übersteigt.**

Betrachtet man den Ring über den Labyrinthspitzen während der radialen Auslenkung, erkennt man, dass er während der Schwingung einen sich verändernden Konus bildet. Dadurch wird der Ring in sich tordiert. Da es sich um

einen flachen Querschnitt handelt, ist sein polares Widerstandsmoment, das seine Torsionssteifigkeit bestimmt, relativ niedrig. **Durch ein auf der Außenfläche befestigtes, torsionssteifes geschlossenes, ringförmiges Hohlprofil (Skizze Mitte) kann der Labyrinthsteg auch bei radialer Auslenkung achsparallel gehalten werden. Somit entfällt das Kriterium für die beschriebene Schwingungsanregung.**

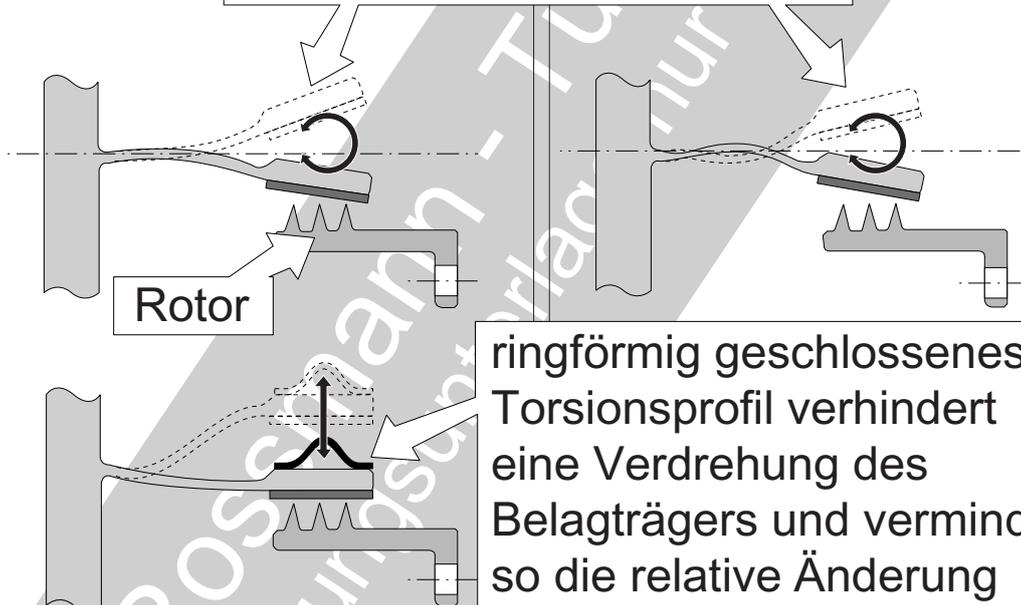
Berührungsfreie Dichtungen:
Labyrinth: Schadensabhilfen

Torsionssteifigkeit kann selbsterregte Labyrinth-
schwingungen und Schwingbrüche verhindern

Grundbiegeschwingung

1. Oberschwingung

bei der Biegeschwingung
wird der Belagträger tordiert



ringförmig geschlossenes
Torsionsprofil verhindert
eine Verdrehung des
Belagträgers und vermindert
so die relative Änderung
des Leckluftstroms

Beispiel:
Schwingung mit 2 Knotendurchmessern =
4 Wellen am Umfang

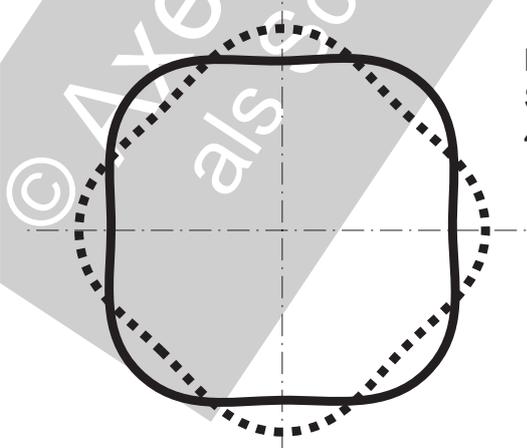


Bild 6.10.3.1.3-9

Schwingerermüdung an Labyrinth in Serientriebwerken erfordert massive Dämpfungsmaßnahmen.

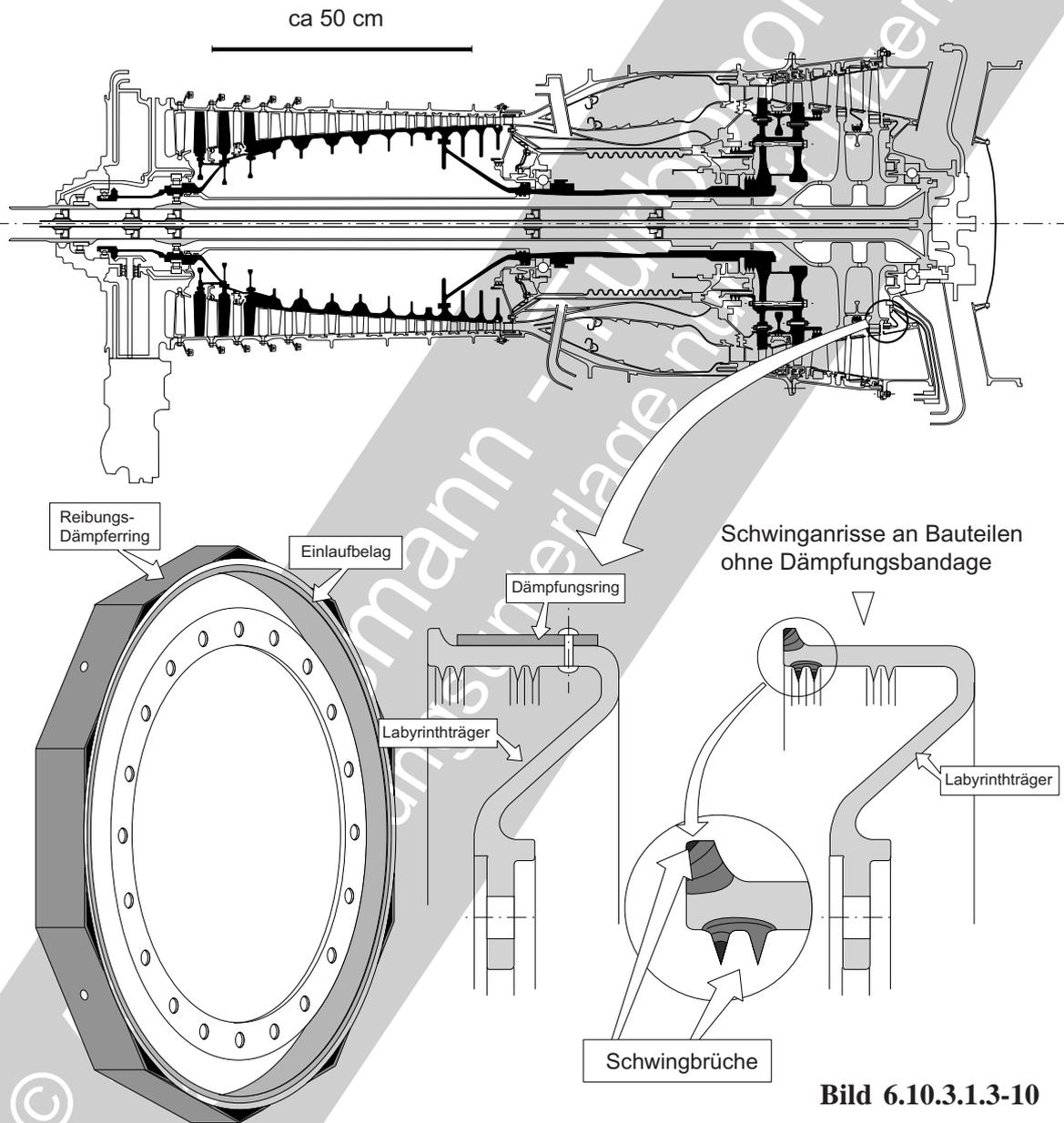


Bild 6.10.3.1.3-10

Bild 6.10.3.1.3-10 (Lit 6.10.3.1.3-1, Beispiel 6.10.3.1.3-3): Unterliegen **statische Labyrinthringe** einer **starken Schwingungsanregung**, kann durch eine aufgesetzte, vieleckige, flache Bandage eine effektive Dämpfung erreicht werden. Die **Zahl der Ecken der Bandage** bzw. der Anlageflächen am Umfang muss **ungerade** sein, weil die zu dämpfenden

Schwingformen raumfeste Knotendurchmesser aufweisen und deshalb eine geradzahlige Wellenzahl am Umfang vorliegt. So ist gewährleistet, dass zwischen den Auflageflächen der Dämpfungsbandage und dem Labyrinthring während der Schwingung eine dämpfende Relativbewegung auftritt.

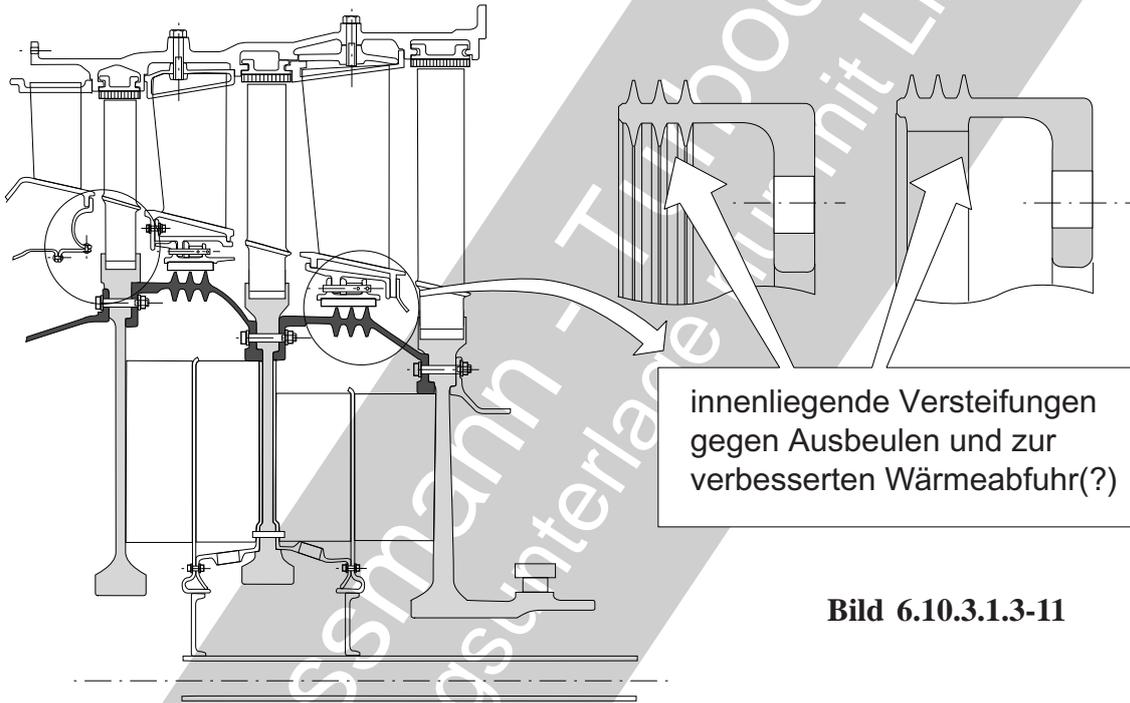
Maßnahmen gegen das Ausbeulen von
dünnwandigen Labyrinthträgern.

Bild 6.10.3.1.3-11

Bild 6.10.3.1.3-11: Um die gefährliche Selbstverstärkung von Anstreifvorgängen als Folge eines **Verzugs durch die örtliche Aufheizung im Anstreifbereich** zu vermeiden, können auf der Innenseite der Rotoren **versteifende Ringstege** (vergleiche Bild 6.10.3.1.2-2, Bild 6.10.3.1.3-2 und Bild 6.10.3.1.3-6) angebracht werden. Diese Stege erhöhen gleichzeitig auch die Wärmekapazität und **verzögern so die Aufheizung**.

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Beispiel 6.10.3.1.3-3 (Lit 6.10.3.1.3-1, Bild 6.10.3.1.3-10): „Designers may need a „fix“ for a chronic cracking problem due to flexural vibration fatigue, or may desire to protect an existing part. **It has been found that the addition of a dry Coulomb damping ring...** will serve the purpose. For example, the initial design of an outer balance piston seal on the (shaft engine type)..Turbine developed a fatigue crack in the walls of the cylindrical stator in about one-fifth of the engines during factory testing. A 13 edged polygon damper ring was designed to fit snugly over the cylindrical outer surface of seal stator. (Note that all vibration modes have a diametral node; therefore, use of an **odd-sized polygon will ensure Coulomb friction**, and will result in maximum damping). Comparison of measured log decrement damping with and without the polygon ring indicated that the damping was increased by a factor of about 7. Since the damper ring was applied to production engines over a year ago, no failures have occurred.“

Kommentar: Dieses Beispiel demonstriert die dämpfende Wirkung einer geeignet geformten und positionierten Bandage.

Bild 6.10.3.1.3-12: *Scheibenbrüche sind wegen katastrophaler Folgeschäden (kein Containment!) unbedingt zu vermeiden. Aus diesem Grund sollten für integrale Labyrinthstege konstruktive Regeln gelten:*

Labyrinthstege sollten bei Axialrissen, wie sie sich charakteristischerweise aus Heißrissen im Anstreifbereich der Labyrinthspitzen bilden können, von der Scheibe abbrechen bevor der Axialriss in die Scheibe weiterläuft (Skizzen Mitte).

*Deshalb sollten Labyrinthstege nicht, wie in der oberen Skizze dargestellt, innen an der Scheibe **im Bereich der hochbeanspruchten Nabe** angebracht werden (siehe Bild 6.10.3.1.3-13 und Bild 6.10.3.1.3-14). Hier begünstigt die für Scheiben charakteristisch hohe Nabenbelastung den Axialrissfortschritt aus dem durch Fliehkräfte relativ niedrig belasteten*

Beispiel 6.10.3.1.3-4 (Lit 6.10.3.1.3-11, Bild 6.10.3.1.3-12):

Zitat: „...the crew declared an emergency, witnesses on the ground heard a loud bang and observed the helicopter suddenly lose alt. The helicopter recovered from the decent and began a turn...then it veered sharply to the right and crashed into wooden terrain...Fire in the Area of the engines was extinguished with halon...An examination revealed evidence of a left engine failure. There were indications that fragments from the left engine turbine had impacted the right engine while it (the right engine) was producing power....A metallurgical check revealed **indications of ‘high cycle fatigue’ of the second stage gas producer turbine wheel in the curvic coupling and labyrinth seal area.**“

Kommentar: Es ist verwunderlich, dass es sich bei dem Ermüdungsanriss um einen HCF-Riss handeln soll. Dies würde auf eine Scheibenschwingung hinweisen. Eher wäre ein LCF-Riss durch die Start- und Abstellzyklen zu erwarten. Die Risslage im Bereich des Labyrinths spricht dafür, dass hier der Bruch ausging. Eine typische Schwachstelle ist an dieser Stelle ein Warmriss durch Anstreifen der Labyrinthspitzen.

Labyrinthring (Skizze „A“, Skizzen oben, Beispiel 6.10.3.1.3-4).

*Die Skizzen („B“ und „C“) zeigen **angeschraubte Labyrinthstege**, bei denen ein Rissfortschritt in die Scheibe nicht auftritt (vergleiche Bild 6.10.3.1.3-15). Dafür sind aber hochbelastete Bohrungen in der Scheibe problematisch. An den Scheiben abgestützte Labyrinthringe erfordern keine Scheibenbohrungen („D“). Die Scheiben müssen in diesem Fall durch Zuganker gegeneinander verspannt werden. Hier kann jedoch, bei weit außen liegenden Ringen mit großen Durchmessern die Formstabilität (Kriechen) Probleme bereiten. Im Falle eines durchgehenden Axialrisses entstehen bei den außen liegenden Zwischenstufenlabyrinthenergiereiche Bruchstücke. Das kann zum Containmentproblem werden.*

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Eine geeignete Labyrinthanordnung kann das Risiko eines Scheibenbruchs durch Rissbildung im Labyrinth deutlich verringern.



Nach einem lauten Knall stürzte der Hubschrauber in waldigem Gelände ab. Es zeigte sich, dass Bruchstücke des linken Triebwerks das rechte beschädigt hatten. Die Laboruntersuchung ergab, dass ein HCF-Bruch im Turbinenrad der 2. Stufe des Gaserzeugers den Schaden verursachte. Der Bruchausgang lag im Bereich der Labyrinthdichtung in Nähe der Curvic-Kupplung.

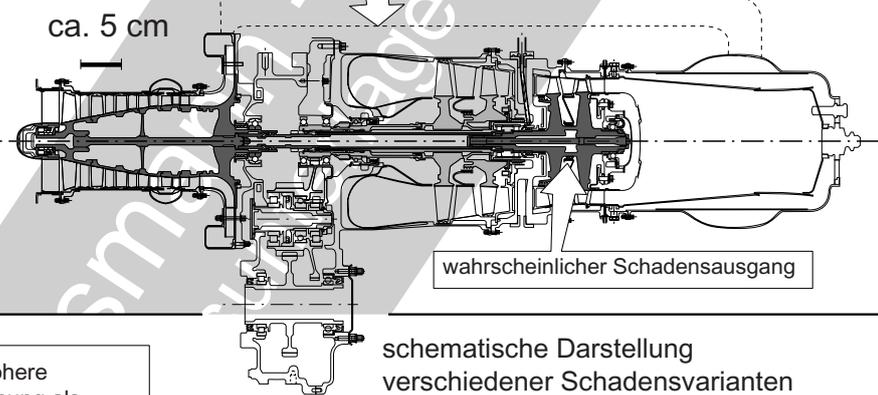


Bild 6.10.3.1.3-12

schematische Darstellung verschiedener Schadensvarianten

Labyrinth hat höhere Tangentialspannung als der Scheibenbereich, d.h. geringere Radbruchgefahr bei Rissfortschritt aus dem Labyrinth, dagegen Ablösung des Labyrinthstegs wahrscheinlich.

Labyrinth hat niedrigere Tangentialspannung als der Nabenbereich, d.h. hohe Radbruchgefahr bei Rissfortschritt aus dem Labyrinth.

Integrale Labyrinthstege sind für die Rotorscheibe gefährlicher als angeschraubte oder abgestützte Labyrinthringe. Beidseitig verschraubte Labyrinthringe können auch bei durchgehenden Axialrissen häufig noch "fail save" Eigenschaften zeigen.

A B C D

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Besonders Labyrinth von Rotortrommeln aus einer Titanlegierung müssen durch eine Panzerung geschützt werden.

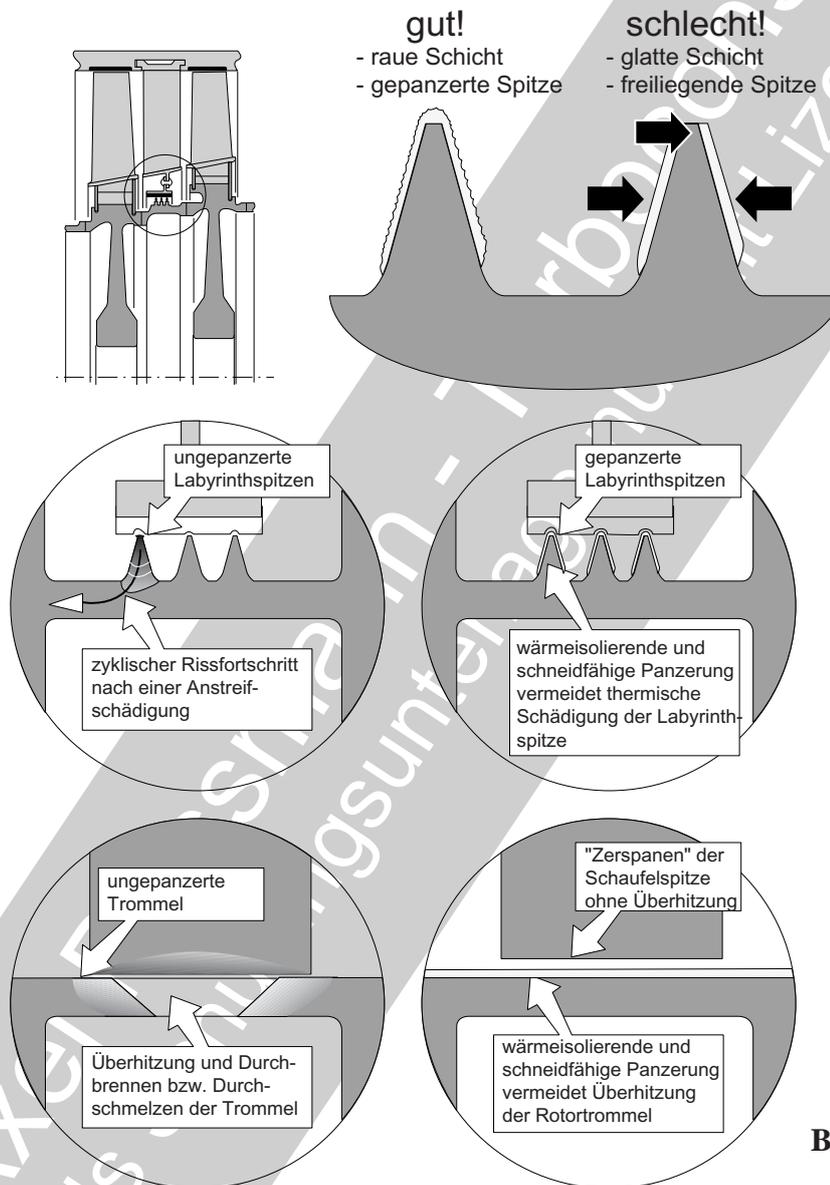


Bild 6.10.3.1.3-13

Bild 6.10.3.1.3-13: Panzerungen müssen, ähnlich einer Schleifscheibe, **schneidfähig** sein, um die Wärmeentwicklung beim Anstreifvorgang so gering wie möglich zu halten. Gleichzeitig sollte die Beschichtung gegen den Wärmefluss isolieren. Damit wird Rissbildung, Festigkeitsabfall oder ein Erweichen des Rotors vermieden. Es ist deshalb wichtig, dass die Spitze und die Seiten der Zähne am gesamten Umfang rau beschichtet sind. **Spitzen und Flanken sollten**

nicht nachgearbeitet werden. Die Einhaltung der Maßhaltigkeit allein durch den Spritzprozess ist keine einfache Aufgabe.

Besteht hier ein erhöhtes Risiko für einen Rissverlauf in die Turbinenscheiben?

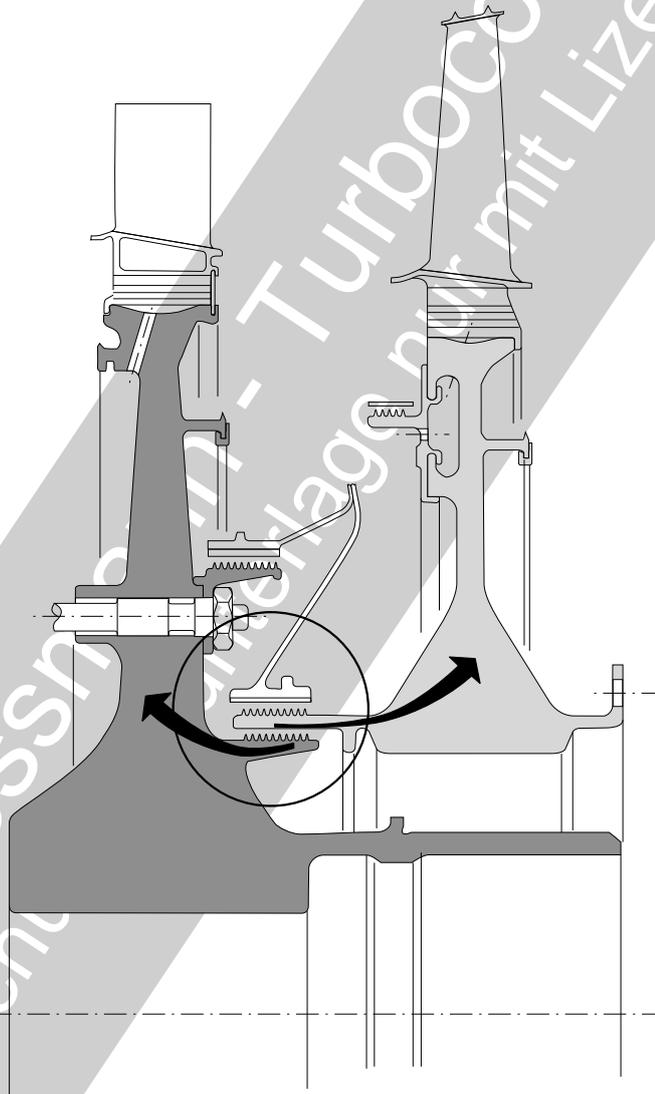


Bild 6.10.3.1.3-14

Bild 6.10.3.1.3-14: Diese **Labyrinthanordnung** im Turbinenbereich eines Zweiwellentriebwerks hat Merkmale (siehe Bild 6.10.3.1.3-12) für die Begünstigung eines Rissfortschritts aus dem Labyrinth in die Scheibe. Eine besondere Bedeutung für die Versagenssicherheit dürfte die **geringe Spitzenhöhe** haben, da sie **bruchmechanisch** ein Risswachstum durch LCF (Start/Abstellzyklen) nicht erwarten lässt (Bild 6.10.3.1.3-15.1). Offenbar liegen hier **Betriebsbedingungen vor, welche dieses Ri-**

siko tragbar erscheinen lassen: Relativ kurze Auslegungslebensdauer, häufige Inspektionsmöglichkeiten, minimiertes Heißrissrisiko durch besondere Werkstoffauswahl, **niedrige Anstreifgeschwindigkeiten** und ausreichende Spaltweiten. Es ist anzunehmen, dass die kleinen Labyrinthspitzen zur Sicherheit beitragen (siehe Bild 6.10.3.1.3-15.1).

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

So besteht bei einem Anriss im Labyrinth keine Gefahr für einen Rissfortschritt in die Scheibennabe.

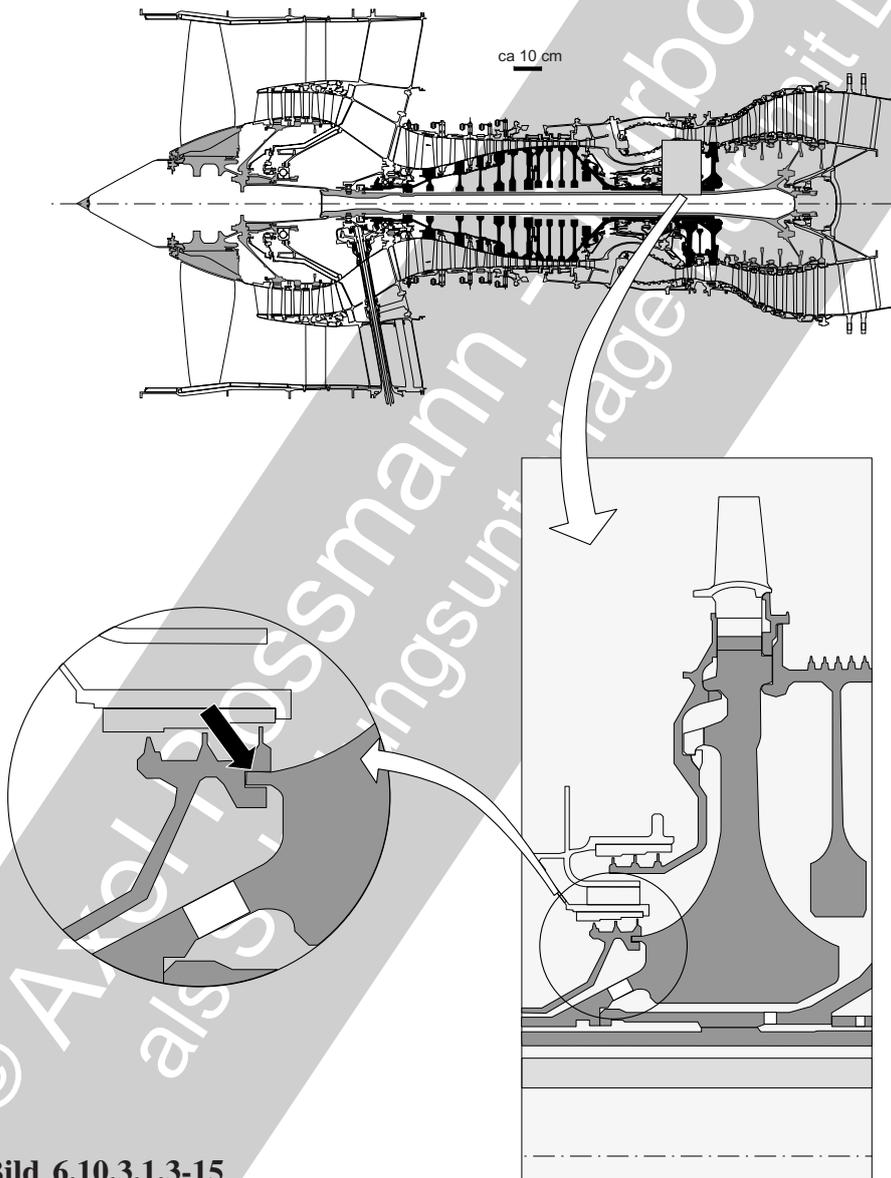


Bild 6.10.3.1.3-15

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Bild 6.10.3.1.3-15: Anders als in Bild 6.10.3.1.3-14 wurde für dieses zivile Triebwerk eine **Steckverbindung** für die Befestigung des Labyrinthstegs im Nabebereich der Turbinenscheibe gewählt. Damit ist die Gefahr des Rissfortschritts aus dem Labyrinthring in die Scheibe nicht gegeben. So trägt diese Anordnung den für Ziviltriebwerke typischen Forderungen nach langen Laufzeiten und entsprechend langen Inspektionsintervallen Rechnung.

Die Anrissgefährlichkeit dürfte von der Größe der Labyrinthspitzen abhängen.

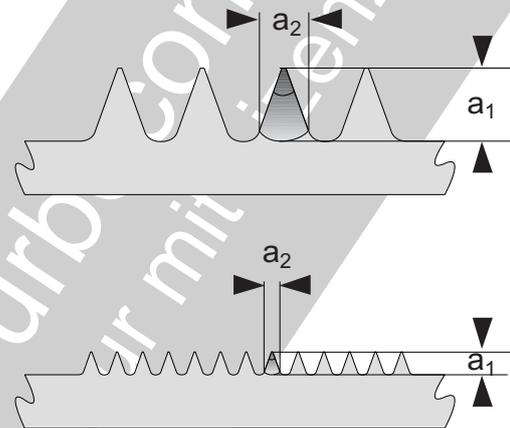


Bild 6.10.3.1.3-15.1

Bild 6.10.3.1.3-15.1: Integrale Labyrinth in Nabennähe haben häufig sehr kleine Labyrinthspitzen (Bild 6.10.3.1.3-5 und Bild 6.10.3.1.3-14). Dies dürfte mit den geringen Spaltveränderungen und beherrschbar kleinen Spalten zusammen hängen (geringe Wärme-dehnungen auf kleinen Durchmessern).

Kleine Labyrinthspitzen lassen auch einen sicherheitsrelevanten Vorteil erwarten. Weil der Anstreifvorgang (Bild 6.10.3.1.3-14) sich auf mehrere Spitzen verteilen kann ist davon auszugehen, dass sich die Reibungswärme besser verteilt und die einzelne Spitze weniger aufheizt. Zusätzlich leitet die geringe Höhe der Spitzen die Wärme gut ab. So verringern sich Überhitzungs- und Anrisswahrscheinlichkeit. Eine eventuelle Rissbildung führt zu kleineren Rissen (Risslängen „ a_1 “ und „ a_2 “) mit langsamerem Rissfortschritt.

Bild 6.10.3.1.3-16 (Lit 6.10.3.1.3-10): Üblicher- und richtigerweise (unter dem Gesichtspunkt der **Vermeidung von Anregungen durch Luftschwingungen**) wird das Verdichtendlabyrinth (Verdichteraustrittslabyrinth) dicht unterhalb der inneren Wandung des Austrittsdiffusors angebracht (Bild 6.10.3.1.3-17). Ist das Labyrinth wie im dargestellten Fall weit innen positioniert, hat dies zwar Vorteile geringerer Leckage (kleine Spalt-Umfangslänge, niedrige Anstreifgeschwindigkeit) und mehr Variationsmöglichkeiten zum Ausgleich des Axialschubs. Es entstehen jedoch die Voraussetzungen für einen (Boys-) Resonator (Bild 6.10.3.1.2-17 und Bild 6.10.3.1.2-18). Dieser wird aus der relativ großen Kammer zwischen Rotor und Labyrinth und einer Ringöffnung zum Hauptluftstrom gebildet. Unter ungünstigen Strömungsbedingungen in der Kammer und zwischen Kammer und Hauptstrom kann es zu einer zellularen Strömung mit Druckschwingungen kommen (Bild 6.10.3.1.2-19 und Bild 6.10.3.1.2-20). Zwischen Rotorkammer und Einlass des Austrittsdiffusors können beim Luftaustausch starke Strömungen auftreten. Effektive Diffusoren sind für solche Querströmungen sehr empfindlich.

Berührungsfreie Dichtungen:
Labyrinth: Schadensabhilfen

Weit innen liegende Verdichter-Endlabyrinth vor dem Austrittsdiffusor sind schwingungsgefährdet!

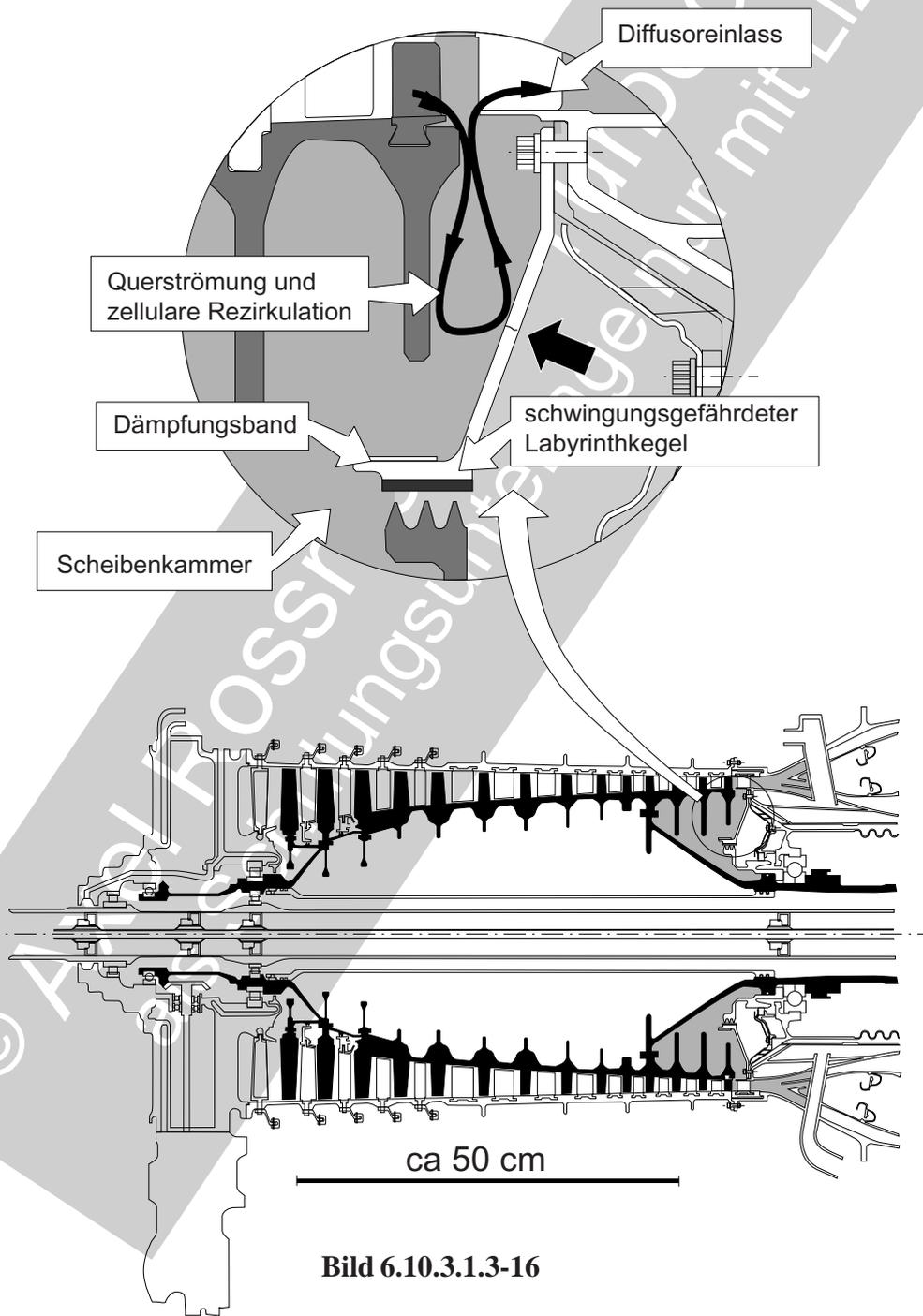


Bild 6.10.3.1.3-16

Kleine konstruktive Details beeinflussen das Betriebsverhalten eines Labyrinths.

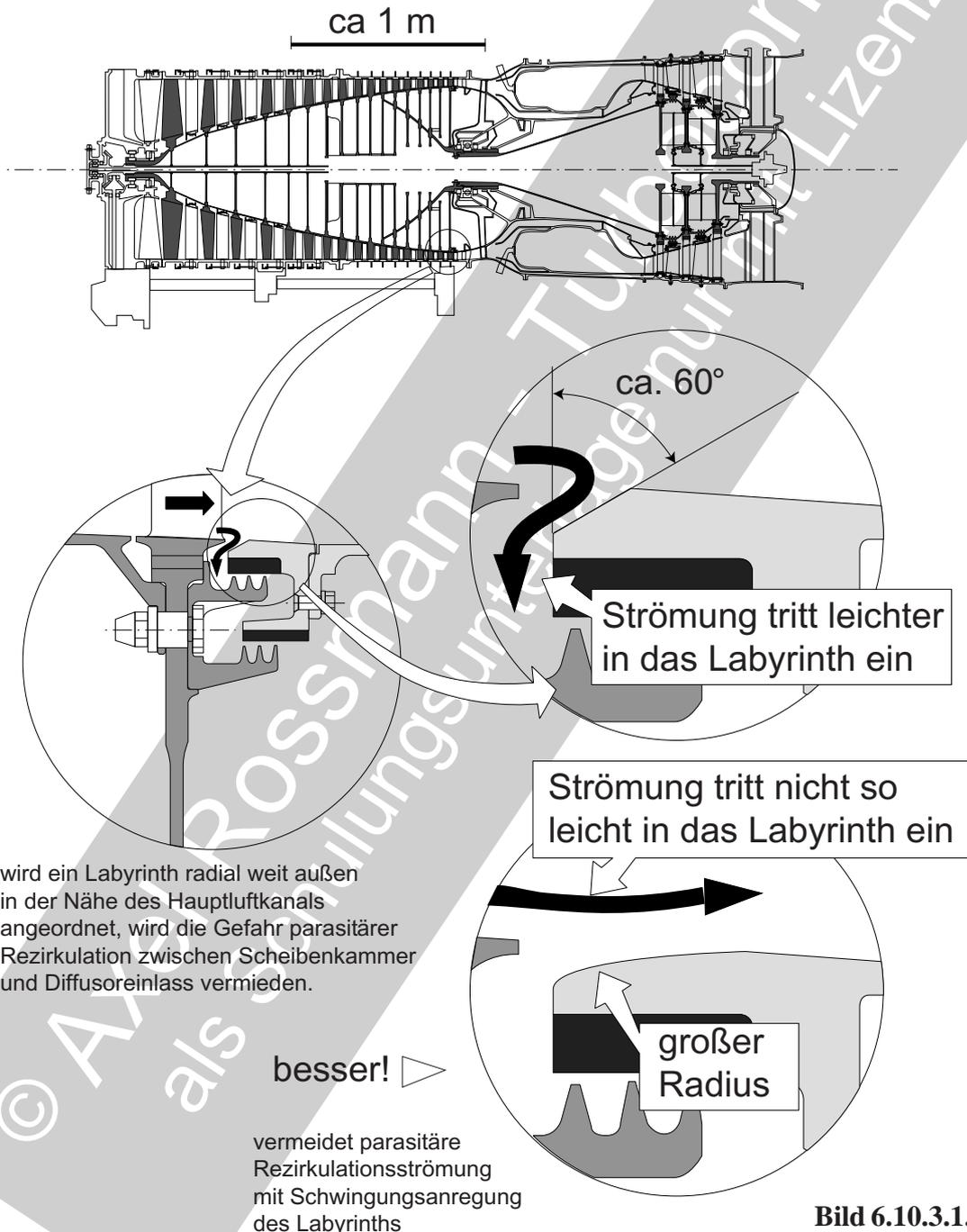


Bild 6.10.3.1.3-16 (Lit 6.10.3.1.3-10): Liegt das Verdichteraustrittslabyrinth dicht unterhalb der inneren Wand des Austrittsdiffusors wird das Risiko von **Luftschwingungen in einem Resonator** (Bild 6.10.3.1.3-16) minimiert. Eine

geeignete Gestaltung der Eintrittskante des Austrittsdiffusors (siehe Details) reduziert das Risiko schwingungsanregender Querströmungen weiter.

Berührungsfreie Dichtungen: Labyrinth: Schadensabhilfen

Einfache Lösungen müssen sich erst unter Betriebsbedingungen bewähren. Kleine Konstruktionsmerkmale können über Erfolg oder Misserfolg entscheiden.

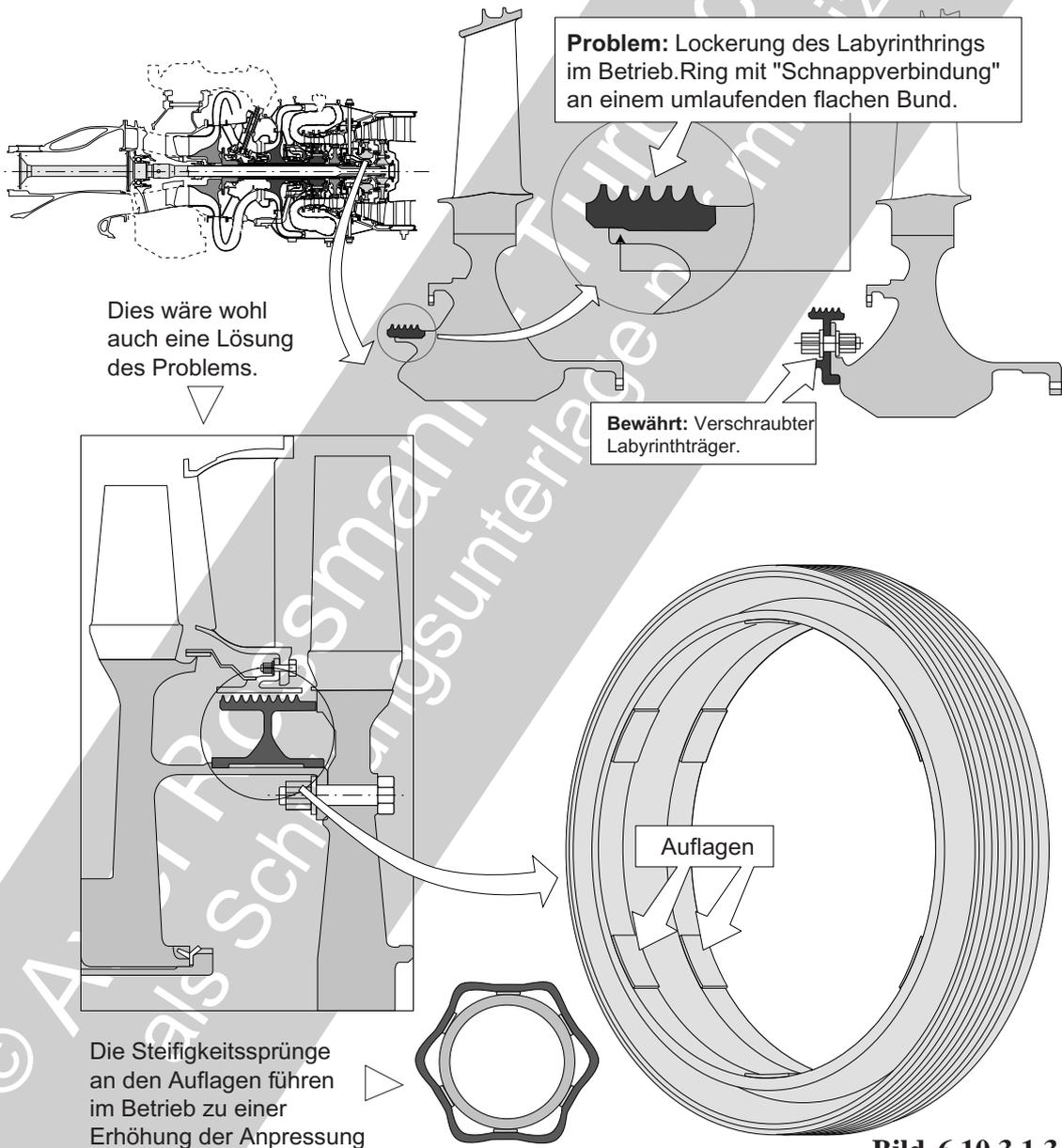


Bild 6.10.3.1.3-18

Bild 6.10.3.1.3-18: Lediglich **aufgeschrunpfte oder aufgepresste Labyrinthringe sollten vermieden** werden (Skizzen oben, Lit. 6.10.3.1.3-13). Hier besteht bei **instationären Betriebsvorgängen und/oder Anstreifen die Gefahr einer Lockerung infolge Wärmedehnung.**

Die Skizzen unten zeigen eine Lösung für **aufgeschrunpfte Labyrinthringe** (Lit. 6.10.3.1.3-12). Hier sichert die besondere **Verformung des Rings zwischen den Auflagen den Festsitz.**

Literatur zu Kapitel 6.10.3.1.3

6.10.3.1.3-1 J.S. Alford, G.W. Lawson, „Dimensional Stability and Structural Integrity of Labyrinth Seals“, SAE-Paper 660048 des „Automotive Engineering Congress“, Detroit, Mich. January 10-14, 1966, Seite 1-30.

6.10.3.1.3-2 D.R. Abott, „Advances in Labyrinth Seal Aeroelastic Instability Prediction & Prevention“, ASME Paper 80-GT-151 der „Gas Turbine Conference & Products Show“, New Orleans, La., March 10-13, 1980, Seite 1-6.

6.10.3.1.3-3 H.L. Stocker, „Determining and Improving Labyrinth Seal Performance in Current and Advanced High Performance Gas Turbines“, AGARD-Paper CP-237, Seite 13.2-13.22.

6.10.3.1.3-4 C.L. Broman, „Energy Efficient Engine, Core Engine Bearings, Drives, and Configuration, Detailed Design Report“, NASA-CR-165376, 1981.

6.10.3.1.3-5 M.A. Niemojka, J.C. Ziegert, „Optimal Design of Split Ring Dampers for Gas Turbine Engines“, ASME Paper 93-GT-116 des „International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition“, Cincinnati, Ohio, May 24-27, 1993, Seite 1-10.

6.10.3.1.3-6 J.S. Alford, „Protecting Turbomachinery From Self Excited Whirl“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, October 1965, Seite 333-339.

6.10.3.1.3-7 J.S. Alford, „Protection of Labyrinth Seals From Flexural Vibration“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, April 1964, Seite 141-148.

6.10.3.1.3-8 J.S. Alford, „Labyrinth Seal Designs Have Benefitted from Development and Service Experience“, SAE-Paper 710435, Proceedings des „National Air Transportation Meeting“ Atlanta, Ga. May 10-13, 1971.

6.10.3.1.3-9 J.S. Alford, „Nature, Causes, and Prevention of Labyrinth Air Seal Fractures“, Zeitschrift „J. Aircraft“, Vol 12, No. 4, April 1975. Seite 313-318.

6.10.3.1.3-10 J.S. Alford, „Protecting Turbomachinery From Unstable and Oscillatory Flows“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, October 1967, Seite 513 bis 528.

6.10.3.1.3-11 NTSB Report, Identification NYC84MA270, microfiche number 29317, Accident August 11, 1984.

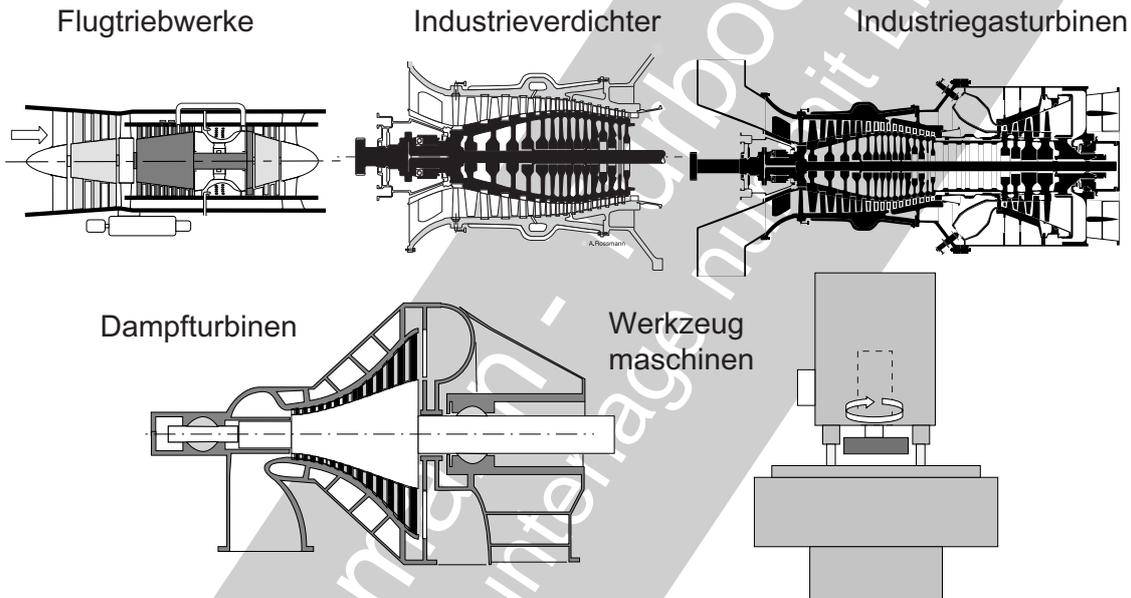
6.10.3.1.3-12 J.S. Alford, „Design Criteria and Configuration for Long-Life Aircraft Gas Turbines“, Paper 670344 des SAE „National Aeronautic Meeting“, New York, April 24-27, 1967.

6.10.3.1.3-13 D.L. Cook, „Development of the PW100 Turboprop engines“, SAE Paper 850909 des „General Aviation Aircraft Meeting and Exposition“, Wichita, Kansas, April 16-19, 1985.

6.10.3.1.3-14 A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, Problemorientierte Triebwerkstechnik“, 2001 ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 7.2.1 bis Kapitel 7.2.3

6.10.3.2 Bürstendichtungen

6.10.3.2.1 Grundlagen zum Betriebsverhalten



Bürstendichtungen sind berührungsfreie Bewegungsdichtungen für Gase und haben ein ähnliches Anwendungspotenzial wie Labyrinthdichtungen. Bürstendichtungen sind für Maschinenbauer noch immer eher 'exotisch'. Sie gewinnen aber, insbesondere bei Turbomaschinen wie Gasturbinen, Flugtriebwerke, Dampfturbinen, Industrieverdichter immer mehr an Bedeutung. Deshalb soll diese Technologie hier eingehend beschrieben werden. Dem Konstrukteur bleibt anders als bei Labyrinthdichtungen die **Auslegung** selbst versagt. Dafür bieten die Hersteller von Bürstendichtungen, wie bei anderen Maschinenelementen üblich, umfangreiche Beratung in Anwendung und Auslegung. Trotzdem hat gerade hier der **Konstrukteur die anspruchsvolle Aufgabe der Integration in die Maschine und das Erkennen bzw. die Berücksichtigung spezifischer Anforderungen**. Eigentliche Dichtelemente sind Bürsten aus einer Vielzahl **Fasern** bzw. **Haaren** die den Dichtspalt gegenüber einer üblicherweise glatten Gleitfläche bilden. Die Bürste ist der statische Teil der Dichtung. Die typischen Fliehkräfte in Turbomaschinen könnten sonst die Bürstenstruktur überlasten und sich die Haare ablösen. **Die Dichtwirkung einer Bürstendichtung entspricht, je nach Radialspalt, näherungsweise der eines Labyrinths mit bis zu fünf Spitzen** (Lit 6.10.3.2.1-18). Damit beansprucht die Bürste, im Vergleich zum Labyrinth, nur einen sehr kurzen axialen Bauraum. Dagegen ist die erforderliche radiale Höhe für eine Bürstendichtung merklich größer als für eine Labyrinthdichtung.

Die maximale Druckdifferenz an einer einstufigen Bürstendichtung liegt im Bereich von 10 bar (Lit 6.10.3.2.1-13) und wird von den **Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften** der Bürste bestimmt.

Weil eine Bürstendichtung, **ähnlich einem Wälzlager, als Maschinenelement** eingebaut und getauscht wird, hat sie gegenüber einem Labyrinth Vorteile bei Montage und Überholung. Wäh-

rend Labyrinth häufig integraler Bestandteil eines teuren größeren Bauteils sind und deshalb die Spitzen am Bauteil (z.B. durch Aufschweißen und Bearbeiten) repariert werden, wird die **Bürste schnell und einfach ausgetauscht**.

Der besondere Vorteil von Bürstendichtungen liegt in ihrem **Betriebsverhalten**. Ist die Bürstendichtung richtig ausgelegt, führt eine Spaltüberbrückung im Betrieb zur elastischen Auslenkung der Bürstenhaare und lediglich zu **minimalem Abrieb** ohne schädigende Wärmeentwicklung. So bleibt die Dichtwirkung über eine größere Lastwechselzahl besser erhalten als bei vergleichbaren Labyrinth. Hier führt der Einlaufvorgang zu entsprechendem Abrieb und damit schnell zu einem vergrößerten Dichtungsspalt.

Die **Anlauffläche** einer Bürstendichtung muss **nicht so unempfindlich gegen Warmrissbildung** sein wie die Spitzen einer Labyrinthdichtung (Bild 6.10.3.1.2-9.2). Damit ist die **Werkstoffauswahl größer**. So lassen sich hochwarmfeste aber warmrissempfindliche Werkstoffe wie manche PM-Werkstoffe verwenden.

Mit der Anwendung von Bürsten ist es möglich, anders als bei Labyrinth, einen besonderen **Sicherheitsvorteil** zu nutzen. Prinzipbedingt sollte der für Labyrinth typische, selbstverstärkende, häufig katastrophale Anlauf (Bild 6.10.3.1.2-4) nicht auftreten. Dies ist neben den genannten Vorteilen der Dichtwirkung ein wichtiger Grund für den Einsatz von Bürstendichtungen in Flugtriebwerken.

Prinzip und Funktion einer Bürstendichtung:

Das **Dichtelement ist die sog. Bürste**. Die Dichtwirkung der Bürste ergibt sich aus dem Strömungswiderstand des Bürstenpakets gegenüber einer Leckströmung, die sich auf Grund des Druckabfalls über der Bürste ausbildet. Die **Leckströmung** durch die Bürste und durch den Spalt zwischen rotierendem und statischem Element ist **prinzipbedingt** und **funktionsnotwendig**.

Die Abdichtung erfolgt zwischen Bürste und der rotierenden (glatten, zylindrischen) **Anstreiffläche**. Die Bürste kann im Montagezustand mit Überdeckung (Innendurchmesser der Bürste kleiner als der von der Anstreiffläche) oder bereits mit Spalt eingebaut werden. Gewöhnlich wird ein **Montagespalt** vorgesehen, um Beschädigungen bei Montage und erstem Anlaufen (Bild 6.10.3.2.1 bis 6.10.3.2.1-4) zu vermeiden. Das erreicht man, indem die Bürste durch Wachs auf einem größeren Innendurchmesser **fixiert** wird. Unter Betriebstemperatur verflüchtigt sich dann das Wachs.

Bei radialer Auslenkung des Rotors oder einer radialen Dehnungsdifferenz zwischen Bürste und Rotor kann es im Betrieb zur **Spaltüberbrückung** und Kontakt mit der Bürste kommen. **Elastisches Ausweichen der Haare** soll diese Bewegung mit möglichst geringem Verschleiß der Bürstenhaare ausgleichen. Öffnet sich der Radialspalt, ist davon auszugehen, dass es auf Grund der Reibung in der Bürste (Bild 6.10.3.2.1-6 und Bild 6.10.3.2.1-9) **nicht zu einem spontanen Rückfedern der Bürstenhaare** kommt. Der vergrößerte Spalt bleibt so gewöhnlich bis zum Abschalten der Maschine erhalten. Erst dann lässt der Druckabfall an der Bürste die elastische **Rückstellung** der Bürstenhaare zu.

Die Dichtwirkung wird in erster Linie von dem sich einstellenden Spalt beeinflusst. Dieser hängt vom **Verschleiß der Bürstenhaare** an der Kontaktfläche zum Rotor ab. Da es sich im Anstreifbereich um ein **komplexes Tribosystem** handelt, wird der Verschleiß von einer Vielzahl von Einflüssen (Bild 6.10.3.2.1-5) bestimmt.

Bürstendichtungen lassen sich unterschiedlich **konstruktiv gestalten**. Eine besondere Rolle spielt die **Fixierung der Bürstenhaare** (Bild 6.10.3.2.1-2).

In wichtigen, **prinzipbedingten Eigenschaften** unterscheiden sich Bürstendichtungen von Labyrinthdichtungen die das gleiche Anwendungsspektrum abdecken:

- Dichtwirkung,
- Verlauf der Dichtwirkung über der Betriebszeit,
- Dämpfung von Schwingungen,
- Versagensmechanismus und -ablauf,
- Montage,
- Überholung und Reparatur,
- Konstruktive Integration.

Einzelne Bürstendichtungen können bis zu **Druckabfällen von max ca. 10 bar** angewendet werden. Geeignete **Tandemanordnungen** lassen höhere Druckabfälle zu. Der beherrschbare Druckabfall bzw. die axiale Durchbiegung der Bürste wird u.a. von der **Dicke der Bürstenhaare** und der Breite der Bürste bestimmt. Mit einem „Deflector“ (Lit 6.10.3.2.1-13) lässt sich bei ausreichender axialer Steifigkeit die notwendige radiale Flexibilität gewährleisten (Bild 6.10.3.2.1-6).

Bild 6.10.3.2.1-1: Bürstendichtungen stehen in Konkurrenz zu den in Turbomaschinen weit verbreiteten und bewährten Labyrinthdichtungen. Deshalb ist es wichtig, sich über die **Unterschiede beider Dichtungsprinzipien** mit Vor- und Nachteilen klar zu sein. Dies gilt sowohl bei **Neukonstruktionen** als auch für den **Ersatz einer Labyrinthdichtung** durch eine Bürstendichtung an Maschinen im Serienbetrieb.

Dichtwirkung (Skizze oben): Bürstendichtungen können bei vergleichbarem Druckabfall Labyrinth mit mehreren Kammern (im Allgemeinen bis zu fünf) ersetzen (Bild 6.10.3.2.1-3 und Bild 6.10.3.2.1-4). Die **elastische Auslenkung der Bürstenhaare** führt dazu, dass die Dichtwirkung über die Betriebszeit/Druckzyklen langsamer als bei Labyrinth abnimmt.

Druckabbau (Skizze Mitte): Der mit einer Bürste maximal mögliche Druckabbau wird von der Festigkeit der Bürste und der druckabhängigen **Bürstensteifigkeit** bestimmt (Bild 6.10.3.2.1-3). Bei großen Druckdifferenzen kommen Tandembürsten zum Einsatz (Lit. 6.10.3.2.1-10).

Verwirbelungsverluste (Lit. 6.10.3.2.1-14): Bürstendichtungen führen bei einem vergleichbaren Druckabfall dem Leckluftstrom (engl. windage heating) sehr viel weniger Energie durch Luftreibung zu als Labyrinthdichtungen. Da die Leckluftmenge jedoch im Vergleich zu einer Labyrinthdichtung sehr gering ist, muss mit einem starken **Temperaturanstieg der Leckluft** und damit der Bürste im Spaltbereich gerechnet werden. **Bürsten benötigen immer eine ausreichende Leckmenge!**

Montage und Einsatz (Skizze unten): Bürstendichtungen können als Maschinenelement **montiert und ausgetauscht** werden (Lit 6.10.3.2.1-10). Sie sind nicht, wie bei Labyrinth üblich, ein integrales Element eines grö-

ßeren Bauteils (z.B. eines Turbinenrades). Bürstendichtungen beanspruchen bei gleichem Druckabbau in axialer Richtung deutlich weniger Platz als Labyrinth. Bürsten bauen dagegen radial höher. Die Auslegung einer Bürste sollte auf möglichst geringen Verschleiß der Anstreiffläche achten. Ein Einlauf, vergleichbar dem von Labyrinthdichtungen, tritt nicht auf.

In der **Überholung** wird die Bürstendichtung gewöhnlich ausgetauscht. Eine Reparatur findet im Gegensatz zu Labyrinth nicht statt. Gegebenenfalls muss, ähnlich Radialdichtungen, die **Lauffläche** mit einer Beschichtung und Überschleifen repariert bzw. erneuert werden. Grundsätzlich wird jedoch eine **unbeschichtete Gleitfläche angestrebt** und die Eignung im Rahmen der Erprobung nachgewiesen. In diesem Fall ist eine **Reparaturbeschichtung der Welle äußerst kritisch** zu sehen (Bild 6.10.3.2.2-9). Sie erfordert unbedingt einen Tauglichkeitsnachweis in Form einer betriebsrelevanten Erprobung.

Schwingungsanregung von Rotoren: Tandembürsten regen im Gegensatz zu Labyrinthdichtungen keine Wellenschwingungen an (Bild 6.10.3.2.1-11). Hier stehen die auf dem Stator befindlichen Umfangskanäle zwischen den einzelnen Bürsten im Gegensatz zu den rotierenden Kanälen zwischen den Spitzen eines Labyrinths. Dieser Unterschied ist von großer Bedeutung. So wird beim **Labyrinth die Luftströmung in den Kanälen in Umfangsrichtung beschleunigt, in der Tandembürste verzögert**. Die Umfangsgeschwindigkeit der Luftströmung wirkt sich auf Effekte wie **Luftschwingungen** aus. Je näher die Umfangsgeschwindigkeit der Leckluft an der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors liegt, umso größer ist die **Anregungsgefahr**.

Die abbremsende Wirkung der Tandembürste auf die Umfangskomponente der Leckluftströmung schützt vor aerodynamischer Schwingungsanregung.

In was unterscheidet sich eine Bürstendichtung von einer Labyrinthdichtung?

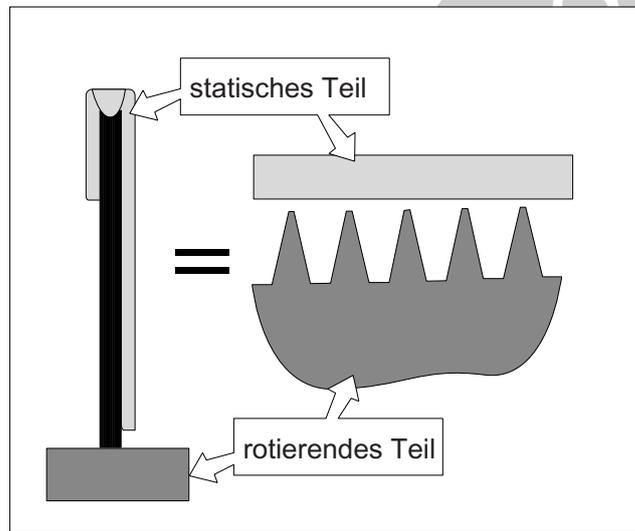
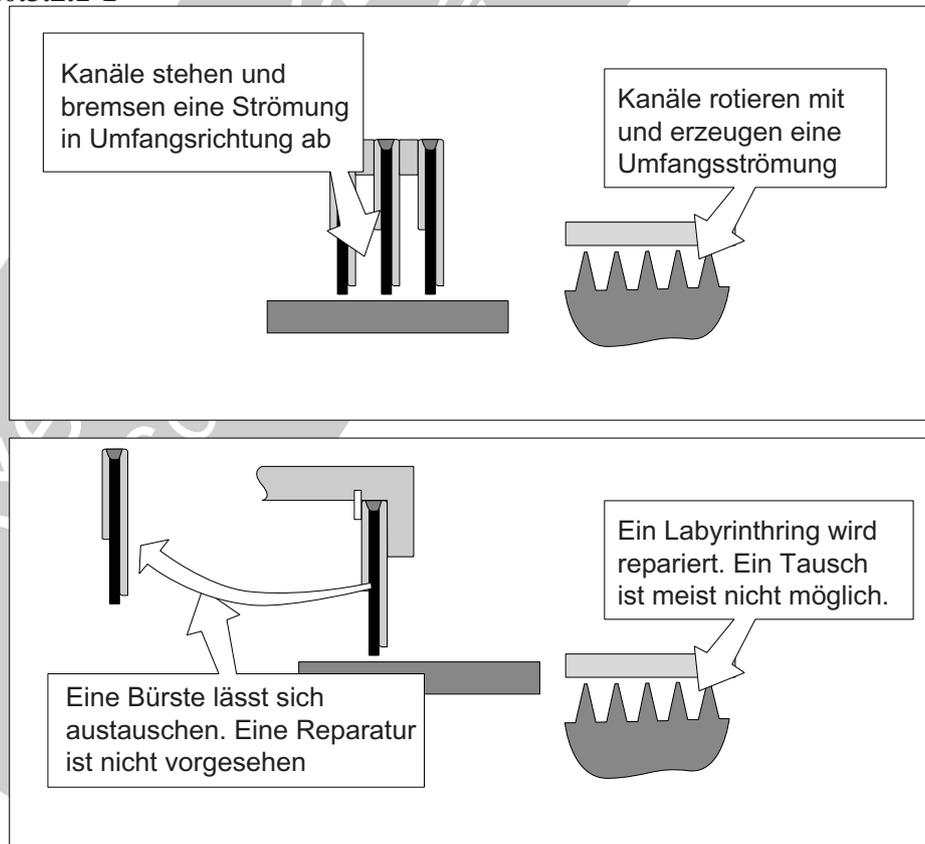


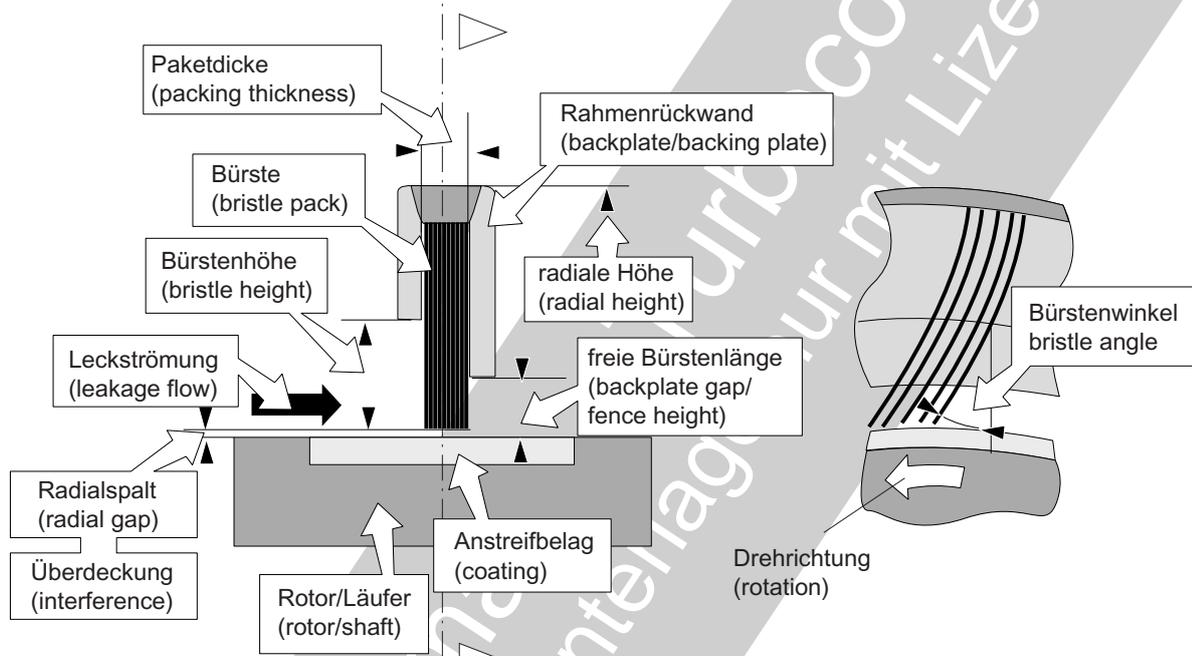
Bild 6.10.3.2.1-1



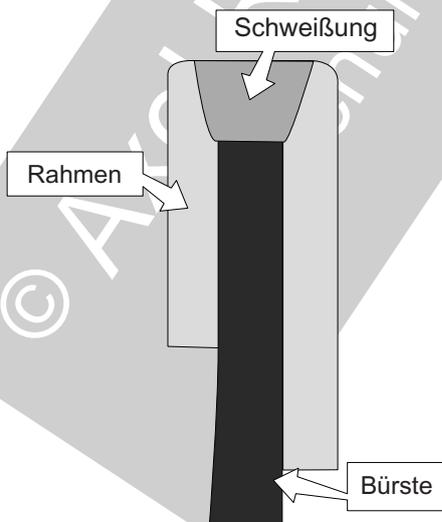
Problematisch wird es jedoch, wenn in ein Labyrinthsystem nachträglich eine Bürstendichtung integriert wird. Dann können neue

Resonatoren entstehen, die gefährliche Schwingungen anregen (Band 1 Bild 5.4-7.2).

Mit Bürsten werden auch neue bauteilspezifische Begriffe eingeführt.



geschweißte Bürste



durch Formschluss gefügte Bürste

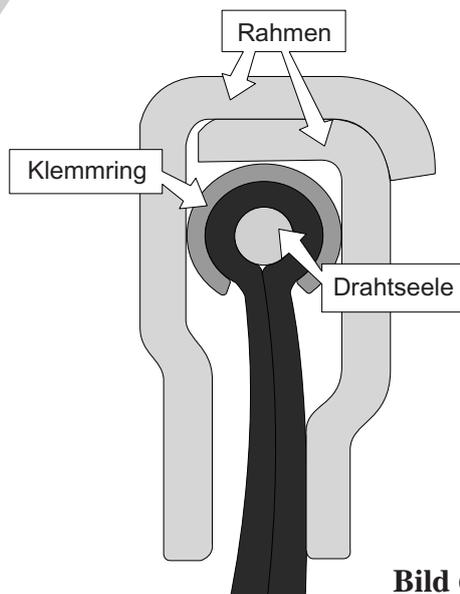


Bild 6.10.3.2.1-2

Bild 6.10.3.2.1-2: In der Bürstendichtungstechnologie wird eine Vielzahl von **Fachbegriffen** verwendet. Sie dienen der Kennzeichnung des gleichen Sachverhalts oder der Kennzeichnung bestimmter bürstenspezifischer Eigenschaften. Weil die Bürstendichtungstechnologie zuerst in Großbritannien bis zum Serieneinsatz in Triebwerken entwickelt wurde, haben sich die hier verwendeten Begriffe weitgehend durchgesetzt. Sie werden jeweils in Klammern angegeben.

Die beiden unteren Skizzen zeigen zwei unterschiedliche **konstruktive Ausführungen** von Bürstendichtungen. Bei der linken Bürste werden die Haare mit einer Schweißung fixiert. Diese Konstruktion baut zwar kleiner, die Erfahrung zeigt jedoch, dass die einwandfreie **Bindung der Haare** schwer zu gewährleisten ist. Das ist eine entscheidende Schwäche. Verliert die Bürste im Betrieb Haare, verschlechtert sich die Dichtwirkung. Darüber hinaus besteht in einigen Fällen die Gefahr, dass diese Haare in Lagerkammern geraten (Bild 6.10.3.2.2-12). Bei der rechten Bürste (Lit. 6.10.3.2.1-19) ist dieses Problem prinzipbedingt vermieden worden. Deshalb scheint sich diese Variante durchzusetzen. Sie eröffnet ein größeres **Anwendungsfeld**. So lassen sich auch Bürstenhaare aus nicht schweißbaren Werkstoffen wie **organische** (z.B. **Aramid**) oder **anorganische Fasern** wie **Keramik** und **Glasfasern** nutzen.

Bild 6.10.3.2.1-3 (Lit 6.10.3.2.1-11): Das Diagramm unten rechts zeigt die typische Abhängigkeit der Dichtwirkung einer Bürstendichtung von der **wirksamen Spalthöhe**. Die wirksame Spalthöhe kennzeichnet den tatsächlich auftretenden Leckluftstrom. Man spricht von wirksamer Spalthöhe (engl. *effective clearance*), weil die Leckluftmenge nicht nur vom geometrischen Spaltquerschnitt abhängt. Weitere Effekte sind:

- Packungsdichte,
- Haardurchmesser und
- freie Bürstenlänge. Sie beeinflusst den „**blow down**“-Effekt (auch engl. „**pressure closure**“) im Zusammenhang mit der Durchbiegung der Bürstenhaare in den Spalt.

Die Dichtwirkung lässt sich mit der **wirksamen Spalthöhe** (engl. *effective clearance*) kennzeichnen. Sie wird experimentell bestimmt und die beschriebenen zusätzlichen Einflüsse berücksichtigt. Drei Bereiche lassen sich anhand des Kurvenverlaufs unterscheiden. Der gekrümmte **Kurvenverlauf** im ersten Bereich bis etwa 1 bar (dieser Druckabfall liegt unter dem üblichen Anwendungsbereich) ist für Bürstendichtungen typisch. Eine plausible Erklärung für dieses Verhalten wird in der vorliegenden Literatur nicht gegeben.

Der zweite Bereich, je nach Bürstenauslegung von ca. 1 bar bis im Extremfall 20 bar, entspricht dem normalen Betriebseinsatz von Bürstendichtungen. Typisch ist das nahezu lineare Verhalten. Es zeigt, dass die Dichtwirkung stabil ist und nur eine geringe Ausfallgefahr der Dichtung besteht.

Der dritte Bereich zeigt einen beschleunigten Anstieg der Kurve. Das lässt erkennen, dass die Dichtwirkung der Bürste schnell mit einem Druckanstieg abfällt. Dieses Verhalten kennzeichnet die **vom Differenzdruck bestimmte Einsatzgrenze der Bürstendichtung** (engl. *pressure limit*). Ursache dafür ist das **axiale Verbiegen der Bürstenhaare** um die Innenkante der abstützenden „*backing plate*“ (Bild 6.10.3.2.1- 7) wenn sich der Radialspalt zur Anstreiffläche des Rotors öffnet. Zusätzlich sinkt der Strömungswiderstand im Spalt als

Auch Bürstendichtungen haben ihre Grenzen.

Vergleich der Dichtwirkung verschiedener Dichtungsarten

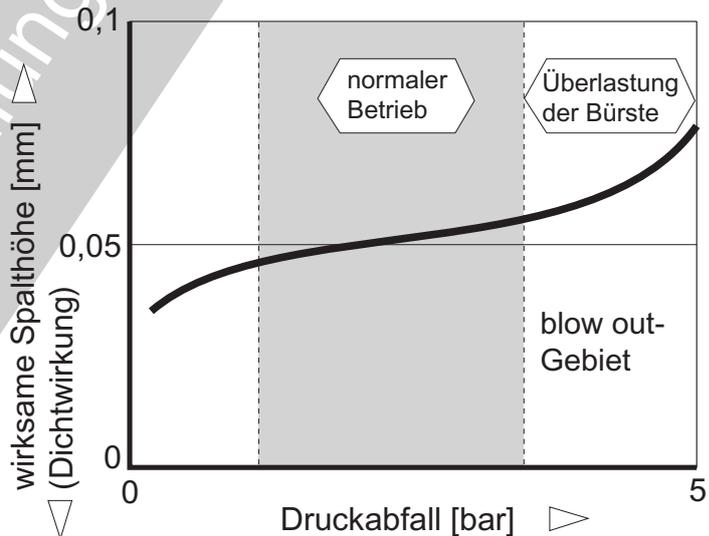
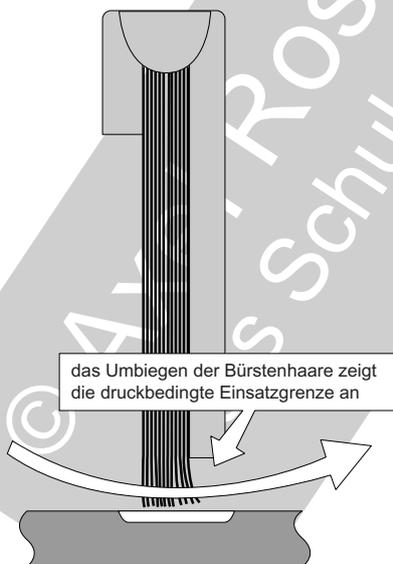
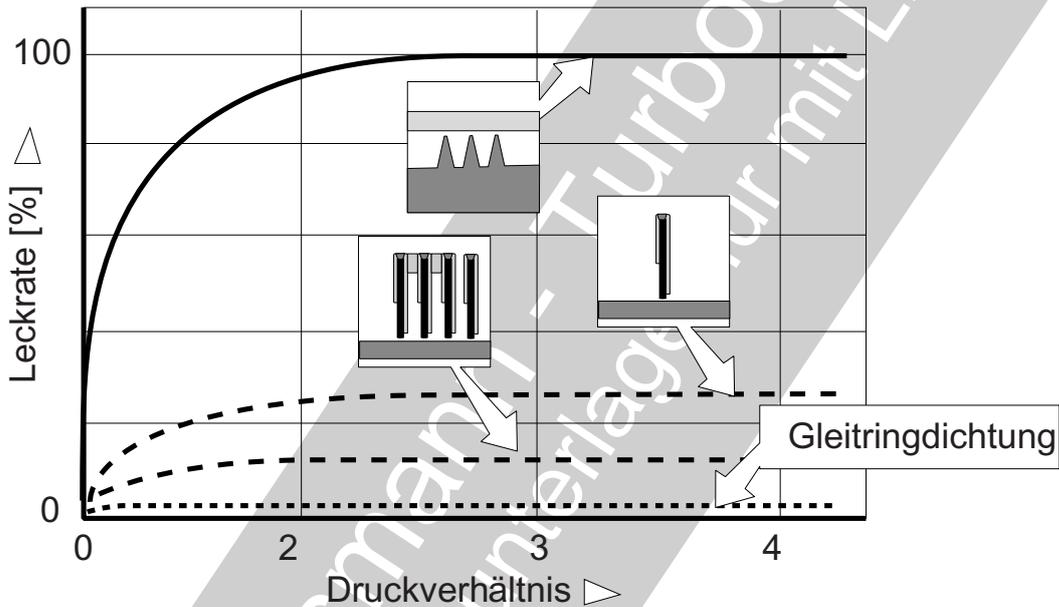


Bild 6.10.3.2.1-3

typisches Dichtverhalten einer Bürstendichtung

Folge der strömungsgünstigen Kontur, die von der durchgehenden Bürste gebildet wird. Die Dichtwirkung sinkt.

Bild 6.10.3.2.1-4 (Lit 6.10.3.2.1-11): Die dargestellten Diagramme wurden an verschiedenen Bürstendichtungen in einem Prüfstand ermittelt. Streng genommen gelten die Diagramme deshalb nur für die geprüften Konfigurationen. Der Kurvenverlauf ermöglicht jedoch **allgemeine Aussagen zum Dichtungsverhalten**. Die Skizze oben erklärt die konstruktionsbedingten Einflussgrößen der Dichtung (siehe hierzu auch Bild 6.10.3.2.2-1).

Einfluss der freien Bürstenlänge (fence height): Die freie Bürstenlänge beeinflusst in hohem Maß die Dichtwirkung der Bürstendichtung (Diagramm oben rechts). Die Belastbarkeit durch den Differenzdruck fällt deutlich mit der freien Bürstenlänge ab. Die maximal nutzbare, freie Bürstenlänge ist von der Druckdifferenz an der Bürste bestimmt (Bild 6.10.3.2.1-3). Unter einer bestimmten freien Bürstenlänge (etwa bei $f=1,4$) scheint es einen relativ großen unempfindlichen Bereich zu geben. Der Leckluftstrom steht also nicht in linearem Zusammenhang mit der freien Bürstenlänge. Der Grund für dieses Verhalten sind weitere, die Dichtwirkung beeinflussende Parameter (Bild 6.10.3.2.1-3).

Einfluss der Drahtdicke: Die vom Differenzdruck bestimmte Belastbarkeitsgrenze ist besonders von der **Steifigkeit** der Bürstenhaare abhängig. Sie wird mit größerer Haardicke entsprechend dem Widerstandsmoment merklich angehoben (Diagramm oben links). Die Kurven der dickeren Bürstenhaare zeigen in ihrem flachen Verlauf kaum einen Einfluss der Spalthöhe auf die Dichtwirkung. Die wirksame Spalthöhe ist jedoch bereits bei geringem Druckabfall groß. Die Bürste mit dünneren Haaren hat anfangs eine sehr geringe wirksame Spalthöhe. Diese nimmt jedoch bereits mit relativ geringem Anstieg des Druckabfalls stark zu. Offenbar kommt es zum Verbiegen der Bürstenhaare in den Spalt. Die anfangs schlechtere Dichtwirkung dickerer Haare wird auf größere Spalte zwischen den Haaren zurückgeführt.

Einfluss der Haar- (Bürsten-) Dichte: Unter der Dichte einer Bürste wird die Zahl der Haare auf einer Umfangseinheit verstanden. Eine höhere **Dichte der Bürste macht sich im deutlichen Anstieg der Dichtwirkung** bemerkbar. Die doppelte Dichte ergab z.B. in einem Fall eine ca. 33% höhere Dichtwirkung. Die größere Zahl der belasteten Bürstenhaare und die größere **innere Reibung** in der Bürste führt zu einer höheren **Steifigkeit**. Die größere Steifigkeit der dichteren Bürste erhöht die Grenzdruckdifferenz auf etwa das Doppelte. Offenbar erfolgt der Druckabfall innerhalb der Bürste nicht linear.

Einfluss der freien Bürstenhöhe (freie Bürstenlänge = engl. bristle height): Wie das Diagramm unten links zeigt, steigt der Leckluftstrom (entsprechend der wirksamen Spalthöhe) mit der freien Bürstenhöhe. Offenbar steigt die Leckage ab einer bestimmten Bürstenhöhe exponentiell an, was auf einen zusätzlichen Einfluss hinweist. Möglicherweise kommt es zu einem „Aufblasen“ des Bürstenpakets. Die freie Bürstenhöhe kann nicht beliebig verkleinert werden um den Leckstrom zu reduzieren. Kürzere Bürsten führen zu einem Steifigkeitsanstieg in radialer Richtung und so zu stärkerer Aufheizung beim Anstreichvorgang. Der Konstrukteur muss hier mit einem Kompromiss ein Optimum finden.

Einfluss der wirksamen Spalthöhe: Aus dem Diagramm rechts unten ist zu entnehmen, dass zwischen wirksamer Spalthöhe bei unterschiedlichem Differenzdruck und dem Spalt im Ruhezustand ein Zusammenhang besteht. Bei kleinem Anfangsspalt steigt die wirksame Spalthöhe und damit die Leckrate mit der Druckdifferenz leicht an. Ein großer Anfangsspalt mit hoher Leckrate führt jedoch mit steigendem Differenzdruck zu einem leichten Anstieg der Dichtwirkung (Kurve fällt ab). Diese Erscheinung wird als „**blow down**“-Effekt bezeichnet. Er entsteht durch eine steilere Anstellung der Bürstenhaare, die vom Leckluftstrom ra-

Faktoren von denen die Dichtwirkung einer Bürste besonders abhängt

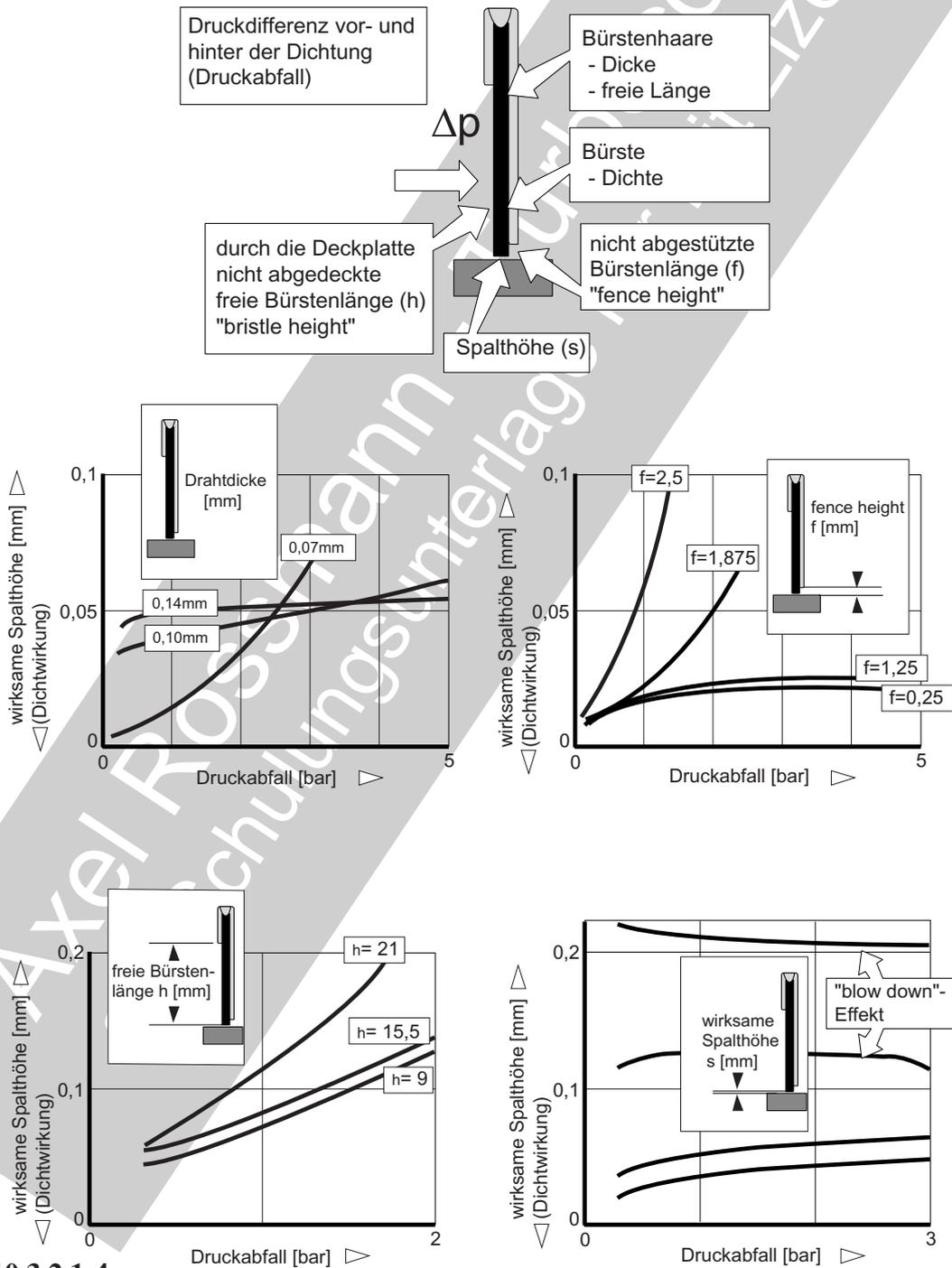


Bild 6.10.3.2.1-4

... nach innen gebogen werden (Bild 6.10.3.2.3-6).

Bild 6.10.3.2.1-5 (Lit 6.10.3.2.1-1): Das **Abriebverhalten der Bürstenhaare** ist für das Betriebsverhalten der Dichtung wichtig. Die Vergrößerung der Leckrate über Betriebszeit bzw. -zyklen ist vom Abriebverhalten des Bürsten-Tribosystems abhängig (Lit 6.10.3.2.1-9). Aber auch das Versagen einer Bürste durch zu starkes Aufheizen beim Anstreifen wird vom Abriebverhalten bestimmt. Deshalb wird ein wichtiger Anteil der Bürstenentwicklung dem Verständnis des qualitativen und quantitativen **Abriebverhaltens** gewidmet.

Wie komplex das **Tribosystem** einer Bürstendichtung ist, zeigen die sich überlagernden Einflüsse. So lässt sich auch die aufwändige **Ermittlung von Auslegungsparametern** verstehen. Hierzu sind Spezialprüfstände erforderlich. Mit halbempirischen Verschleißmodellen wird versucht, die verschleißbezogene Auslegung von Bürstendichtungen abzusichern (Lit. 6.10.3.2.1-9). Trotzdem kann das Betriebsverhalten von den Auslegungsannahmen deutlich abweichen. Ein Beispiel ist der Einfluss von **Verschmutzungen in der Leckluft**. Sie (Staub, Öl, Abrieb) sind spezifisch vom Einsatzort der jeweiligen Bürstendichtung in der Maschine bzw. einer Anlage abhängig. Dabei tritt sehr unterschiedlicher Anstreichverschleiß der Bürste am Umfang auf (z.B. versteifende Wirkung **verklebter Bürstenhaare**). So gilt gerade für Bürstendichtungen „the engine will tell us“ (Band 1 Bild 3.2.2-2).

Die **Einflüsse auf das Betriebsverhalten** lassen sich in Hauptgruppen zusammenfassen:

Betriebsbedingungen: Bezeichnend ist das folgende Zitat aus einer Tagungsschrift von 1998 (Lit 6.10.3.2.1-10): „One of the places it (the improvement of engine performance) must start is at the design phase with greater understanding of the engine operating environment which leads to more robust brush seals. This is a challenge for all current and future hardware.“ **Ungleichförmige An- und Abströmung** an der Bürstendichtung kann z.B. zur Auslenkung bzw. zur Schwingung von Bürsten-

haaren führen und so den Verschleiß der Bürstenhaare untereinander verstärken (Bild 6.10.3.2.2-6). Kommt **Oxidation** dazu, wird der Abtrag an den durch Verschleiß immer wieder frisch entstehenden metallischen Oberflächen weiter beschleunigt (Bild 6.10.3.2.3-3).

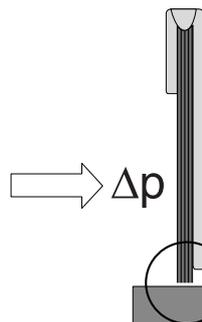
Tribosystem (Band 1 Bild 5.9.1-1): Nicht nur das Verhalten der Bürstenhaare unmittelbar beim Anstreichvorgang bestimmt den Verschleiß der Bürstenkontaktfläche. Auch die **Oxidation der frischen Verschleißflächen** begünstigt den Abtrag oder kann diesen infolge der Schmierwirkung der Oxide vermindern. Natürlich spielt bei dem Tribosystem einer Bürstendichtung die **Anstreichfläche als Verschleißpartner** eine wichtige Rolle. Bei ihr ist neben den Werkstoffeigenschaften auch die Oberflächenstruktur von Bedeutung (Bild 6.10.3.2.2-9).

Konstruktion (Bild 6.10.3.2.3-1.1 und -1.2): Der Konstrukteur einer Bürstendichtung ist gewöhnlich beim Hersteller/Bezugsquelle angesiedelt (siehe Seite 6.10.3.2.2-1). Er kann durch Dimensionierung der Dichtungskomponenten wie Deckplatte und Bürste auf das Verschleißverhalten einer Bürste Einfluss nehmen (siehe hierzu Lit 6.10.3.2.1-17 und Bild 6.10.3.2.2-1). Allein die Wahl von Haardurchmesser, Anstellwinkel und freier Bürstenlänge lässt eine spezifische Dimensionierung für einen weiten Betriebsbereich zu. Bisher liegen jedoch nicht vergleichbar gesicherte Auslegungsdaten vor wie dies bei anderen Maschinenelementen, z.B. Wälzlagern, der Fall ist. Offenbar ist noch einige Grundlagenarbeit zu leisten. Darüber hinaus sind die Gestaltung des Spalts, die vorgesehenen geometrischen Toleranzen und Änderungen des Spalts im Betrieb wichtig. Erfahrungsgemäß wird das Problem einer **Beschädigung** bei der **Bürstenmontage** oft zu spät erkannt. Diese kann sich auf Verschleiß und Verschleißmuster auswirken. Ähnlich problematisch sind konstruktionsbedingte **Verwirbelungen der Luft um die Bürste** (Bild 6.10.3.2.2-7). Typische Ursachen sind **rotieren-**

Der Bürstenabrieb wird von einem äußerst komplexen Tribosystem bestimmt.

Betriebsbedingungen:

- Leckströmung (Menge, zeitl. Verlauf, Schwingungen)
- Betriebstemperatur, Lecklufttemperatur
- Druckabfall
- Laufzeit, Zyklen
- Erosion
- Verschmutzung
- Anstreifgeschwindigkeit
- Relativbewegung Rotor/Bürste (axial, radial)



- Haarwerkstoff:
Verschleißverhalten
- Härte
 - Zähigkeit
 - Festigkeit
 - Oxidation
 - Schmelzpunkt
 - Wärmeleitung

Anpressdruck
Reibkraft

- Anstreiffläche:
Werkstoff:
- Verschleißverhalten
 - Härte
 - Festigkeit
 - Wärmeleitung
 - Wärmekapazität
 - Oxidationsverhalten
 - Neigung zur Verschweißung mit dem Bürstenwerkstoff
- Oberflächenstruktur:
- Rauigkeit (Größe und Verlauf)
 - Porosität

- Konstruktion:
- Spalthöhe
 - Rückplatte (Dicke)
 - Frontplatte (Länge)
 - Packungsdichte
 - Haardicke
 - Anstellwinkel
 - Haarbefestigung
 - Verformungssteifigkeit des Rotors

- radiale Spaltänderung:
- Größe
 - Geschwindigkeit
 - Dauer
 - Unterbrechungen
 - Zyklenzahl
 - Schwingungen

- Fertigung:
- Gleichmäßigkeit der Bürste
 - Beeinflussung der Bürstenhaare (z.B. Oxidation, Anätzungen)
 - Form und Struktur der Haar-Gleitflächen (z.B. Recastlayer, Grate, Anschliffwinkel)
 - Verschmutzung durch Hilfsstoffe
 - Lose Haare (z.B. bei Schweißvarianten)

Bild 6.10.3.2.1-5

de Schraubenköpfe oder diskrete Einblansungen (z.B. in Sammlern für die Kühlluft von Turbinenrotorschaukeln).

Fertigung der Bürste und der Anstreiffläche:
Die Gleichmäßigkeit der Bürsteneigenschaften über den gesamten Umfang, das Einhalten enger Toleranzen und die Art der Befestigung der

Bürste sind typische fertigungsabhängige Merkmale, welche den Bürstenabrieb beeinflussen. Eine Schädigung der Bürstenhaare während des Fertigungsprozesses (z.B. Härteabfall durch Ätzen oder zu hohe Prozess-temperaturen), kann das Betriebsverhalten (Verschleiß, Leckage, Lebensdauer) verschlechtern.

Berührungsfreie Dichtungen Bürstendichtungen: Grundlagen

Die Steifigkeit einer Bürste hängt von vielen Faktoren ab:

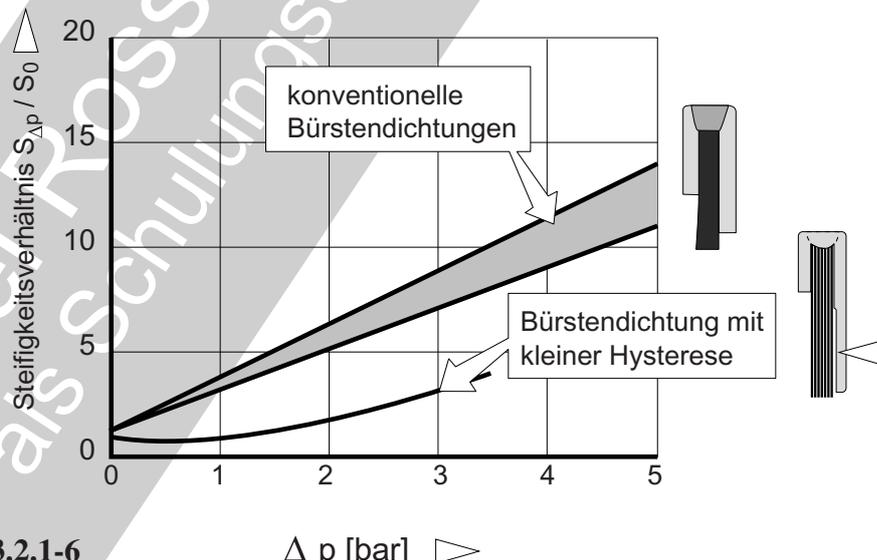
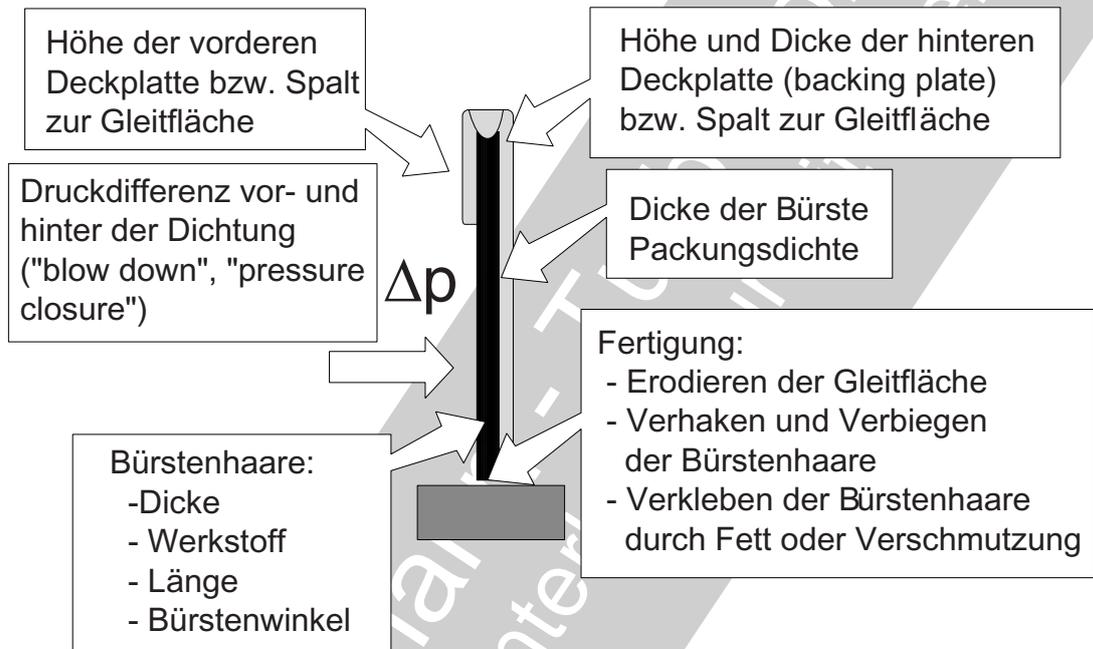


Bild 6.10.3.2.1-6

Bild 6.10.3.2.1-6: Die Steifigkeit einer Bürste ist ein wichtiger Faktor für die Neigung zu Problemen im Betrieb. Die Steifigkeit hängt verständlicherweise von der konstruktiven Dimensionierung der Bürste ab. Weniger offensichtlich ist der Einfluss der Betriebsbedingungen,

wie des Druckabfalls bzw. des Leckluftstroms. Zu einem Steifigkeitsanstieg der Bürste führt der sog. „Blow down“-Effekt oder „Pressure closure“ (Lit 6.10.3.2.1-15, Bild 6.10.3.2.3-6). Diese Versteifung bewirkt der teilweise entlang den Bürstenhaaren radial nach innen

gelenkte **Leckluftstrom**. Damit ist auch die Frontplattenlänge von Bedeutung (Lit 6.10.3.2.1-8).

Zu einer merklichen Versteifung führt auch die Druckdifferenz an der Bürste, indem die Haare gegeneinander und gegen die hintere Abstützplatte (backing plate) gedrückt werden (Bild 6.10.3.2.1-6, Bild 6.10.3.2.1-7 und Bild 6.10.3.2.3-6). Dabei treten derartig hohe **Reibungskräfte** auf, dass die Auslenkung der Bürste bei Spaltüberbrückung behindert wird. Umgekehrt ist eine Rückbewegung der ausgelenkten Bürste erst wieder bei Druckabbau, d.h. Abstellen des Triebwerks möglich. So minimiert sich die Kontaktzeit mit der Gleitfläche und der Verschleiß an den Haarspitzen (Bild 6.10.3.2.1-10). Dieses Verhalten ist die Voraussetzung für eine akzeptable **Lebensdauer**.

Eine relativ einfache Änderung der Bürstenanlagefläche an der „backing plate“, indem diese an der möglichen Anlagefläche angenommen wird (Diagramm und Skizzen unten, Bild 6.10.3.2.3-6) reduziert die Steifigkeitsänderung mit dem Differenzdruck. Solche Bürsten weisen eine entsprechend kleinere **Hysterese** als konventionelle Bürstendichtungen auf (Bild 6.10.3.2.1-9) und werden deshalb als „**Low Hysteresis Seal**“ (LHS) bezeichnet (Lit 6.10.3.2.1-3).

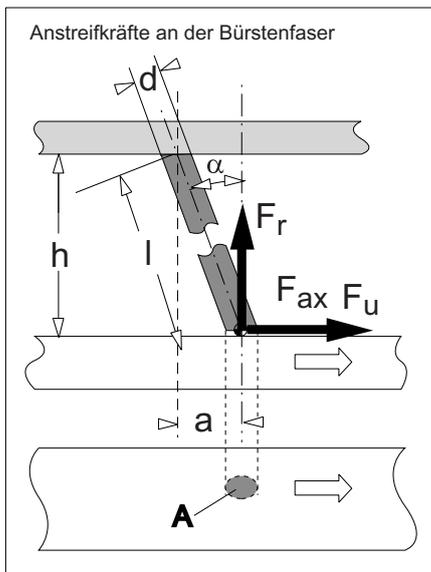
Eher unerwartet sind **Fertigungseinflüsse**. Hierzu gehört ein Verhaken der Bürstenhaare oder ein Verschmelzen der Haarspitzen durch die Herstellung des Innendurchmessers mit Hilfe von Funkenerosion. Auch Hilfsstoffe des Fertigungsprozesses, etwa zur Fixierung der Bürstenhaare, können die Haare verkleben und die Steifigkeit der Bürste merklich erhöhen.

Bild 6.10.3.2.1-7: Aus dem Elastizitätsmodul des **Bürstenhaar-Werkstoffs** und der Geometrie der Bürstenhaare (Skizze oben links) lässt sich die Bürstensteifigkeit im Ruhezustand ohne Dichtfunktion abschätzen. Einen entsprechenden Widerstand setzt die Bürste einer radialen Auslenkung des Rotors entgegen (Lit. 6.10.3.2.1-5). Damit sind die Anstreifkräfte ermittelbar. Das Diagramm unten rechts zeigt die Flächenpressung auf die Gleitfläche der Bürstenhaare (siehe hierzu Lit. 6.10.3.2.1-1). Verständlicherweise können relativ hohe Anpressdrücke entstehen, sodass bei einem Anstreifvorgang von Anschmelzung und Plastifizierung der Haarspitzen auszugehen ist. Zusätzlich ist eine Erhöhung der Bürstensteifigkeit durch die **Reibung der Bürstenhaare** gegeneinander und gegen die rückwärtige Abstützplatte (backing plate) zu berücksichtigen. Die **Erhöhung der Steifigkeit durch diesen Effekt beträgt typischerweise eine Größenordnung für eine Druckdifferenz von ca. 4 bar** (Lit. 6.10.3.2.1-3).

Weitere Einflüsse auf die Bürstensteifigkeit zeigt die Skizze unten links (Lit. 6.10.3.2.1-8). Der Differenzdruck und der damit verbundene Leckluftstrom lenkt die Bürstenhaare zum Rotor hin aus (**blow down**) und biegt sie um die Kante der hinteren Abstützplatte (**blow out**). Ein merklicher „blow out“-Effekt ist ein deutliches Zeichen für eine Überlastung der Bürste durch eine zu große Druckdifferenz (Bild 6.10.3.2.1-3).

Berührungsfreie Dichtungen Bürstendichtungen: Grundlagen

Die Steifigkeit einer Bürste ist von großer Bedeutung für das Betriebsverhalten und von mehreren Parametern abhängig.



Betrieb und Konstruktion

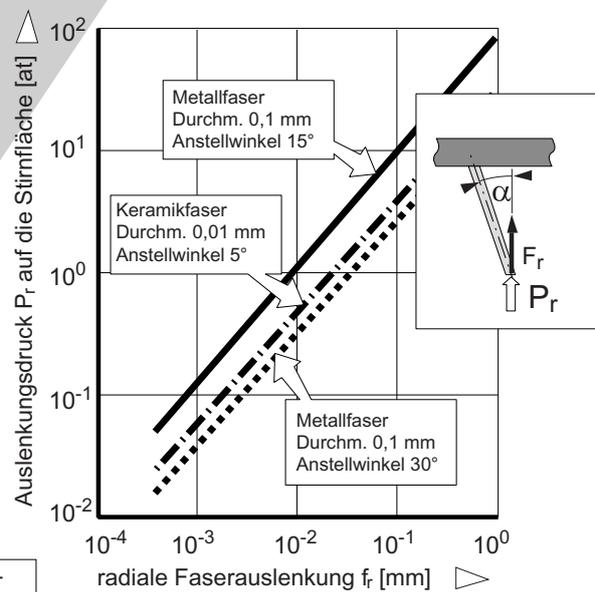
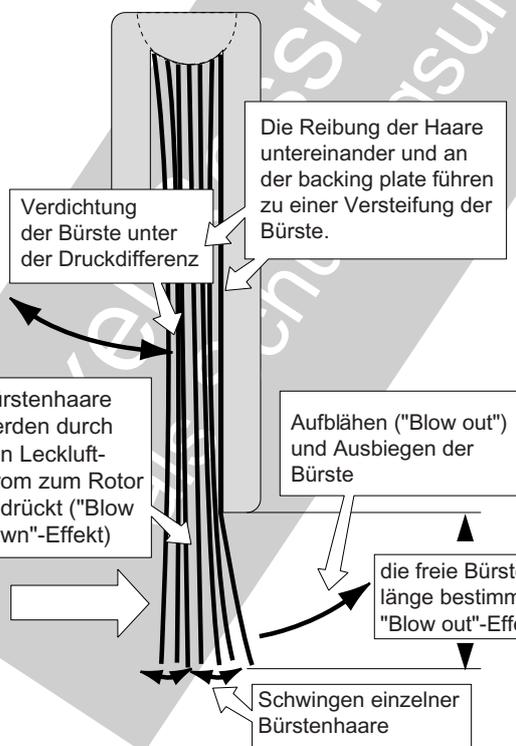
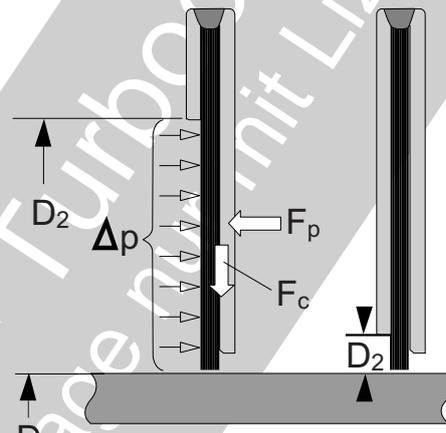


Bild 6.10.3.2.1-7

Bild 6.10.3.2.1-8: Natürlich ist die Dichtwirkung einer neuen Bürste nur begrenzt ausagefähig für das zu erwartende **Betriebsverhalten über lange Laufzeiten**. Diese Eigenschaft kann deshalb nicht als einziges Qualitätsmerkmal dienen.

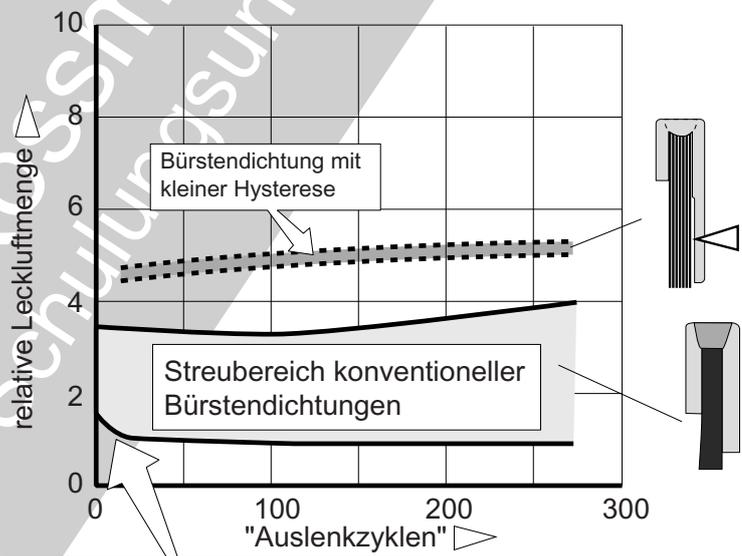
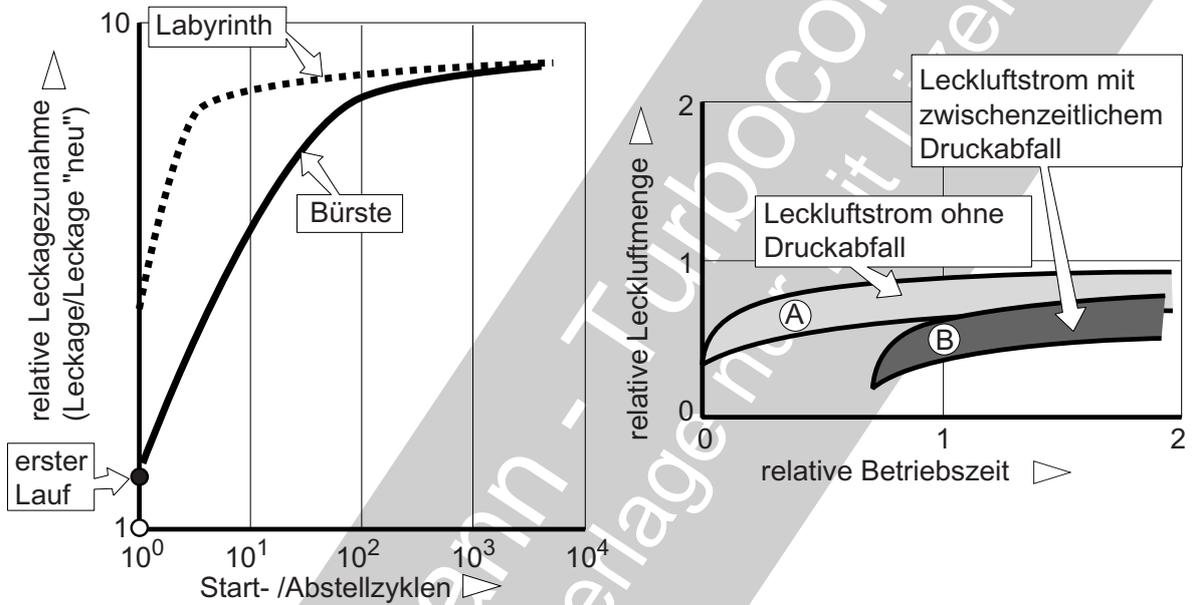
Bürstendichtungen verhalten sich in ihrem Langzeitverhalten funktionsbedingt deutlich unterschiedlich zu Labyrinthdichtungen. Eine Labyrinthdichtung erfährt bei einer ersten Spaltüberbrückung einen Verschleiß der etwa der radialen Zustellung entspricht. Damit entsteht früh eine erhebliche Abnahme der Dichtwirkung (Diagramm oben links). Die Leckage nimmt jedoch dann auch über längere Betriebszeiten (z.B. durch Erosion) nur noch wenig zu. Eine Bürste weicht dagegen beim Berühren des Rotors infolge ihrer Elastizität aus. Zwar ist auch hier ein Abrieb unvermeidlich, doch dieser ist vergleichsweise klein. Der Abriebvorgang wiederholt sich näherungsweise bei jedem Start/Abstell Zyklus. Der Grund sind thermisch und mechanisch bedingte, radiale Relativbewegungen von Rotor und statischer Bürstenkomponente. Die Abnahme der Dichtwirkung erfolgt über viele Lastzyklen. Tritt ein ausreichender Druckabfall auf (Diagramm oben links), sinkt die Bürste (siehe auch Bild 6.10.3.2.1-9), auf Grund der elastischen Rückfederung der Bürstenhaare ab und löst einen Anstreifvorgang aus (gewöhnlich Anfahr/Abstell-Zyklen, Lit 6.10.3.2.1-10). Dieses **Hysterese-Verhalten ist für Bürstendichtungen** typisch (Bild 6.10.3.2.1-9). Aus Literatur 6.10.3.2.1-10 und 6.10.3.2.1-3 ist ein solches Verhalten von Verdichteraustrittsdichtungen bis etwa 10^3 Zyklen zu entnehmen. Nach dieser Zeit ist offenbar der Spalt so groß geworden, dass das Dichtverhalten dem eines Labyrinths ähnelt.

Der Konstrukteur kann das Verhalten beeinflussen, indem er einen **geeigneten Anfangsspalt** wählt. Um die Abnahme der Dichtwirkung in der ersten Betriebszeit zu mildern, werden **Bürstendichtungen mit niedriger Hysterese**

(Low Hysteresis Seal=LHS-Typ) vorgeschlagen (Bild 6.10.3.2.3-6). Die Reibung am Backing Plate solcher Dichtungen wird mit einer konstruktiven Maßnahme verringert. Jedoch beim Start (vor der Auslenkung) weisen diese Bürsten eine größere Leckmenge auf (Diagramm unten, Lit 6.10.3.2.1-3). Zudem sind sie empfindlich für die **Schwingungsanregung der Bürstenhaare** (engl. „bristle flutter“, Lit 6.10.3.2.1-13).

Die obere Kurve des Feldes zeigt das Verhalten nach einer Auslenkung, die untere Kurve ohne Auslenkung der konventionellen Bürste. Bemerkenswert ist, dass bei der Kurve ohne Auslenkung die Leckage sogar mit der Zeit abfällt. Dieses Verhalten ist durch den **Blow Down-Effekt** erklärlich. Die Zunahme der Leckmenge mit der Zeit bei der Bürste mit einer Auslenkung beruht wohl auf dem **Hängenbleiben der Bürstenhaare durch gegenseitige Reibung**. Bemerkenswert ist die **deutlich erhöhte Leckrate bei einmaliger Auslenkung**. Das Diagramm oben rechts zeigt, wie sich nach einem totalen Druckabfall (Abstellen des Triebwerks) im Fall „B“ der Verlauf „A“ wiederholt. Erklärung ist das zwischenzeitliche Hängenbleiben der Bürstenhaare im ausgelenkten Zustand infolge der Reibungskräfte zwischen den Bürstenhaaren und zum Backing Plate.

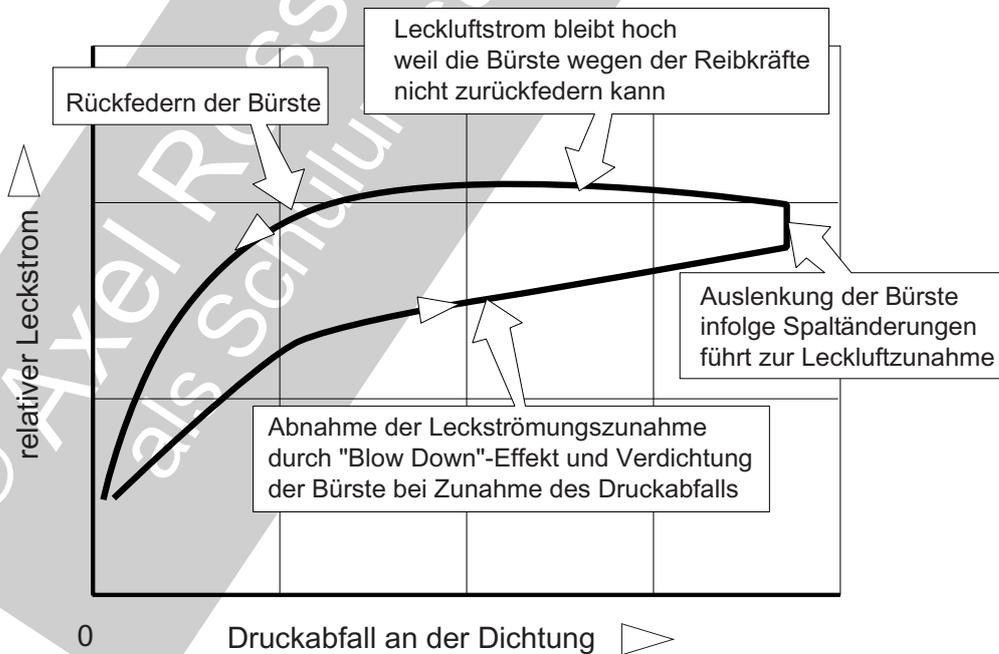
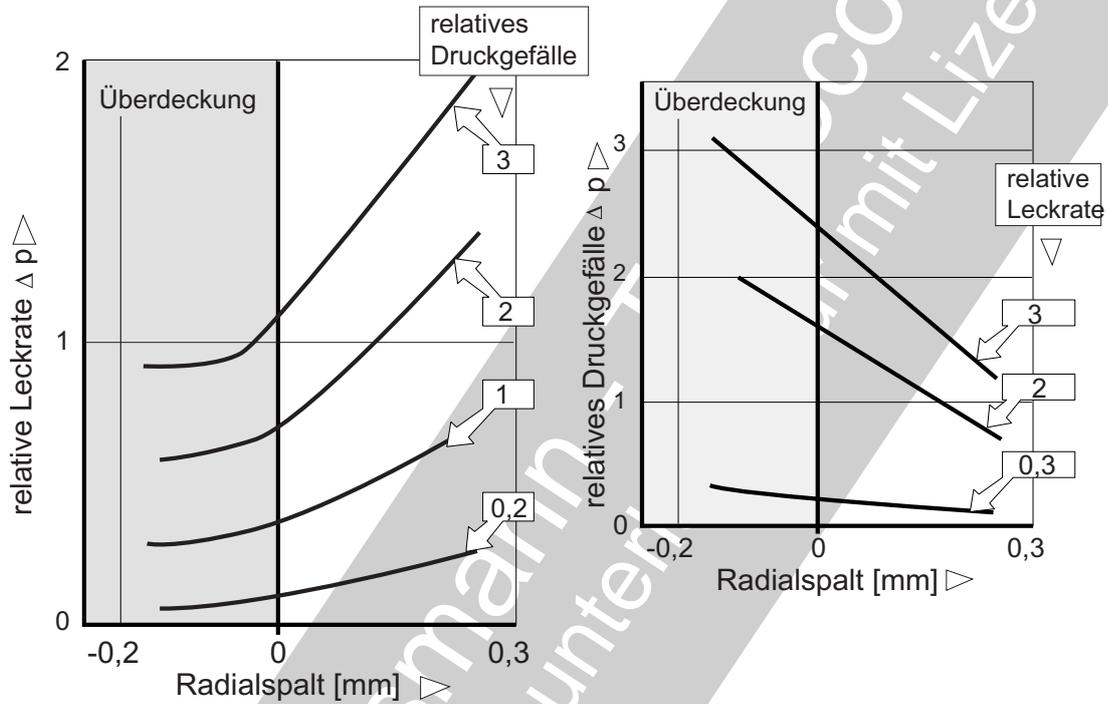
Langzeitverschlechterung der Dichtwirkung einer Bürstendichtung.



Verbesserung der Dichtwirkung durch den "Blow Down"-Effekt

Bild 6.10.3.2.1-8

Bürsten haben ein charakteristisches
Leckageverhalten.



Hystereseverlauf mit typischen Merkmalen der Dichtwirkung einer Bürstendichtung

Bild 6.10.3.2.1-9

Bild 6.10.3.2.1-9: Die Diagramme sollen eine Vorstellung über die Abhängigkeit der **Leckrate** und des sich einstellenden **Druckgefälles** einer Bürstendichtung bei **Änderung des Leckspalts** geben. Die oberen Diagramme (Lit. 6.10.3.2.1-5) zeigen die Tendenz der Abhängigkeit in statischen Versuchen, d.h. bei einer Änderung des Druckgefälles an einer nicht rotierenden Dichtung.

Das Diagramm unten (siehe auch Lit 6.10.3.2.1-16) lässt die typische Hysterese des Leckstromverlaufs einer Dichtung konventioneller Bauart erkennen (die Bürste ist durch eine Schweißung fixiert, Bild 6.10.3.2.1-2).

Folgende Effekte der **Veränderungen des Betriebszustands einer Turbomaschine/eines Triebwerks beeinflussen die Ausbildung der Hysterese** des Leckluftstroms während einer Änderung des Druckabfalls.

Wird eine Turbomaschine/ein Triebwerk gestartet, steigt das Druckniveau und damit der Druckabfall an der Dichtung. Dies führt zum Anstieg des Leckluftstroms. Gleichzeitig verändern sich die Dichtungsspalte durch Fliehkräfte und Wärmedehnungen (siehe Kapitel 6.10.3.1.2). **Infolge des größeren Druckabfalls wird die Bürste verdichtet** und setzt dem Leckluftstrom einen erhöhten Widerstand entgegen. Dies kann sogar zu einem anfänglichen Abfall des Leckluftstroms führen (Bild 6.10.3.2.1-8). Der Leckluftstrom drückt zusätzlich beim radialen Durchströmen der Bürste diese nach innen („blow down“-Effekt, „pressure closure“, Bild 6.10.3.2.3-6). So wird der Leckspalt verkleinert und die Dichtwirkung zusätzlich verbessert. Die Folge ist eine Abflachung der Kurve bei höheren Druckgefällen.

Spaltüberbrückungen bei instationären Betriebszuständen wie Start, Abstellen und Leistungsänderungen lenken die Bürste während dieser Bewegungen radial nach außen aus. Dies erfolgt auch, wenn der **Rotor durch Unwuchten oder Schwingungen kurzzeitige Auslenkungen** erfährt. Gewöhnlich wird während der Spaltüberbrückung der Leckspalt und

damit der Leckluftstrom minimiert. Öffnet sich jedoch der Spalt wieder; z.B. beim Herunterfahren des Triebwerks, hängt es von der Höhe der Reibungskräfte ab, **wann die Bürste zurückfedern kann** und so den Spalt wieder verkleinert. Reibung entsteht zwischen Bürste und abstützendem „Backing Plate“ und innerhalb der Bürste. Damit ist vom anliegenden Druckabfall bis zum Rückfedern mit einem relativ hohen Leckluftstrom zu rechnen, der sich sogar noch zeitweilig erhöhen kann.

Die Hysterese wird unter anderem von **Reibungskräften in und an der Bürste** bestimmt (siehe Bild 6.10.3.2.1-8). Sie kann offenbar durch **konstruktive Gestaltung** wie Aussparungen an der „Backing Plate“ (Bild 6.10.3.2.3-5) verringert werden. Bei gefügten Bürsten, wie in Bild 6.10.3.2.1-2, lässt sich die Hysterese mit den ringförmigen Lufträumen geeignet beeinflussen.

Die **Rückstellkräfte** werden von vielen **Auslegungsmerkmalen** der Bürste wie Dicke der Bürstenhaare, Materialkombination an den Reibflächen, freier Bürstenlänge und Bürstenhöhe (Bild 6.10.3.2.1-2) beeinflusst.

Auf Grund der vielfältigen Einflüsse aus Gestaltung, Auslegung und Betrieb ist mit **sehr unterschiedlichen Hystereseverläufen** zu rechnen. Die Skizze ist also lediglich als ein Schema das Tendenzen aufzeigt anzusehen. Es sind aber auch die **Schwierigkeiten ausreichend aussagefähiger betriebsnaher Leckagemessungen** in Versuchsaufbauten zu erkennen. Hierzu gehören Aussagen zum **Langzeitverhalten** der Bürstendichtungen, wenn Faktoren wie Verschleiß und Oxidation hinzukommen. Gerade bei Bürstendichtungen gilt: **„The engine will tell us.“** (Band 1 Bild 3.2.2-2).

Bild 6.10.3.2.1-10: Ein charakteristisches Merkmal des Betriebsverhaltens von Bürstendichtungen ist die **Hysterese der Leckrate bzw. des Radialspalts bei einer Veränderung des Druckabfalls** (Diagramm unten). Die durchgezogene Kurve zeigt den Verlauf der Leckrate bzw. die Dichtwirkungen. Die gestrichelte Kurve gilt für den Radialspalt zwischen Bürste und Rotor. Dieses Verhalten ist aus den **radial wirkenden Kraftkomponenten** beim Start und Abstellen erklärlich. Beim Anfahren einer Turbomaschine mit Anstieg des Drucks und damit dem Druckabfall an der Dichtung, (Detail-skizze oben links) entsteht der untere Kurvenast. Der obere Kurvenast gilt für das Abstellen (Detail-skizze oben rechts).

Die wichtigen, radial wirkenden Kraftkomponenten sind in den oberen Skizzen dargestellt:

F_B ist die Radialkomponente der Reibungskraft die durch den Kontakt der Bürstenfasern gegeneinander und gegen die rückwärtige Abstützungsplatte (backing plate) entsteht. Diese Kraft ist bei einem für eine Bürstendichtung typischen Druckabfall deutlich höher als die anderen nach innen wirkenden Komponenten.

F_E ist die elastische **Rückstellkraft** als Folge der Auslenkung der Bürstenhaare.

F_G ist die dynamisch erzeugte **Auftriebskraft** an der Faser als Folge einer Luftpolsterbildung zwischen Gleitfläche und Faserspitze.

F_{BD} ist die Kraft aus dem „**Blow Down**“-Effekt des in der Bürste radial nach innen fließenden Leckluftstroms.

F_A ist die radial wirkende Komponente der **Anstreifkraft** zwischen Bürste und Rotor.

F_R ist die radial **nach außen wirkende Kraft** auf die Faser durch die Bewegung des Rotors gegen die Bürste.

Im Fall des Druckanstiegs wirken F_B , F_E und F_{BD} gegen die Auslenkung und erhöhen die

notwendige Kraft des Rotor zur Auslenkung der Bürste. Diese auslenkende Kraft wird in erster Linie durch F_A , die Resultierende aus der Anstreifkraft und F_R , die Radialkraft aus der Bewegung des Rotors gegen die Bürste gebildet. Es kommt also zu einem Kontakt bzw. einer Spalt- und Leckluftminimierung zwischen Rotor und Bürste. Wenn sich eine ausreichend große dynamische Luftkraft F_G (ähnlich wie bei einem Luftlager) gebildet hat, ist der metallische Kontakt unterbrochen.

Bei einem Druckabfall wirkt die Reibungskraft zwischen den Bürstenhaaren und zwischen Bürste und rückwärtiger Abstützungsplatte gegen die Rückfederung und den „blow down“-Effekt. Weil diese Kraft (F_B) sehr hoch ist, kann die Bürste nicht mit der Rotorbewegung zurückfedern. Erst bei einer deutlichen Verringerung des Druckabfalls (abgestelltes Triebwerk) kommt es zum vollständigen Rückfedern (siehe Bild 6.10.3.2.1-9).

Es ist also davon auszugehen, dass eine maximal ausgelenkte Bürste bis zum Abstellen des Triebwerks nicht mehr in Kontakt mit dem Rotor kommt. Dadurch wird **der Verschleiß minimiert und kann direkt den Start/Abstellzyklen zugeordnet** werden. Es stellt sich im Betrieb ein relativ großer Spalt ein, der einer eingelaufenen Labyrinthdichtung nahe kommt. Wird die Bürste mit einer Überdeckung eingebaut, liegen bereits im Stillstand die Bürstenhaare am Rotor auf und werden elastisch ausgelenkt. In diesem Fall ist während der ersten Zyklen mit einer hohen Dichtwirkung zu rechnen (untere Kurve im Diagramm). Es ist jedoch davon auszugehen, dass durch den Materialkontakt während des Hochfahrens nach kurzer Betriebszeit Verschleiß auftritt, der zu einem bleibenden Spalt führt. Damit ist **von einer Überdeckung keine nachhaltige Verbesserung der Dichtwirkung einer Bürstendichtung zu erwarten**. Zusätzlich besteht erhöhte Gefahr, dass es bei einem unbeabsichtigten Drehen des Rotors gegen die Anstellrichtung der Bürste zu einer **Beschädigung der Bürstenhaare durch Verbiegen** kommt (Bild 6.10.3.2.2-3 und Bild 6.10.3.2.2-4).

Die Hysterese der Leckrate ist ein charakteristisches Merkmal der Bürstendichtungen

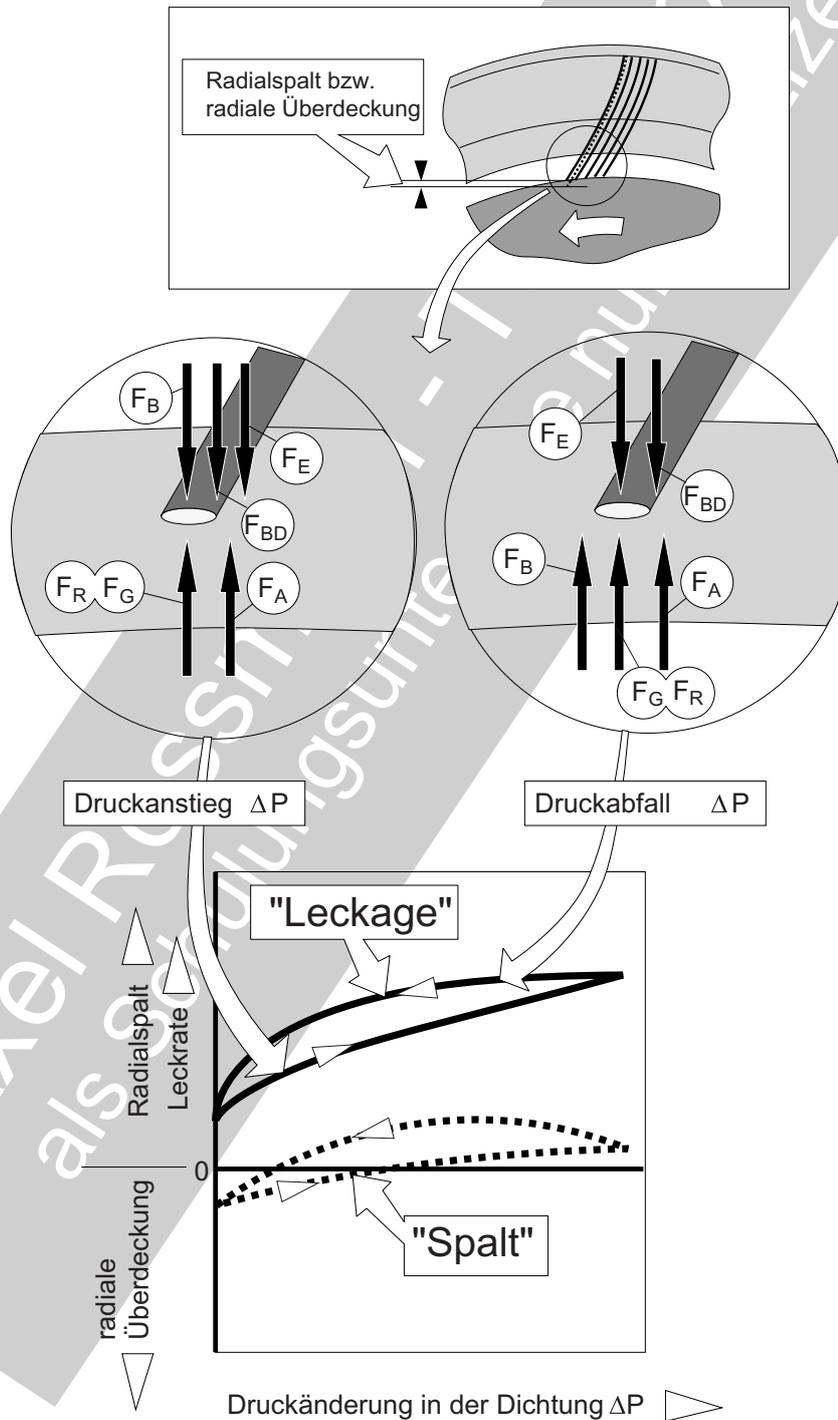


Bild 6.10.3.2.1-10

Beeinflussung des dynamischen Verhaltens einer umlaufenden Welle mit Bürsten- und Labyrinthdichtungen.

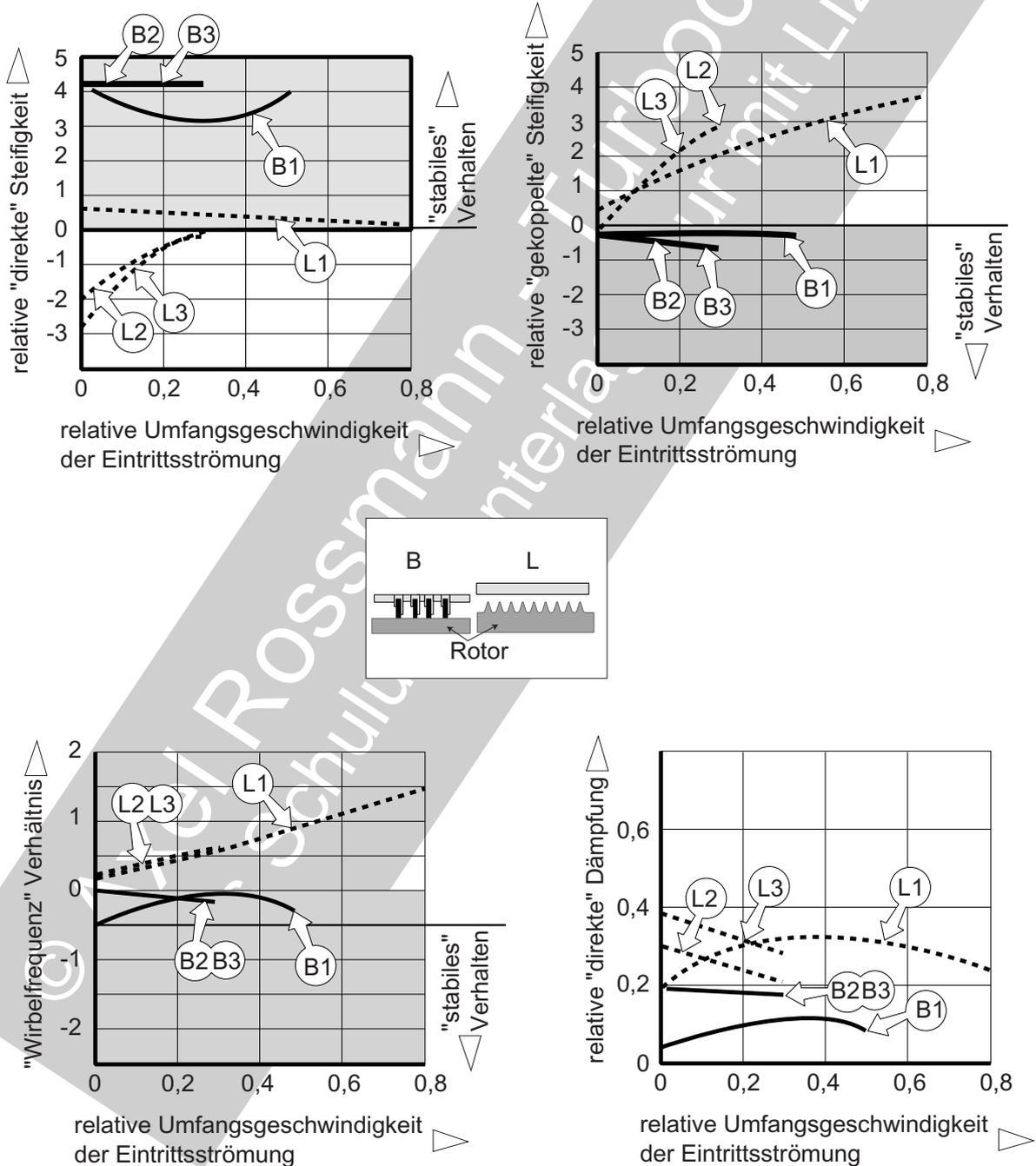


Bild 6.10.3.2.1-11

Bild 6.10.3.2.1-11 (Lit 6.10.3.2.1-18): Neben der guten Dichtwirkung kann man auch die **schwingungsdämpfende Wirkung von Bürstendichtungen auf Rotoren** nutzen.

Labyrinthdichtungen können rotordynamische Instabilitäten der Welle auslösen (siehe Band 1 Kapitel 5.4). Die Schwingungsanregung geht von der in der Dichtung rotierenden Gasströmung aus. Solche Schwingungen können von einer „**Wirbelbremse**“ abgeschwächt oder vermieden werden. Eine solche wird gegen die Strömungsrichtung vor der Dichtung angebracht und vermindert die Tangentialgeschwindigkeit der Strömung zur Dichtung.

Aus dem Aufbau einer Bürstendichtung ist zu erwarten, dass diese neben ihrer Dichtwirkung auch die Funktion einer „Wirbelbremse“ hat, weil das stehende Bürstenpaket die Tangentialkomponente der Leckströmung abbremst. In der angegebenen Literatur wurden in einem Prüfstand Vergleichsuntersuchungen zwischen einer vierfach Tandembürste und einem Labyrinth mit neun Spitzen durchgeführt. Diese Dichtungen hatten eine relativ große axiale Länge um den Einfluss auf die Rotordynamik zu ermitteln. Die Dichtwirkung war dabei offenbar von untergeordneter Bedeutung. Der Rotor wurde von außen zu Schwingungen angeregt.

Es zeigte sich, dass die Labyrinthdichtung des Versuchsaufbaus immer eine negative direkte Steifigkeit aufwies, d.h. die Auslenkung durch eine abnehmende Gegenkraft begünstigte. Die Bürstendichtung zeigte eine **positive Steifigkeit**, d.h. sie setzt der Auslenkung eine ansteigende Kraft entgegen. Die **gekoppelte Steifigkeit** (in Umfangsrichtung) ist bei der Bürstendichtung im Gegensatz zur Labyrinthdichtung niedrig und vom Eintrittsdrall der Strömung unabhängig. Das Labyrinth wirkt über die gekoppelte Steifigkeit destabilisierend auf die Welle, während dies bei der Bürste nicht der Fall ist.

Die **direkte Dämpfung** ist dagegen beim Labyrinth höher als bei der Bürstendichtung. Das Verhältnis der Umlaufgeschwindigkeit der

Strömung in der Dichtung zur Umlaufgeschwindigkeit des Rotors ist ein geeignetes Maß für die **dynamische „Stabilität“ einer Dichtung** (siehe auch Bild 6.10.3.1.1-3.1). Dieses **Wirbelfrequenzverhältnis** ist bei der Bürstendichtung sehr klein, und nahezu unabhängig von allen Testparametern - **Merkmal einer schwingstabilen Dichtung**. Bei hohen tangentialen Eintrittsgeschwindigkeiten zeigt das Wirbelfrequenzverhältnis des Labyrinths dagegen in eine instabile Richtung.

Die Schlussfolgerung in Literatur 6.10.3.2.1-18 für die untersuchte Bürstendichtung wird im Folgenden im Originalwortlaut zitiert:

„1.) **The rotordynamic coefficients** (direct and cross-coupled damping and stiffness coefficients) are independent of seal spacing or inlet tangential velocity.

2.) **Direct stiffness** is frequency dependent and always positive. The mean value of the direct stiffness coefficient increased slightly with increase in pressure ratio and showed no dependence on the other test parameters.

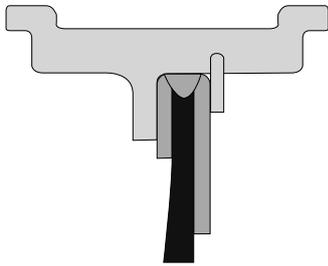
3.) **Cross-coupled stiffness** is very low and generally negative, therefore, stabilizing. The cross-coupled stiffness coefficient is generally independent of all test parameters, particularly the inlet preswirl, in contrast to conventional labyrinth seals.

4.) **Direct damping** slightly increases with increase in rotor speed. The intercept of the fluid forces imposed on the seal ...vs frequency at $\omega=0$ is not zero. This could be attributed to Coulomb friction caused by bristle contacting the shaft.

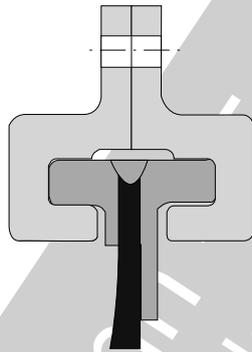
5.) **The whirl frequency ratio indicates that the brush seal is extremely stable. This ratio did not vary with any of the test parameters.**

Typische Anwendungen und Gestaltung
von Bürstendichtungen in Triebwerken.

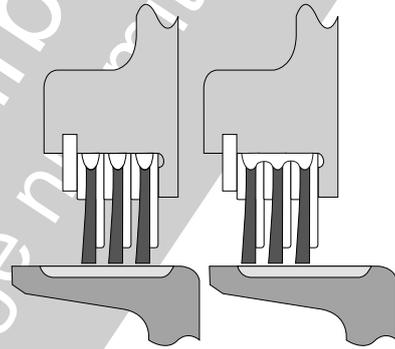
übliche Einbau-
konfiguration



Bürste mit integrierter
Halterung

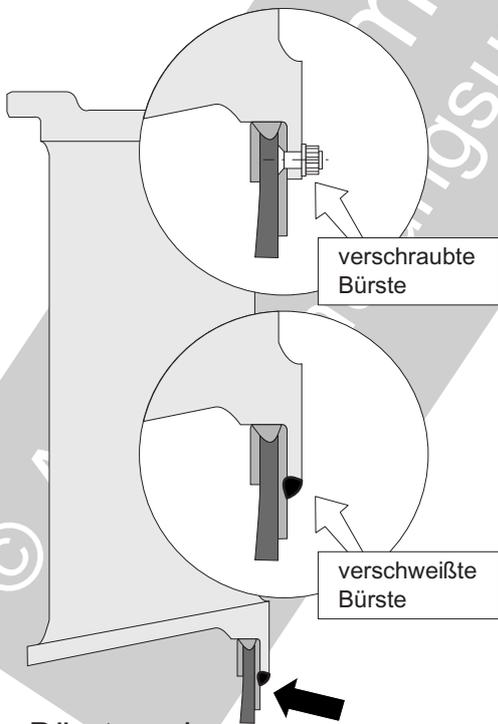


Bürsten in
Tandemanordnung



Einzelbürsten

integrale
Bürsten



Bürsten als
Zwischenstufendichtung

Bild 6.10.3.2.1-12.1

Segmentierte Bürste
(halbierter Ring)

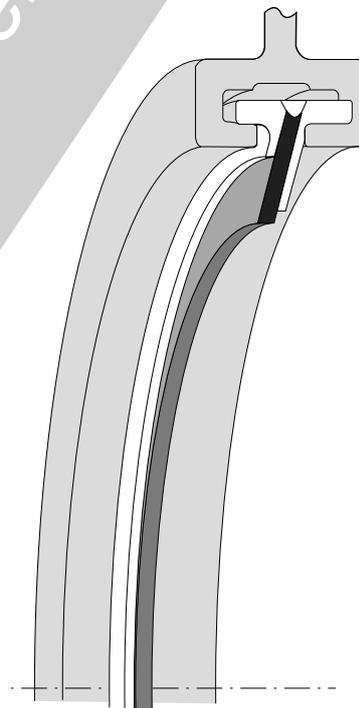


Bild 6.10.3.2.1-12.1 (Lit 6.10.3.2.1-1): Die platzsparende Bauweise, gute Dichtwirkung und dämpfende Wirkung der Bürstendichtungen auf Rotorschwingungen ermöglichen den **Einsatz in vielen Bereichen** einer Turbomaschine.

Dafür lässt sich die Bürste ähnlich einem Wälzlager einbauen oder **in das Bauteil integrieren** (Skizzen oben links). Die Halterung der Bürstendichtung wird auf die Betriebsbedingungen abgestimmt. Solche Konfigurationen bieten die Chance segmentierter Bürstendichtungen, wie z.B. in **axial geteilten Gehäusen** (Skizze unten rechts).

Bürstendichtungen in **Tandemanordnung** (Skizze oben rechts) werden immer dann genutzt, wenn der zu beherrschende Druckabfall die Einzelbürste überlastet (siehe Bild 6.10.3.2.1-3). Tandembürsten lassen sich entweder als Staffelung von Einzelbürsten oder in integrierter Bauweise realisieren.

Bürsten als Zwischenstufendichtungen in einem Turboverdichter zeigt die Skizze unten links. Die Bürste kann hier gleichzeitig zur Versteifung des Innendeckbands dienen. Denkbar ist, dass sich die ausgeprägte innere Reibung der Bürste sogar als Dämpfung gegen Schwingungen des Leitapparats nutzen lässt.

Bild 6.10.3.2.1-12.2 (Lit 6.10.3.2.1-19): Mit dem dargestellten Bürstenkonzepten lassen sich anwendungsspezifische, individuelle Erfordernisse befriedigen.

„A“ **Robustes Bürstengehäuse** als Dreh-(Metall) oder Spritzteil (thermisch stabiler **Kunststoff**).

„B“ **Ablängbares und segmentierbares Bürstenelement** für große Durchmesser. Es besteht aus gefassten Metalldrähten oder Kunststofffasern (z.B. Aramid).

„C“ **‘Hakenabdichtung’** für eine kleine radiale Bauhöhe bei großer Radialveränderung des Dichtspalts.

Bild 6.10.3.2.1-13: Dieses moderne Fantriebwerk war eines der ersten das mit **Bürstendichtungen ausgerüstet** wurde. Die Anwendung erfolgte im Bereich der **vorderen Lagerkammer** (Skizze oben) und am **Verdichteraustritt** (Skizze unten). Das hier herrschende hohe Druckgefälle erfordert gewöhnlich Tandemanordnungen, um eine Drucküberlastung der Bürste (engl. blow out, siehe Bild 6.10.3.2.1-3 und Bild 6.10.3.2.1-4) zu vermeiden. Interessant ist, dass am Verdichteraustritt trotzdem auf eine **„absichernde“ Labyrinthdichtung** nicht verzichtet wurde. Die Anstreichfläche wird von der scheibenartigen Ausgestaltung der Welle im Flanschbereich zum Verdichterroter gebildet und nicht in den Wellenkonus integriert. Solche integrierten Ansätze für Bürstenlaufflächen sind inzwischen bei anderen Triebwerken im gleichen Bereich zu finden.

Angepasste Bürstendichtungskonzepte erweitern den Einsatz.

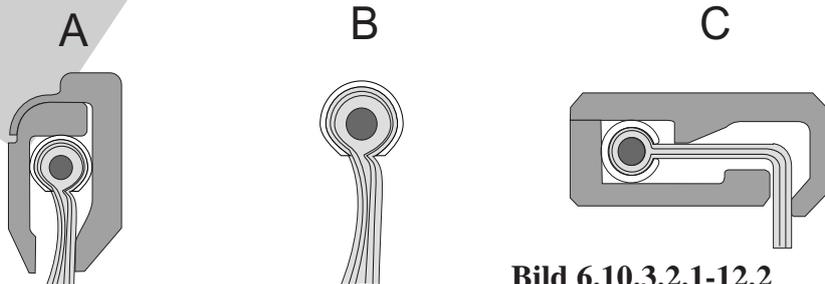
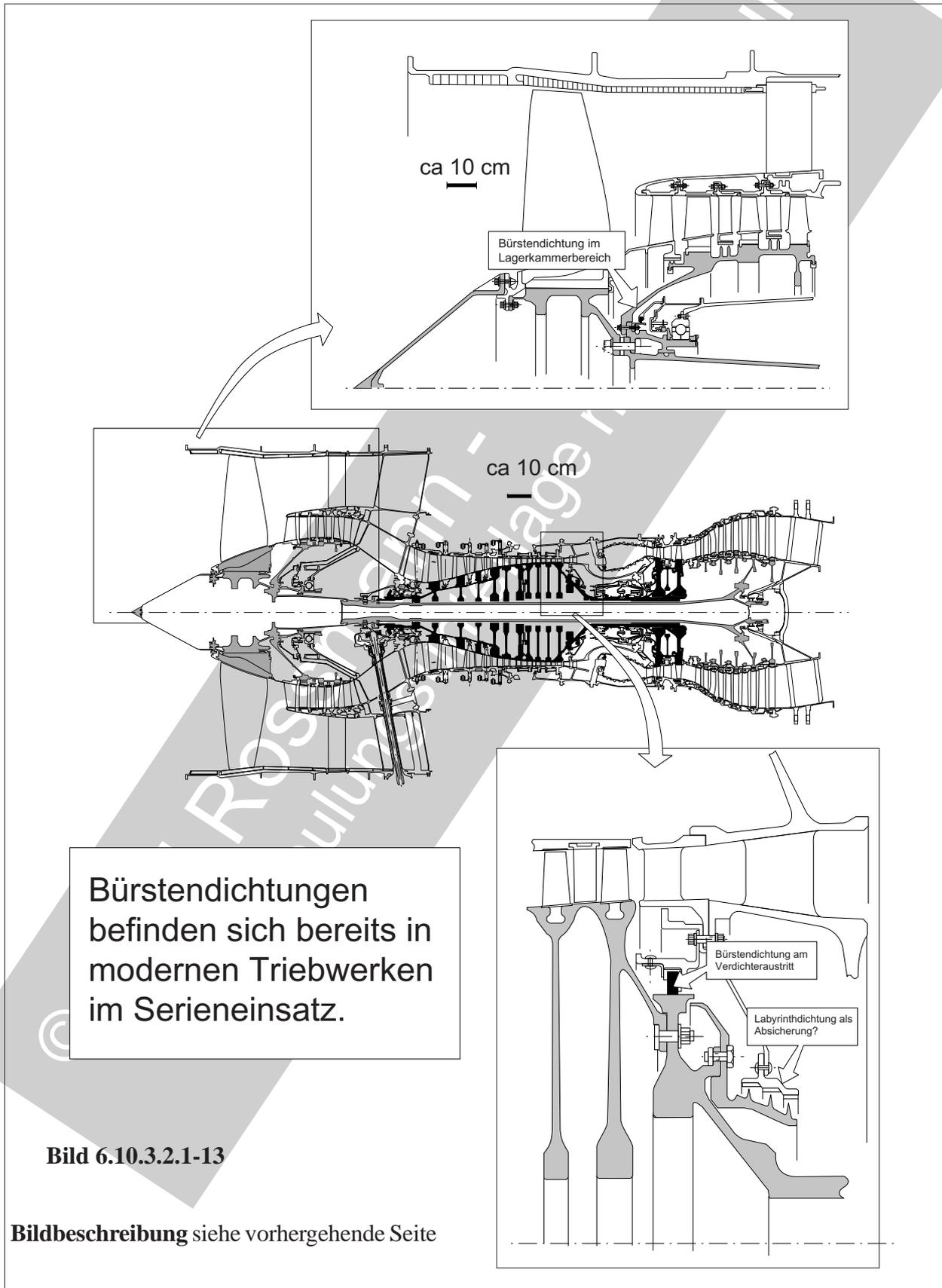


Bild 6.10.3.2.1-12.2



Berührungsfreie Dichtungen Bürstendichtungen: Grundlagen

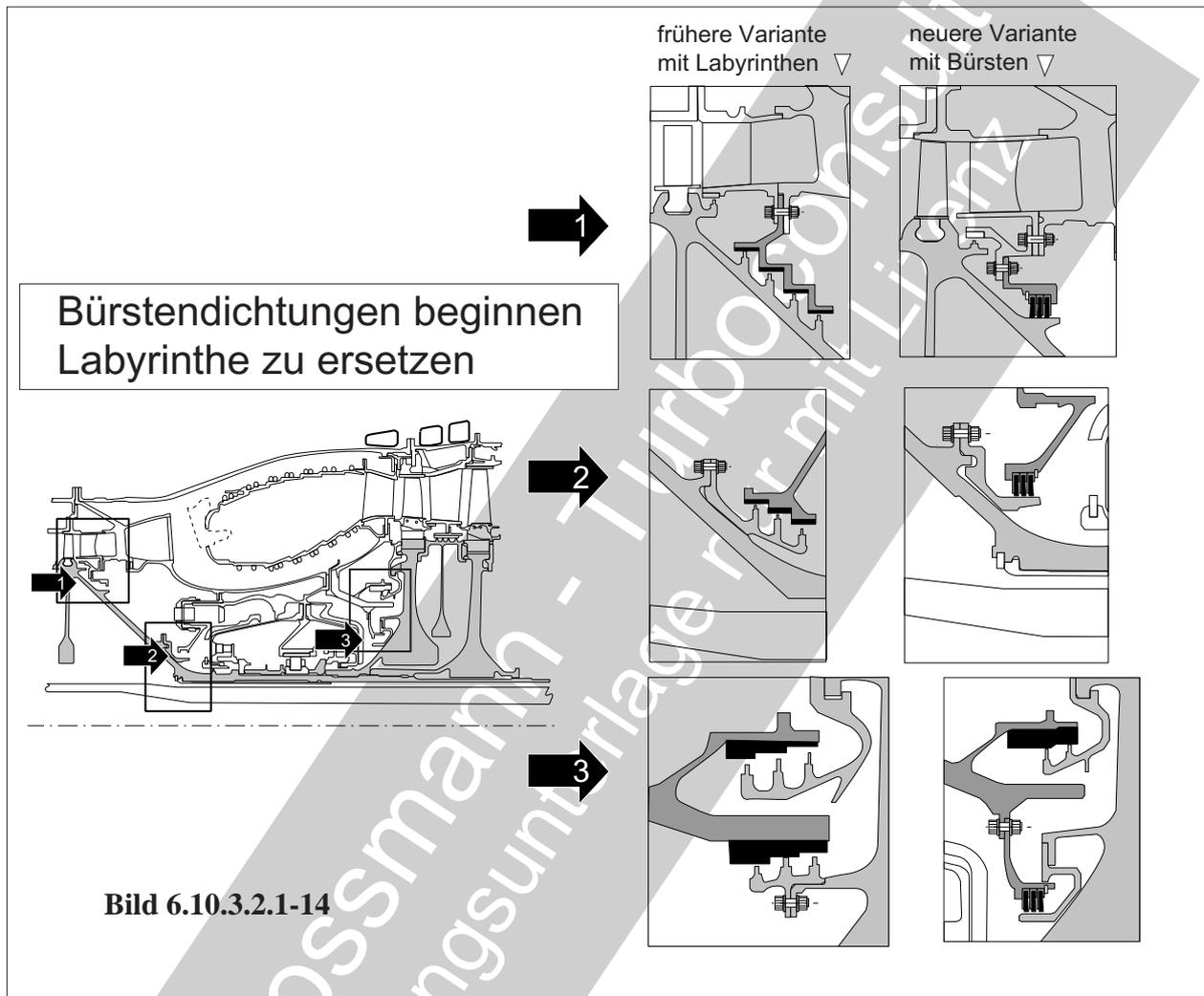


Bild 6.10.3.2.1-14 (Lit 6.10.3.2.1-10): In einem modernen großen Fantriebwerk kamen in einer **früheren Version** (Skizze oben) **Labyrinthdichtungen** im Bereich des Verdichteraustritts und des Kühlluft eintritts an der Vorderseite der ersten Hochdruckturbinenscheibe (außen und innen) zum Einsatz (Skizzen linke Spalte). Am Verdichteraustritt wurden ein vierstufiges Labyrinth und ein dreistufiges Labyrinth verwendet. Eine spätere **leistungsstärkere Version** erhielt an insgesamt **vier Stellen Bürstendichtungen**. Die Skizzen in der rechten Spalte zeigen die zwei zusätzlichen Verdichtererendichtungen und die innere Turbinendichtung. Deutlich ist der zu den Labyrinthdichtungen vergleichsweise **kleine Bauraum der Bürstendichtungen** zu erkennen. Von den Turbinendichtungen gibt es offenbar mehrere konstruktive Varianten, sodass nicht klar ist, inwieweit

die hier dargestellte innere Dichtung welchem Triebwerksbaumuster entspricht. Von diesen wurden Überholungsintervalle bis 20 000 Stunden erwartet. Anfangs waren alle Dichtungen in **Duplexbauweise** (Zweier-Tandem) ausgeführt. Diese wurden gegen Dreier-Tandembürsten ausgetauscht. Der Tausch lässt vermuten, dass sich die Zweier-Tandembürsten nicht bewährt haben. Es darf angenommen werden, dass das Druckgefälle für zwei Bürsten zu groß war und diese überlastete (siehe Bild 6.10.3.2.1-3). Ein unzulässig hoher Verlust an Kühlluft kann zu erhöhten Temperaturen der Turbinenrotorschaukeln und damit zu hohen Kosten führen.

Die Triebwerke weisen nun **Laufzeiten zwischen 600 und 11 000 Stunden** auf. Die äußere Bürstendichtung in der Hochdruckturbinen-

liegt in der Nähe des Scheibenkranzes und dichtet gegenüber dem Heißgasstrom ab. Damit ist diese Dichtung wohl besonders hohen Anstreifgeschwindigkeiten und hohen Betriebstemperaturen ausgesetzt. So ist es wenig verwunderlich, dass diese Dichtungen am stärksten geschädigt wurden. Sie waren nach 10 000 Betriebsstunden durch starken und ungleichmäßigen **Bürstenhaarverschleiß** (Bild 6.10.3.2.2-6) unbrauchbar geworden. Die inneren Bürstendichtungen der Hochdruckturbinen waren dagegen relativ wenig verschliffen und wiederverwendbar. Allgemein kann aus der Literatur entnommen werden, dass die Airline, welche die Triebwerke betreibt, damals deutlich robustere Bürstendichtungen für notwendig erachtet hat, um die geforderten sicheren Laufzeiten zu erreichen. Der nunmehr beobachtete **vielfältige Einsatz von Bürstendichtungen in militärischen und zivilen Flugtriebwerken spricht für einen steile Lernkurve**. Offenbar ist heute mit Hilfe der Bürstenhersteller eine Auslegung mit akzeptablem Restrisiko möglich.

Bild 6.10.3.2.1-15 (Lit. 6.10.3.2.1-4): Dieses Beispiel zeigt den weiten **potenziellen Anwendungsbereich von Bürstendichtungen**. Es lässt aber auch den großen **Entwicklungsaufwand** erkennen der notwendig ist, um Bürstendichtungen, die bei extremen Einsatzbedingungen ein befriedigendes Betriebsverhalten haben, zu entwickeln.

Für die Niederdruckturbinen des dargestellten Hubschraubertriebwerks wurde eine **Spitzen-dichtung** konstruiert, gebaut und im Triebwerk erprobt. Der Versuchslauf erstreckte sich über 21 Betriebsstunden mit zyklischen und konstanten Betriebsbedingungen. Die Deckbandtemperatur lag bei 620°C und die Umfangsgeschwindigkeit des Deckbands betrug 335 m/sec (ca. 20 000 U/min).

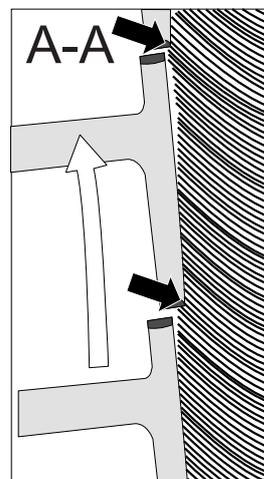
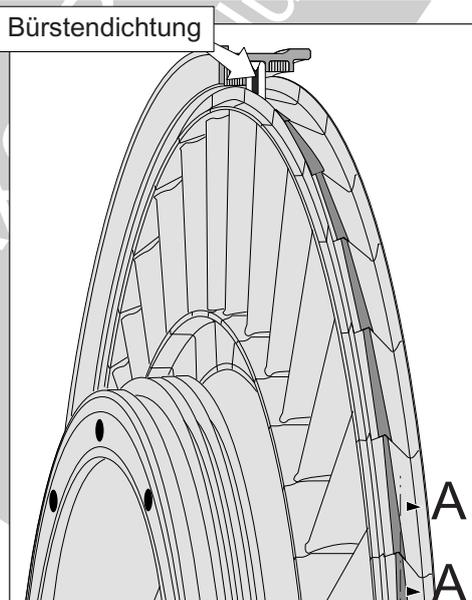
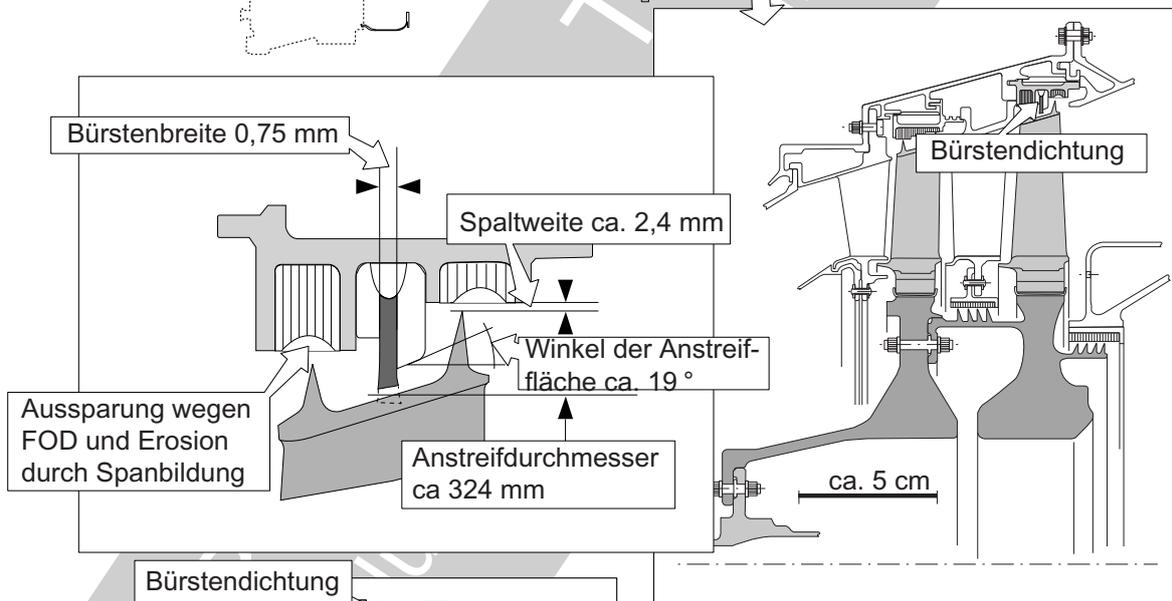
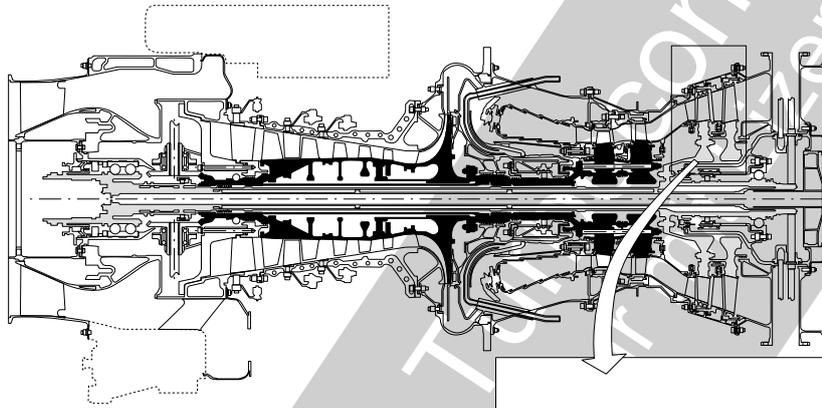
Die **Bürstendichtung** sollte eine **Waben-dichtung** der Serienausführung ersetzen. Zur Montage musste die Dichtung schräg-radial aufgeschnitten werden. Die Lebensdaueranforderung setzte voraus, dass ein Austausch der Dichtung in bestimmten Intervallen (Überholung) erfolgt. Es zeigte sich, dass die Bürste aus Haynes 25-Drähten eine glatte Laufspur auf den Schaufeldeckbändern erzeugte, ohne diese direkt zu beschädigen. Offenbar kam es zum Aufschmieren von Bürstenmaterial. Die normale Aufbiegung bzw. Schrägstellung der Deckbänder führte zu einer entsprechenden Laufspurgeometrie.

Es zeigte sich, dass die Bürste sich anfangs sehr schnell abnutzte, die Abnutzung sich dann aber deutlich verlangsamte. Offenbar hatte sich die Bürste schnell so weit abgeschliffen, dass über den größten Teil der Prüfzeit kein Kontakt der Bürste mit dem Deckbandkranz vorhanden war. Die Abnutzung der Bürste wird bei zyklischem Betrieb deutlich beschleunigt. Hier scheint sich eine ausgeprägte Hysterese der Bürste bemerkbar zu machen (Bild 6.10.3.2.1-9 und Bild 6.10.3.2.1-10).

Diese Versuche wurden 1993 veröffentlicht. Bisher, ca. 20 Jahre später, ist nicht bekannt geworden, ob eine solche Dichtungsanwendung zur Serienreife entwickelt werden konnte. **Dieser Zeitraum erscheint zwar dem Nichtfachmann sehr lang. Er ist jedoch für die Entwicklung neuer derart anspruchsvollen Technologien von ersten Versuchen bis zur Serienreife durchaus normal** (Lit. 6.10.3.2.1-20).

Berührungsfreie Dichtungen Bürstendichtungen: Grundlagen

Erprobung einer Bürstendichtung am Deckband einer Niederdruckturbin



Befund nach dem Prüflauf

Bild 6.10.3.2.1-15

Die Einsatzmöglichkeiten von Bürsten als Dichtungen in Triebwerken sind vielfältig.

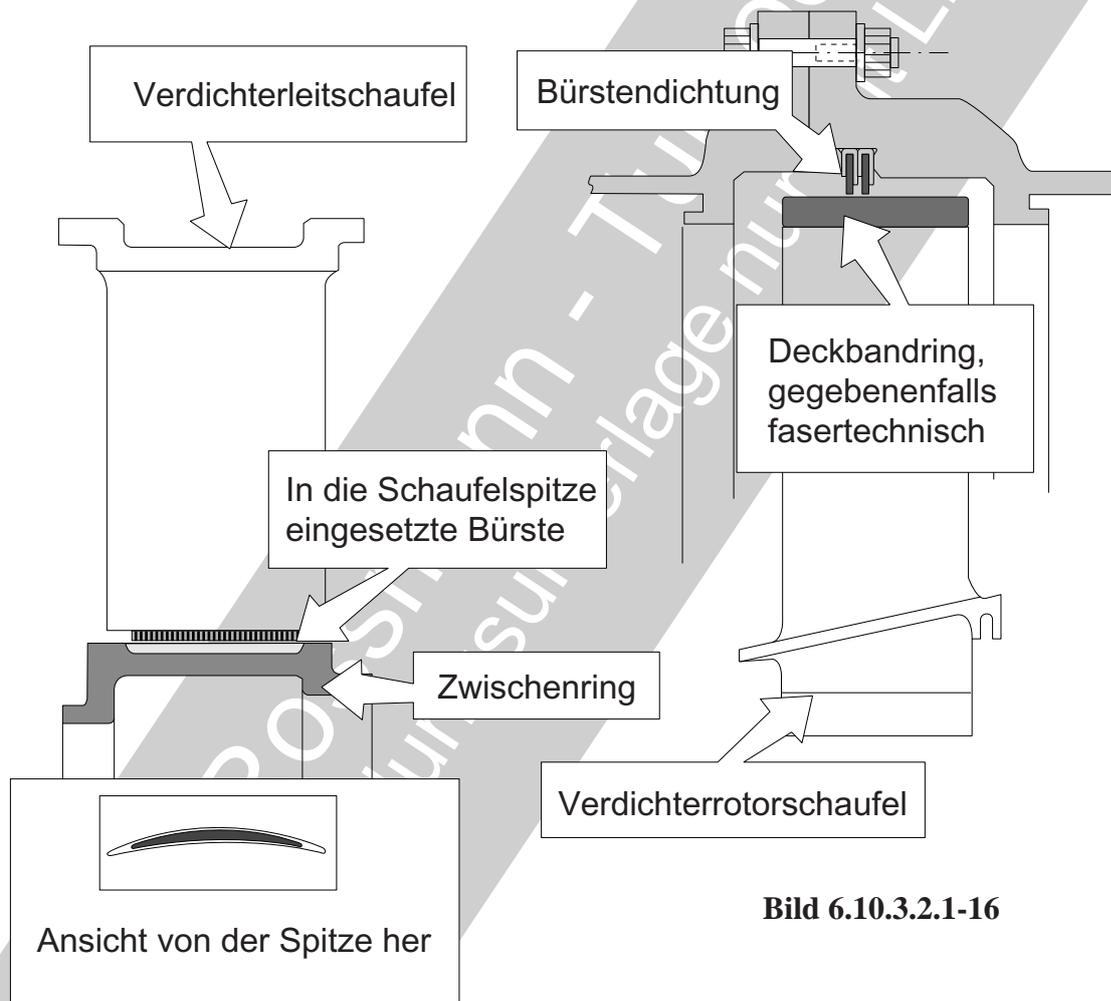


Bild 6.10.3.2.1-16: Wie das Beispiel in Bild 6.10.3.2.1-15 zeigt, sind sehr **unterschiedliche Anwendungen von Bürstendichtungen** in Turbomaschinen denkbar. Um die zusätzlichen Probleme hoher Betriebstemperaturen wie Oxidation der dünnen Bürstendrähte und Nachlassen der Federwirkung durch plastische Verformung infolge Kriechen zu vermeiden, bietet sich für Bürstendichtungen besonders der Einsatz in kälteren und moderat warmen Bereichen an. Damit wird besonders der Verdichterbereich interessant. Die Skizze links zeigt

den hypothetischen Einsatz einer Bürste als Spitzendichtung an deckbandlosen Leitschaufeln.

Die rechte Skizze stellt eine Bürstendichtung als Spitzendichtung an Verdichtertorschaufeln dar. Der selbsttragende aufgesetzte Deckbandring könnte z.B. aus hochfestem und hochsteifem, faserverstärktem Titan bestehen.

Bild 6.10.3.2.1-17: Diese Anwendungsbeispiele zeigen, dass neben der Dichtwirkung auch noch andere Eigenschaften von Bürstendichtungen im allgemeinen Maschinenbau vorteilhaft genutzt werden können.

Halterung von frei dehnbaren Bauteilen: Die linke obere Skizze stellt den Heiteibereich eines Hubschraubertriebwerks dar (Lit. 6.10.3.2.1-6). Der Spalt über den Schaufeln des Hochdruckturbinenrades (Pfeil) ist für den Wirkungsgrad und die Leistung der Hochdruckturbinenrad und damit zu einem erheblichen Teil des gesamten Triebwerks, maßgebend. Dieser Spalt muss nach Möglichkeit über die gesamte Betriebszeit minimiert werden. Hierzu wird ein im Gehäuse befestigter Dichtungsring (Turbinenring), unter dem die Schaufelspitzen durchlaufen angebracht. Für einen solchen Turbinenring bietet sich **Keramik** wegen seiner günstigen Eigenschaften an: Hohe Warmfestigkeit (Einsparung von Kühlluft), kleine Wärmedehnung (Spalthaltung) und hohe Erosions- und Abriebfestigkeit. Die Sprödigkeit der Keramik und die Wärmedehnungsunterschiede zum Gehäuse erschweren jedoch die Befestigung (siehe auch Band 1 Bild 3-15 und Bild 3-21). Die Skizze oben rechts zeigt eine konstruktive Lösung, in der eine Vierer-Tandembürste den keramischen Turbinenring gegen das Gehäuse elastisch abstützt. Die Bürste verhütet mit einer niedrigen Wärmeleitung gleichzeitig eine zu starke Aufheizung des Gehäuses. Ähnliche Anwendungen sind im **Bereich von Brennkammern und Turbinenleitschaufeln** bekannt geworden. Hier übernimmt die Bürstendichtung Dichtungsfunktion und/oder **Abstützung metallischer Bauteile**, (Lit 6.10.3.2.1-8). Eine Serienanwendung ist jedoch nicht bekannt. Bürstendichtungen lassen sich auch mit Gleitringdichtungen als Halterung kombinieren. Die elastische Bürstendichtung ermöglicht eine leichtere Ausrichtung des Gleitrings (Lit 6.10.3.2.1-12).

Labyrinthdichtungen mit Bürsten als Einlauffläche (Skizzen Mitte links): Literatur 6.10.3.2.1-7 beschreibt Versuche in denen Labyrinthspitzen auf dem Rotor in ein breites Bürstenpaket eintauchen. Die Dichtung zeigte bei dynamischen Tests (zyklische Veränderung der Überdeckung) im Vergleich zu einer konventionellen Labyrinthdichtung ein günstiges Verhalten. Problematisch erwies sich erwartungsgemäß der **Bürstenabrieb** beim Eintauchen der Spitzen.

Abdichtung von Lagerkammern langsam laufender Wellen. Diese Dichtungen sind für zähe Schmierstoffe wie **dickflüssiges Öl oder Fett** konzipiert. Die Skizzen Mitte rechts zeigen verschiedene Dichtungsvarianten, bei denen die Bürstendichtung auf der Welle sitzt und mit dieser rotiert. Die Anstreiffläche ist hier das statische Teil.

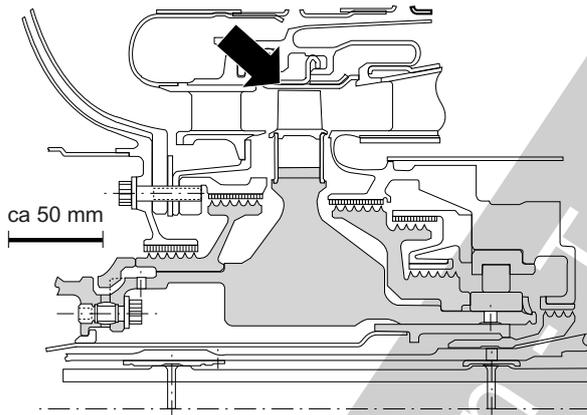
Zwischenstufendichtung von Turbinenrotoren:

Die unterste Skizze zeigt am Beispiel einer Industriegasturbine (Lit. 6.10.3.2.1-8) den Einsatz einer, entsprechend dem hohen Druckgefälle mehrfachen, Tandembürste.

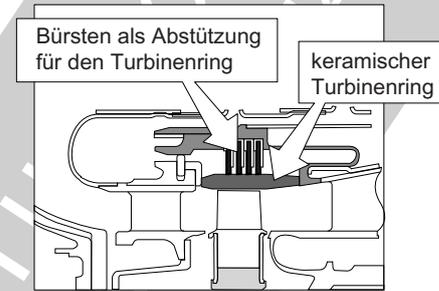
In **Dampfturbinen** haben inzwischen auf der Hauptwelle solche Tandemanordnungen, auch in Kombination mit vorhandenen Labyrinthanwendung gefunden. Inzwischen lassen sich **Durchmesser von mehreren Metern abdichten**.

Beispiele für neue Konstruktionsmöglichkeiten durch Bürstendichtungen.

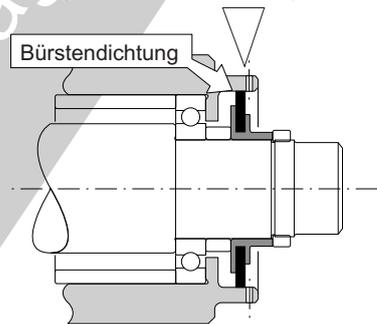
Serienversion des Hubschraubertriebwerks



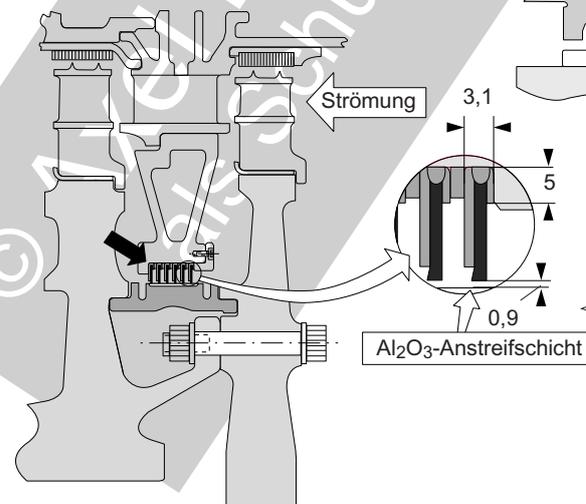
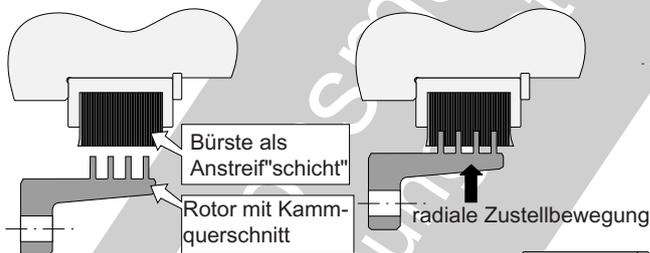
Version mit einem durch Bürsten abgestützten keramischen Turbinenring



Anwendung an einem fettgeschmierten Lager



Das Bürsten- und Labyrinthprinzip lassen sich auch kombinieren.



Anwendung in einer Turbine der Kraftstoffpumpe einer Rakete. Sehr hohe Druckdifferenz an der Dichtung!

Bild 6.10.3.2.1-17

Bildbeschreibung siehe vorhergehende Seite

Literatur zu Kapitel 6.10.3.2.1

6.10.3.2.1-1 R.Flower, „Brush Seal Development System“, Paper von 1990, AIAA-90-2143, Seite 1-8.

6.10.3.2.1-2 J.Derby, R.England, „Tribopair Evaluation of Brush Seal Applications“, Paper AIAA 92-3715 der AIAA/SAE/ASME/ASEE 28th Joint Propulsion Conference, July 6-8, 1992, Nashville TN, Seite 1-14.

6.10.3.2.1-3 P. Basu, A. Datta, R. Johnson, R. Loewenthal, J.Short, „Hysteresis and Bristle Stiffening Effects of Conventional Brush Seals“, Paper AIAA 93-1996 der AIAA/SAE/ASME/ASEE 29th Joint Propulsion Conference, June 28-30, 1992, Monterey,CA, Seite 1-8.

6.10.3.2.1-4 R.C. Hendricks, T.A. Griffin, G.A. Bobula, R.C. Bill, H.W. Howe, „Integrity Testing of Brush Seal in Shroud Ring of T-700 Engine“, ASME Paper 93-GT-373 des „International Gas Turbine and Aero Engine Congress“, Cincinnati, Ohio, May 24-27, 1993, Seite 1-13.

6.10.3.2.1-5 R.C. Hendricks, M.J. Braun, V. Canacci, R.L. Mullen, „Brush Seals in Vehicle Tribology“, Paper IX (i) des Symposiums Sept. 1990 Leeds/Lyon, Seite 231-242.

6.10.3.2.1-6 A.R. Sanderson, „Projected Power and Specific Fuel Consumption Development of the Rolls Royce Gem Engine“, Proceedings des „37th Annual forum of the American Helicopter Society“, New Orleans, May 17, 1981, Seite 359-402.

6.10.3.2.1-7 „Advanced Bristle Seals for Gas Turbine Engines“, Report FR9201-01 des Contract DAAJ02-92-C-0008, 1993, Seite 1-39.

6.10.3.2.1-8 S. Dinc, G. Reluzo, N.A. Turnquist, J. Lawen, P.Crudington et al. „Brush Seals in Industrial Gas Turbines- Turbine Section Interstage Sealing“, Paper AIAA-98-3175 der „34th AIAA, ASME, SAE, ASEE Joint Propulsion Conference“ July 13-15, 1998, Cleveland,OH, Seite 1-10.

6.10.3.2.1-9 R.Prior, J.Short, P.Basu, „Brush Seal Wear Model“, Paper AIAA-98-3170 der „34th AIAA, ASME, SAE, ASEE Joint Propulsion Conference“ July 13-15, 1998, Cleveland,OH, Seite 1-6. .

6.10.3.2.1-10 S.M.Soditus, „Commercial Aircraft Maintenance Experience Relating to Current Engine Seal Technology“, Paper AIAA-98-3284 der „34th AIAA, ASME, SAE, ASEE Joint Propulsion Conference“ July 13-15, 1998, Cleveland,OH, Seite 1-4.

6.10.3.2.1-11 P.F. Crudnington, „Brush Seal Performance Evaluation“ Paper AIAA-98-3172 der „34th AIAA, ASME, SAE, ASEE Joint Propulsion Conference“ July 13-15, 1998, Cleveland,OH, Seite 1-7.

6.10.3.2.1-12 S.B. Lattime, M.J. Braun, F.K. Choy, R.C. Hendricks, B.M. Steinetz, „Advances in Hybrid Floating Brush Seals“, Paper AIAA-98-3171 der „34th AIAA, ASME, SAE, ASEE Joint Propulsion Conference“ July 13-15, 1998, Cleveland, OH, Seite 1-10.

6.10.3.2.1-13 J.F. Short, P. Basu, A. Datta, R.G. Loewenthal, R.J. Prior, „Advanced Brush Seal Development“, Paper AIAA-96-2907 der „32th AIAA, ASME, SAE, ASEE Joint Propulsion Conference“ July 1-3, 1996, Lake Buena Vista, FL, Seite 1-8.

6.10.3.2.1-14 J.A. Millward, M.F. Edwards, „Windage Heating of Air Passing Through Labyrinth Seals“, Paper ASME 94-GT-56 des „International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition“ The Hague, Netherlands, June 13-16, 1994, Seite 1-7.

6.10.3.2.1-15 J.F. Short, P. Basu, A. Datta, R.G. Loewenthal, R.J. Prior, „Advanced Brush Seal Development“, Paper AIAA 96-2907 der 32nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, July 1-3, 1996/Lake Buena Vista, FL.

6.10.3.2.1-16 R.E. Chupp, C.A. Dowler, „Performance Characteristics of Brush Seals for Limited-Life Engines“, ASME Paper 91-GT-281 des „International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition“, Orlando, FL, June 3-6, 1991, Seite 1-8.

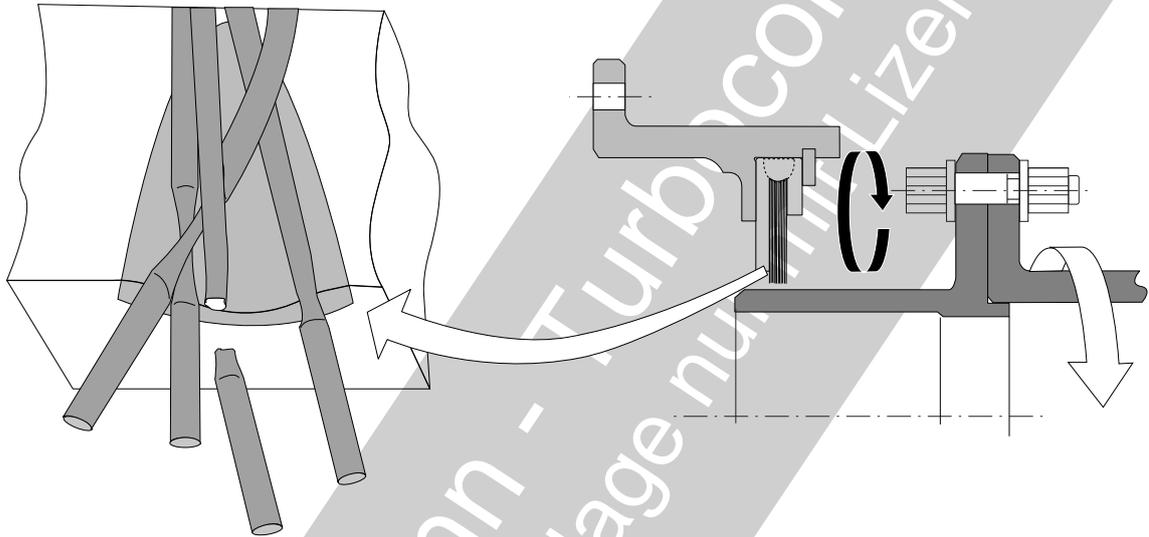
6.10.3.2.1-17 G.F. Holle, M.R. Krishnan, „Gas Turbine Engine Brush Seal Applications“, Paper AIAA 90-2142 der „26th Joint Propulsion Conference“, July 16-18, 1990, Orlando, FL, Seite 1-9.

6.10.3.2.1-18 K.J. Conner, D.W. Childs, „Rotordynamic Coefficient Test Results for a Four-Stage Brush Seal“, „Journal of Propulsion and Power“, Vol.9, No. 3, May-June 1993, Seite 462-465.

6.10.3.2.1-19 „Bürstendichtungen - Präzision und Know-How für höchste Anforderungen“, Firmenangaben GER 10/07/MUC/01000/UN/EB/D, MTU Aero Engines GmbH, 2011, www.mtu.de/buerstendichtungen, Seite 1-11.

6.10.3.2.1-20 A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 3“, 2000, ISBN 3-00-017733-7, Kapitel 14.

6.10.3.2.2 Schäden an Bürstendichtungen



Schäden an Bürstendichtungen:

Wie jedes Maschinenelement weisen auch Bürstendichtungen spezifische **Schadensmechanismen** und Schäden auf, die Rückschlüsse auf ursächliche Einflüsse zulassen (Bild 6.10.3.2.2-1). Betriebserfahrungen haben gezeigt, dass es **bei nicht ausreichender Beachtung konstruktiver Auslegungsregeln** (siehe Kapitel 6.10.3.2.3) **auch bei Bürstendichtungen zu gefährlichen, selbstverstärkenden Schadensabläufen mit extremer Überhitzung, ähnlich Labyrinthdichtungen** (Bild 6.10.3.2.2-4), kommen kann (Bild 6.10.3.2.2-2). Aus dem **Schadensbild** lassen sich wichtige Rückschlüsse ziehen. Typische Bürstenschäden stehen im Zusammenhang mit einer **elastischen oder plastischen Verformung der Bürstenhaare** (Bild 6.10.3.2.2-4). So kann z.B. die geometrische Form der Anstreiffläche an der Spitze der Bürstenhaare Rückschlüsse auf die Verformung der Bürstenhaare während des Betriebs zulassen und ermöglicht damit Rückschlüsse auf besondere Betriebsbelastungen und Schadensursachen (Bild 6.10.3.2.2-3). Damit ist eine Voraussetzung für gezielte Abhilfen gegeben (siehe Kapitel 6.10.3.2.3).

In einer Bürste spielen sich beim **Durchtritt der Leckluft** komplexe Vorgänge ab, die im Zusammenhang mit aerodynamischen Effekten stehen (Bild 6.10.3.2.2-5), die zur **Schwingungsanregung** und/oder zu Verformungen der Bürstenhaare führen (elastisch und/oder plastisch, Bild 6.10.3.2.2-6 und 6.10.3.2.2-7). Dabei können Schäden durch Schwingverschleiß (fretting) an den Bürstenhaaren und den Abdeckplatten entstehen oder besondere Verschleißbilder vom Anstreifen der Bürste an der Dichtfläche des Rotors.

Natürlich ist ein Schaden an der Bürste auch im Zusammenhang mit der **Anlauffläche des Rotors** zu sehen. Bei **Anlaufvorgängen** unter hohen Relativgeschwindigkeiten, die bei einer Spaltüberbrückung zumindest kurzzeitig erfolgen, treten zwischen den Haarspitzen der Bürste und der Anstreiffläche örtlich hohe Temperaturen sowie mechanische Belastungen auf, die zu **typischen Schadensbildern** führen (Bild 6.10.3.2.2-8). Bei unerwartet großen radialen Relativbewegungen

des Rotors gegen die Bürstendichtung kann es zu einer **Berührung der rückwärtigen Abdeckplatte** (engl. backing plate) **mit dem Rotor** kommen und so die Integrität des Rotors gefährdet werden (Bild 6.10.3.2.2-10). Erstaunlicherweise ist eine ähnliche Situation auch bei einem zu großen Spalt zwischen Backing Plate und Rotor möglich (Bild 6.10.3.2-10). Obwohl Untersuchungen zeigten, dass zumindest Tandem-Bürstendichtungen nicht in dem Maß wie Labyrinthdichtungen Schwingungen am Rotor auslösen (Bild 6.10.3.2.1-11) zeigen Erfahrungen, dass offenbar derartige Schäden zumindest bei Einzelbürsten doch möglich sind (Bild 6.10.3.2.2-11).

Da es sich bei Bürstendichtungen im Vergleich zu Labyrinthdichtungen um eine relativ junge Technologie handelt, bleiben noch viele Fragen offen. Dies zeigen die vielen Publikationen, die sich mit dem **Verständnis des Betriebsverhaltens von Bürstendichtungen** beschäftigen. So ist z.B. nicht klar, wie sich Bürstendichtungen im Bereich von Lagerkammern verhalten, wenn *Lecköl oder Öldampf in der Bürste verkockt* und diese zusetzt, was u.a. die Bürstensteifigkeit und damit das Anstreifverhalten deutlich erhöhen würde. Die in letzter Zeit gesammelten Erfahrungen scheinen jedoch zu bestätigen, dass das Problem zumindest anwendungsspezifisch beherrschbar ist.

Folgeschäden durch Bürstendichtungen:

Bürstendichtungen sind in der Lage, ähnlich Labyrinthdichtungen selbst Schäden an anderen Bauteilen auszulösen bzw. zu begünstigen (Bild 6.10.3.2.2-12). Diese können als Folgeschaden nach einem Bürstendichtungsschaden auftreten oder werden von der Funktion der Bürstendichtung ausgelöst. Verschlechtert sich eine Bürstendichtung, auf deren niedriger **Leckrate** z.B. die Auslegung der **Kühlluftzufuhr** eines mechanisch belasteten Heißeils beruht (Lit 6.10.3.2.1-10), kann dies bereits bei leichten Temperaturerhöhungen zu merklich kürzeren Lebensdauern und so zu hohen Kosten führen (Band 1 Bild 5.3.2-4). Eine unvorgesehene Änderung der Dichtwirkung kann über die Änderung des Druckniveaus die **Axialkräfte des Rotors einer Turbomaschine auf die Hauptlager** verändern (Bild 6.10.3.1.1-2 und Bild 6.10.3.1.1-3). Damit erhöht sich die Gefahr eines Lagerschadens.

Abfallende, **ausbrechende Bürstenhaare** oder **Verschleißpartikel** der Haare und/oder Anstreiffläche können je nach Anwendung der Bürstendichtung in den **Ölkreislauf** oder den **Kühlluftkreislauf** (Bild 6.10.3.2.2-12) gelangen.

Schadensrelevante Besonderheiten von Bürstendichtungen.

Ungeeignete Montage- und Demontagemöglichkeit mit der Gefahr einer Verformung des Rahmens und/oder Beschädigung der Bürste.

Faserbrüche durch Abschmelzen an der Schweißnahtwurzel oder von der Schweißung nicht erfasste Fasern

ungeeignetes Material der Fasern bezüglich:

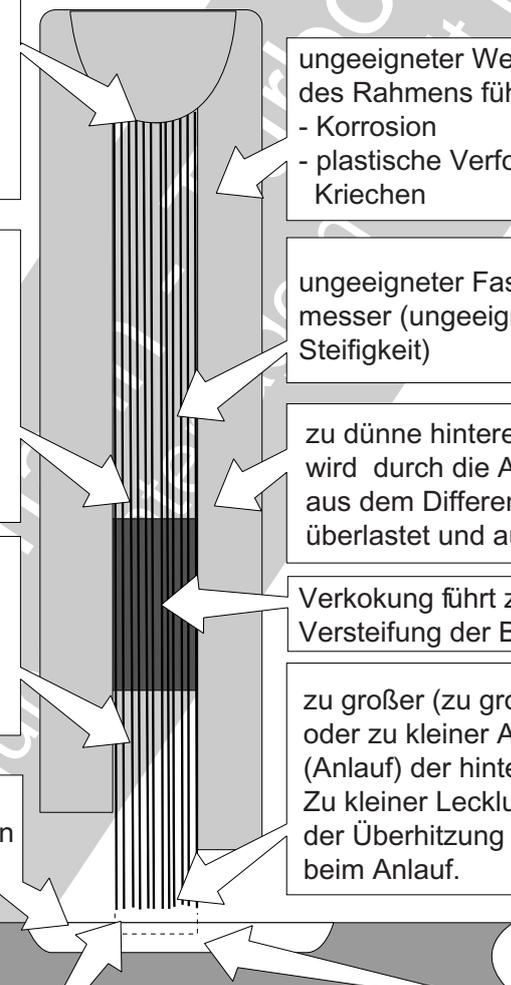
- Oxidation
- Korrosion
- Frettingverschleiß
- Gleitverschleiß
- Erosion
- Steifigkeit

Verbogene oder unter falschem Winkel stehende Faser als Folge der Bürstenfertigung

zu schmale Anstreiffläche für die Axialverschiebungen im Betrieb

ungeeignetes Tribosystem Faser/Anstreiffläche:

- zu hoher Reibbeiwert
- Verschleiß
- Aufschmieren



ungeeigneter Werkstoff des Rahmens führt zu:

- Korrosion
- plastische Verformung/ Kriechen

ungeeigneter Faserdurchmesser (ungeeignete Steifigkeit)

zu dünne hintere Deckplatte wird durch die Axialkraft aus dem Differenzdruck überlastet und ausgebogen

Verkokung führt zur Versteifung der Bürste

zu großer (zu großer Leckstrom) oder zu kleiner Abstand (Anlauf) der hinteren Deckplatte. Zu kleiner Leckluftstrom: Gefahr der Überhitzung der Bürste beim Anlauf.

- Ermüdungsausbrüche
- Aufheizung durch schlechte Wärmeableitung
- Materialaufbau/

zu große Überdeckung oder zu großer Spalt

Bild 6.10.3.2.2-1

Bild 6.10.3.2.2-1: Schadensrelevante Einflüsse an Bürstendichtungen:

Fertigung: Bürstentypen, deren Haare durch eine **Schweißung** mit dem Bürstenrahmen verbunden werden, haben ein erhöhtes Risiko der

Ablösung von Bürstenhaaren. Haare können von der Schmelzschweißung nicht erfasst worden sein, wurden abgeschmolzen oder am Nahtübergang so geschwächt, dass sie sich im Betrieb lösen.

Fertigungsbedingte Ungleichmäßigkeiten der

Bürste in der **Packungsdichte**, dem **Bürstenwinkel** einzelner Haare oder ganzer Haarbüschel können das Verschleißverhalten verändern.

Ein **Verkleben der Bürstenhaare** durch Hilfsstoffe wie Wachse, die beim Ausschmelzen verkoken, kann die Bürstensteifigkeit unzulässig erhöhen. Die Herstellung eines **genauen Innendurchmessers** des Bürstenpakets ist für die Dichtwirkung von besonderer Bedeutung. Schmelzverfahren wie **Laserschneiden** oder **Funkenerosion** (EDM) können die Haarspitzen verkleben. **Schleifverfahren** können die Bürstenwinkel verändern und/oder schwer entfernbare **Abriebpartikel** (Schleifstaub) zurücklassen.

Konstruktion: Alle geometrischen Größen beeinflussen die Funktion einer Bürstendichtung. Hierzu gehören insbesondere die Spaltweite bei Montage und im Betrieb, Bürstenhöhe (Fachbegriffe siehe Bild 6.10.3.2.1-2), die freie Bürstenlänge, Dicke und Höhe der Rahmenrückwand (Backing Plate) und der Durchmesser der Bürstenhaare. Die Faserdurchmesser beeinflussen in besonderem Maß die Steifigkeit der Bürste und damit ihr Betriebsverhalten. Der Radialspalt bestimmt die Dichtwirkung. Mit der Leckluftmenge wird auch die Neigung der Bürste zur Überhitzung beim Anstreifen und der blow down Effekt (pressure closure, Bild 6.10.3.2.3-6) beeinflusst.

Ein zu enger Radialspalt zwischen Backing Plate und Rotor ist besonders gefährlich, weil bei einem Kontakt der Rotor durch Überhitzung und Verschleiß schwer beschädigt werden kann. Ein zu großer Abstand (zu große freie Bürstenlänge) vermindert den ertragbaren Druckabfall und birgt die Gefahr, dass Bürstenhaare durch den **Blow Out-Effekt** in den Spalt gebogen werden und bei einer Spaltverkleinerung abgedrückt werden oder einen gefährlichen Anstreifvorgang auslösen (Bild 6.10.3.2.2-10).

Eine Überdeckung der Bürste begünstigt Beschädigungen bei der Montage und beim Hand-

ling der Bürste und wird sich erfahrungsgemäß schnell abnutzen, sodass ein Vorteil in der Dichtwirkung nur während einer kurzen Anfangszeit genutzt werden kann.

Eine zu schwache Backing Plate kann durch die von der Druckdifferenz ausgelösten Axialkräfte plastisch verformt werden (Bild 6.10.3.2.2-4).

Bewegt sich die Bürste durch axiale Relativbewegungen über die **eingelaufene Anstreiffläche** des Rotors, entsteht ein ungünstigeres Tribosystem.

Besondere Aufmerksamkeit ist auf die Montierbarkeit und Demontierbarkeit der Bürstendichtung zu legen. Gegebenenfalls sind speziell adaptierte Werkzeuge vorzusehen. Bei der **Montage** darf die Bürste nicht beschädigt werden und der konstruktiv vorgesehene Radialspalt ist über den gesamten Umfang einzuhalten.

Werkstoff: Die Auswahl geeigneter Werkstoffe der **Tribopartner** Bürstenhaare und Anstreiffläche entscheidet über das Anstreifverhalten. So sind z.B. das **Verschleißverhalten**, die Neigung zu **Materialaufschmierung** (Fressen), die **Oxidationsbeständigkeit** und die **Festigkeit** der Haare bei Betriebstemperatur zu berücksichtigen. Der Einsatz von Bürstendichtungen bei **erhöhten Temperaturen** erfordert eine besonders sorgfältige Werkstoffauswahl. Kriterien sind die Bürstenfestigkeit in Form der **Kriechfestigkeit** zur Erhaltung der **Federwirkung** über die gesamte Betriebszeit und die **Oxidationsbeständigkeit**. Gerade die dünnen **gegeneinander reibenden Bürstenhaare** können **beschleunigt durchoxidieren** (Band 1 Kapitel 5.1) und frühzeitig brechen.

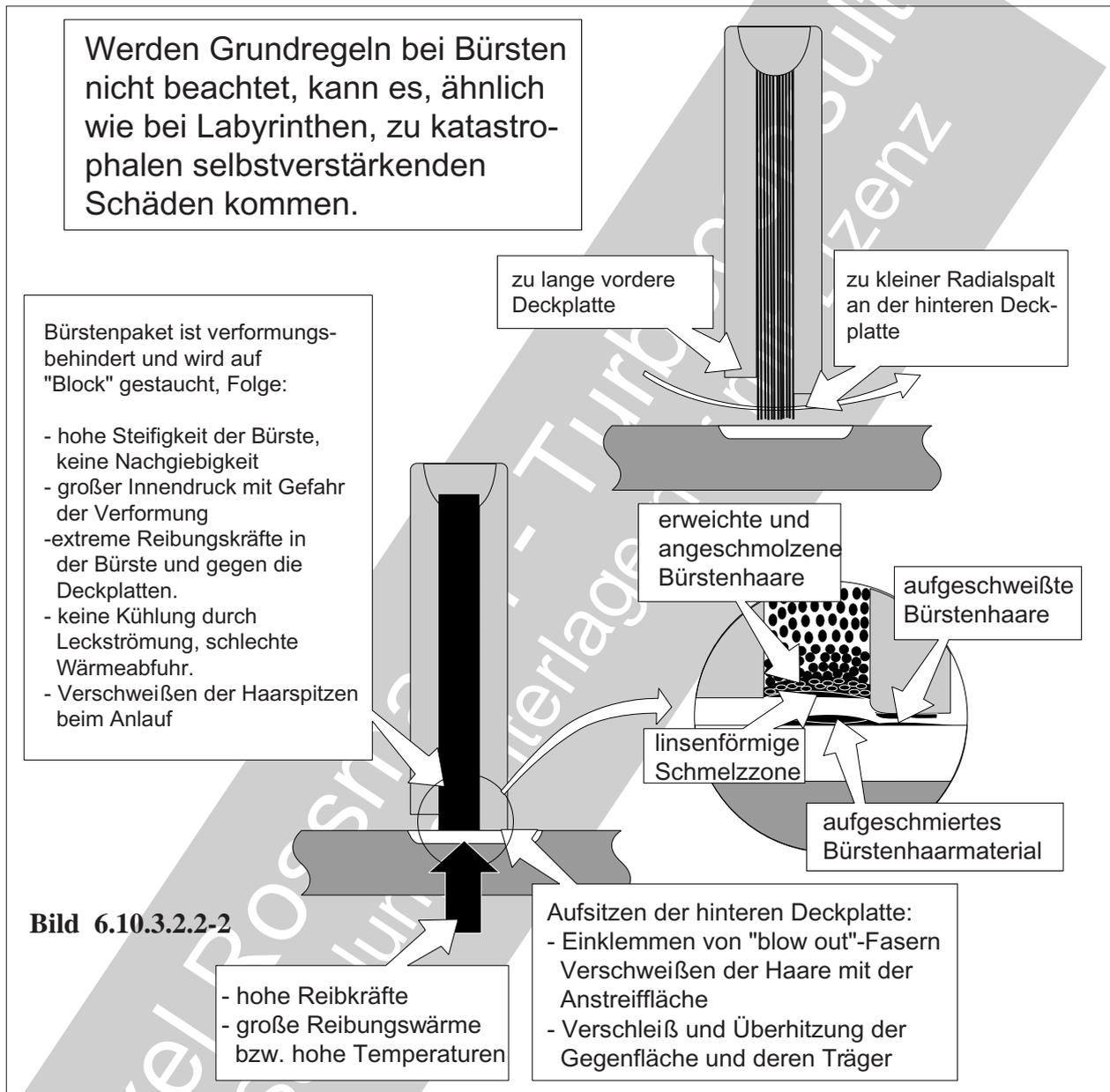


Bild 6.10.3.2.2-2: Bürstendichtungen haben prinzipbedingt das **Potenzial eines wichtigen Sicherheitsvorteils** gegenüber Labyrinthdichtungen. Von Labyrinthdichtungen ist ein **katastrophaler, selbstverstärkender Anstreifvorgang** bekannt (Bild 6.10.3.1.2-4) der zum **Durchtrennen der rotierenden Labyrinthkomponente** führen kann. Die Haare richtig ausgelegter Bürstendichtungen (siehe Bild 6.10.3.2.2-1 und Kapitel 6.10.3.2.3) werden beim Anstreifen abgerieben und/oder lediglich eine dünne Schicht Haarmaterial am Rotor aufgetragen, ohne dass eine Selbstverstärkung eintritt.

Merkmale einer ungünstig ausgelegten Bürste:

- zu hohe Steifigkeit,
- ungeeignete Werkstoffkombination Bürste/Anstreiffläche,
- zu kleiner Leckluftstrom,
- zu hoher Differenzdruck (siehe Bild 6.10.3.2.1-3),
- zu geringe freie Bürstenlänge,
- zu lange vordere Deckplatte (Skizze oben).

können jedoch auch bei einer Bürstendichtung

einen gefährlich selbstverstärkenden Anlauf begünstigen. Dabei verschmelzen die Bürstenhaare im Spitzenbereich. Teilweise scheinen die Schmelze und abgerissene Haare im „Bürstenrahmen“ mitgerissen zu werden (Detail). Durch den „**Blow Out-Effekt**“ werden weich gewordene Haare in den Spalt zwischen Backing Plate und Rotor gedrückt. Das gleiche geschieht mit abgeschmolzenen oder abgerissenen Bürstenhaaren.

Als besonders gefährlich ist offenbar eine **Bürstengestaltung anzusehen, bei der die Deckplatte nahezu gleich hoch wie das Backing Plate ist.** Kommt es zur merklichen Spaltüberbrückung wird die Bürste in den „Bürstenrahmen“ gedrückt. Reicht dessen Volumen nicht aus die Fasern aufzunehmen, steigt die **Steifigkeit** der Bürste bei gleichzeitig minimaler **Leckluftmenge** steil an (Skizze unten). Die dünnen Bürstenhaare können so die entstehende Wärme aus dem Bereich der Haarspitzen nur ungenügend abführen. Die Aufheizung der radial relativ hohen Bürste und des meist dünnwandigen Rotors führt zu einer weiteren Spaltverengung und intensiviert den Vorgang.

Bild 6.10.3.2.2-3: Die Ermittlung ursächlicher Einflüsse eines Bürstenschadens ist nicht einfach. Besonders wichtig ist, alle aussagefähigen Details zu kennen und zu nutzen. So stellt sich z.B. bei **verbogenen Bürstenhaaren** (Skizze oben) die Frage nach der Ursache der Verformung und damit auch nach dem **Zeitpunkt**. Es gilt z.B. **Fertigungsfehler** von **montage- und betriebsbedingten Überlastungen** zu unterscheiden.

Die Praxis zeigt, dass von Bürstenhaaren die **Geometrie der Spitze** (angegebener Winkel der Kontaktfläche an der Bürstenspitze) hilfreiche Hinweise geben kann (untere Skizzen).

„**A**“: die normale Verschleißfläche liegt parallel zur Anstreiffläche des Rotors und entspricht einer Ellipse deren Form und Lage zum Bürstenwinkel passt. Diese Merkmale lassen umgekehrt auf einen normalen Anstellwinkel und eine normale Funktion rückschließen.

„**B**“: Werden Haare durch den Leckluftstrom zum Rotor hin radial nach innen ausgelenkt (blow down-Effekt) sind sie weiter abgerieben und nach dem Rückfedern kürzer als andere. Weil diese Haare während des Anstreifvorganges steiler standen, ist die Ellipse weniger langgestreckt und liegt nicht parallel zur Anstreiffläche des Rotors.

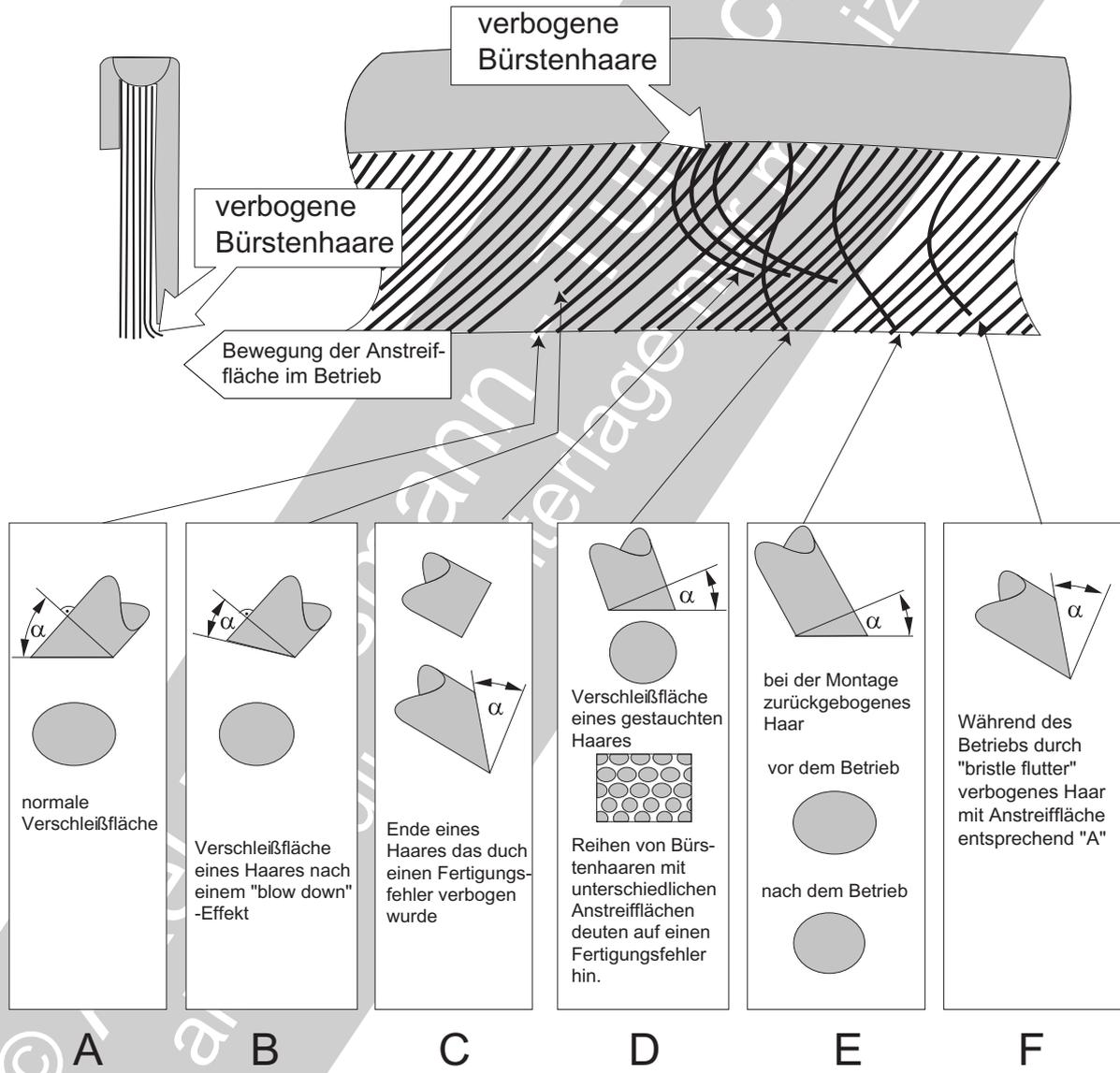
„**C**“: Waren Haare bereits am Neuteil, etwa durch einen **Fertigungsfehler** vor der Herstellung des Innendurchmessers so verbogen, dass ein Anstreifen im Betrieb nicht mehr erfolgte, entspricht die Spitzenfläche in Form und Lage nicht einer Anstreiffläche. Wurde die Haarspitze durch die Herstellung des Innendurchmessers bearbeitet, entspricht der Querschnitt dem von „**A**“. In beiden Fällen zeigt die Fläche jedoch keine typischen Anstreifspuren, sondern charakteristische Merkmale des Fertigungsverfahrens zur Herstellung des Innendurchmessers der Bürste (z.B. Laserschneiden, Drahterodieren, Schleifen).

„**D**“: Bei der **Montage** oder durch Schwingungen (engl. bristle flutter) „**gestauchte**“ **Haare** sind typisch S-förmig verbogen. Ihre Verschleißfläche ist wegen des steilen Anstellwinkels eher kreisförmig. Diese ist jedoch im Gegensatz zu „**B**“ parallel zur Anstreiffläche des Rotors orientiert. Sind mehrere benachbarte Haarreihen gleichmäßig verbogen, weist dies auf einen Fertigungsfehler hin.

„**E**“: Bei der **Montage (Rückdrehen** des Rotors gegen die Faseranstellung) oder in der **Fertigung** verbogene Haare, die im Gegensatz zu „**C**“ lang genug blieben, um im Betrieb an-

Gasdichtungen Bürstendichtungen: Schäden

Aus verbogenen Bürstenhaaren und deren Endflächen lassen sich Rückschlüsse auf Schadenseinflüsse ziehen.



Der Winkel α kann ein wichtiges Indiz für den Entstehungszeitpunkt der Haarverbiegung sein

Bild 6.10.3.2.2-3

zustreifen. Solche Haare zeigen entsprechend ihrem Anstellwinkel eine mehr kreisförmige Anstreiffläche ähnlich dem Fall „D“.

„F“: Haben Haare normale Anstreifflächen („A“), sind aber so weit verbogen, dass ein

Kontakt mit der Anstreiffläche nicht mehr möglich ist, dürfte es sich um durch „Bristle Flutter“ verbogene Haare handeln. Diese wurden im Betrieb von Schwingungen verwirbelt und bleibend ausgelenkt.

Betriebsbedingte Ursachen für verbogene Haare und Verformungen bei Bürstendichtungen.

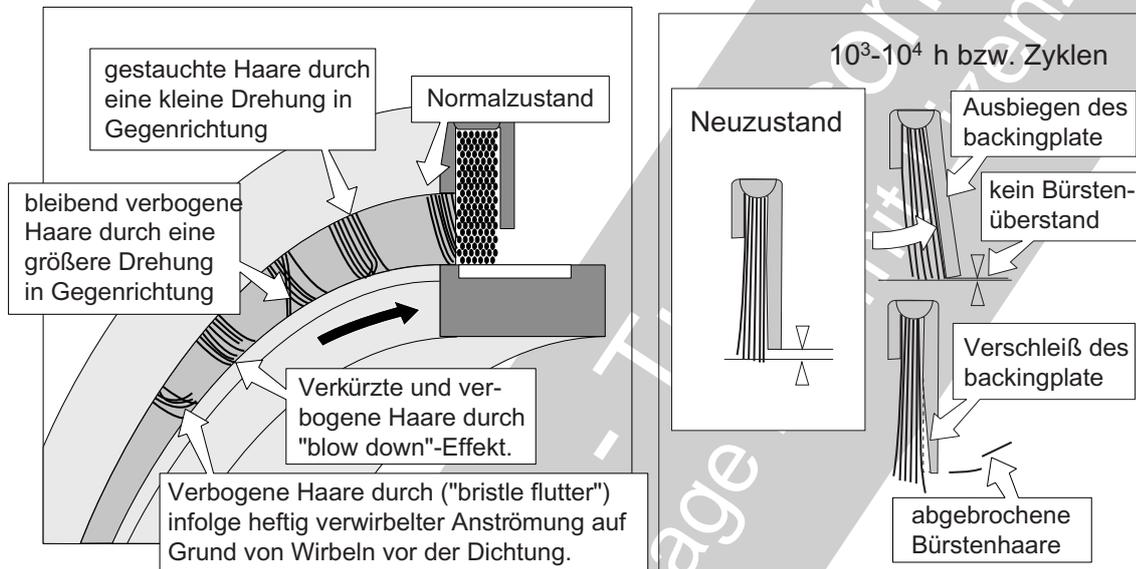


Bild 6.10.3.2.2-4

Bild 6.10.3.2.2-4: Die bleibende **Verbiegung von Bürstenhaaren** ist ein typischer Schaden an Bürstendichtungen (Skizze oben). Hierfür gibt es unterschiedliche Ursachen (vergleiche auch Bild 6.10.3.2.2-3).

Blow Out-Effekt: Bei auslegungsgemäßer freier Bürstenlänge spricht man von einer Überlastung der Dichtung (Bild 6.10.3.2.1-3). Dabei kann der **Druckunterschied** an der Bürste so groß sein, dass die **Bürste plastisch um die backing plate Kante in den Spalt gebogen** wird. Die Bürstenhaare werden in diesem Fall also in axialer Richtung, in Richtung des Druckabfalls verbogen.

Werden die **hinteren Reihen der Bürstenhaare** (in der Nähe der Backing Plate) **verwirbelt und verbogen** spricht dies für eine Überlastung durch „**Bristle Flutter**“ (Lit. 6.10.3.2.3-13). Diese Gefahr besteht besonders bei sog. LHS-Bürstendichtungen (Low Hysteresis Seal). An solchen Dichtungen ist das Backing Plate auf der Innenseite ausgespart, um die Reibung mit den Bürstenhaaren zu minimieren (Bild

6.10.3.2.3-1). Bürstenhaare werden von einer **verwirbelten Strömung vor der Bürste** extrem ausgelenkt und **ineinander verdrillt**. Das geht bis zum auffällig unregelmäßigen Verschleiß der Bürste am Umfang (Bild 6.10.3.2.2-7).

Stark verbogene und verwirbelte Bürstenhaare auf der Vorderseite der Dichtung weisen auf eine stark **verwirbelte und/oder ungleichmäßige Anströmung** hin. Solche Schäden entstehen durch rotierende **Schraubenköpfe** oder **Gasstrahlen aus Düsen**. Einen typischen Schaden nach mehreren tausend Betriebsstunden bei Temperaturen von über 500 °C zeigt Bild 6.10.3.2.2-6.

In einer Dichtungsbürste laufen komplexe Vorgänge bei der Ausbildung der Leckströmung ab.

unterschiedliche Formen der Leckströmung

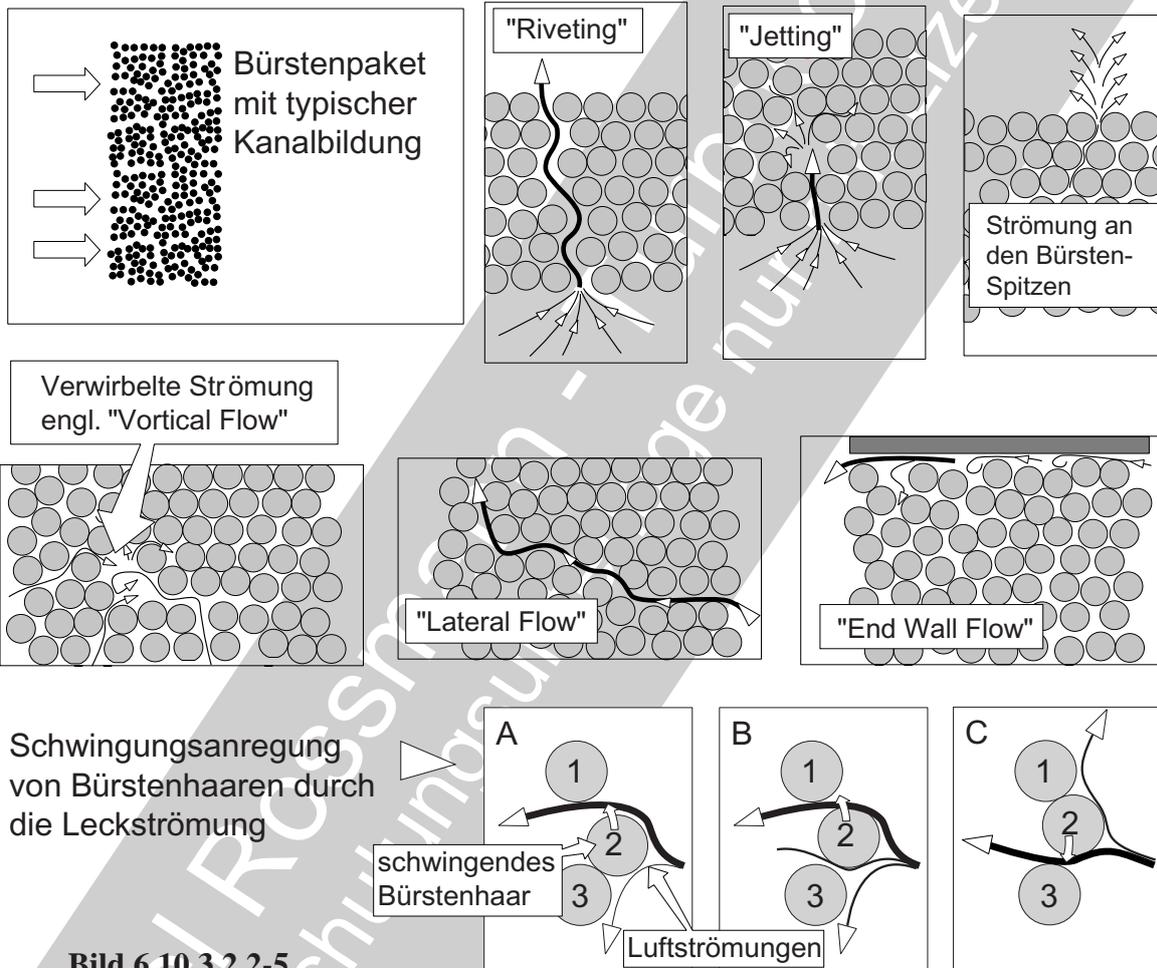


Bild 6.10.3.2.2-5

Bild 6.10.3.2.2-5: Fertigungstoleranzen lassen Abstände zwischen den Bürstenhaaren variieren. Dadurch ergeben sich **Spalte, die mit der Leckströmung in Wechselwirkung** stehen. Es kommt zu Bewegungen oder **Auslenkungen der einzelnen um- oder angeströmten Bürstenhaare**. Die Kenntnis dieser Vorgänge ist für das Verständnis des Dichtungsverhaltens und von Betriebsschäden wichtig. Die in den mittleren Skizzen dargestellten Leckströmungsvarianten (Lit. 6.10.3.2.2-1) führen zu einer Bewegung und zu einem „Aufplustern“ der gesamten Bürste in Richtung des Druckabfalls (Lit 6.10.3.2.2-3). Die **Bürstenhaare werden dabei verbogen**

und verdreht (Bild 6.10.3.2.2-3 und Bild 6.10.3.2.2-4). Die Einzelströmungen lassen eine **selbstabdichtende Querströmung** entstehen (Lit 6.10.3.2.2-1), wenn die Öffnungen eine freie Durchströmung behindern. Besonders die **Strömungen an der Backing Plate beeinflussen in hohem Maß den Dichtungsmechanismus**. Bürstenhaarbewegungen in Dichtspaltnähe sind von besonderer Bedeutung. Hier können **kleine Bewegungen der Haare große Veränderungen in Menge und Stabilität des Leckluftstroms** bewirken. Diese Veränderungen stehen im Zusammenhang strömungsinduzierter Dehnungen, Vorspannung der Haa-

re, Fertigungsproblemen, Backing Plate-Effekten sowie Strömungs- und Grenzschichtfluktuationen. **Der Verlauf des Druckabfalls durch die Bürste ist offenbar insbesondere vom Druck vor der Bürste abhängig.** Die Strömungen durch die Bürste regen die Haare zu **selbstverstärkenden Schwingungen** (Fluttern, engl. bristle flutter; Band 1 Bild 3-9.2 und Bild 5.4.3.1-1) an (Skizzen unten). Schwingende Bürstenhaare verändern die Anstreifbedingungen und es entsteht (Fretting-) **Verschleiß zwischen backing Plate und Fasern und an Fasern untereinander** (Bild 6.10.3.2.2-6). Damit bilden sich neue **reaktive Oberflächen**, die einen **beschleunigten Abtrag durch Oxidation** erfahren. Zusätzlich kommt es zu örtlichen Querschnittsschwächungen, die einen Faserbruch begünstigen (Bild 6.10.3.2.2-6).

Bild 6.10.3.2.2-6: Bürstenhaare erfahren unterschiedliche **Schädigungen**:

Schwingungen der Bürstenhaare werden durch die Leckströmung angeregt (Bild 6.10.3.2.2-5). Wo die Bürstenhaare aneinander reiben oder gegen die „Backing Plate“ reiben entsteht **Reibverschleiß** (Fretting, Band 1 Kapitel 5.9.3). Von solchen örtlichen Schwächungen (Skizze oben links) werden Ermüdungsbrüche begünstigt. Die **abgebrochenen Haarenden** können ihrerseits in der Bürste **Erosionsschäden** hervorrufen oder mit dem Leckstrom als „**Abriebwolke**“ (Skizze oben rechts) ganz oder zerrieben in andere Triebwerksbereiche trans-

portiert werden. Hier können sie z.B. Erosion oder **Lagerschäden** auslösen (Bild 6.10.3.2.2-12). Dieser Schadenstyp ist bei spröden Fasern (**keramische Fasern** z.B. aus SiC) besonders ausgeprägt.

Erhöhte Betriebstemperaturen führen zur **Oxidation der Haare**. Platzen die **Oxidschichten** ab, wirken sie **erosiv**. Anrisse in einer spröden Oxidschicht setzen die Schwingfestigkeit der Haare merklich herab und begünstigen das Abbrechen.

Die Gleitfläche der Haare unterliegt Verschleiß, Wärmeeinwirkung und Reibungskräften. Die Folge ist eine Gratbildung. Im Extremfall können die **Drahtspitzen benachbarter Haare verschmelzen**.

Verwirbelungen der Strömung vor der Bürste (Bild 6.10.3.2.2-7) können typische Schadensbilder auslösen (Skizze unten). Hierzu gehört eine örtliche „**Verfälschung**“ der Bürstenhaare und verstärkter **Verschleiß** der Spitzen. Dieser entsteht, weil Bürstenhaare durch die Strömung gegen den Rotor gebogen und dort abgerieben werden. Nach dem Zurückfedern ergibt sich so das typische, anfangs nicht plausible Bild. Intensive Bürstenhaarschwingungen können zu einem derartigen Reibverschleiß am Backing Plate führen, dass es den Kräften aus der Druckdifferenz nicht mehr stand hält und ausbricht. Von **Tandembürsten** ist verständlicherweise die erste Bürste im Luftstrom am meisten durch solche Schäden gefährdet.

Gefährliche Verwirbelungen der Anströmung entstehen (siehe Bild 6.10.3.2.2-7 und Detail unten rechts) durch **rotierende Schraubenköpfe** oder **diskrete Luftstrahlen** (z.B. aus Düsen).

Anströmweirbel einer Bürstendichtung können schnell zu Schäden führen.

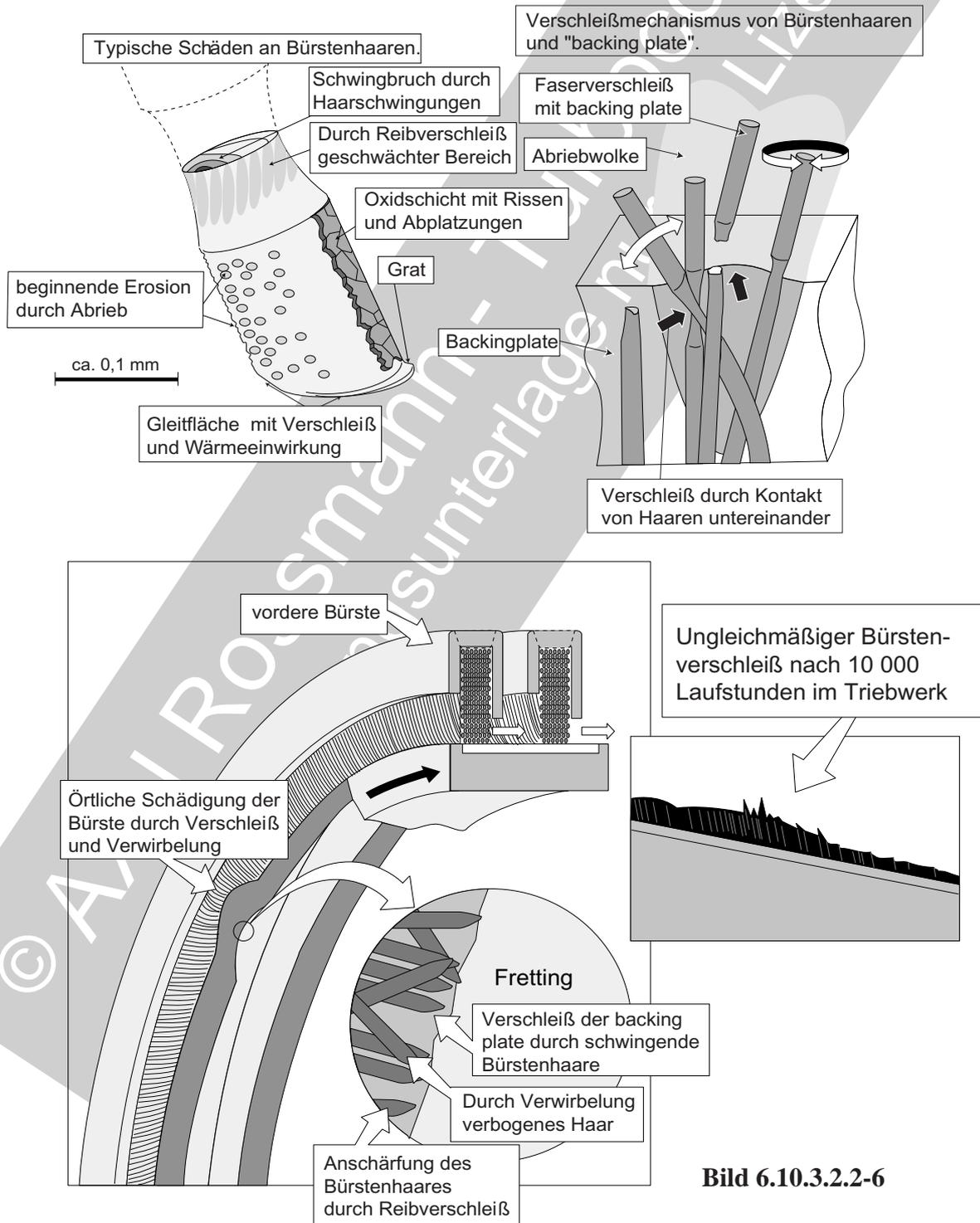


Bild 6.10.3.2.2-6

Verwirbelungen der Anströmung auf der Vorderseite von Bürstendichtungen können zu ungleichmäßigem Verschleiß über dem Umfang der Bürste und/oder zur "Verfilzung" der Haare führen.

Verwirbelungsgefährdete Bürsten im Bereich einer Luftzuführung durch Eintrittsöffnungen wie Düsen oder Löcher.

Verwirbelungsgefährdete Bürsten im Bereich rotierender Schraubenköpfe oder Muttern.

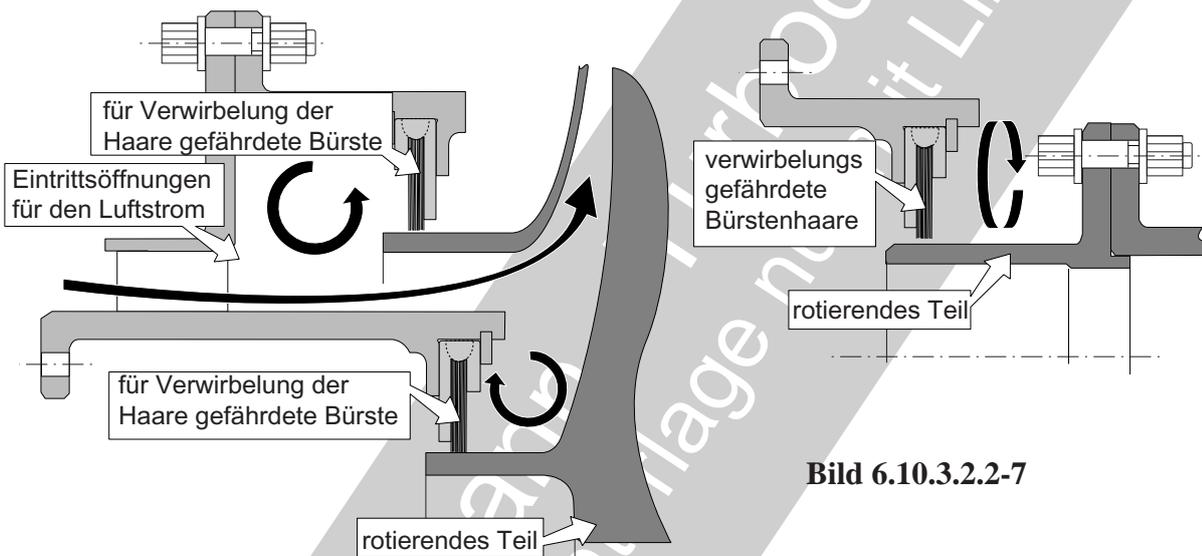


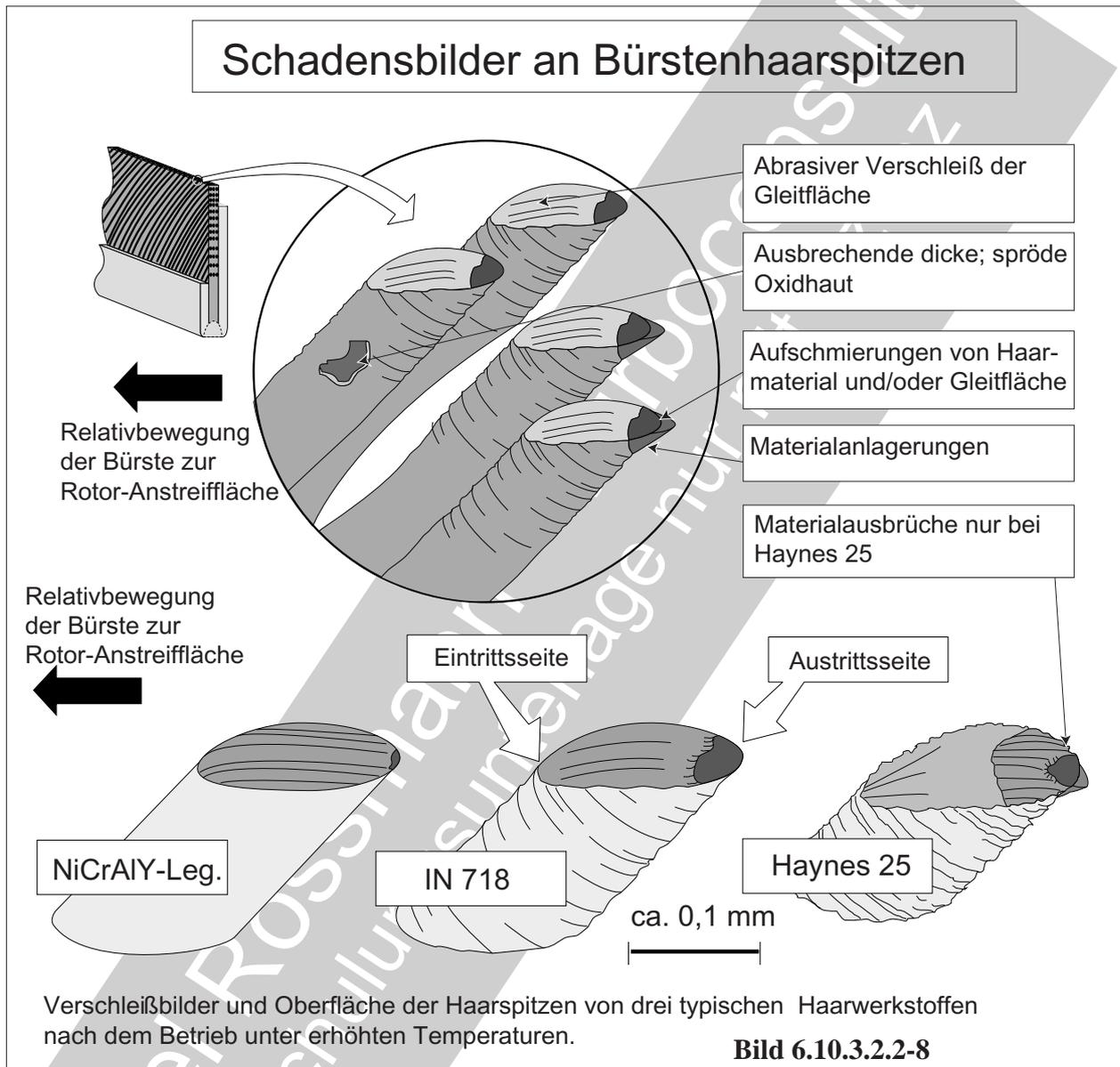
Bild 6.10.3.2.2-7

Bild 6.10.3.2.2-7 (Lit 6.10.3.2.1-13): Die Erfahrung zeigt, dass bei stark **verwirbelter und/oder ungleichmäßiger Anströmung** einer Bürstendichtung mit „Verfilzen“ und **ungleichmäßigem Abtrag der Bürstenhaare** am Umfang (Bild 6.10.3.2.2-6) zu rechnen ist. Typische Verwirbelungsursachen sind **diskrete Luftströmungen aus Öffnungen oder Düsen** (Skizze oben). Solche Konfigurationen findet man bei der Luftzufuhr zum Turbinenrotor für die Kühlung von Hochdruckturbinenschaufeln (TOBI).

Rotierende Schraubenköpfe bzw. Muttern in der Ringkammer vor der Bürste (Skizze unten) haben sich ebenfalls als potenziell schädlich für die Lebensdauer der Bürstendichtung erwiesen.

Bild 6.10.3.2.2-8 (Lit 6.10.3.2.1-2): **Erhöhte Betriebstemperaturen** beeinflussen das **Triboverhalten** der Bürstenhaare. Die Skizzen unten stellen Beobachtungen an Proben aus einem Verschleißtest dar. Bei diesem wurden die Haare $15 \cdot 10^6$ Auslenkungen von ca. 1 mm bei einer Temperatur von ca. 650°C unterworfen. Die Gleitfläche des Rotors bestand aus der unbeschichteten Nickellegierung IN 718. Die verschiedenen **Haarwerkstoffe** zeigen in der mikroskopischen Bewertung unterschiedliches Verhalten, obwohl in keinem Fall Schwingbrüche der Bürstenhaare beobachtet wurden.

Haynes 25 Haare ließen Materialverlust durch Ausbrüche des Grundwerkstoffs auf der „Eintrittsseite“ (relativ zur Gleitbewegung) erkennen. Dieses Verhalten weist auf eine **Versprödung der Faser im Betrieb** hin. Die Haaroberfläche ist deutlich oxidiert. Auf der „Austrittsseite“ ist ein Aufbau von Abriebmaterial zu beobachten (siehe auch Skizze oben). Die dicke Oxidschicht des Haynes 25-Materials



platzt bei starker Verbiegung der Haare ab. **Inconel 718** zeigt eine weniger ausgeprägte Schädigung. Die Gleitflächen der Haare weisen jedoch auch merkliches Aufschmieren (Fressen) von Fremdmaterial auf. Haare aus **NiCrAlY-Legierung** sind am wenigsten geschädigt. Beim Verschleißvorgang an der Haarspitze scheint es sich in erster Linie um einen **Poliervorgang** zu handeln. Materialausbrüche treten an der Haaroberfläche nicht auf. Offenbar verhindert die Bildung einer **schützenden Oberflächenschicht** Materialausbrüche.

Sicher sind diese Versuchsergebnisse nicht allgemeingültig. Sie zeigen jedoch wichtige

Trends. Die **Bürstenhaare aus Nickellegierungen können sich gegenüber derselben Anstreiffläche sehr unterschiedlich verhalten**. Von Werkstoffen mit guter Oxidationsfestigkeit ist bei erhöhten Betriebstemperaturen auch bezüglich des abrasiven Verschleißes ein günstiges Betriebsverhalten zu erwarten. Letztendlich wird aber der 'echte' Betrieb im Einzelfall über die Anwendbarkeit entscheiden.

Bild 6.10.3.2.2-9: Typische Schadensbilder von Anstreifflächen der Rotoren die Rückschlüsse auf den **spezifischen Schadensmechanismus** ermöglichen. Dargestellt ist eine Lauffläche mit einer keramischen thermischen Spritzschicht (z.B. Al_2O_3).

„A“: **Partikelerosion** führt zur Aufräumung der Lauffläche. Erosive Partikel können von Bürstenabrieb bzw. **Oxidschichtausbrüchen** (siehe Bild 6.10.3.2.2-8), **Leckluftverschmutzung** (z.B. Ausbrüche von Labyrinthanstreifschichten oder **Panzerungen**) und von Ausbrüchen der **keramischen Anstreifschicht** selbst herrühren.

„B1“: Vorzugsweise axial orientiertes **Rissnetzwerk** außerhalb der Anstreifspur (Skizze unten). Solche Risse werden von Dehnungsunterschieden (Wärmedehnungsunterschiede, unterschiedliche E-Moduli) zwischen Grundmaterial und Schicht ausgelöst.

„B2“: **Großflächige Ausbrüche** bis zum Grundmaterial bzw. der Haftschrift. Diese Ausbrüche werden von der LCF-Beanspruchung bei Start/Abstellzyklen begünstigt.

„C“: Kleine Ausbrüche im Laufbahnbereich bis zum Grundmaterial bzw. der Haftschrift. Diese Ausbrüche orientieren sich wahrscheinlich an Thermoermüdungsrissen. Der Ablösungsvorgang durch zyklische Ermüdung wird vom Anstreifvorgang unterstützt.

„D“: **Delaminationsbereiche** (Ausbrüche innerhalb der Schicht) können im Zusammenhang mit Schrumpfspannungen in aufgeschmiertem Material und/oder mit zeitweise hohen Spannungen in der Schicht stehen. Solche Spannungen treten bei einer örtlichen Aufheizung während eines heftigen Anstreifvorgangs auf.

„E“: **Mikrorissigkeit und Kornausbrüche** (Lit. 6.10.3.2.1-2) in der Laufspur (Detail

unten). Eine hohe Zahl von Überläufen schädigen oberflächennahe Zonen. Es dürfte sich dabei um Ermüdungsausbrüche, ähnlich der Ermüdungspittings bei Wälzlagern handeln (Lit 6.10.3.2.3-3).

„F“: **Lauftrille** als Folge von Belag- bzw. Rotorverschleiß (Skizzen Mitte). Die Oberfläche der Rille kann einen polierten Eindruck machen. Solche Schäden entstehen z.B. wenn die Bürstenhaare aus einem deutlich härteren bzw. abriebfesteren Werkstoff (z.B. Keramikfasern wie solche aus SiC) als die Anstreiffläche des Rotors bestehen.

„G“: Bei **Anlaufspuren** bei denen ein zu langes 'Backing Plate' in direktem Kontakt mit der Rotorlauffläche kam oder der Spalt von gebogenen Bürstenhaaren (blow out -Effekt, Bild 6.10.3.2.2-10) überbrückt wurde, ist mit einer tiefen Schädigung durch Überhitzung zu rechnen. Es kann davon ausgegangen werden, dass auch das Grundmaterial geschädigt wurde (z.B. Festigkeitsabfall durch Lösungsglühen).

„H“: **Metallische Aufschmierungen** der Bürste. Bei ausreichender Dicke entstehen Schrumpfspannungen, die zur Rissbildung in dem aufgeschmierten Material führen. Diese Schrumpfspannungen können auch zur Delamination der Anstreifschicht führen (siehe „D“).

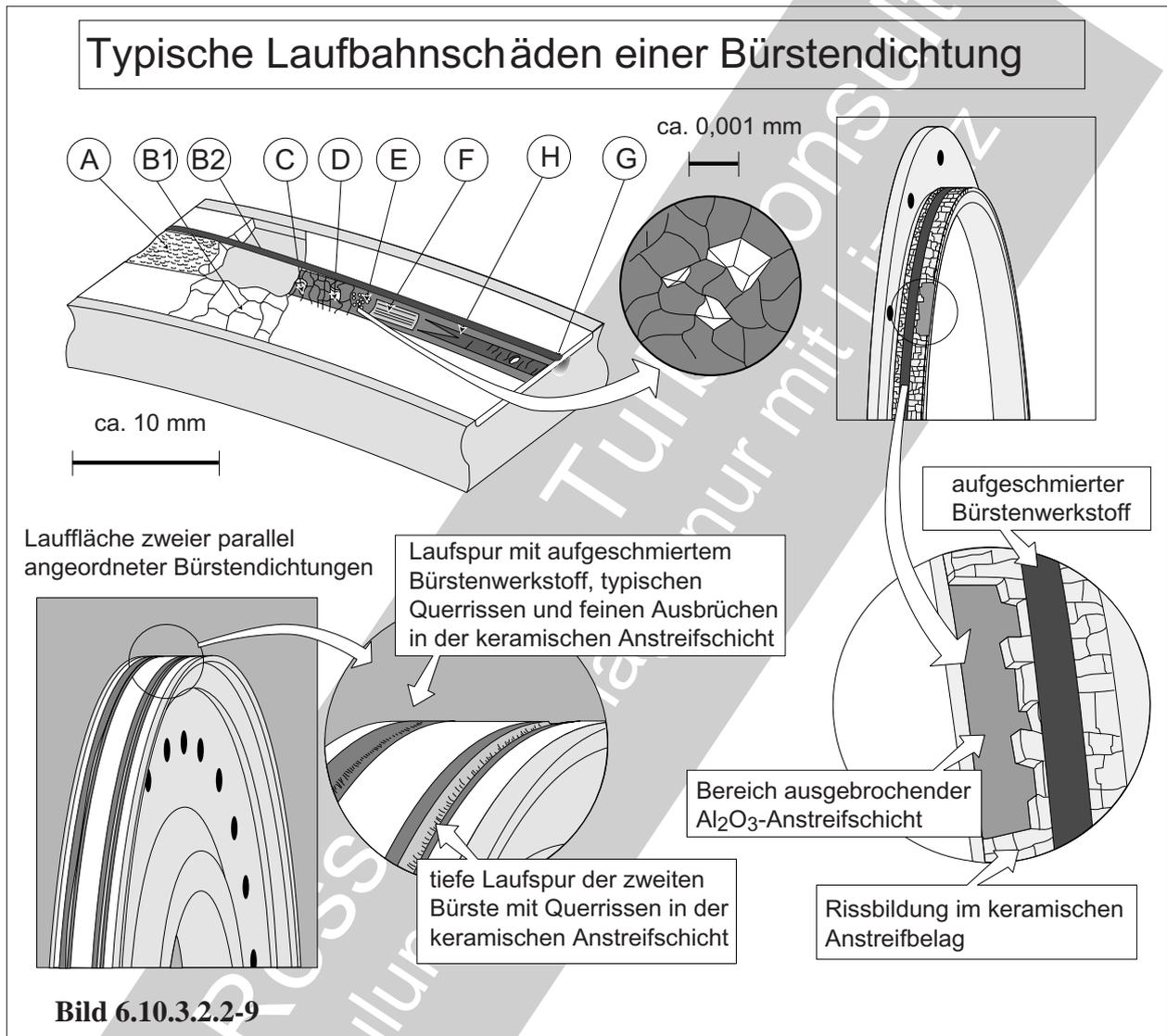


Bild 6.10.3.2.2-10: Zu den potenziell folgenschwersten Schäden an bzw. durch Bürstendichtungen gehört der **Kontakt der Backing Plate mit der Anstreiffläche des Rotors**. Dieser Vorgang ist als Folge der Aufheizung und Wärmedehnung des Rotors selbstverstärkend. Er lässt sich mit dem katastrophalen Schadensmechanismus von Labyrinthen vergleichen (Bild 6.10.3.1.2-4). Unterhalb der Anlaufspur, erfährt der tragende, meist dünne, Ringquerschnitt Temperaturen bis zur Erweichung. Auch eine wärmeisolierende Keramikschicht schützt erfahrungsgemäß nicht sicher gegen eine Überhitzung (Detail oben). Spontanes Versagen oder bleibende Schädigung sind die Folge (Skizze oben).

Eine zu große freie Bürstenlänge bzw. eine Überlastung der Bürste durch einen zu hohen Differenzdruck (Bild 6.10.3.2.1-3) kann einen harten Kontakt der Backing Plate mit dem Rotor einleiten. Das ist der Fall, wenn Bürstenhaare als Folge des **blow out-Effekts** in den Spalt zwischen Rotor und Backing Plate gebogen werden. Auch scheinbar kleine radiale Auslenkungen des Rotors lösen dann einen gefährlichen Anstreifvorgang aus. Der Anstreifvorgang wird besonders heftig, wenn die vordere Deckplatte zu weit nach innen gezogen und das gesamte Bürstenpaket zumindest im Haarspitzenbereich, überhitzt und aufgeschmolzen wird (Bild 6.10.3.2.2-2).

Bei Kontakt mit dem "backing plate" kann es zu schweren Schäden der Gegenfläche kommen.

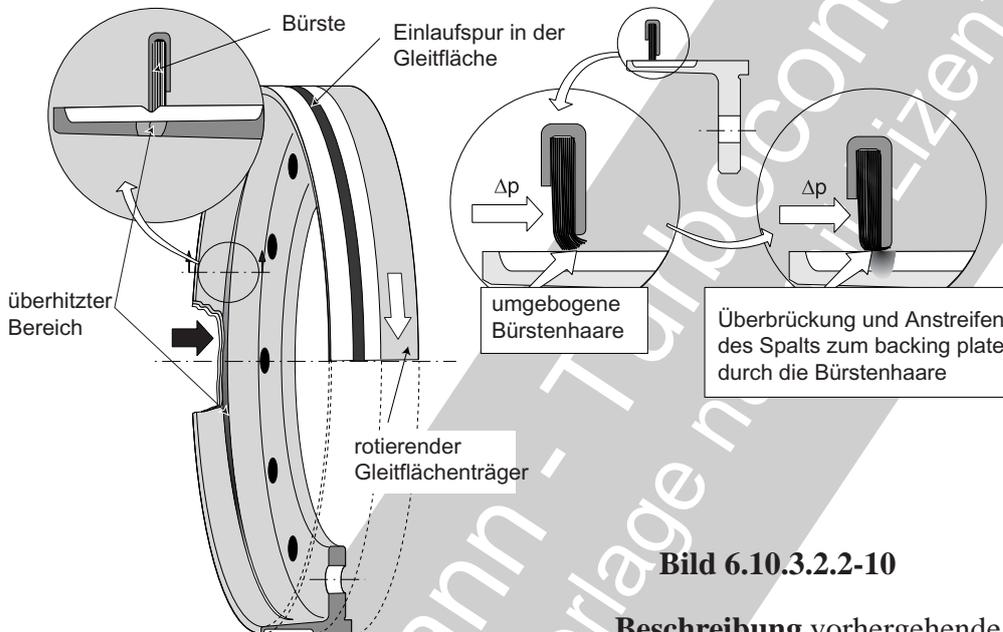


Bild 6.10.3.2.2-10

Beschreibung vorhergehende Seite

Auch bei Bürsten sind offenbar gefährliche Schwingungsanregungen der Gegenfläche möglich.

Bild 6.10.3.2.2-11

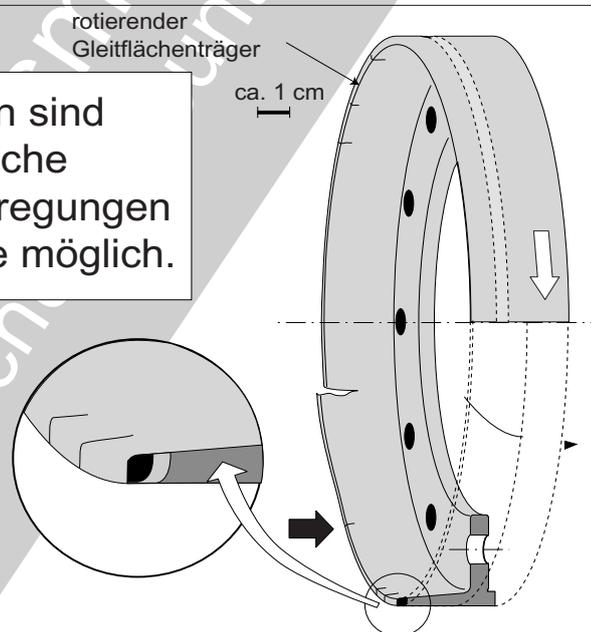


Bild 6.10.3.2.2-11: Dünne Rotorringe als Anstreiffläche einer Einzelbürste können erfahrungsgemäß zu gefährlichen **hochfrequenten Schwingungen** angeregt werden. Inwieweit die Bürste mit der Schwingungsanregung in ursächlichem Zusammenhang steht ist nicht klar. Möglicherweise wirkt ein **Ringraum** als **Re-**

sonator (Band 1 Bild 5.4-7.2). Es kommt im Extremfall zu dynamischer Überlastung, Rissbildung und Bruch.

Eine Schwingungsanregung, die von der Dichtung selbst ausgeht, ist bei Tandembürsten deutlich weniger wahrscheinlich als bei Labyrinthdichtungen (Bild 6.10.3.2.1-1).

Von Bürstendichtungen ausgelöste Folgeschäden

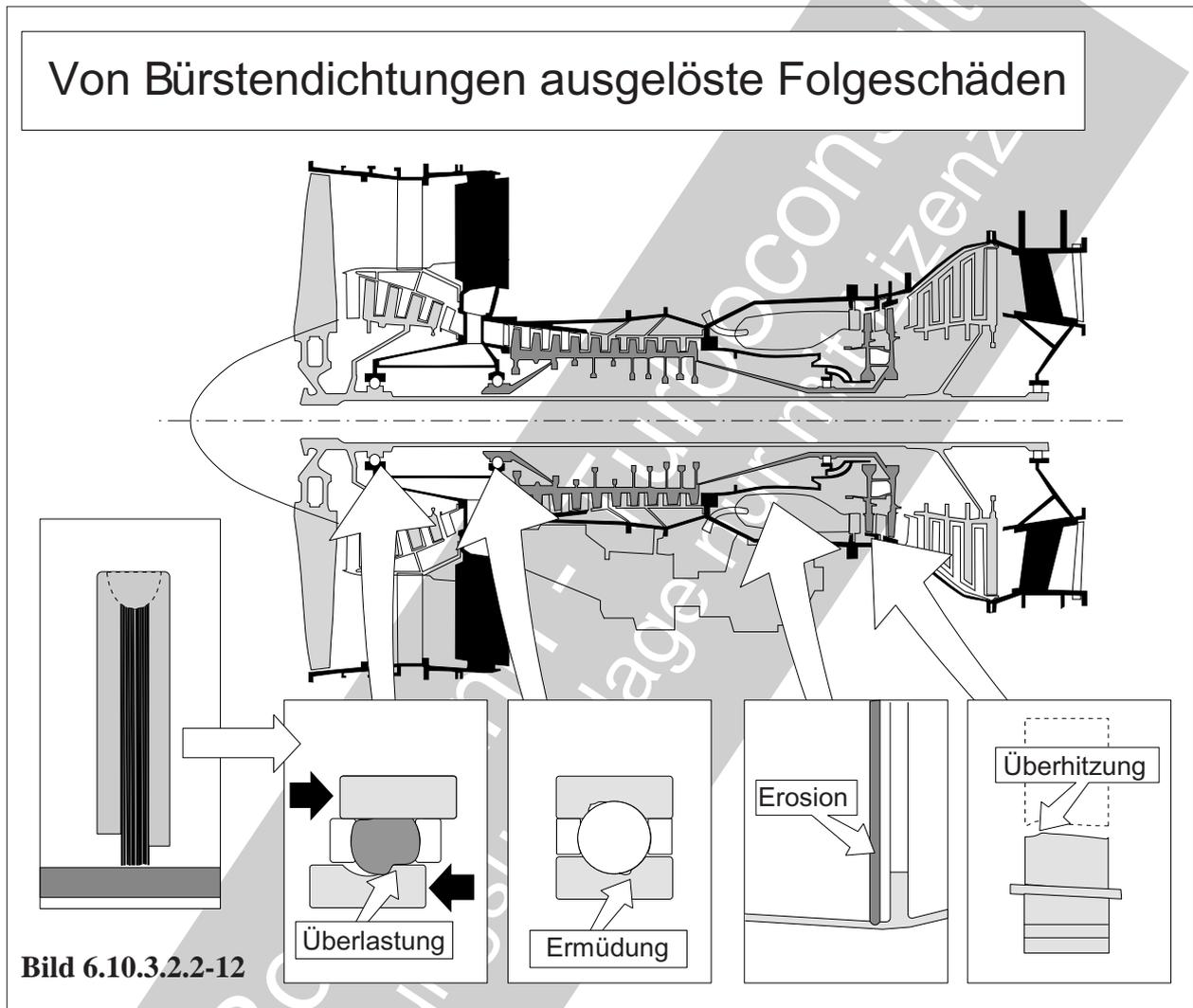


Bild 6.10.3.2.2-12

Bild 6.10.3.2.2-12: Nach Schäden an Bürstendichtungen ist, ähnlich wie bei anderen Maschinenelementen, mit **Folgeschäden** zu rechnen.

Wenn eine erhöhte Leckrate der Bürstendichtung die Druckverhältnisse am Rotor stark ändert, kann das **Festlager überlastet** werden (siehe Bild 6.10.3.1.1-2 und Bild 6.10.3.1.1-3).

Dringt **Bürstenabrieb** in eine Lagerkammer und gerät auf die Laufbahn eines Wälzlagers besteht die Gefahr einer frühzeitigen **Laufbahnermüdung** (Bild 6.3.1.1-4).

Wird Bürstenabrieb (Bild 6.10.3.2.2-6) in einem Gehäuse mit einer starken Umfangsströmung gefangen, rotiert dieser Staub mit und

kann ähnlich wie bei Labyrinth über längere Betriebszeiten **Wandquerschnitte im Millimeterbereich durchrodieren** (Bild 6.10.3.2.3-8, Band 1 Bild 5.5.1.1-6).

Eine Abnahme des Kühlluftstroms, weil eine Bürstendichtung versagt oder Abriebpartikel der Bürste die Kühlluftbohrungen verstopfen, führt zu **Übertemperaturen bei Heißeilen**. Damit wird die Lebensdauer dieser Bauteile deutlich herabgesetzt (Band 1 Bild 5.3.2-4 und Lit 6.10.3.2.1-10).

Literatur zu Kapitel 6.10.3.2.2

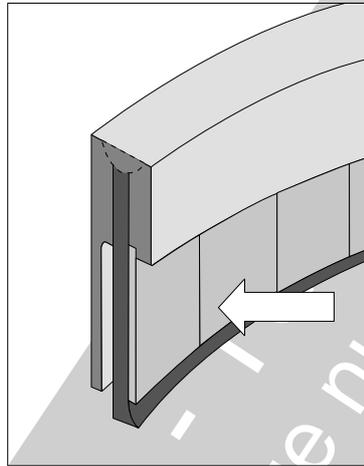
6.10.3.2.2-1 M.J. Braun, R.C. Hendricks, V. Canacci, „Flow Visualization in a Simulated Brush Seal“, Paper ASME 90-GT-217 des „Gas Turbine and Aero Engine Congress and Exposition“, Brussels, Belgium, June 11-14, 1990, Seite 1-8.

6.10.3.2.2-2 M.J. Braun, R.C. Hendricks, V. Canacci, „Non-intrusive Qualitative and Quantitative Flow Characterization and Bulk Flow Model for Brush Seals“ Proceedings der „International Tribology Conference“ Nagoya, Japan, 1990, Seite 1611-1615.

6.10.3.2.2-3 M.J. Braun, V. Canacci, „Flow Visualization and Motion Analysis for a Series of four Sequential Brush Seals“, Paper AIAA 90-2482 der „AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference“, Orlando, FL, July 16-18, 1990, Seite 1-9.

6.10.3.2.2-4 A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 7.3.

6.10.3.2.3 Abhilfen gegen Schäden an Bürstendichtungen



Bürsten sind trotz Vorteilen gegenüber Labyrinthdichtungen auch durch **Schäden** gefährdet. Diese lassen sich **vom Konstrukteur durch Auslegung und Gestaltung vermeiden** (Kapitel 6.10.3.2.1 und Kapitel 6.10.3.2.2). Das beginnt mit der Auswahl der Bezugsquelle und des Bürstentyps. Voraussetzung für die Betriebseigenschaften ist eine erprobte und stabile **Fertigung** unter einer geeigneten **Qualitätskontrolle**.

Wichtige Merkmale für die Qualität einer Bürstendichtung ist die Gleichmäßigkeit der Bürste in Bürstenwinkel, Packungsdichte und sicherer Fixierung der Haare. Die Haarspitzen müssen an der Gleitfläche eine geeignete Geometrie und Oberflächenstruktur aufweisen. Die sichere Fixierung der Haare ist eine Voraussetzung für die Anwendung der Dichtung im Bereich von Wälzlagern (Lit 6.10.3.2.3-1) und im Kühlluftstrom zu luftgekühlten Heißeilen. Unter diesem Aspekt ist ein Konstruktionsprinzip der Bürstendichtung, welches die Bürstenhaare formschlüssig fasst, als besonders sicher anzusehen. Auch scheinbar kleine Änderungen des Fertigungsverfahrens sollten nur nach ausreichenden **Nachweisen der Betriebstauglichkeit** eingeführt werden.

Schäden und Fehler bei der **Montage** einer Bürstendichtung sind mit geeigneten Vorkehrungen zu vermeiden. Eventuell sind Vorrichtungen für den Ein- und Ausbau vorzusehen. Zur Überprüfung des Dichtspalts muss auf ausreichende Zugänglichkeit geachtet werden.

Ein großer Teil der Schäden an Bürstendichtungen lässt sich bei der **Auslegung** vermeiden. Hier ist also eine erste Maßnahme zu suchen (Bild 6.10.3.2.3-1, Lit. 6.10.3.2.3-1). So ist u.a. eine Überlastung der Bürstendichtung durch einen zu hohen Differenzdruck auszuschließen (Bild 6.10.3.2.1-3). Bei hohem Differenzdruck wird die abstützende 'Backing plate' auf Biegung belastet und muss entsprechend steif ausgelegt werden. Das 'Backing plate' biegt sich sonst plastisch nach hinten durch.

Eine kritische Phase ist der **Anstreifvorgang**. Hier muss das Ziel geringer Verschleiß und wenig Reibungswärme sein. Dies ist durch die Auswahl des auf die Betriebsbedingungen optimal abgestimmten Tribosystems erreichbar (Bild 6.10.3.2.3-2). In den meisten Fällen lässt sich die **Eignung der Gegenfläche bereits nach relativ kurzzeitigem betriebsnahen Lauf mit mehreren Start-Abstellzyklen erkennen**. Merkmal für die Eignung ist eine **glatte, glänzende** (spiegelnde) **Laufbahn** ohne Riefen und Fressspuren. Dies dürfte erfahrungsgemäß meistens der Fall sein. Zeigt

die Lauffläche jedoch deutliche Verschleißspuren, ist die geeignete Werkstoffkombination Bürste/Rotor zu finden. Dazu können umfangreiche betriebsnahe Versuche auf geeigneten Bürstenprüfständen (Bild 6.10.3.2.3-9) notwendig sein. Hilfreich sind Betriebserfahrungen.

Dicke, Struktur, Wärmeleitung und Triboeigenschaften, um nur einige zu nennen, sind Kriterien für die Werkstoffauswahl. Durch thermische Spritzschichten mit abgestimmter Zusammensetzung lässt sich der Verschleiß beim Anstreifen minimieren und ein akzeptables Langzeitverhalten erreichen. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass es nach längerer Betriebsdauer zu **Mikroausbrüchen** (Bild 6.10.3.2.2-9) an der Schichtoberfläche kommen kann. Diese beschleunigen den Verschleiß und können ein Verhaken (Bild 6.10.3.2.2-3) beim Gegendrehen begünstigen.

Ein besonderes Problem tritt offenbar unter **Einwirkung von (Wasser-) Heißdampf** (Band 1 Bild 5.7.1-3) auf. Zu beobachten ist eine **Versprödung der Haare** aus Ni-Legierungen (Lit. 6.10.3.2.3-9). Folgen sind **Haarbruch mit abrasiven Partikeln und Funktionsverlust**. Im Verdacht steht **Wasserstoffaufnahme** als Folge eines **Katalysatoreffekts metallisch blanker Haaroberflächen**. Dabei scheinen **Verunreinigungen** im Heißdampf wie Eisenoxide eine Rolle zu spielen. Um den Katalysatoreffekt und die Diffusion des Wasserstoffs in die Haare zu verhindern ist von einer **Voroxidation** der Bürste im Fertigungsablauf Abhilfe zu erwarten. Es bleibt jedoch immer noch die Frage ob ein **Langzeiteffekt durch verschleißbedingte frische, metallische Oberflächen der Haare** (Bild 6.10.3.2.2-6) ebenfalls versprödend wirkt.

Die **verschleißbedingte Lebensdauer der Bürste** (Haare) selbst ist von der Betriebstemperatur abhängig. Oxidation schwächt die dünnen Bürstenhaare. Anstreifflächen werden schneller abgetragen und ausbrechende Oxidschichten beschleunigen Erosionsvorgänge in der Bürste (Bild 6.10.3.2.2.2-8). Für eine Werkstoffauswahl wird es kaum vermeidbar sein, **Langzeitversuche unter betriebsnahen oxidierenden Bedingungen** an Originalbürsten durchzuführen, weil das Verschleißverhalten im Zusammenhang mit Frettingvorgängen in der Bürste zu sehen ist.

Die Steifigkeit der Bürste wirkt einer radialen Auslenkung durch den Rotor entgegen und beeinflusst so den Anstreifvorgang. Eine große Bürstensteifigkeit ermöglicht zwar einen höheren ertragbaren Druckabfall, führt aber auch zu intensiven Anstreifvorgängen. Besonders gefährlich ist es, wenn die Bürste vom Rahmen so weit umschlossen ist, dass sich die ausgelenkten Bürstenhaare darin stauen und den Anstreifvorgang weiter verstärken. Um dies zu vermeiden, ist auf eine **ausreichend große Bürstenhöhe** (Differenz zwischen radialer Höhe der vorderen und hinteren Deckplatte, Bild 6.10.2.2.2.1-2) zu achten.

Der richtigen Auswahl der **freien Bürstenlänge** ist große Aufmerksamkeit zu schenken. Eine zu große freie Bürstenlänge vermindert die **Bürstenbelastungsfähigkeit** wegen des „blow down“-Effekts (Bild 6.10.2.2.2.1-3). Eine zu kleine freie Bürstenlänge, d.h. ein zu kleiner Spalt zwischen Rahmenrückwand (backing plate) und Rotor ist unbedingt zu vermeiden, weil sonst die Gefahr eines selbstverstärkenden Anstreifvorganges besteht (Bild 6.10.2.2.2.2-10 und Bild 6.10.2.2.2.3-4).

Eine **Überdeckung** hat viele Nachteile. Solche Bürsten unterliegen einem erhöhten Risiko durch unbeabsichtigtes „Rückwärtsdrehen“ des Rotors geschädigt zu werden. Die Überdeckung dürfte einen Vorteil in der Dichtwirkung verschleißbedingt bereits nach wenigen Start/Abstell-Zyklen verlieren.

Ist die Anströmung der Bürste verwirbelt, kommt es zu ungleichmäßigem Verschleiß am Umfang (Bild 6.10.2.2.2.2-6) und zu einer „Verfilzung“ der Bürstenhaare. Deshalb sind im Raum vor der Bürste **rotierende Schraubköpfe oder -muttern sowie diskrete Luftstrahlen zu vermeiden** (Bild 6.10.2.2.2.2-7). Als Schutz gegen eine verwirbelte Anströmung und einen zu starken „blow down“-Effekt lassen sich vor der Bürste geeignete Deflektoren vorsehen (Bild 6.10.2.2.2.3-6).

Ersatz von Labyrinthdichtungen durch eine Bürstendichtung.

Sollen Maschinen statt vorhandenen Labyrinth mit einer **Bürstendichtung nachgerüstet** werden, ist neben den bereits beschriebenen Überlegungen zu berücksichtigen, dass auch das **Schwingverhalten** verändert werden kann. Üblicherweise wirkt eine Bürstendichtung eher schwingungsdämpfend. Es können jedoch auf Grund der verbesserten Dichtwirkung benachbarte Ringkanäle als **Resonatoren** wirksam werden. Eine Folge sind gefährliche Rotor- und Scheibenschwingungen mit Ermüdungsschäden (Bild 6.10.3.2.2-11). In solchen Fällen ist zu prüfen, ob die Labyrinth überhaupt noch notwendig sind, was auch die Bauteilkosten deutlich reduziert.

Bild 6.10.3.2.3-1 (Lit 6.10.3.2.3-1): Die Auslegung einer Bürstendichtung ist rein analytisch dem Anwender nicht möglich. Zu viel **spezifisches Hintergrundwissen** der Bürstentechnologie und Anwendungserfahrung ist erforderlich. Diese sollte vom Hersteller bzw. der Bezugsquelle erwartet werden. Trotzdem ist eine **anwendungsspezifische Erprobung als Tauglichkeitsnachweis kaum zu umgehen**.

Das dargestellte **methodische Vorgehen bei Auslegung und Konstruktion einer Bürstendichtung** soll dem Konstrukteur und Anwender lediglich eine Vorstellung der zu berücksichtigenden Einflüsse und erforderlichen Kennwerte bzw. Daten vermitteln.

Das dargestellte **Auslegungsschema** wurde bereits in der frühen Erprobungs- und Anwendungsphase von Bürstendichtungen erarbeitet. Es beruht auf dem Verständnis der physikalischen Vorgänge, welche die Bürstenfunktion beeinflussen. Dazu kommen Erfahrungen mit dem Verhalten von Bürstendichtungen im Gasturbinenbetrieb und auf Prüfstandsversuchen. Diese Systematik gilt für Bürstendichtungen zur Abdichtung von Luft im kalten und heißen Bereich.

Liegen die notwendigen Daten für die Bürstenauslegung nicht vor und/oder werden diese vom Lieferanten der Bürstendichtung nicht mitgeliefert, müssen diese **Daten in teilweise zeit- und kostenaufwändigen Versuchen selbst erarbeitet** werden. Dies wird dann der Fall sein, wenn es sich um besondere, anwendungsspezifische Tribosysteme mit Rotorbeschichtungen handelt. Die Leckströmungsrichtung muss verhindern, dass abgelöste Haare oder Haarpartikel die Wälzlager schädigen.

Die dargestellte Auslegungssystematik ermöglicht die Nutzung der, im Vergleich zur Labyrinthdichtung, hervorragenden Dichtwirkung bei gleichzeitiger mechanischer Sicherheit für das Triebwerk. An die Dichtwirkung von Gleitringdichtungen, die besonders für die Öl/Luft-Abdichtung bei Lagerkammern dienen, kommt die Bürstendichtung jedoch nicht heran (Bild 6.10.3.2.1-3).

Verschiedene analytische Disziplinen kommen bei der Auslegung zum Einsatz. Die **Analyse der Spannungen in der Bürste** und der Sicherheit gegen Versagen durch **Schwingerermüdung im HCF-Bereich** erfolgt im Rahmen der geometrischen Daten, die sich am Einbauraum, der Reibungswärme und der Dichtungsanforderungen orientieren. Der tatsächliche Leckluftstrom im Betrieb muss mit Hilfe empirisch in Prüfstandsversuchen ermittelter Daten erfolgen.

Gleiches gilt für die **Verschleißdaten** (Bild 6.10.3.2.3-2). Diese müssen gegebenenfalls für das jeweilige Tribosystem (z.B. besondere Beschichtungen der Anstreiffläche des Rotors) eigens ermittelt werden (siehe auch Lit 6.10.3.2.3-3).

Für **Reibungsbeiwerte** und für die rechnerische Abschätzung der beim Anstreifvorgang entstehenden **Reibungswärme** siehe Literaturhinweise (Lit 6.10.3.2.3-2, Lit. 6.10.3.2.3-4 und Lit. 6.10.3.2.3-6).

Es ist davon auszugehen, dass **mehrere Iterationsschritte** notwendig werden, um die Forderungen nach ertragbarer Druckdifferenz, ausreichend geringer Verwirbelung vor der Bürste, günstigem Verhalten unter **extremen und instationären Betriebszuständen** zu erfüllen.

Gasdichtungen Bürstendichtungen: Abhilfen gegen Schäden

Schema für die Auslegung einer Bürstendichtung

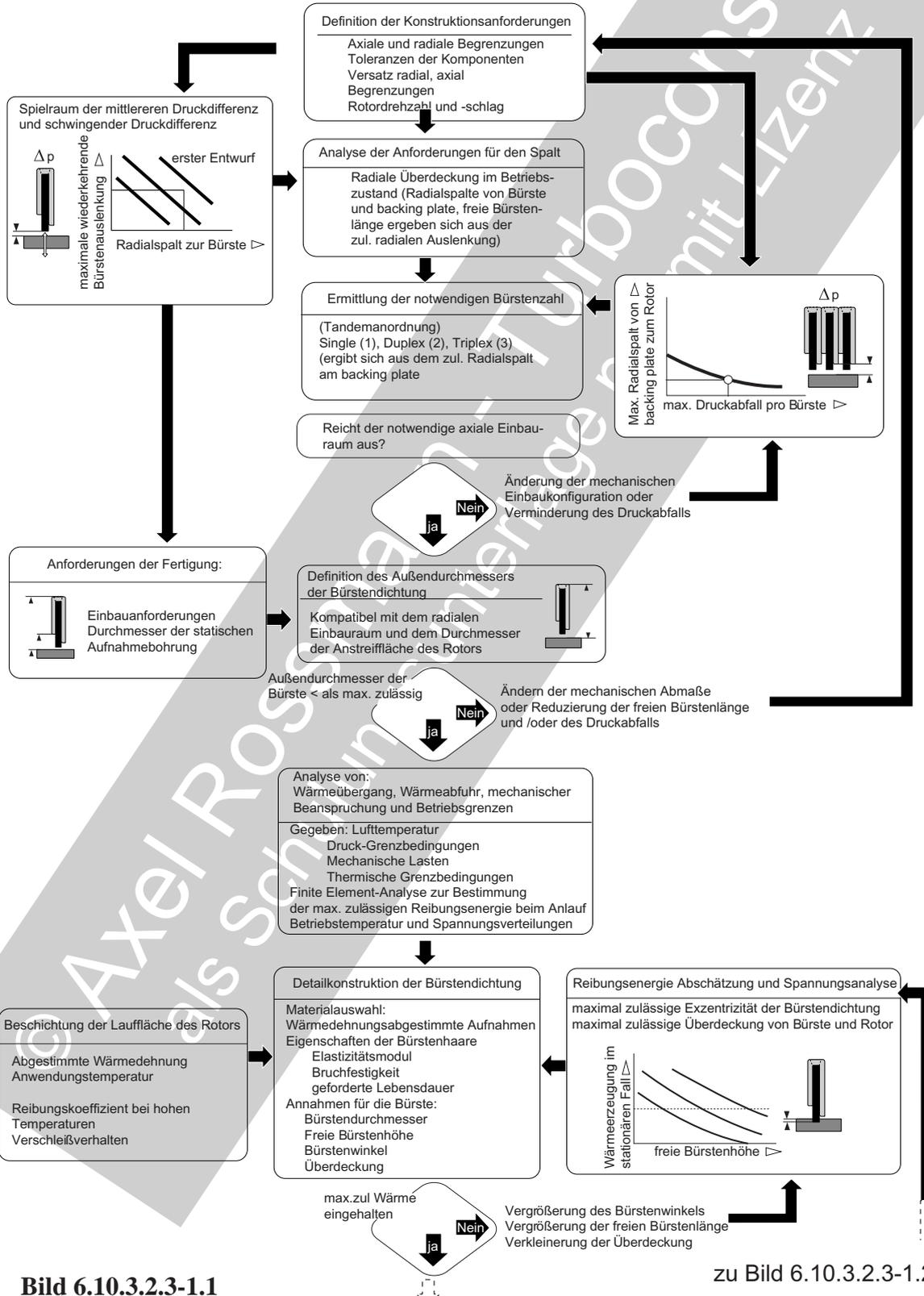


Bild 6.10.3.2.3-1.1

zu Bild 6.10.3.2.3-1.2

Gasdichtungen Bürstendichtungen: Abhilfen gegen Schäden

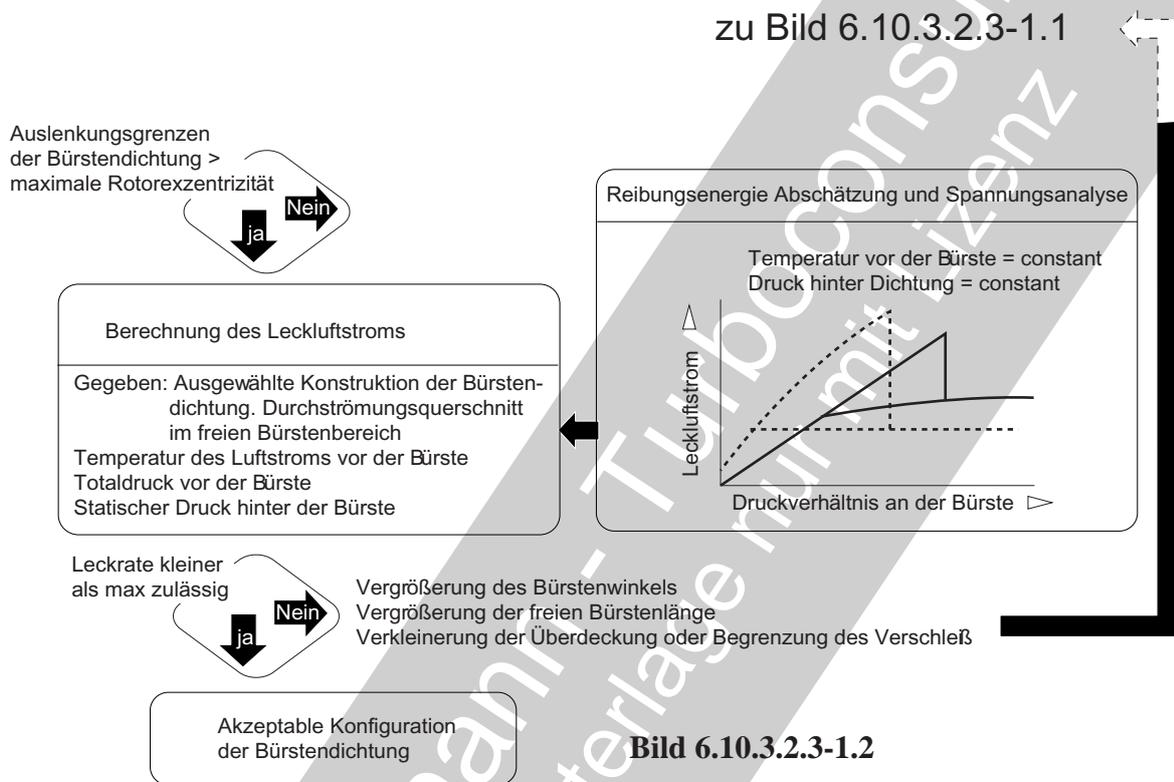


Bild 6.10.3.2.3-2: Die beim Anstreifvorgang entstehende Wärme und ihre Ableitung steuern die **Aufheizung der Bürste** und bestimmen so auch die **Ausfallsicherheit** (Bild 6.10.3.2.3-2). Das Diagramm oben (Lit 6.10.3.2.3-2, Lit. 6.10.3.2.3-4 und Lit. 6.10.3.2.3-6) zeigt den Anstieg der **Reibungswärme** mit der Überdeckung. Je kürzer die „effektive“ Bürstenhaarlänge, (abhängig von der Bürstensteifigkeit, die auch von innerer Reibung in der Bürste und zum backing plate beeinflusst ist) umso steifer ist die Bürste (höhere Reibkräfte). Je größer die Reibkräfte, umso größer ist die erzeugte Reibungswärme beim Anstreifen. Bei einem größeren Leckluftstrom kann mehr Wärme abgeführt und damit eine gefährliche Überhitzung der Bürste vermieden werden. Um die Wärmeentstehung zu minimieren, muss der Rotorbelag möglichst glatt und auf das Bürstenmaterial abgestimmt sein. Leitet der Rotorbelag die Wärme gut ab, kommt dies der Bürste zugute. Unter diesem positiven Aspekt muss man auch unbeschichtete Rotoren sehen.

Das mittlere Diagramm zeigt (Lit 6.10.3.2.3-3), dass der **Reibbeiwert**, als wichtige Größe für die Aufheizung beim Anstreifen, deutlich werkstoffspezifisch von der Anstreifgeschwindigkeit abhängt. Die angegebenen Daten wurden an „Miniatur-Bürstendichtungen“ mit 0,25 mm radialer Überdeckung und einer **Prüfkammertemperatur von 426 °C** ermittelt. Erstaunlich ist der **beschichtungsabhängig sehr unterschiedliche Verlauf des Reibbeiwerts**. Der niedrige Reibbeiwert von NiCrAlY-Bürsten wird auf den zäh haftenden Oxidfilm auf der Kontaktfläche, sowie auf einen schmierenden Film von Ba- und Ca-Fluorid zurückgeführt. Dieser bildet sich auf der Anstreifschicht des Rotors, die aus einer thermisch gespritzten Cr-Kabid Schicht mit Ba- und Ca-Zusätzen besteht. Anlaufschichten aus Al_2O_3 und Cr_2O_3 zeigen **Mikroausbrüche** (Kornausbruch) was einen hohen Reibbeiwert und **starken Bürstenverschleiß** zur Folge hat (Bild 6.10.2.2.2-9). Co-Legierungen wie Haynes 25 sind für ihren

Gasdichtungen Bürstendichtungen: Abhilfen gegen Schäden

Das Tribosystem der Bürstendichtung bestimmt wichtige Betriebsparameter wie Reibungswärme, Reibkoeffizient und Abrieb.

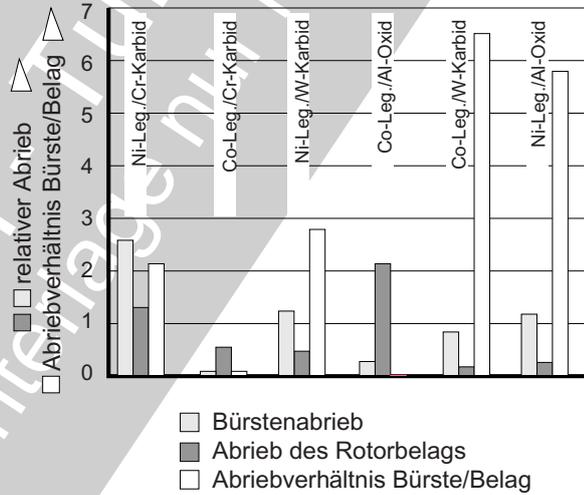
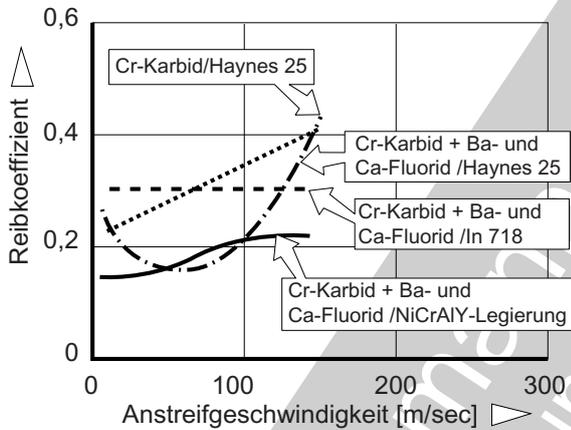
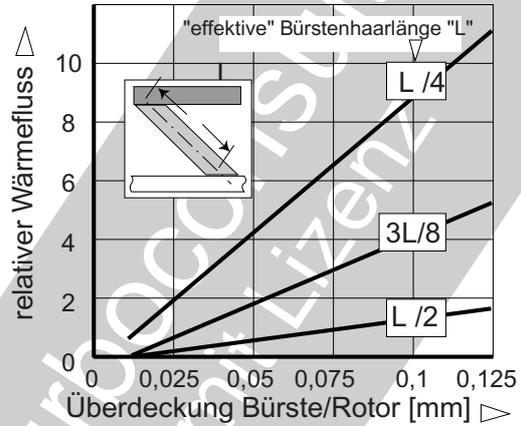


Bild 6.10.3.2.3-2

niedrigen Reibbeiwert bei Temperaturen unter 400°C bekannt. Der starke Anstieg des Reibbeiwerts oberhalb 400°C beruht auf einer Gefügeumwandlung.

Das Diagramm unten zeigt den **Bürstenschleiß gegenüber dem Verschleiß unterschiedlicher Rotorbeläge** (Lit 6.10.3.2.3-5) aus thermischen Spritzschichten. Die Daten wurden auf einem Bürstenprüfstand mit vollständigen Bürstendichtungen **bei Raumtemperatur** und einer Laufzeit von 100 Stunden ermittelt.

Bei höheren Betriebstemperaturen könnte die Oxidation der Bürstenhaare lebensdauerbestimmend werden.

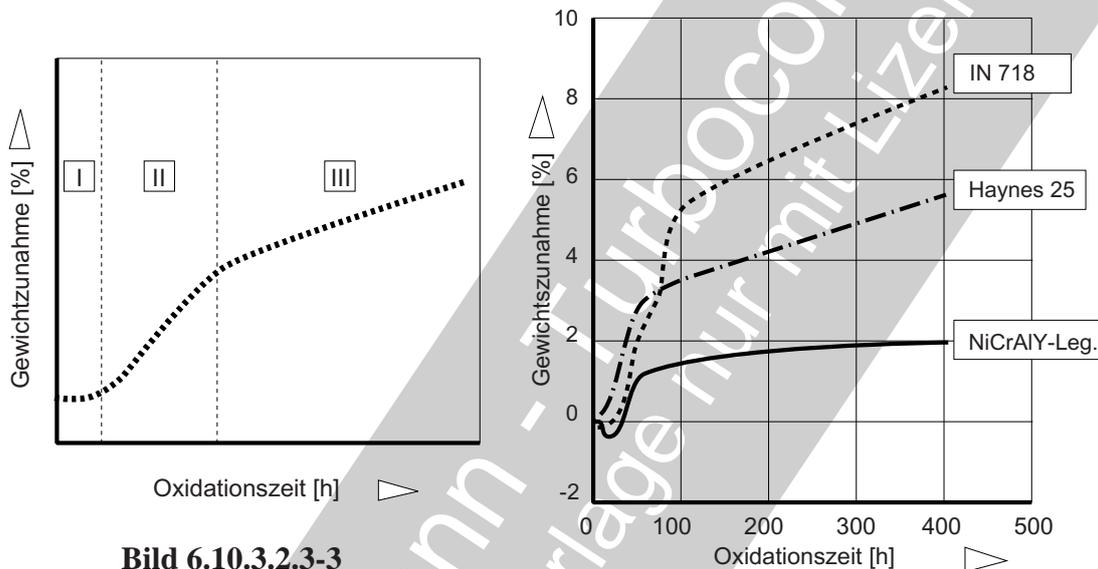


Bild 6.10.3.2.3-3

Bild 6.10.3.2.3-3 (Lit 6.10.3.2.3-3): Im linken Diagramm ist das typische **Oxidationsverhalten einer Nickellegierung** erkennbar: Eine relativ kurze **Inkubationszeit „I“** in der das Gewicht der Probe nahezu unverändert bleibt.

Anfangs beschleunigte **Gewichtszunahme im Bereich „II“** in der sich ein Oxidfilm bildet. Im Bereich „III“ ist die **Gewichtszunahme kontinuierlich**, die Gewichts-Zeit-Kurve weist einen entsprechend linear ansteigenden Verlauf auf. Hier befindet sich die Oxidation mit der Sauerstoffdiffusion durch die Oxidschicht in einem Gleichgewichtszustand.

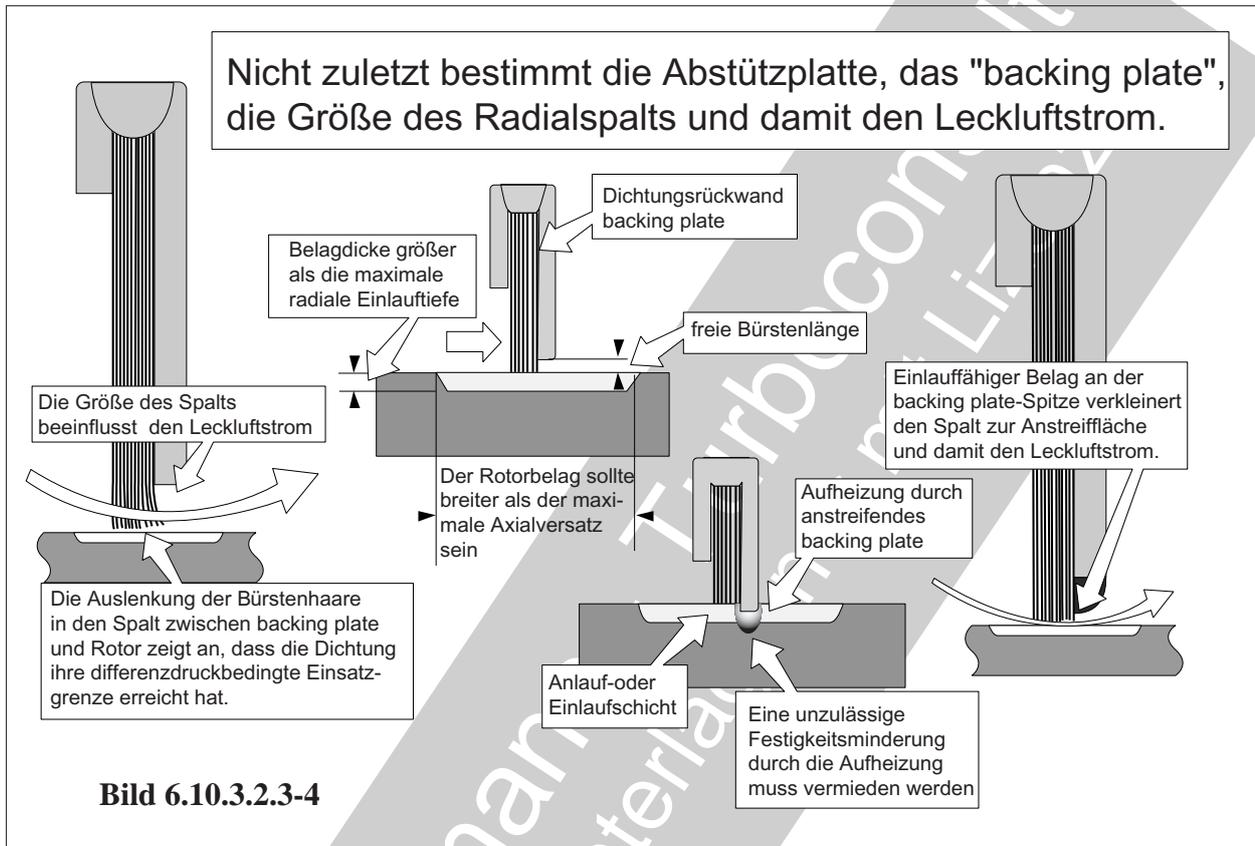
Das rechte Diagramm zeigt das Oxidationsverhalten von drei typischen potenziellen Bürstenhaarlegierungen bei einer Glüh-temperatur von 1038°C. Der Oxidationswiderstand ist von der Art des sich bildenden Oxidfilms abhängig.

Die NiCrAlY-Legierung mit dem höchsten Oxidationswiderstand bildet fest haftende dichte Oxide vom Typ $(Al \text{ oder } Cr)_2O_3$, die durch Zusätze von seltenen Erden stabilisiert werden. Inconel 718 und Haynes 25 (Co-Legierung) bil-

den dagegen unstabilisierte Cr_2O_3 Filme, die weitaus weniger oxidationsstabil sind. Diese **Oxidfilme bilden keine Diffusionsbarriere** für Sauerstoffionen. Dadurch läuft der Oxidationsprozess weiter, was den entscheidenden Unterschied zu Werkstoffen mit für Sauerstoff dichten Oxidschichten ausmacht.

Bild 6.10.3.2.3-4: Dem Spalt zwischen **backing plate und Rotor** (freie Bürstenlänge) muss bei der Auslegung der Bürste besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Eine möglichst kurze freie Bürstenlänge ist für eine geringe Leck-lufrate wichtig (Skizze oben links). Es sollte aber nach Möglichkeit sicher vermieden werden, dass es zum **Kontakt mit dem Rotor** und damit zu einem selbstverstärkenden Anstreich-vorgang kommt (Skizze unten links). Kann dies nicht gewährleistet werden, muss der Rotor mit einem isolierenden, verschleiß- und warm-festen Belag von ausreichender Dicke und Breite geschützt werden. Der Belag darf auf kei-nen Fall bis zum Grundwerkstoff durchge-rieben werden (Skizze oben rechts).

Die Dicke bzw. Steifigkeit der backing plate



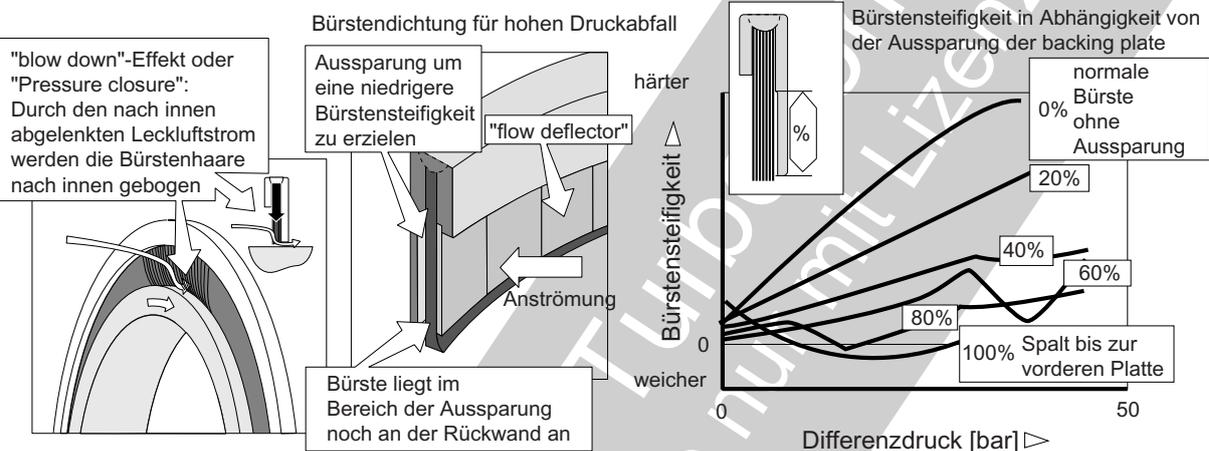
muss so gewählt sein, dass eine plastische Verformung unter dem Differenzdruck über die vorgesehene Lebensdauer bei Betriebstemperatur nicht eintritt. Skizze rechts unten zeigt eine Variante (Lit. 7.3.3-2) deren backing plate mit einer abriebfähigen Beschichtung verlängert wurde. Auf diese Weise soll ein Kontakt weder den Rotor noch die Dichtung beschädigen können.

Bild 6.10.3.2.3-5 (Lit 6.10.3.2.3-7): Der Leckstrom durch die Bürste wird über eine kurze Strecke von den Bürstenhaaren und der backing plate radial nach innen abgelenkt. Er bläst so die Bürstenhaare nach innen zum Rotor und verkleinert den Leckspalt. Dieser Effekt wird als „**blow down**“-Effekt oder „**pressure closure**“ bezeichnet (Skizze oben links). Die **innere Reibung der Bürste** entsteht, indem die Bürstenhaare aneinander und an die backing plate anliegen. Sie führt zu einer Ver-

steifung der Bürste und verhindert ein Nachstellen der Bürstenhaare bei einer „Rückbewegung“ des Rotors (Spalterweiterung). Um die Reibung gegen die backing plate und damit die **Bürstenhysterese zu minimieren** (Bild 6.10.2.2.2.1-9) wird die backing plate an der Auflagefläche so ausgenommen (Skizze oben rechts), dass die Bürstenhaare frei liegen und durch den blow down Effekt eine Nachstellung erfolgen kann („LHS“-Bürste = Low Hysteresis Seal). Auf diese Weise lässt sich auch die Abhängigkeit der Bürstensteifigkeit vom Differenzdruck deutlich vermindern (Diagramm unten). Der Nachteil einer solchen Bürste liegt in einer besonderen Empfindlichkeit gegenüber „bristle flutter“. Dieses Schwingen und Verfilzen der Bürstenhaare wird von Verwirbelungen in der Strömung vor der Bürste (Bild 7.3.2-7) und im Bereich der backing plate ausgelöst. Die Erfahrung zeigt, dass ein **Herabziehen des 'Front-Plate'** gewöhnlich ausreicht. Ein sog. „**flow deflector**“ (Wirbelbremse, Skizze oben rechts) im Bereich der 'front plate' hat sich offenbar nicht durchgesetzt.

Gasdichtungen Bürstendichtungen: Abhilfen gegen Schäden

Eine Bürstendichtung für hohen Druckabfall benötigt besondere Konstruktionsmerkmale.



6.10.3.2.3-5

Maßnahme gegen das Verbiegen der Bürstenhaare durch "blow down", Verwirbelung und Schwingungen der Luftströmung

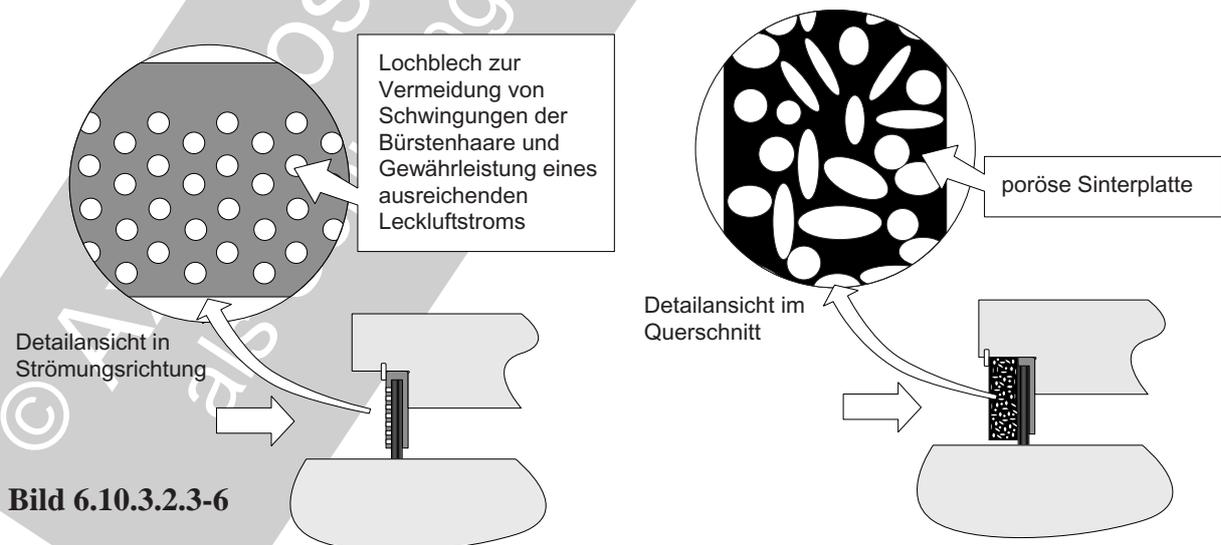


Bild 6.10.3.2.3-6

Bild 6.10.3.2.3-6: Für einen solchen „flow deflector“ können auch Lochbleche oder poröse Metallfilze mit ausreichender Festigkeit verwendet werden. Denkbar ist auch eine getrennt von der Bürste angebrachte Abdeckung (Bild 6.10.3.2.3-8).

Gasdichtungen Bürstendichtungen: Abhilfen gegen Schäden

Bild 6.10.3.2.3-7: Bei der **Montage und Demontage einer Bürstendichtung** sind besondere Vorkehrungen notwendig, um folgende schadensträchtige Situationen zu vermeiden:

- Überlastung der Bürste (Deformation) durch örtlich einwirkende zu hohe Montagekräfte.
- Verdrehung der Bürste gegen die Anstellung der Bürstenhaare beim Einbau während einem Kontakt mit dem Rotor.
- falsche Drehrichtung des Rotors nach dem Einbau, falls sich die Bürste im Kontakt mit dem Rotor befindet.
- Verbiegung und/oder Aufspreizung der Bürstenhaare durch unsachgemäßes Handling der Bürste vor oder beim Einbau.
- Beschädigung der Bürste und/oder des Gehäuses bei der Demontage weil sich die Bürste im Gehäuse „verspreizt“.

Um diese Situationen zu vermeiden ist für geeignetes **Ein- und Ausbauwerkzeug** und ausreichende, gut zugängliche, Kontaktflächen für diese Werkzeuge zu sorgen.

Bild 6.10.3.2.3-8: Um Schäden an der Bürstendichtung durch „**bristle flutter**“ (siehe Bild 6.10.2.2.3-7) zu vermeiden, müssen unzulässige Verwirbelungen im Raum vor der Bürste unterdrückt werden. Im Fall der Skizze oben kam es zu einer schnellen Zerstörung der Bürste durch **ungleichmäßigen Abrieb und Verfilzung, weil die rotierenden Schraubenköpfe gefährliche Verwirbelungen erzeugten**. Die mittlere Skizze zeigt eine am Rotor befestigte **Abdeckung der Schrauben** zur Minimierung der Verwirbelung. Die untere Skizze stellt einen anderen Ansatz dar, bei dem nicht die Verwirbelung verhindert wird, sondern eine ringförmige Abdeckung die Vorderseite der Bürste schützt.

Die schadensfreie Demontage einer Bürstendichtung ist konstruktiv zu gewährleisten.

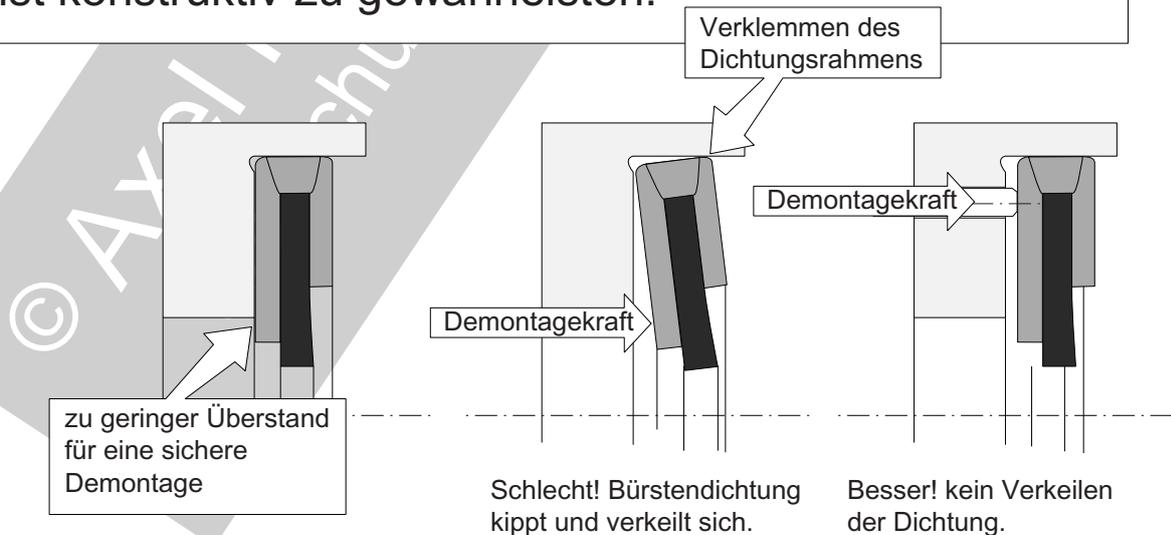


Bild 6.10.3.2.3-7

Gasdichtungen Bürstendichtungen: Abhilfen gegen Schäden

Das Umfeld hat einen großen Einfluß auf das Betriebsverhalten einer Bürstendichtung und muss vom Konstrukteur geeignet gestaltet werden.

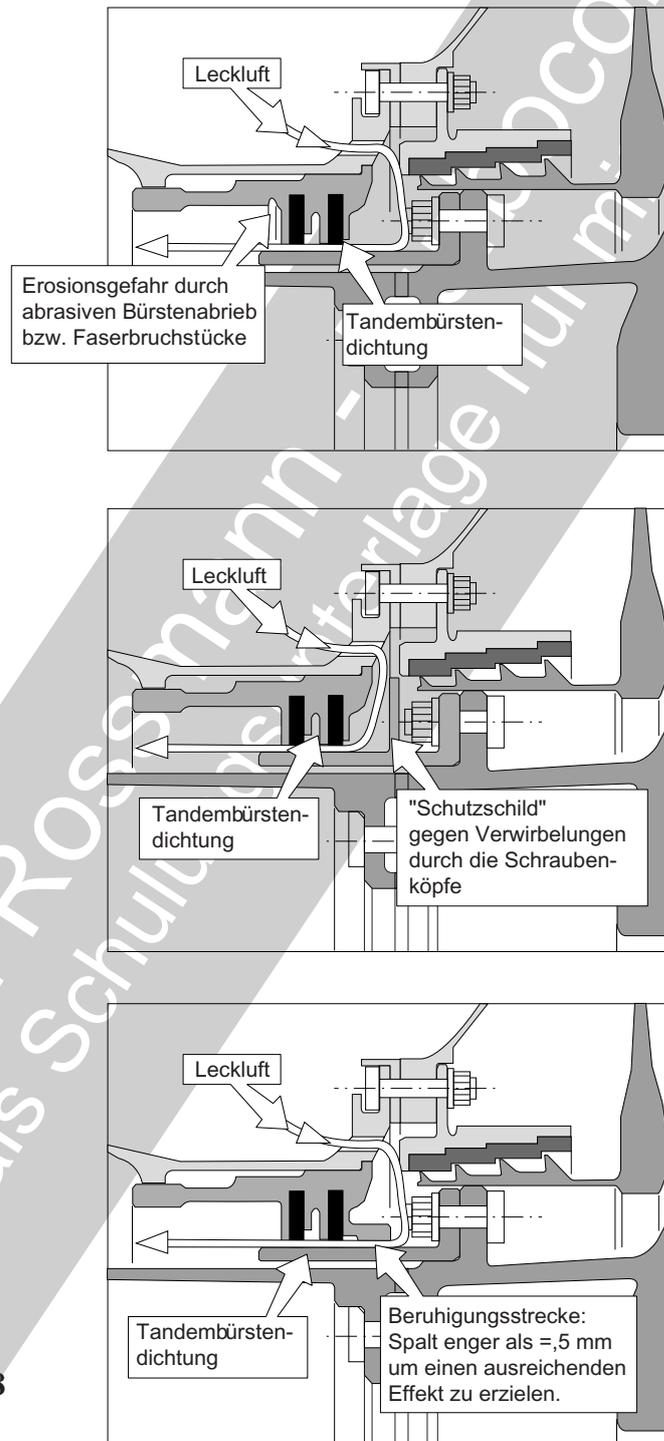


Bild 6.10.3.2.3-8

Bürstendichtungen sind wie Wälzlager Maschinenelemente und erfordern die Ermittlung von Auslegungsparametern.

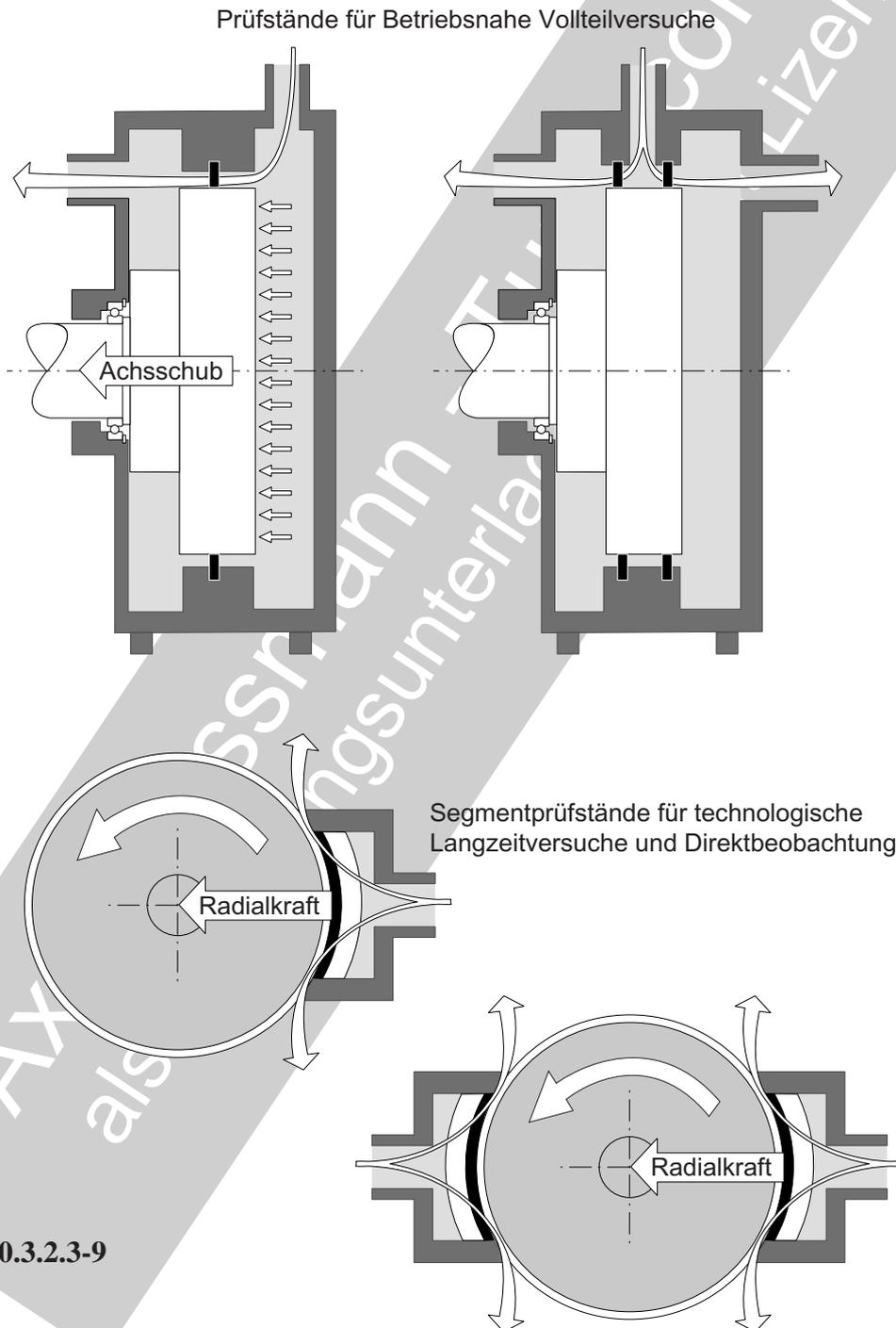


Bild 6.10.3.2.3-9

Bild 6.10.3.2.3-9: Die komplexe **Belastung einer Bürstendichtung** mit unterschiedlichen gleichzeitig wirkenden Schädigungsmechanismen entzieht sich einer befriedigenden rein theoretischen Behandlung, um eine ausreichend sichere Auslegung zu gewährleisten (Bild 6.10.3.2.3-1). Aus diesem Grund **zwingt die Entwicklung von Bürstendichtungen zu Versuchen**, um die Einflüsse der Betriebsparameter zu klären und die Lebensdauer im Betrieb abschätzen zu können.

In der Fachliteratur werden unterschiedliche Prüfstände für Bürsten beschrieben. Je nachdem welche Eigenschaften untersucht werden (z.B. Dichtwirkung, Anstreifverhalten, max. Differenzdruck, Empfindlichkeit gegen eine verwirbelte Zuströmung), unterscheiden sich diese Aufbauten. Will man die betriebsnahe Dichtwirkung einer Bürste untersuchen, kommt man kaum an einem Prüfstand vorbei in dem die gesamte Bürste in Originalgröße unter realistischen Druckverhältnissen, Leckspalten und Temperaturen eingebaut ist. Solche Versuche sind wegen dem hohen Druckluftbedarf (große Spalllänge) sehr aufwändig. Dies besonders dann, wenn die Druckluft aufgeheizt werden muss, um **Heißeilbedingungen zu simulieren**. Prüfstände mit nur einer Bürste (Skizze oben links) haben das Problem eines hohen Achsschubs auf den Rotor. Werden zum Ausgleich des Achsschubs zwei gegenüberliegende Bürsten eingebaut und erfolgt die Luftzufuhr zwischen diesen (Skizze oben rechts), wird der Prüfstand noch aufwändiger und benötigt die doppelte Leckluftmenge.

Für **Langzeitversuche** zur Ermittlung des Verschleißverhaltens des Tribosystems Bürste/Rotor oder von Verschleiß (Fretting) und Oxidation in der Bürste ist der Aufwand bei vollständigen Bürsten nicht mehr tragbar. Deshalb wurden für diese Versuche Prüfstände konzipiert, die lediglich ein Bürstensegment in einer Druckkammer untersuchen, die mit der Bürste gegen den Rotor bewegt werden kann (Skizzen unten). Dieser Aufbau hat den Vorteil nur vergleichsweise geringe Luftmengen zu

benötigen, weil der Spalt während des Anstreifversuchs geschlossen ist. Besteht eine Wand der Kammer aus Panzerglas, lässt sich die Bürste während des Betriebs beobachten und ihr Verhalten dokumentieren. Die Laufspur des Rotors kann während des gesamten Versuchs direkt beobachtet werden, Veränderungen während der Betriebszeit oder bei der Änderung von Versuchsparametern sind dann sofort erkennbar. Falls durch den hohen Druck in der Kammer der Rotor eine zu große einseitige Radialkraft erfährt, muss gegebenenfalls auf der gegenüberliegenden Seite für einen Kraftausgleich gesorgt werden (Skizze unten rechts).

Literatur zu Kapitel 6.10.3.2.3

6.10.3.2.3-1 G.F. Holle, M.R. Krishnan, „Gas Turbine Engine Brush Seal Applications“, Paper AIAA 90-2142 der „26th Joint Propulsion Conference“ July 16-18, 1990, Orlando, FL, Seite 1-9.

6.10.3.2.3-2 R. Flower, „Brush Seal Development System“, Paper von 1990, AIAA-90-2143, Seite 1-8.

6.10.3.2.3-3 J. Derby, R. England, „Tribopair Evaluation of Brush Seal Applications“, Paper AIAA 92-3715 der AIAA/SAE/ASME/ASEE 28th Joint Propulsion Conference, July 6-8, 1992, Nashville TN, Seite 1-14.

6.10.3.2.3-4 R.C. Hendricks, M.J. Braun, V. Canacci, R.L. Mullen, „Brush Seals in Vehicle Tribology“, Paper IX (i) des Symposiums Sept. 1990 Leeds/Lyon, Seite 231-242.

6.10.3.2.3-5 E. Atkinson, „Effects of Material Choices on Brush Seal Performance“, Zeitschrift „Lubrication Engineering“, September 1992, Seite 740-745.

6.10.3.2.3-6 R.C. Hendricks, S. Schlumberger, M.J. Braun, F. Choy, R.L. Mullen „A Bulk Flow Model of a Brush Seal System“, ASME Paper 91-GT-325 des „International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition“, Orlando, FL, June 3-6, 1991.

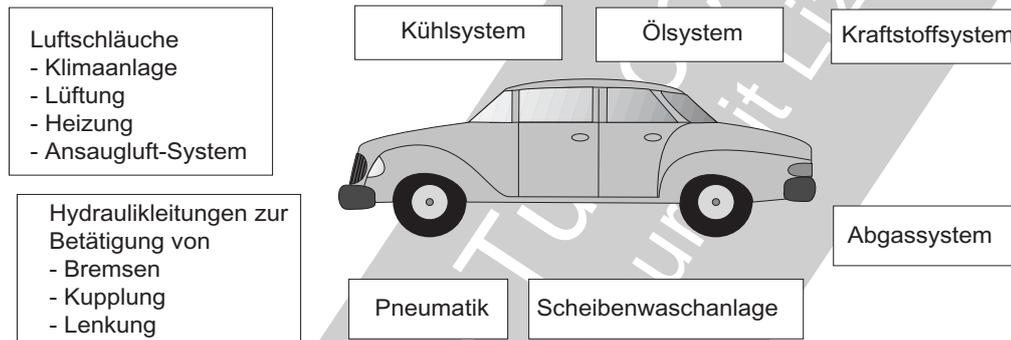
6.10.3.2.3-7 J.F. Short, P. Basu, A. Datta, R.G. Loewenthal, R.J. Prior, „Advanced Brush Seal Development“, Paper AIAA-96-2907 der „32th AIAA, ASME, SAE, ASEE Joint Propulsion Conference“ July 1-3, 1996, Lake Buena Vista, FL, Seite 1-8.

6.10.3.2.3-8 A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - problemorientierte Triebwerkstechnik, Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 7.3.

6.11 Rohrleitungen

6.11.1 Grundlagen und Schadensverhütung

Rohrleitungen und Schlauchleitungen

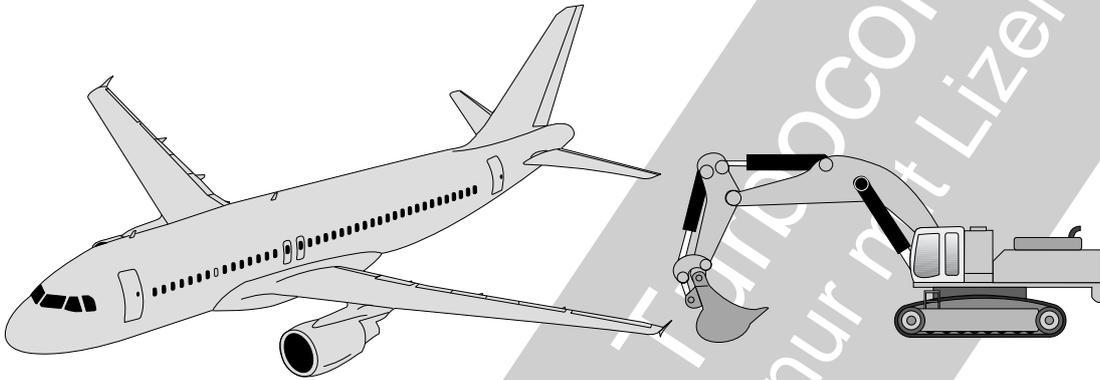


Rohrleitungen lassen sich in vielen Anwendungen durchaus zu den Maschinenelementen zählen. Sie sind auf sehr unterschiedlichen Gebieten zu finden. Dazu gehören **Fahrzeuge** aller Art (Boden, Wasser, Luft) in denen man Hydraulik (Kapitel 6.11.1.1, Bremsen, Betätigungen), Pneumatik (Betätigungen, Werkzeuge, Zugbremsen) und Versorgungsleitungen (Öl, Kraftstoff, Kapitel 6.11.1.2 und Kapitel 6.11.1.2.1). Darüber hinaus findet man wasserführende Leitungen für Kühlung und Heizung. Hydraulik zur **Kraft- bzw. Energieübertragung** für **Bewegungen** ist aus Anwendungen wie **Baumaschinen** (Bagger) und in der **Landwirtschaft** nicht mehr wegzudenken. Große Bedeutung hat die **Kraftwerkstechnik** (Kapitel 6.11.1.3). Leitungen in Wärmetauschern/Heizungsanlagen spielen hier eine wichtige Rolle. Nicht zu vergessen ist die allgegenwärtige **Haustechnik** (Kapitel 6.12.1.1) mit Heizung, Wasserversorgung und Abwasser. Hochdrucksysteme enthalten neben Rohrleitungen häufig **Schlauchleitungen**. Diese werden in einem eigenen Kapitel (Kapitel 6.12.1.2) behandelt.

Rohrleitungen werden jedoch, trotz ihrer großen Bedeutung in der Technik offenbar von den Standardwerken der Maschinenelemente eher stiefmütterlich behandelt. In industriespezifischer Literatur zur Hydraulik, die als Nachschlagewerk konzipiert ist (Lit. 6.11.1.1-2 und Lit. 6.11.1.1-3), findet man zumindest Angaben zur Auslegung und Dimensionierung. Hier mangelt es eher an **anwendungs- bzw. betriebsspezifischen Angaben**, z.B. zu Verschleiß oder Alterungsvorgängen. Befriedigend kann dagegen **industriespezifische Literatur** wie zu Hydraulik (Lit. 6.11.1.1-1) und Pneumatik sein. Dafür lohnt sich erfahrungsgemäß auch eine gezielte **Recherche im Internet**. Hier bieten entsprechend dem allgemeinen Trend **Hersteller und Anbieter** von Rohren und Leitungssystemen zusätzlich Beratung bis zur Berechnung und Auslegung an.

Grundlegende Arbeiten zu **Schadensmechanismen**, insbesondere Korrosion und Erosion, die gerade auch an Rohren in unterschiedlichsten Anwendungen beobachtet werden, findet man in eher **werkstofforientierter Literatur** (Lit. 6.11.1.1-7, Lit. 6.11.1.1-8 und Lit. 6.11.1.1-9). Allgemein stellt man jedoch einen Mangel der systematischen Behandlung rohrspezifischer Probleme und Schäden fest, mit denen der Konstrukteur in der Praxis konfrontiert wird. Hier bietet sich Literatur zu Schäden und **Schadensverhütung** (Lit. 6.11.1.1-4, Lit. 6.11.1.1-5 und Lit. 6.11.1.1-6) eher an. Liegt der Schwerpunkt auf **Fallstudien** (Lit. 6.11.1.1-4 und Lit. 6.11.1.1-6) ist Nachschlagen beschwerlicher.

6.11.1.1 Grundlagen und Schadensverhütung an Druckrohren insbesondere der Hydraulik.



Hydraulik ist eine bedeutende Technologie. Sie dient vielfältigen Aufgaben der Kraft- und Bewegungsübertragung. Dabei stellen **Druckrohrleitungen** besondere **Festigkeits- und Sicherheitsanforderungen**. Dafür werden Fachbücher angeboten (Lit. 6.11.1.1-10 und Lit. 6.11.1.1-11). Der Sicherheitsaspekt ist besonders wichtig. Diskrete Strahlen (Bild 6.12.1.2-5) austretender Hochdruckflüssigkeit können schwere **Verletzungen** hervorrufen. Reaktionskräfte geborstener oder abgebrochener Leitungen können diese gefährlich mit großer Wucht auslenken. Der Konstrukteur sollte hier gegebenenfalls vorschriftsmäßige Sicherungen in Form von Bewegungsbegrenzern, Halterungen und Abweisern vorsehen. Besonders empfehlenswert ist jedoch praxisorientierte Literatur, die sich auch mit **Schäden, deren Ursachen und Erscheinungsformen** beschäftigt (Lit. 6.11.1.1-1). Für die Auslegung der Leitungen von Hydrauliksystemen gilt wie bei vielen Maschinenelementen, dass man vorteilhaft entsprechende Angebote von Bezugsquellen und Herstellern nutzt, insbesondere wenn die notwendigen Erfahrungen fehlen.

Bild 6.11.1.1-1: Für **Auslegung/Dimensionierung** von Hochdruckrohrleitungen werden in steigendem Maß Anbieter und Hersteller genutzt. Ein wichtiger Grund ist die dort zu erwartende **Ansammlung von Erfahrung**. Damit gewinnt für den verantwortlichen **Konstrukteur** die Aufgabe der Ermittlung der **anwendungsspezifischen Einflüsse** auf das **Betriebsverhalten** und die **Lebensdauer** an Bedeutung. Um die späteren Betriebserfahrungen für Verbesserungen und gezielte Abhilfen auswerten zu können, ist die **Zuordnung ursächlicher Einflüsse zu Schadensbildern** unerlässlich. Diese Zusammenstellung soll ohne Anspruch auf Vollständigkeit Hilfestellung geben.

Kräfte auf die (Betrieb) und von der (Reaktionskräfte) Rohrleitung.

Betriebskräfte („A“) entstehen auf sehr unterschiedliche Weise:

- **Rohrwandbelastung** (statisch und dynamisch) durch den Druck des geführten **Mediums** (Innendruck: Statischer Druck, Pulsationen).

- **Wärmedehnung** aus Behinderung elastischer Verformung.

- **Äußeren Kräften** wie **Vibrationen** der Befestigungen und Endanschlüsse sowie elastischen Verformungen. Sie sind oft **montagebedingt** nicht selten auf **Maßabweichungen** (z.B. Fer-

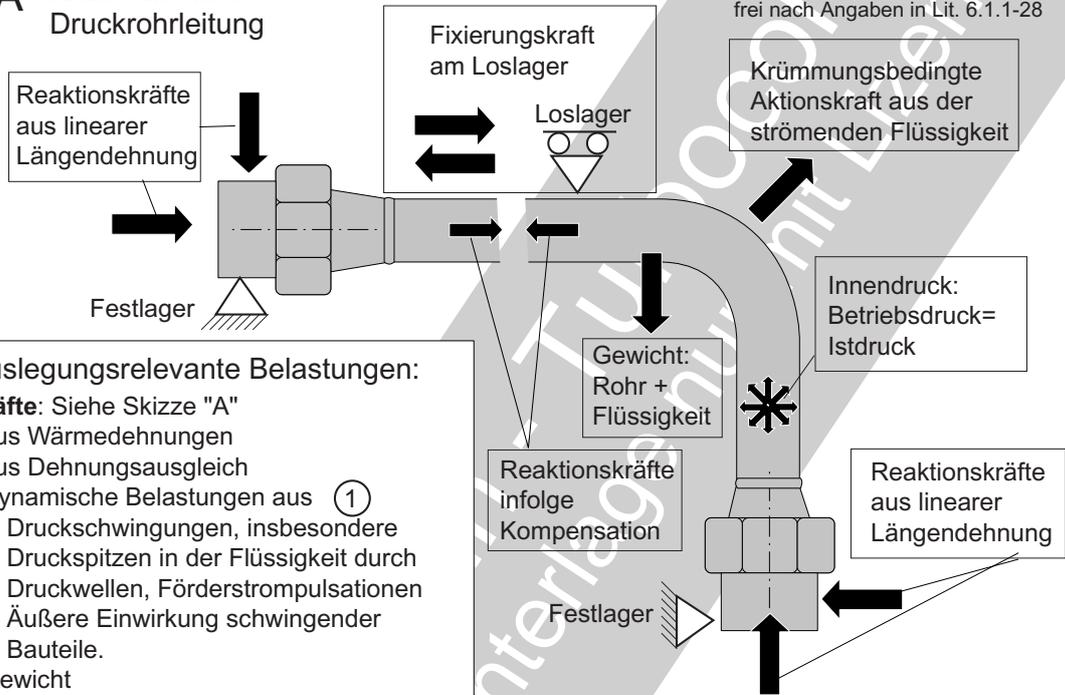
Fortsetzung auf Seite 6.11.1.1-4

Schadensrelevante Einflüsse auf Rohrleitungen, insbesondere Druckrohrleitungen.

Kein Anspruch auf Vollständigkeit

frei nach Angaben in Lit. 6.1.1-28

A Kräfte an einer Druckrohrleitung



Auslegungsrelevante Belastungen:

- Kräfte:** Siehe Skizze "A"
- aus Wärmedehnungen
 - aus Dehnungsausgleich
 - Dynamische Belastungen aus ① Druckschwingungen, insbesondere Druckspitzen in der Flüssigkeit durch Druckwellen, Förderstompulsationen
 - Äußere Einwirkung schwingender Bauteile.
 - Gewicht
 - Kräfte aus Rohrführungen
 - Fixierung des Loslagers an der Leitung
 - Reaktionskräfte aus behinderter Dehnung.

Temperatur

- Rohr
- Flüssigkeit
- der Gesamtanlage
- Erwärmung durch Umgebung (z.B. Strahlung, Raumtemp.)
- 'Flüssigkeitskompression'

Korrosion ②

- Umgebungs-/Betriebsatmosphäre
- Schwitzwasser
- Werkstoffwahl

Erosion

- mitgeführte Partikel

Kavitation ③

- Flüssigkeitsdruck
- Flüssigkeitstemperatur
- gelöste Gase und Flüssigkeiten
- Wirbelbildung
- Strömungsstörungen
- Schweißnahtwurzel ③
- Fügekanten
- Leitungsführung

B Betriebseinflüsse auf eine Druckrohrleitung



Geometrie ④

- Biegeradien ④
- Verspannungsempfindliche Anordnung
- Toleranzabweichungen
- Strömungsstörungen

Wartung, Inspektion, Montage

- Zugänglichkeit
- Inspektion
- Wartung
- Reparatur/Austausch
- verspannter Einbau

Herstellung

- Wandstärkenunterschiede ④
- Deformation des Rohrquerschnitts ④
- Rohrwellung ⑤
- Maßabweichungen (Verspannungsgefahr)
- Werkstoffprobleme
- Korrosionsempfindlichkeit
- Versprödung

Bild 6.11.1.1-1

Fortsetzung von Seite 6.11.1.1-2

tigung) zurückzuführen, insbesondere Verspannung (Torsion, Biegung, siehe Bld 6.11.1.1-3, Bild 6.11.1.2-2 und Bild 6.11.1.2-5).

- **Reaktionskräfte** aus Innendruck entstehen an Endanschlüssen und **Umlenkungen**. Nicht zu vergessen sind extrem hohe Kräfte als Schadensfolge, z.B. bei einem Rohrbruch. Diese sind besonders aus Sicherheitsgründen zu berücksichtigen, um weitere Folgen wie Personenschäden zu minimieren.

Resonanzschwingungen, die von Pulsationen des Flüssigkeitsstroms oder schwingenden Anschlussstellen ageregt werden, sind zu vermeiden. Das sollte z.B. mit fallspezifisch angeordneten **Schellen** (Bild 6.11.1.1-3) und/oder einer geeigneten Rohrgeometrie gelingen (Bild 6.11.1.2.1-2).

Die **Temperatur** beeinflusst auslegungsrelevant - Eigenschaften des Rohrwerkstoffs wie Wärmedehnung, Wärmeleitung, Festigkeit, Kerbschlagzähigkeit/Tieftemperaturverhalten, E-Modul. Bei hochlegierten 'Edelstählen' beträgt der sog. 'Druckabschlag' oberhalb 120°C 21,5 %.

Ferritische Werkstoffe sind bis -40°C, austenitische bis -60°C einsetzbar.

- **Werkstoffe der Adapter und Dichtungen**.

- Die **Belastung** des Rohrsystems durch Wärmespannungen, elastischen Verformungen durch den Innendruck und Reaktionskräfte hängt entscheidend von der Steifigkeit des Verbands ab (Rohr, Anschlüsse, Befestigungen). In der Literatur (Lit. 6.11.1.1-1) wird zwischen der sich im Betrieb einstellenden Temperatur (**Betriebstemperatur**) und der maximal zu erwartenden Temperatur im Normalbetrieb („**Berechnungstemperatur**“) unterschieden. Die sich einstellende Temperatur hängt ab von:

- Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit, Strömungsquerschnitt und Eigenschaften des durchströmenden Mediums.

- Eigenschaften des Rohrleitungswerkstoffs (Wärmeleitfähigkeit)

- **Wärmeableitung** an Anschlüssen und Befestigungen,

- äußere Beaufschlagung mit kühlenden oder aufheizenden **Strömungen** (z.B. Luft),

- Aufheizung durch **Strahlung**

- zu erwärmenden **Massen** (Wärmekapazität)

- **Druckflüssigkeit** (Wärmeentstehung und Wärmeabgabe). In der Hydraulik erfolgt beim Druckabbau (!) eine Erwärmung von 5,5 bis 6 °C je 100 bar.

Empfohlen wird die Überprüfung der Temperaturrechnung mittels **Thermografie**. Sie ist Sonden wie Messfühlern und Thermometern vorzuziehen. Erforderlich ist Erfahrung bei der Einschätzung der Oberflächenstrahlung.

Korrosion: Der häufigste Korrosionsschutz besteht aus einer **Zinkschicht**. Durch **Passivieren** bildet sich auf dem Zink verstärkt die natürliche Schutzschicht. Ohne Passivierung ist von einer Abzehrung der Zinkschicht auszugehen:

- Industrieluft 2,0 - 4,0 µm / Jahr.

- Seeklima 1,0 - 2,0 µm / Jahr.

- Landluft 0,1 - 1,0 µm / Jahr.

Diese unterliegt einer **Bimetallkorrosion** mit dem Grundwerkstoff. Dabei entsteht der sog. **Weißrost** (Zinkoxid) und **Rotrost** als Oxid des Grundwerkstoffs (Band 1 Kapitel 5.6.4). Rotrost ist das Zeichen, dass zumindest hier die Lebensdauer/Schutzwirkung der Zinkschicht überschritten ist. Ein '**Salzprühtest**' ist als vergleichende **Qualitätsprüfung** geeignet. Während **Betrieb, Lagerung und Transport** bilden sich Elektrolyte. Diese Bedingungen sind gegebenenfalls zu spezifizieren. Wasserbeaufschlagung (z.B. Regen), Kondenswasser und direkt einwirkende Luftfeuchtigkeit sind in **Seeklima** (Meersalz) besonders bedenklich. Von erheblicher Bedeutung sind Verpackungen der Neuteile. Korrosionsverstärkend wirken **Spalte** und **Hohlräume** (Band 1 Bild 5.6.1.2-1).

Erosion entsteht in Rohren durch von der Strömung mitgeführte **Partikel**. Dabei kann es sich um **Korrosions-** oder **Verschleißprodukte** des Systems selbst handeln. Bei der **Fertigung** entstandene oder während einer Montage einge-

schleppte erosive Partikel (Späne, Grate, Strahlmittel, Staub) sind ebenfalls denkbar.

Kavitation als Schädigungsform der Rohrwände durch kollabierende Dampf-/Gasblasen (Band 1 Kapitel 5.5.1.3). Dabei spielen **gelöste Gase**, meist Luft, in der Druckflüssigkeit eine wichtige Rolle. Typisch sind **Anfressungen** auf der Rohrrinnenseite. Gefährdet sind neben der eigentlichen Rohrleitung auch Anschlüsse und Kupplungen. Selbst Elastomere (Hydraulikschläuche, Kapitel 6.12.1.2) werden angegriffen. Ein indirekter Kavitationsschaden kann von **hochfrequenten Schwingungen** ausgelöst werden. Es entstehen **Ermüdungsrisse/-brüche**. In der Fachliteratur (Lit. 6.11.1.1-1) unterscheidet man verschiedene Kavitationsarten (Bild 5.1-3, Bild 6.11.1.2-7 und Bild 6.11.1.2-8). Mit abfallender Temperatur und ansteigendem Druck verringert sich das Risiko der Kavitation. **Konstruktions-/gestaltungsbedingte Ursachen und Schadensbilder** der Kavitation zeigt Bild 6.11.1.1-4.

Geometrie: Die Geometrie einer Rohrleitung beeinflusst verschiedene Schadensmechanismen.

- Ungünstige **Gestaltung** der gesamten Rohrverbindung kann die Rohrleitung im Betrieb durch behinderte Wärmedehnung, Reaktionskräfte und Schwingungsempfindlichkeit überlasten (Bild 6.11.1.1-3).
- Biegeradien (Bild 6.11.1.1-2) und damit zusammenhängende fertigungsbedingte Verformungen mindern die Schwingfestigkeit.
- Toleranzabweichungen aus der Fertigung können beim Einbau Verspannungen notwendig machen, welche Schwingbrüche begünstigen (Bild 6.11.1.2-2).
- Ungünstige Strömungsbedingungen (Wirbel) lösen Kavitation (Bild 6.11.1.1-4 und Bild 6.11.1.2-8) aus.

Wartung, Inspektion/Prüfungen, Montage: Hier hat der Konstrukteur für **Zugänglichkeit** zu sorgen. Das gilt sowohl für **Sichtkontrollen** als auch **manuelle Tätigkeiten**. Wenn möglich

sollten Verbindungen so gelegt werden, dass beim Öffnen **keine Hydraulikflüssigkeit auf andere Bauteile** (z.B. Elektrik) tropft und diese schädigt. Muss Flüssigkeit abgelassen werden, ist dies ebenfalls zu berücksichtigen.

Der Konstrukteur hat die Voraussetzungen zu schaffen, dass es nicht zum **Kontakt mit anderen Rohrleitungen** (Beispiel 6.11.1.1-2), **Kanten** oder **Kabeln** (Beispiel 6.11.1.1-1, Bild 6.11.1.2-3 und Bild 6.11.1.2-9.1) kommt. Durch Verschleiß (Wandstärkenminderung, Werkstoffschädigung, Band 1 Kapitel 5.9.3) kann die Rohrwand bis zum Versagen geschwächt werden. Bei **stromführenden Kabeln** besteht zusätzlich die Gefahr von **Lichtbögen**. Anschmelzungen schädigen dann den Werkstoff des Rohrs. Es kommt werkstoffabhängig zum Abfall der Schwingfestigkeit, Härte/**Festigkeitsabfall** oder **Versprödung**. Beim katastrophalen Versagen zündet gegebenenfalls der Lichtbogen austretende Flüssigkeit. In diesem Fall ist mit umfangreichen **Bränden** zu rechnen (Bild 6.11.1.2-3).

Schmutzeintrag in der Größenordnung von 0,05 Gewichtsprozent ist erfahrungsgemäß besonders beim **Einfüllen von Frischöl** möglich. Eine besondere Gefahr besteht jedoch im **'Einziehen' von Schmutz durch die Bewegung von Kolbenstangen/Aktuatoren**. Beim Einfahren in den Zylinder werden bis zu 10 Teilchen $> 10 \mu m$ je cm^2 überstrichener Kolbenfläche unter der Dichtlippe durchtransportiert.

Herstellung von Leitung und Anschlüssen (Bild 6.11.1.1-2 und Bild 6.11.1.1-3) ist von größter Bedeutung für die Zuverlässigkeit einer Hochdruckleitung. Eine Vielzahl nationaler und internationaler Vorschriften und Normen beschreiben die notwendige Qualitätssicherung. Dazu gehören:

- **Zulassung und Qualitätssicherungssystem.**
- Toleranzen der **Wanddicke, Welligkeit und Ovalität** (Bild 6.11.1.1-2).
- **Oberflächenqualität** innen und außen.
- **Korrosionsschutz.**
- **Nachweise**, z.B. Druckprüfungen/
Dichtigkeitsnachweise.
- **Dokumentation.**

Maßliche Qualitätsbeschreibung eines Leitungsrohrs.

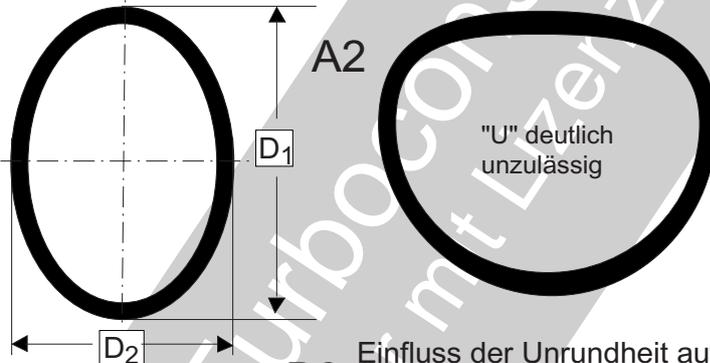
Unrundheit

A1

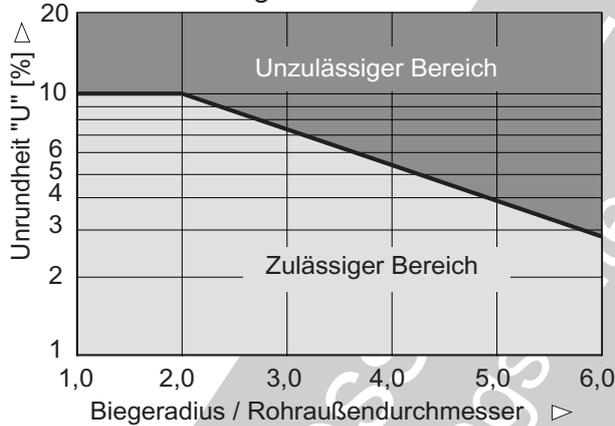
A2

Unrundheit "U" nach
DIN 2413 und DIN EN 13480-4
zur Ermittlung der zulässigen
Ovalität

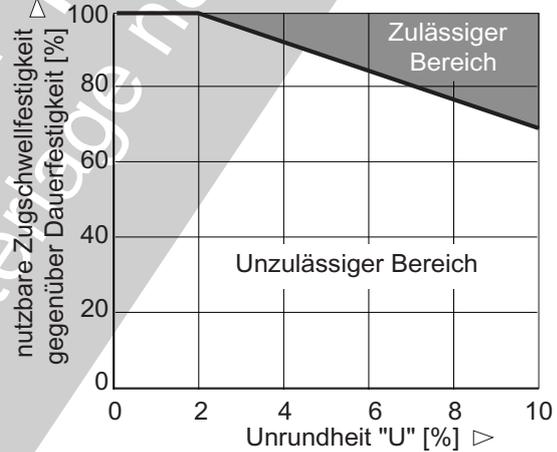
$$U = \frac{2 \cdot (D_1 - D_2)}{D_1 + D_2} \cdot 100 [\%]$$



B1 Einfluss des Biegeradius auf die unzulässige Unrundheit

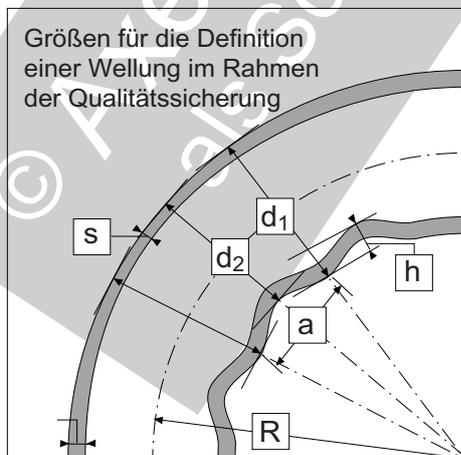


B2 Einfluss der Unrundheit auf die Schwingfestigkeit



C1 Definitionsgrößen für die Qualitätssicherung
Wandstärkenabweichungen

Welligkeit d_1 d_2 d_3 a h



C2 Tendenz des Biegeradius- einflusses auf die zu erwartende Mindestwanddicke eines Rohrs.

e = Wanddicke vor dem Biegen
D = Rohr- Außendurchmesser

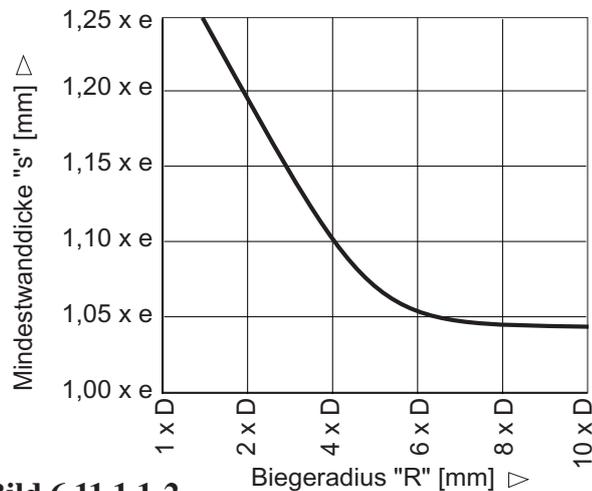


Bild 6.11.1.1-2

Bild 6.11.1.1-2 (Lit. 6.11.1.1-1): Unrundheit („U“) kennzeichnet Ovalität auch bei Wellungen („C1“). Sie ist ein Qualitätsmerkmal. Dabei entstehen auch örtliche **Wandstärkenänderungen** („C2“). Solche Form- bzw. Querschnittsabweichungen entstehen beim Biegen der Rohre. Sie mindern in erster Linie die **dynamische Belastbarkeit** („B2“). Deshalb sollten sie generell vermieden werden. Ist dies nicht möglich, sind Grenzwerte („B1“) in Normen und Vorschriften einzuhalten.

Bild 6.11.1.1-3 (Lit. 6.11.1.1-1): Die **Rohrverlegung** bzw. eine optimale **Gestaltung** ist eine wichtige Konstruktionsaufgabe. Sie beeinflusst neben Montage- und Wartungsfreundlichkeit die Beanspruchung der Leitung. Damit steigt die **Wahrscheinlichkeit von Leckagen und Schäden** (Detail „A3“) infolge statischer und dynamischer Überlastung durch

- **Reaktionskräfte** auf die Rohrleitung (Bild 6.11.1.1-2).

- **Dynamische Beanspruchung** durch **Wärmedehnungen** und **Druckstöße** in der Flüssigkeit. Dabei sind **Umlenkungen** sowie **U-Verlauf** für die **elastische Verformung** besonders zu beachten.

Schwingbeanspruchung (Bild 6.11.1.2-2, Bild 6.11.1.2.1-1).

Vermeiden von **Resonanzen** mit äußeren und inneren (Strömung, Bild 6.11.1.2-8) Erregern.

- **Durchströmung**: Widerstand, Neigung zu Wirbelbildung und Kavitation (Bild 6.11.1.2-8).

- **Verspannungen durch Wärmedehnung und Montage**. Dazu gehören Ursachen wie Maßabweichungen oder Torsion durch Anziehen von Verschraubungen..

Der Konstrukteur optimiert

- Art (Festlager oder Loslager) Lage und Orientierung der **Endanschlüsse**.

- **Leitungsverlauf**.

- Art und Ort von **Zwischenbefestigungen** (Schellen).

Die Skizzen „A1“ und „A2“ zeigen Beispiele für günstige und ungünstige **Rohrverläufe**.

Die **Anordnung von Rohrschellen** (Rahmen unten) muss folgende Forderungen berücksichtigen.

- **Verspannungsfreie Verlegung**.

- **Sichere Befestigung** unter Berücksichtigung statischer und dynamischer Kräfte.

- **Problemlose Zugänglichkeit** bei Montage, Wartung und Inspektion.

- **Vermeidung von Resonanzen** (Bild 6.11.1.2.1-2, Beispiel 6.11.1.1-2).

- **Vermeidung eines Kontakts mit anderen Leitungen oder Kabeln** (Verschleiß- und Bruchgefahr; Beispiel 6.11.1.1-1)

Bereits bei der Gestaltung der Rohrverlegung ist der Konstrukteur gefordert. Verspannungen in Montage und Betrieb müssen vermieden werden.

Festlager 

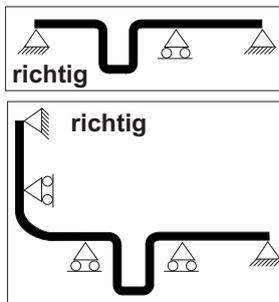
Loslager 

Loslager können bei kürzeren Leitungen entfallen

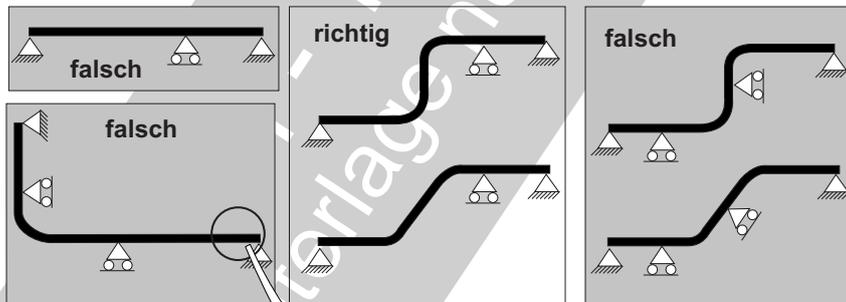
Folgen von Verspannungen in Rohrleitungen:

- Montage-/ Wartungsprobleme
- Leckagen an den Anschlüssen
- Überlastungen durch Wärmedehnungen Reaktionskräfte
- Schwingrisse / - brüche an Anschlüssen und in der Leitung

A1

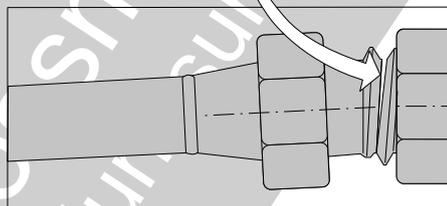


A2



A3

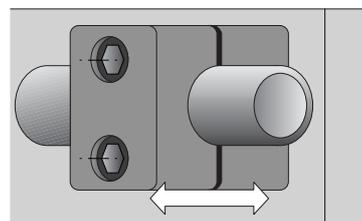
Bruch der Verschraubung des Festlagers durch dynamische Überlastung.



Anordnung von Rohrleitungsschellen, Hinweise für Konstruktion und Montage:

- Bei Anordnung von Festlagern und Loslagern Empfehlungen in Vorschriften berücksichtigen. Dazu gehört die freie Rohrlänge an Anschlüssen und Bögen.
- Rohranschlüsse als Festpunkte ausführen.
- Reaktionskräfte mit ausreichend Sicherheit berücksichtigen
- Befestigung der Loslager
- 'natürliche' Elastizität des Rohrs nutzen.
- 'Blockschellen' bzw. Doppelrohrschellen, Flachbügelschellen, Rohrbügel und bestimmte Rohrschellen als Loslager.
- Torsionsbeanspruchungen verhindern.
- Werkstoffauswahl der Schellen betriebsspezifisch wie thermisch, korrosiv/chemisch, Verschleiß. Dazu gehört: Funktionsnotwendige Vorspannungen müssen erhalten werden, d.h. die Schellenhälften dürfen nicht aufliegen.
- Auch beim Hersteller Erfahrungen nutzen.

Einrohrschelle aus Hartkunststoff



Doppelrohrschelle aus Metall

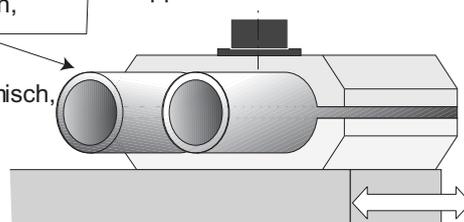


Bild 6.11.1.1-3

Bildbeschreibung vorhergehende Seite.

Kavitationsschäden in Druckleitungen, insbesondere Hydraulikleitungen.

frei nach Lit. 6.11.1.1-1

Kavitationsschädigung in einem Rohrbogen



Schwingbruch entlang einer Schweißnaht
als Folge von Vibrationen durch Kavitation.

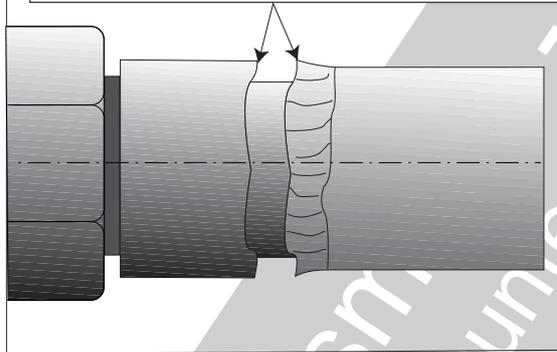


Bild 6.11.1.1-4

Kavitationsschädigung in einem
Winkelflansch

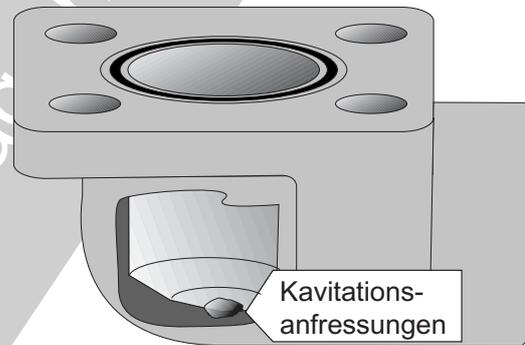


Bild 6.11.1.1-4 (Lit. 6.11.1.1-1): **Kavitation** entsteht durch **Entstehung und Kollabieren von Dampfblasen** (Band 1 Kapitel 5.5.1.3). An Rohrleitungssystemen können dann schwere **Schäden** ausgelöst werden.

Bei **Gasblasen** (Bild 6.11.1.2-7) wird der sog. **Diesel- oder Lohrentzeffekt** (Bild 6.10.2.4-3 und Kapitel 7.1.2.1, Band 1 Kapitel 5.5.1.3.1) beobachtet. Man spricht von **Pseudokavitation**. Anders als bei der Kavitation wirkt hier der Druckstoß direkt auf die Umgebung schädigend.

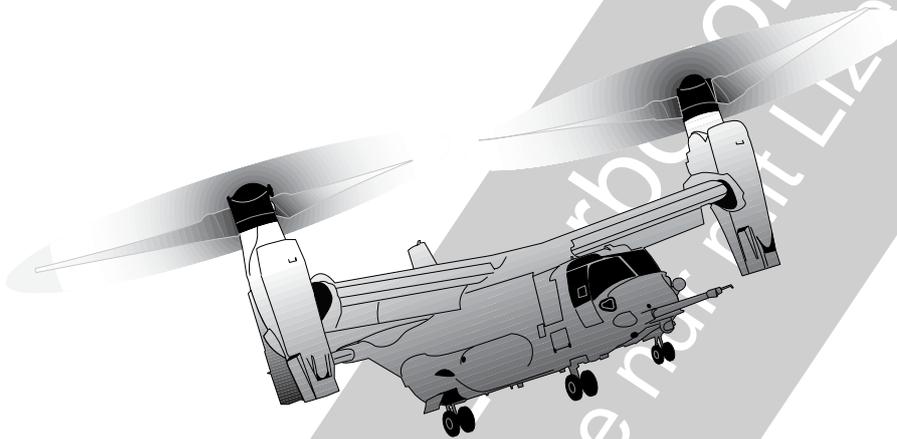
- **Risse und Brüche durch Schwingüberlastung** (Skizze unten links).
- **Schwächung der Rohrwandungen durch lochartigen Abtrag.**
- **'Irritierung'** von Reglern.

Unter ungünstigen Bedingungen können insbesondere bei höheren **Temperaturen** selbst in

Hydraulikleitungen örtlich so **niedrige Drücke** auftreten, dass es zur **Blasenbildung** (Dampf, Gas) und Kavitation kommt.

Ursachen dafür sind:

- **Wirbelbildung** durch ungünstige Strömungsführung (Skizze oben und Skizze unten rechts) und **Strömungsstörungen** (Bild 6.11.1.2-8). Diese entstehen z.B. an Einbauten wie Ventile, Kanten an Verbindungen, Umlenkungen und **Schweißnahtwurzeln**, Bild 6.11.1.2-7.
- In der Flüssigkeit **gelöstes Gas** (Luft) und **Flüssigkeit** (z.B. Wasser, Bild 6.11.1.2-7).



Beispiel 6.11.1.1-1 (Lit 6.11.1.1-2, Lit 6.11.1.1-9, Lit 6.11.1.1-10 und Lit 6.11.1.1-17):

Das Kipprotorflugzeug (Skizze oben) übte Landeanflüge mit dem Autopiloten. Dabei wird in der letzten Phase bei nahezu 300 km/h Anfluggeschwindigkeit mit dem Kippen der Triebwerksgondeln begonnen. Plötzlich **veränderten sich** innerhalb von Sekunden **Rotorblattanstellung und Triebwerksleistung**. Nach etwa 30 Sekunden wurde das Flugzeug unruhig und geriet in einen überzogenen Flugzustand. 13 km vom vorgesehenen Landeplatz stürzte es ab.

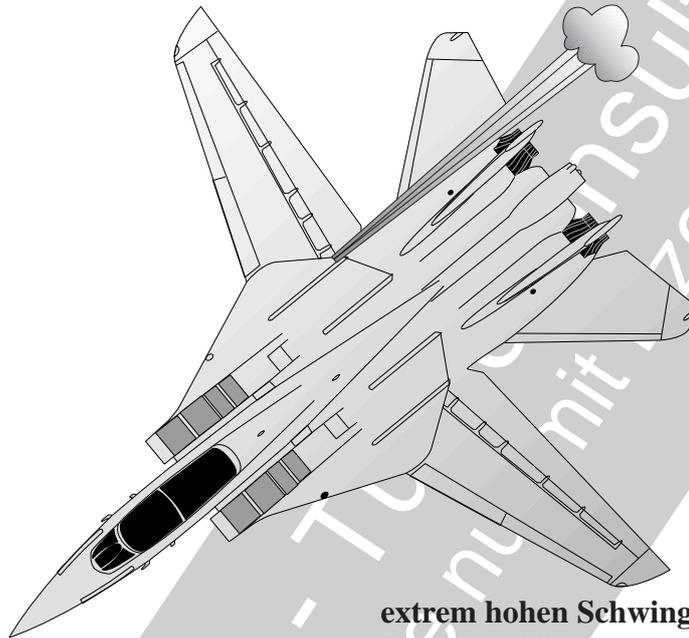
Die nachfolgenden Untersuchungen ergaben, dass eine **Hydraulikleitung** der Propellerstellung des linken Triebwerks gerissen war. Damit fiel der Verstelldruck ab.

Die Wandstärke dieser **Leitung** aus einer **Titanlegierung** für einen Innendruck von ca. 345 bar ist mit 0,56 mm bemerkenswert dünn. Sie wurde von **Elektrikleitungen** berührt und

durchgescheuert. Dabei entstand ein ca. 5 mm langer **Riss**. Die gegenseitige Berührung von Leitungen wird vom beengten Raum der Triebwerksgondeln begünstigt. Die Auswirkungen des Lecks auf die Verstellung des Propellers konnten nicht ausreichend schnell behoben werden. Das lag an Problemen der Ersatzsysteme.

Weitere Gefahren bilden scharfkantige Beschädigungen der Rohre an **verschmutzten Auflageflächen von Schellen** und die **Verspannung beim Einbau** (Lit. 6.11.2-25).

Kommentar: Hier wird die Schadensursache eindeutig auf die **Reibung einer Titanleitung** an anderen Leitungen zurückgeführt. Dieser Fall hat Ähnlichkeit mit einem der ca. 30 Jahre zurück liegt (Beispiel 6.11.2-3). Interessant ist, dass offenbar elektrische Leitungen trotz Kunststoffisolation für gefährlichen Verschleiß ausreichen.



Beispiel 6.11.1.1-2 (Lit 6.11.1.1-3 und Lit 6.11.1.1-18):

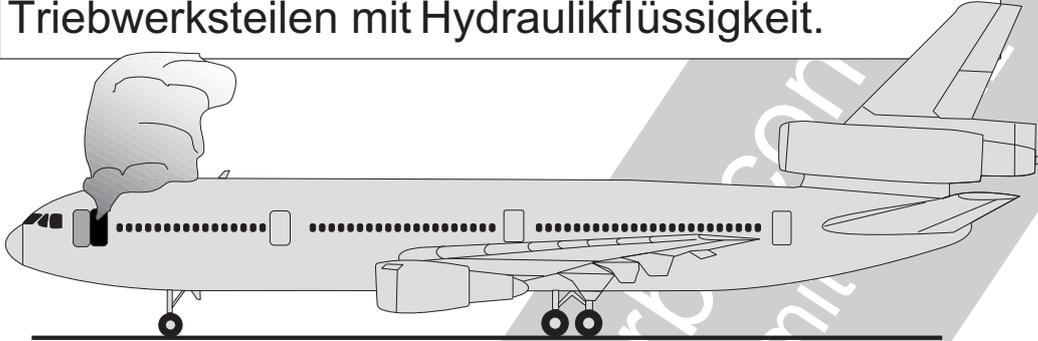
1970 stürzte **bereits beim 2. Flug** während **der Erprobung** ein Prototyp dieses Kampfflugzeugs (Bild 6.11.2-1, Skizze oben) ab. Ca. 25 Flugminuten nach dem Start wurde vom Begleitflugzeug eine Rauchfahne hinter dem Flugzeug bemerkt. Es handelte sich anscheinend um verdampfte **Hydraulikflüssigkeit**. Die anschließende Unfalluntersuchung ergab, dass zwei zellenseitige dünne **Hochdruckhydraulikleitungen aus einer Titanlegierung** wegen **Schwingerermüdung** versagt hatten. Dies war die Folge einer **Resonanzschwingung** der Leitungen bei Triebwerksleerlauf. Laborversuche ergaben, dass sich die **Ermüdungsbrüche in weniger als 10 Sekunden** entwickelten.

Darauf wurde die Erprobung mit dem 2. Prototyp so lange verschoben, bis die **Titanleitungen durch Leitungen aus CrNi-Stahl ersetzt** waren.

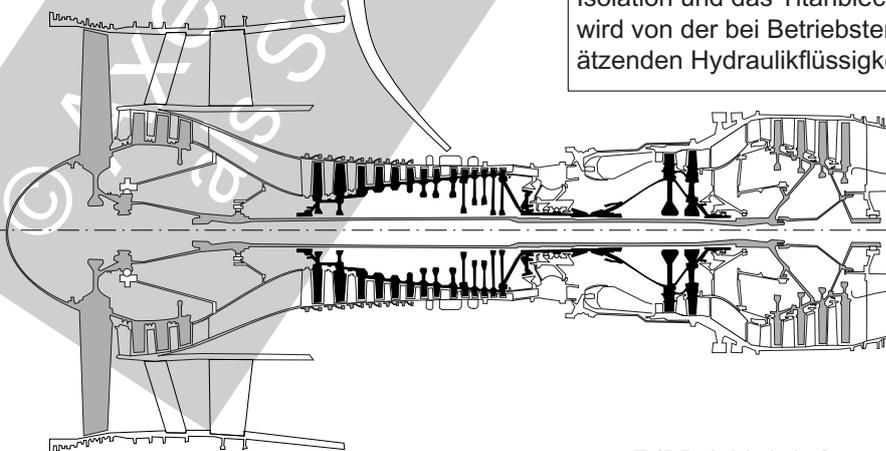
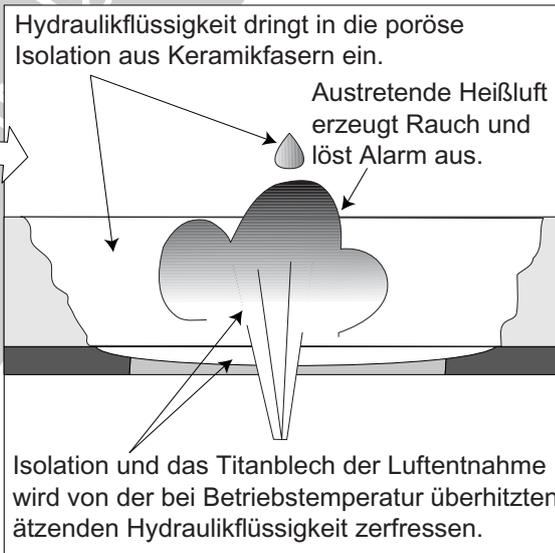
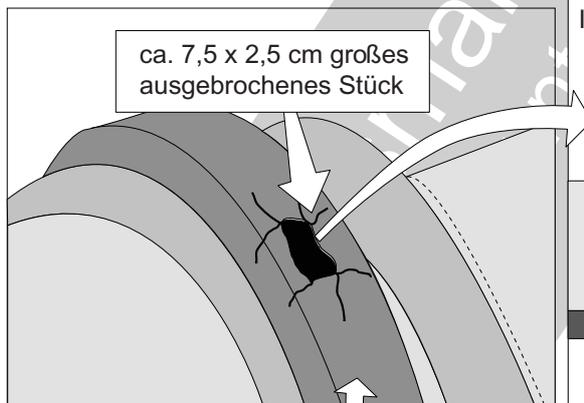
Kommentar: Die kurze Entstehungszeit der Brüche weist diese als hochfrequente LCF-Ermüdung (Band 1 Bild 5.4.1.1-2 und Lit.6.11.1.1-18) aus. Das entspricht einer

extrem hohen Schwingbeanspruchung im Bereich zyklischer plastischer Verformung. Die Umrüstung der Flugzeuge auf Leitungen aus Stahl lässt auf ein **grundsätzlicheres Problem** als lediglich eine Resonanz schließen. Diese ließe sich mit relativ einfachen Maßnahmen beheben. Denkbar wären weitere Befestigungen (Rohrschellen) und/oder eine zusätzliche Dämpfung. Leider enthalten die vorhandenen Unterlagen keine Hinweise auf beitragende Effekte wie Reibverschleiß (Fretting, Bild 6.11.1.2-9.1) oder scharfkantige Beschädigungen (Bild 6.11.1.2-9.2). Es ist jedoch anzunehmen, dass die Risiken mit dem Unfall bewusst wurden. Sie stehen im Zusammenhang mit dem typischen Frettingproblem der Titanlegierungen (Band 1 Bild 5.9.3-4 und Bild 6.11.1-9.2). Das wäre ein plausibler Grund für eine solche Umrüstung. Offenbar hatten auch spätere **Serienversionen Leitungen aus CrNi-Stahl**. Das macht das Ausmaß der Problematik deutlich. Sie hat sich langfristig auf **Konstruktionsphilosophie** (Gestaltung, Festigkeitsauslegung) und **Handling** (Wartung, Montage) von Rohrleitungen ausgewirkt. Bis in die Jahrtausendwende wurden keine Anwendungen von Titanrohren im Serieneinsatz in Triebwerken bekannt. Erst in neuesten Kampfflugzeugversionen findet man Triebwerke mit Rohrleitungen aus Titanlegierungen.

Vorsicht bei Verunreinigung von Isolationen und Triebwerksteilen mit Hydraulikflüssigkeit.



Das Frachtflugzeug war beim Abstieg, als die gelbe Rauchwarnlampe und die Hauptwarnlampe für den Piloten im Cockpit aufleuchtete. Dann ging die Warnlampe für die Zapfluentnahme des mittleren Triebwerks (Nr. 2) und ein Warnlicht für Feuer im Frachtraum an. Es gab intensiven Rauch im oberen Deck des Frachtraums und leichteren Rauch im Cockpit. Der Pilot erklärte den Notfall und das Flugzeug landete, bereits erwartet von einer Löschmannschaft. Als sich der Rauch verzog ließ sich erkennen, dass der Luftentnahme-Ringkanal der Zapfluff für das Flugzeug aufgerissen war. Die austretende heiße Luft hatte die Isolation verkohlt und so den Rauch erzeugt, ohne dass ein Feuer entstanden war. Der Rauch stand im Zusammenhang mit dem Einschalten der APU.



Die Darstellung beruht auf Unterlagen, die ein Abweichen vom exakten Schadensbild nicht ausschließen lassen.

Bild 6.11.1.1-4

Bild 6.11.1.1-4 (Lit. 6.11.1.1-12): *Wahrscheinlich trat bei diesem Schaden **Hydraulikflüssigkeit** während einer Wartung aus. Diese benetzte die **Isolation von Hydraulikleitungen** und drang ein bzw. wurde eingesaugt. Im Betrieb kam diese **Hydraulikflüssigkeit** offenbar mit dem nahe gelegenen Luftentnahme-Ringkanal (Skizze Mitte links) in Kontakt. Dieser besteht aus hochfestem Titanblech, dessen Querschnitt deutlich **abgetragen** wurde, **versprödete** und aufriss.*

*Eine Untersuchung des OEM ergab: Der Ringkanal (engl. duct) versagte infolge **Wasserstoffversprödung** beim Kontakt unter Betriebstemperaturen mit der Hydraulikflüssigkeit. Zusätzlich wurde die **Wanddicke merklich abgeätzt** und so geschwächt. So konnte der*

Betriebsdruck die Kanalwand ausbeulen und den Bruch auslösen.

*Der Hersteller der Hydraulikflüssigkeit gibt an, dass trotz der Unbedenklichkeit bei normalen Betriebsbedingungen in Hydrauliksystemen der **Kontakt mit Titan bei Temperaturen über 160 °C zu vermeiden** ist. In diesem Fall besteht die Gefahr einer Wasserstoffversprödung durch **Phosphorester**.*

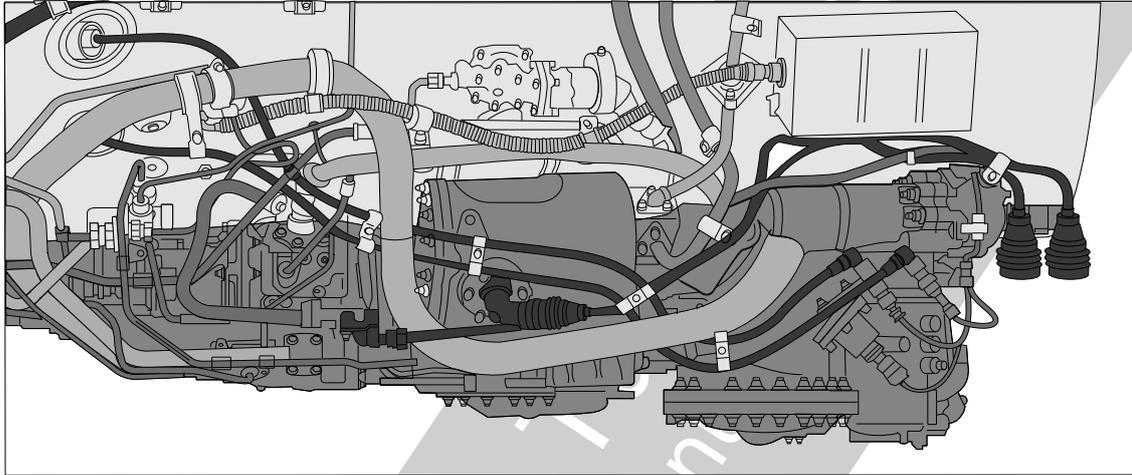
*Der Zellenhersteller stellte fest, dass die Hydraulikflüssigkeit bei Erhitzung **hoch ätzend** wirkt. **Selbst langsam tröpfelnde Phosphat-Ester-Flüssigkeit kann sich bei 176 - 232 °C innerhalb von Tagen bis Wochen durch eine Isolierung aus Keramikfaser oder Titanblech fressen.***

Literatur zu Kapitel 6.11.1.1

- 6.11.1.1-1** H.Wetteborn, „Hydraulische Leitungstechnik - Ein Praxishandbuch“, Fa. „HANSA-FLEX GmbH, Bremen 2008, ISBN 978-3-88808-703-5, Seite 156-383.
- 6.11.1.1-2** „Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau“, Band 1, Springer-Verlag Berlin / Göttingen/Heidelberg, 1961, Seite 773 - 785.
- 6.11.1.1-3** „Hütte - Des Ingenieurs Taschenbuch“, Teil A, 29 Auflage, Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin 1954, Seite 355 - 394.
- 6.11.1.1-4** D.N.French, „Failures of Boilers and Related Equipment“, Metals Handbook Ninth Edition, Volume 11 Failure Analysis and Prevention, American Society for Metals (ASM), Metals Park, Ohio, November 1986, ISBN 0-87170-007-7 (v.1), Seite 602 - 669.
- 6.11.1.1-5** „Allianz - Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Kapitel 5.2 „Kondensationsanlagen“, Seite 185 - 197 und Kapitel 8.6 „Ölversorgung von Maschinenanlagen“, Seite 411 - 427.
- 6.11.1.1-6** E.J.Pohl, R.Bark, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1964, Seite 82, 83, 86, 90, 92, 94, 96, 97 - 101, 116 - 120, 153, 154, 157.
- 6.11.1.1-7** A.Bäumel, B.Thoden, „Überblick über Korrosionsschäden an metallischen Werkstoffen unter besonderer Berücksichtigung der nichtrostenden Stähle“, J.Grosch, „Schadenskunde im Maschinenbau“, Kontakt & Studium Band 308, 5. Auflage, 2010, Expert Verlag, ISBN 978 - 3 - 8169 - 2702 - 0, Seite 221 - 273.

- 6.11.1.1-8** P.Forchhammern, „Korrosionsschäden an metallischen Werkstoffen ohne mechanische Belastung“, G.Lange, „Systematische Beurteilung technischer Schadensfälle“, Deutsche Gesellschaft für Materialkunde e.V. (DGM), Verlag Wiley-VCH, 2008, ISBN 978 - 3 - 527 - 30417 - 2, Seite 207 - 228.
- 6.11.1.1-9** J.Hickling, „Korrosionsschäden bei zusätzlicher mechanischer Beanspruchung“, G.Lange, „Systematische Beurteilung technischer Schadensfälle“, Deutsche Gesellschaft für Materialkunde e.V. (DGM), Verlag Wiley-VCH, 2008, ISBN 978 - 3 - 527 - 30417 - 2, Seite 230 - 253.
- 6.11.1.1-10** D.Will, N.Gebhardt, „Technische Hydraulik“, 5. Auflage, 2011, Springer-Verlag GmbH, ISBN: 978-3-642-1724-7, ca. 500 Seiten.
- 6.11.1.1-11** G.Bauer „Ölhydraulik“, Vieweg-Teubner Verlag, 07/2011, ISBN-13: 9783834614647, ca. 200 Seiten.
- 6.11.1.1-12** AAIU Report No.: 2003-002, AAIU File No.: 2002/0008 „Schaden am Triebwerk der DC10-30 N, 526 MD am 14.Feb. 2002“, Seite 1-9.
- 6.11.1.1-13** R.J.Eiber, „Failures of Pipelines“, „Metals Handbook - Ninth Edition - Volume 11- Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), 1986, ISBN 0-87170-007-7 (v.1), Seite 95 - 706.

6.11.1.2 Schmieröl - und Kraftstoffleitungen



Als Beispiel ist die Unterseite eines militärischen Flugtriebwerks dargestellt. Hier befinden sich Kraftstoff, Öl und Luftleitungen. **Rohrleitungen** haben **mit den Anschlüssen** ein deutliches Schadenspotenzial. Das hängt nicht zuletzt vom **durchströmenden Medium** ab. Treten **Kraftstoff** oder **Öl** aus, besteht unmittelbare **Feuergefahr**. Aber auch heiße **Zapfluft** aus den hinteren Verdichterbereichen kann besonders zusammen mit Kraftstoff und Öl umfangreiche Folgeschäden auslösen. Aber auch elektrische Verkabelung ist überhitzungsgefährdet. Auch wenn 'nur' Fehlalarm (z.B. Feueralarm) ausgelöst wird, ist zumindest mit einem Abstellen der Anlage zu rechnen. Rohre an Maschinen dienen nicht nur dem Transport von Medien. Sie **schützen** auch empfindliche **elektronische** (z.B. Sensorimpulse für Regelung und Überwachungsanzeigen) sowie **elektrische** und **mechanische Kabel** (z.B. Rückmeldekabel).

An obigem Bild lässt sich die Bedeutung der **Zugänglichkeit** für **Wartungsarbeiten und Inspektionen** erkennen. Müssen Rohrleitungen geöffnet bzw. getauscht werden, besteht die Wahrscheinlichkeit von **Schmutzeintrag in das System** und **austretender Flüssigkeit**. Selbst kleine Mengen können benachbarte Bauteile benetzen. Sie können in **poröse Isolationen** und über längere Betriebszeiten verbleiben. Entstehen bei hohen Temperaturen gefährliche Zersetzungsprodukte, besteht neben einer Geruchsbelästigung bei spezifisch empfindlichen Materialien (z.B. Titanlegierungen) die Gefahr einer Schädigung (Korrosion, Rissbildung, Versprödung).

Die Einführung von **Rohren aus Titanlegierungen** aus Gewichtsgründen kann zu neuen Problemen führen. Es handelt sich in erster Linie um die, im Vergleich mit den üblichen **rostfreien Cr-Ni-Stählen**, Empfindlichkeit gegen **Reibverschleiß** (Fretting) und scharfe, rissartige Kerben (Bild 6.11.1.2-9.1, -9.2). Diese Probleme sind besonders im Zusammenhang mit Montage- und Wartungsarbeiten zu sehen. Sie haben offenbar in manchen Fällen sogar zu **Rückrüstungen** geführt.

Die gefährlichste mechanische Beanspruchung von Rohrleitungen entsteht durch **Schwingungen**. Sie können Risse und Brüche auslösen. Dafür können mehrere Einflüsse, die auch in Kombination auftreten, ursächlich sein (Bild 6.11.1.2-4 und Bild 6.11.1.2-8). Hierzu gehören von den Befestigungen eingeleitete heftige Vibrationen und Pulsationen des transportierten Mediums. Weitere Probleme entstehen bei Lockerung und Verspannung.

Um **bei der Wartung Probleme mit Rohrleitungen rechtzeitig zu erkennen**, bedarf es des erfahrenen Fachmanns. Er sollte die **Funktionen der Leitungen und angeschlossener Aggregate** ausreichend kennen.

Bild 6.11.1.2-1 (Lit. 6.11.1.2-7, Lit. 6.11.1.21-18, Lit. 6.11.1.2-20 und Lit. 6.11.1.21-24): **Leckstellen und Schäden an Rohrleitungen** von Triebwerken können unterschiedliche Ursachen haben.

„A“ **Risse und Brüche**: In den meisten Fällen dürfte es sich um **Schwingerermüdung** handeln (Bild 6.11.1.2-2 und Bild 6.11.1.2-4). Dabei sind besonders die Rohrzonon in der Nähe der Einspannstelle (Bild 6.11.1.2.1-1 und Bild 6.11.1.2.1-3) gefährdet. Das kann mehrere Gründe haben:

- Hohe Biegespannungen als Folge des Hebelarms bei **Schwingungen und Verspannung** (Bild 6.11.1.2-15 und Bild 6.11.1.2-2).
- **Steifigkeitssprung zur Befestigung** (Flansch, Verschraubung, Bild 6.11.1.2.1-3).
- Ungünstige Lage von **Schweißnähten** (Lit. 6.11.1.2-32; Bild 6.11.1.2-5, und Bild 6.11.1.2.1-4).
- **Verunreinigungen mit aggressiven Medien** wie zersetztes **Hydrauliköl** können spontane Rissbildung (Spannungsrissskorrosion) auslösen. So reagieren z.B. Titanwerkstoffe unter Zugspannungen bei **Halogenen** wie Chlor auf diese Schadensart empfindlich (Bild 6.11.1.1-4).

„B“ **Scheuerstellen** bedeuten eine besondere Gefahr (Bild 6.11.1.2.1-2). Das zeigt der komplexe Verlauf und die Anordnung der Leitungen an einem Triebwerk (Bild Seite 6.11.1.2-1). Dabei wird verständlich, dass hier durchaus ein Potenzial für Berührungen der Leitungen besteht. Natürlich wird bereits bei der Konstruktion dafür gesorgt, dass das nicht eintritt. Trotzdem zeigt die Erfahrung, dass verschiedene Einflüsse dazu führen können.

- Verwendung **ähnlicher** (nicht gleicher!) Teile, z.B. anderer **Varianten** des gleichen Triebwerkstyps.
- Probleme bei der **Fixierung**, z.B. Versagen oder Fehlen einer **Halterung** (Rohrschelle).
- Lose Rohrschellen verschleifen die Rohrwand (Bild 6.11.1.2-13 und Beispiel 6.11.1.2.1-1).

Bei der Berührung einer Rohrleitung mit einem anderen Bauteil wie einem Gehäuse, einer anderen Rohrleitung, Kabel, Abdeckung, Sicherungsdraht usw. (Bild 6.11.1.2-3, Beispiel 6.11.1.2.1-1 und Beispiel 6.11.1.1-2) kann eine **Schädigung** auf mehrfache Weise auftreten:

- **Schwächung des Querschnitts** bis zum Versagen (Gewalt, Schwingungen, Bild 6.11.1.2.1-2).
- **Kerbwirkung** die einen Schwingbruch auslöst bzw. begünstigt.
- **Schädigung des Rohrwerkstoffs** durch Schwingverschleiß (Fretting, Bild 6.11.1.2.1-2). Diese Gefahr ist bei Titanlegierungen besonders groß (Bild 6.11.1.2-9.2).

„C“ **Anschmelzungen**: Die Gefahr, dass eine Rohrleitung durch- oder angeschmolzen wird besteht bei konzentrierter **Flammeneinwirkung** (Lit. 6.11.1.2-29) und elektrischen **Funken/Lichtbögen**. Beides kann im Zusammenhang mit Rohrleitungsschäden auftreten. Ist eine Rohrleitung auf der Innenseite nicht ausreichend gekühlt, begünstigt das die Überhitzungsgefahr. Problematisch ist eine niedrige Strömungsgeschwindigkeit bis zur leeren Leitung. Dabei kann es sich um eine Schadensfolge handeln (z.B. Ausfall einer Pumpe).

Eine weitere Gefahr geht von **Titanfeuern** aus. So wurde beobachtet, dass brennende Titantröpfchen in der Größe eines Stecknadelkopfes in der Lage sind, eine durchflossene Kraftstoffleitung aus Cr-Ni-Stahl durchzuschmelzen (Lit. 6.11.1.2-29).

„D“ **Beschädigungen durch Bruchstücke**: Treten Bruchstücke eines Rotorschadens aus dem Gehäuse (uncontained failure, Lit. 6.11.1.2-30) besteht unmittelbare Gefahr des Lecks einer beschädigten Rohrleitung. Der Konstrukteur versucht bereits bei der **Planung von Rohrleitungen** dieses Risiko zu minimieren (Lit. 6.11.1.2-29).

„E“ **Lose Verschraubung**: Verschraubungen können bereits bei Wartung-/Montage **nicht ausreichend angezogen** werden (Lit. 6.11.1.2-

Typische Leckstellen an Rohrsystemen

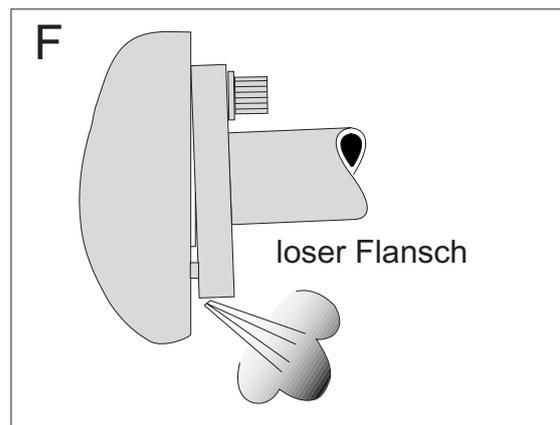
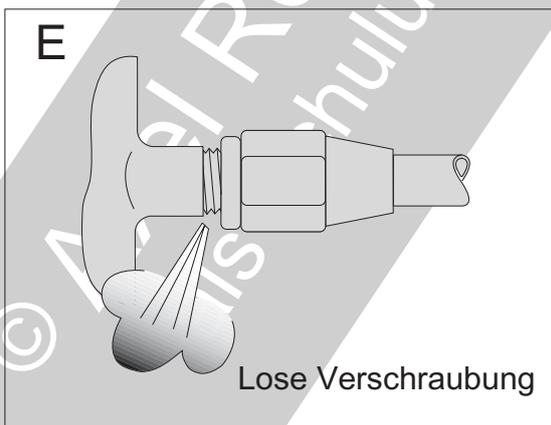
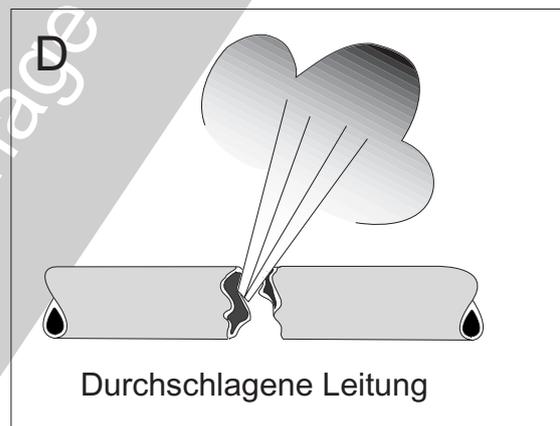
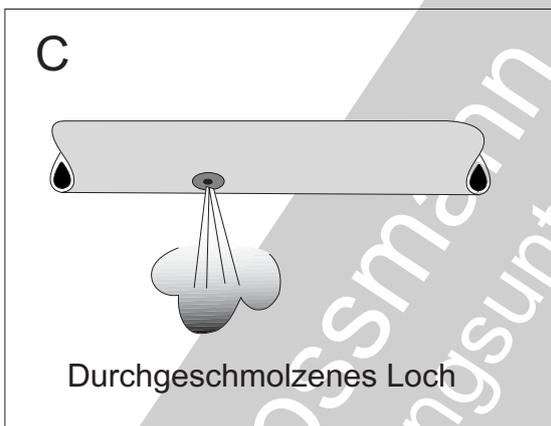
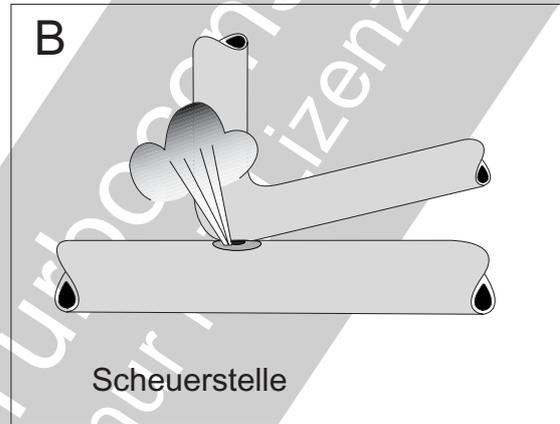
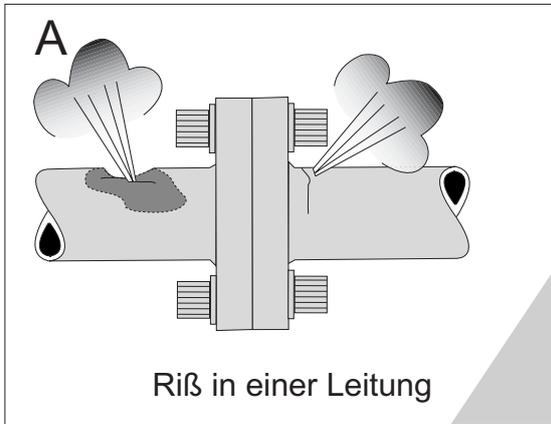


Bild 6.11.1.2-1

30). Hier spielt besonders die **Zugänglichkeit und Sichtkontrolle** eine Rolle (Human Factors, Lit. 6.11.1.2-30). Sie sind bereits bei der Konstruktion zu berücksichtigen. Es kann auch ein Problem mit abdichtenden **Elastomerele-**

menten wie O-Ringen geben. Denkbar sind Beschädigungen, Verlagerungen oder ein vergessener Einbau (Bild 6.11.1.2-14 und Kapitel 6.10.1 und Lit. 6.11.1.2-30).

Weitere Möglichkeiten sind die **Lockerung** der Mutter und/oder eine **Schädigung** des Dichtelements im Betrieb. Eine Lockerung ist erfahrungsgemäß oft die Folge von **Montagemängeln**. In solchen Fällen können **Vibrationen** und **Wärmedehnungen** (Bild 6.10.1.2-11) das Leck auslösen.

Bei **Prüfläufen nach der Montage** werden solche **Lecks nicht immer gefunden**. Das ist besonders dann der Fall, wenn **nicht die volle Leistung** angefahren wurde. Sind die **Drücke** (Kraftstoff) **nicht hoch genug**, tritt **kein merkliches Leck** auf (Lit. 6.11.1.2-30).

„F“ **Lose Flansche**: Stehbolzen oder Flanschschrauben (Lit. 6.11.1.2-30) sowie T-Kopfschrauben von V-Bändern (Bild 6.11.1.2-10) können sich lockern oder versagen (Bild 6.11.2-2).

Eine mögliche Ursache sind Reparatur- und/oder Montagemängel (Lit. 6.11.1.2-30).

Die verwendeten Schrauben aus hochfesten Stählen können bei Fertigungsmängeln wie Wärmebehandlungsfehlern (Lit. 6.11.1.2-31) und Wasserstoffversprödung (Lit. 6.11.1.2-31 und Lit. 6.11.1.2-32) brechen.

Eine weitere Möglichkeit für ein Leck im Bereich eines Flanschs ist eine versagende **Elastomerdichtung** zwischen den Dichtflächen. Auch hier kann die ganze Palette der Ursachen wie Materialprobleme (Alterung) und Montage relevant sein (Kapitel 6.10.1).

Bild 6.11.1.2-2 (Lit. 6.11.1.2-11, Lit. 6.11.1.2-13, Lit. 6.11.1.2-14, Lit. 6.11.1.2-16, und Lit. 6.11.1.2-19): **Schwingrisse in Rohrleitungen** sind nicht selten auf eine **mechanische Verspannung** zurückzuführen. Die dynamische Belastung kann bei **Vibrationen** und/oder **niedrigfrequenten zyklischen Dehnungen durch Temperatur- oder Innendruckzyklen** auftreten.

Eine Verspannung bzw. **Vorspannung** senkt als **Mittelspannungserhöhung** die Schwingfestigkeit des Rohrleitungswerkstoffs (Diagramm oben rechts). Das kann zum Überschreiten der auslegungsgerechten, dynamischen Betriebsbeanspruchungen führen.

Ursachen für die Verspannung einer Rohrleitung (Skizze oben links):

Maßungenaugigkeiten aus der Fertigung können sowohl an den Endanschlüssen als auch im Bereich der Schellen eine elastische Anformung erfordern (Bild 6.11.1.2.1-1). Mit dem **Anziehen der Verschraubung** sind besonders im Bereich der Enden hohe Spannungen zu erwarten.

Der Rahmen im Bild zeigt die Abfolge des **Befestigungsvorgangs einer Rohrleitung** für eine kontrollierbare, möglichst niedrige Vorspannung. Grundsätzlich gelten jedoch die Anweisungen der Vorschriften bzw. Handbücher. **Beschädigungen** vor dem Einbau können zu einer ähnlichen Situation wie Maßabweichungen führen. Es ist aber auch möglich, dass eine **bereits montierte Leitung beschädigt**, d.h. plastisch verformt wurde. In diesem Fall führt die **Rückfederung** zur Verspannung.

Die **Risslage** wird natürlich von Kerben und Formänderungen wie Beulen beeinflusst. Ein Schwingriss ist wegen der Zugspannungen im Bereich der Endanschlüsse auf der Rohrseite zu erwarten, die der Deformation gegenüberliegt.

Betriebsbedingte Verspannung kann eine Folge von unterschiedlichen Wärmedehnungen zwischen Rohr und Befestigungen sein. Das gilt für ein kraftstoffgekühltes Rohr, das an einem heißeren Gehäuse bzw. Anbaugeräten befestigt

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff

Rissbildung an Rohrleitungen ist häufig auf Verspannung zurückzuführen.

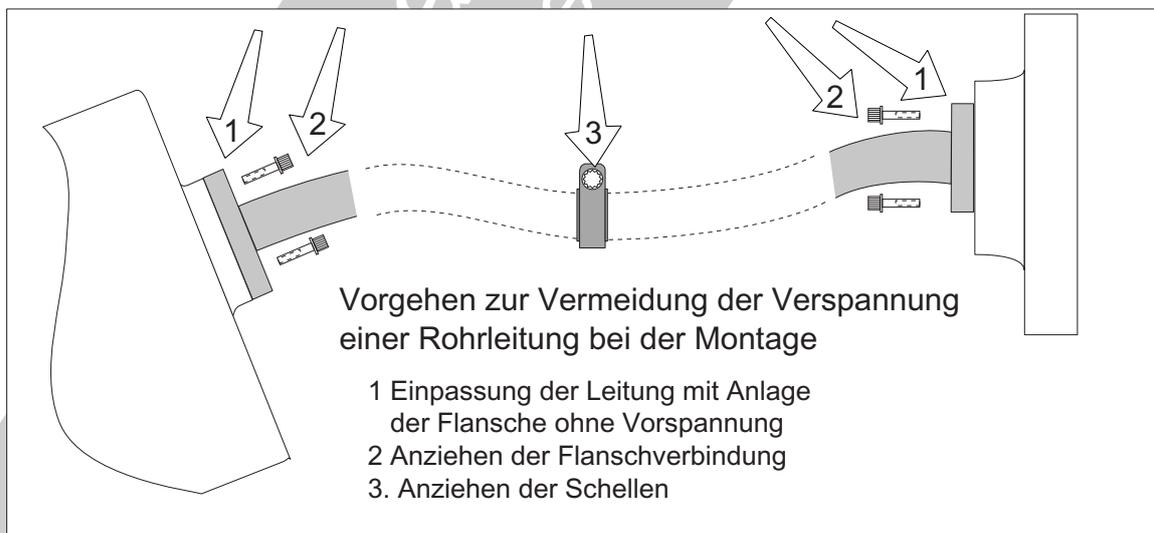
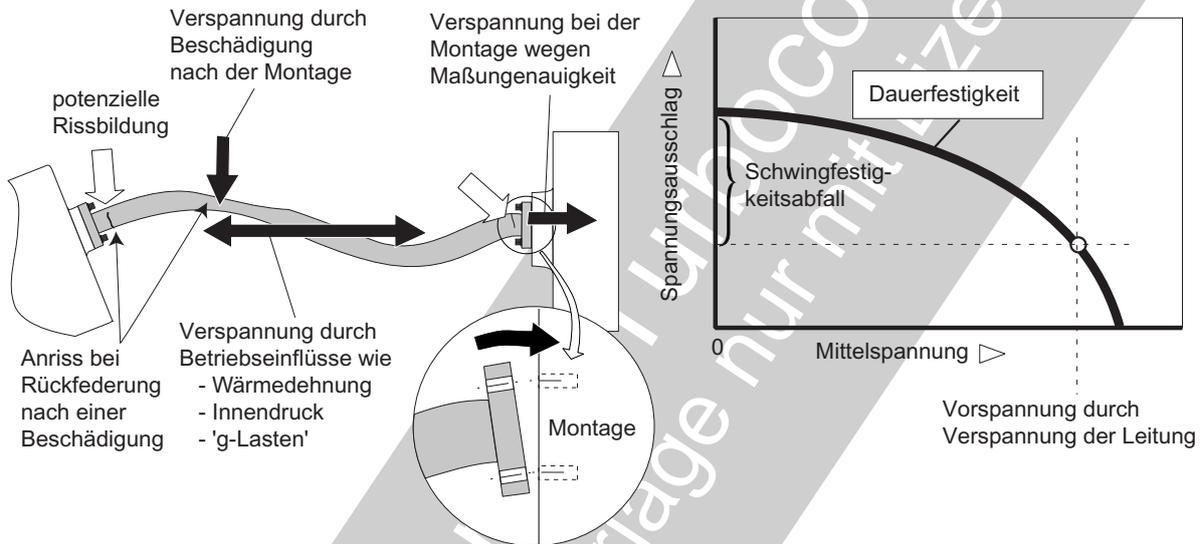


Bild 6.11.1.2-2

ist. Ähnliche Verhältnisse entstehen, wenn **mechanische Betriebskräfte** wie g-Lasten aus Flugmanövern oder Landestöße Anschlüsse und/oder Schellen auslenken.

Auch ein hoher **Innendruck** kann ein gekrümmtes Rohr zwischen den Anschlüssen elastisch verformen und so Spannungen aufbauen. **Eigenspannungen** begünstigen als **Zugspannungen** die **Schwingerermüdung**. Solche Spannungen können von der Fertigung eingebracht

werden. Sie entstehen beim Schweißen, mechanischer Bearbeitung und besonders bei **Richtvorgängen** (Bild 6.11.1.2-4, Lit. 6.11.1.2-32). Dabei sind **Verfahrensabweichungen** besonders problematisch. Bei einer plastischen Verformung (Beschädigung) entstehen durch das **Rückfedern** ebenfalls Zugspannungen. Sie können sich je nach Größe der verformten Zone eher um die Verformung konzentrieren, oder über die Rohrlänge verteilen.

Der Kontakt von Anbauteilen, insbesondere Leitungen, ist gefährlich und muss deshalb vermieden werden.

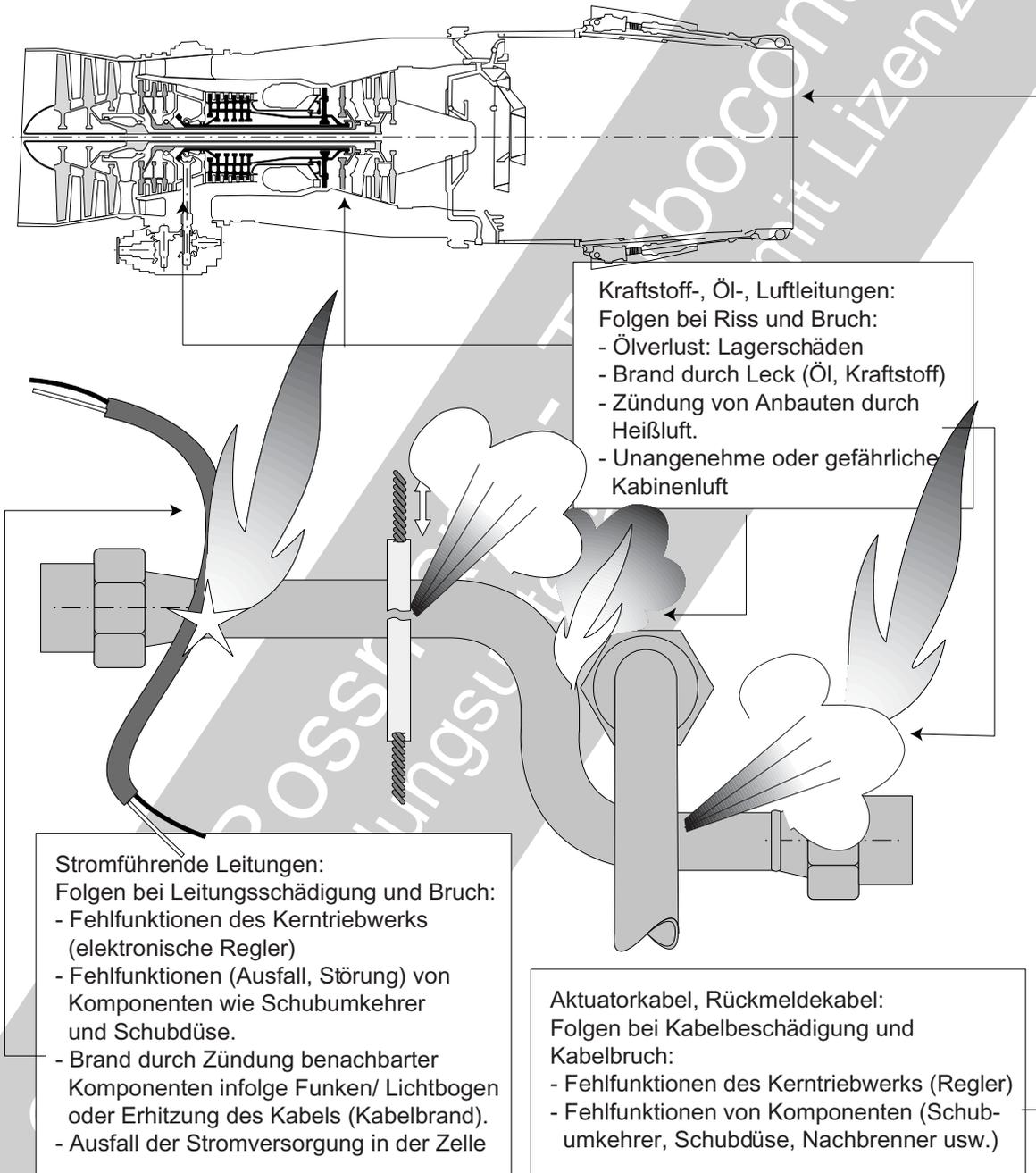


Bild 6.11.1.2-3

Bild 6.11.1.2-3 (Lit.6.11.1.2-33 bis Lit .-38): Die oft äußerst **komplexe Vielfalt von Leitungen und Kabeln** an der Außenseite eines Triebwerks erhöht die Wahrscheinlichkeit einer gegenseitigen Berührung (Beispiel 6.11.1.2.1-1).

Weil grundsätzlich davon auszugehen ist, dass die Teile **vibrieren/schwingen** kommt es an der Berührungsfläche zu **Verschleißbewegungen** (Scheuern, engl. fretting). Selbst mikroskopisch kleine Relativbewegungen sind gefährlich (Ka-

pitel 6.11.1.2.1, Lit. 6.11.1.2-31). Neben einer **Schwächung tragender Querschnitte**, erfolgt werkstoffabhängig auch ein **Abfall der Schwingfestigkeit**. Dabei ist die größte Gefahr nicht eine örtlich durchgescheuerte Rohrwandung, sondern das spontane Aufreißen oder **Brechen der Leitung** (Beispiel 6.11.1.2-2). Das ist der Fall, wenn sich unter hohem Druck ein ausreichend großer Schwingriss gebildet hat. Von diesem Effekt sind besonders **Titanwerkstoffe** betroffen (Bild 6.11.1.2-9.1 und Bild 6.11.1.2-9.2). Diese kommen in Rohrleitungen von Triebwerken vermehrt zum Einsatz. Das liegt an der hohen Festigkeit im ungeschädigten Zustand und dem, im Vergleich zu Ni-Legierungen und Stählen, niedrigen spezifischen Gewicht.

Grundsätzlich ist also bei der Montage und Wartung streng darauf zu achten, dass keine derartigen Berührungen auftreten. Das setzt voraus, dass nur **genau die vorgesehenen/vorgeschriebenen Teile** eingebaut werden (Beispiel 6.11.1.2.1-1). Auch scheinbar kleine Unterschiede wie sie unter Varianten des gleichen Maschinentyps möglich sind (Lit. 6.11.1.2-35), erlauben nicht ohne Weiteres immer einen ersatzweisen Einbau. Gegebenenfalls ist der OEM zu konsultieren.

Je nach Funktion einer Leitung sind bei **Kontakt unterschiedliche Folgeschäden** zu erwarten:

Brennbare Flüssigkeiten (Kraftstoff, Schmieröl, Hydrauliköl) führende Leitungen stehen oft unter hohem Druck, sind aber vergleichsweise dünnwandig. Sie sind also mechanisch hoch belastet und elastisch. Damit unterliegen sie **Vibrationen**. Bei Kontakt kann es zum Durchscheuern und Aufreißen kommen. Der brennbare Inhalt versprüht und es besteht große Feuergefahr mit dem Potenzial katastrophaler Schäden (Beispiel 6.11.1.1-2). Auslaufendes Hydrauliköl kann auch ohne zu brennen gefährliche Schäden auslösen. Gerät es auf heiße Bauteile aus Titanlegierungen, können sie sich zersetzen und aggressive Rückstände

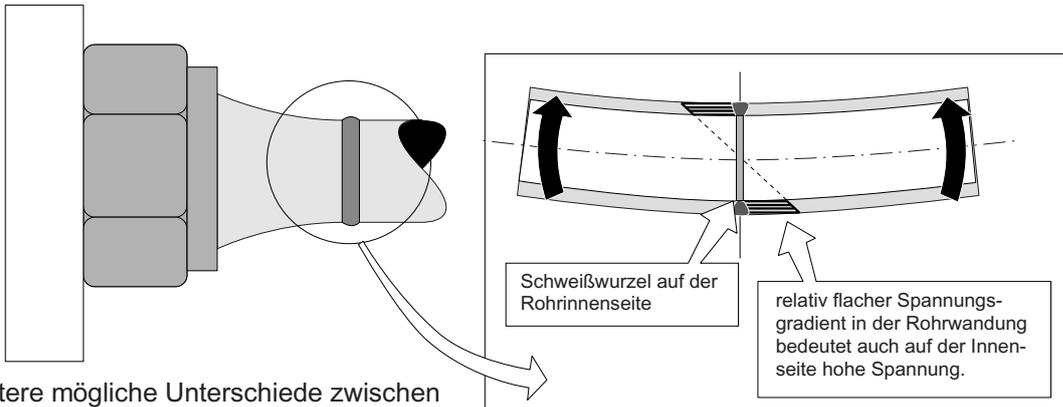
können gefährliche Korrosion auslösen (Bild 6.11.1.1-4).

Wird die Isolation **stromführender Kabel** durchgeschliffen, kommt es zum Kurzschluss. Bei ausreichend starken Strömen genügen bereits **kleine Funken, die Wand einer metallischen Rohrleitung zu schädigen** (Lit. 6.11.1.2-32). Dann reicht die normale Schwingbelastung zum Ermüdungsriss und Bruch (Lit. 6.11.1.2-30). Tritt ein brennbares Medium aus, ist mit einer Zündung durch den Funken zu rechnen. Handelt es sich um Kabel für elektrische Messimpulse geringer Energie, ist zumindest das angeschlossene **Auswertungssystem** (Regler, Überwachung) in seiner **Funktion** behindert.

Nicht zu unterschätzen ist die Gefahr, die von einer lecken bzw. gebrochenen **Luftentnahmeleitung** (z.B. Kühlluft, Kabinenluft, Beispiel 6.11.1.3-1) ausgeht. Zapfluft aus dem hinteren Bereich eines modernen Verdichters hat Temperaturen bis über 500 °C. Das kann andere **Bauteile thermisch schwer schädigen und brennbare Medien entzünden**. Registriert die Feuerwarnanlage **Heißluft**, ist zumindest mit einem 'In Flight Shut Down' zu rechnen.

In älteren Triebwerkstypen findet man noch vielfach **Betätigungskabel** (Aktuatorkabel) und **Rückmeldekabel** zum Regler. Werden sie bei Berührung mit einem anderen Bauteil beschädigt, können wichtige Regelungs- und Steuerfunktionen ausfallen und eine Flugnotlage entstehen.

Warum beginnen manche Schwingrisse an Rohren auf der Wandinnenseite?



Weitere mögliche Unterschiede zwischen Außen- und Innenwand:

- Bearbeitungszustand: Eigenspannungen, Oberflächenqualität, Verfestigung
- Prüfbarkeit
- Zugeigenspannungen durch Richten der Rohrleitung.
- unterschiedliche Festigkeiten im Bereich einer Schweißung

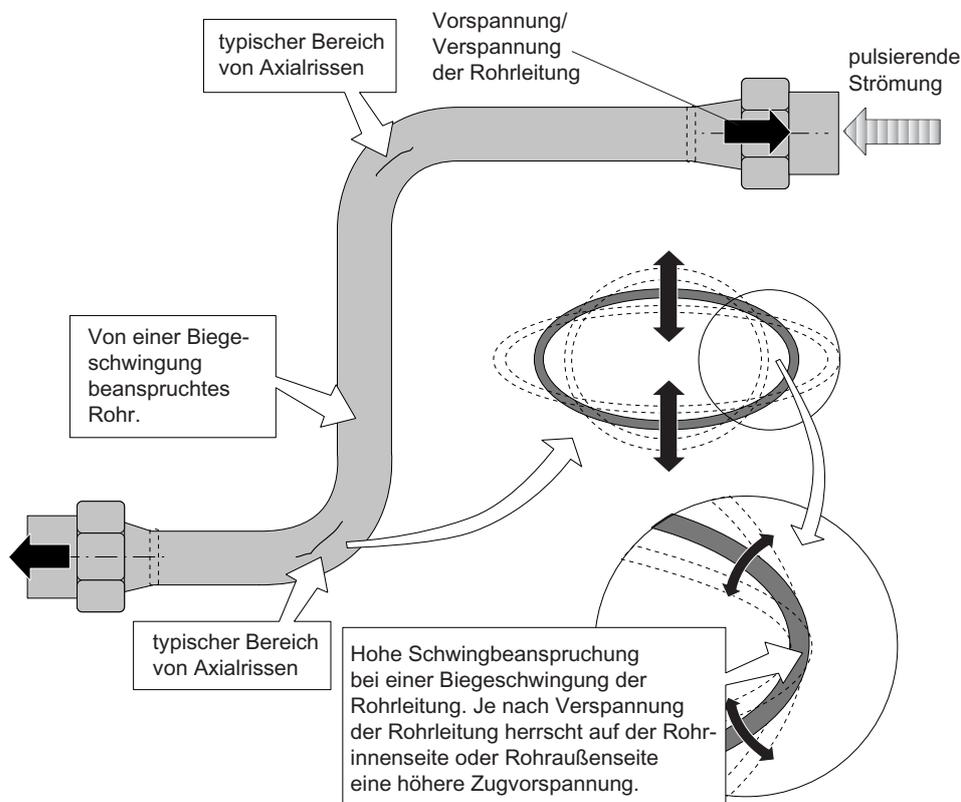


Bild 6.11.1.2-4

Bild 6.11.1.2- 4 (Lit.6.11.1.2-13, Lit. 6.11.1.2-14, und Lit. 6.11.1.2-16): Bei Biegeschwingungen und Verspannungen sind die höchsten Spannungen an der Rohraußenseite zu erwarten. Die Erfahrung zeigt jedoch, dass in manchen Fällen **Schwingrisse auf der Innenseite einer Rohrwandung** (Lit. 6.11.1.2-32) beginnen. Das scheint ein Widerspruch zu sein, auf den später eingegangen wird.

Von innen ausgehende Risse haben die besonders gefährliche Eigenschaft, erst beim Durchtritt zur Oberfläche erkannt zu werden. Dann können sie bereits relativ groß sein und den Rohrquerschnitt bis zum **spontanen Aufreißen** schwächen. So lässt sich nicht mehr auf ein kleines Leck als Vorankündigung reagieren.

Erklärungen für einen Schwingrissbeginn auf der Rohrinneinnenseite:

Schwachstellen: In erster Linie handelt es sich um die Wurzel von **Anschlusserschweißnähten im Bereich der Rohrenden** (Rahmen oben, Bild 6.11.1.2-6, Bild 6.11.1.2.1-1 und Lit. 6.11.1.2-31, Lit. 6.11.1.2-27 und Lit. 6.11.1.2-38). Grundsätzlich bildet eine Schweißung eine potenzielle Schwachstelle als Form- und Materialkerbe (Lit. 6.11.1.2-39). Weitere Kerbstellen sind Riefen. Auch bei einer Biegebeanspruchung ist auf der Innenseite dünnwandiger Rohre ein hohes Spannungsniveau zu erwarten. Zusätzlich begünstigt eine behinderte Sichtprüfung der Rohrinneinnenseite unerkannte Kerben.

Rohrkrümmungen stehen in besonderer Beziehung zur dynamischen Belastung. Die Strömungsumlenkung kann hohe Lasten erzeugen und in die Rohrleitung leiten (Bild 6.11.1.2.1-3). Zusätzlich können sie dynamisch hoch belastet sein.

Manchmal werden von **innen ausgehende Längsrisse** beobachtet (Rahmen unten) die bei Biegeschwingungen offenbar keine gefährlichen Belastungen erzeugen. Eine Erklärung

könnte darin liegen, dass bei **Druckpulsationen** und -stößen im durchgeleiteten Medium Schwingungen entstehen. Sie stauchen und dehnen die Rohrbögen elastisch. Dabei werden die Seiten der Rohrwände in den Bögen oval verformt (Skizze unten). Diese zyklische Ovalisierung kann die **Rohrwand innen** hoch auf Biegung belasten (Details unten).

Ähnlich einem Kessel ist die Rohrwand in **Axialrichtung** (Längsrichtung) auf der **Innenseite** vom **Innendruck** besonders hoch beansprucht. Ein Anriss kann von fertigungsbedingten **Längsriefen** und einer Längsorientierung des **Gefüges** ('Faserrichtung' quer zur Belastung) eines gezogenen Rohrs oder von einer Längsschweißung unterstützt werden.

Deshalb ist bei solchen Rissen zu prüfen, ob nicht ungewöhnliche **Druckänderungen im System** auftreten. Denkbar sind Probleme an Pumpen und Reglern und/oder Kavitation.

Richtvorgänge: Beim **Kaltrichten** oder örtlicher **Erwärmung** kann Rückfedern während des Richtvorgangs in plastisch gestauchten Druckzonen, hohe **Zugeigenspannungen** induzieren (Bild 6.11.1.2-5 und Lit. 6.11.1.2-32). Als **Mittelspannungserhöhung** senken sie die Schwingfestigkeit (Bild 6.11.1.2-2)

Merksatz: Richtvorgänge müssen sich streng an die zugelassenen Verfahren und deren Parameter halten. Im Zweifelsfall ist der OEM zu konsultieren.

Bild 6.11.1.2-5 (Lit.6.11.1.2-13): Im Triebwerksbau werden gewöhnlich **dünnwandige Rohre** verwendet. Dabei beobachtet man in manchen Fällen **auf der Rohrinneinnenseite Schwingrissbildung in Umfangsrichtung**. Nicht immer klären dies allein schweißnahtübliche Schwachstellen befriedigend. In solchen Fällen ist kein nennenswerter Fehler vorhanden (Lit. 6.11.1.2-32). Denkbar sind **beim Schweißen induzierte hohe Zugeigenspannungen**.

Schweißnähte können auch ohne Fehlstellen bevorzugte Bereiche von Schwinganrissen in Rohren sein. Sie begünstigen bei den typisch flachen Spannungsgradienten einen Anriss auf der Innenseite dünner Rohre.

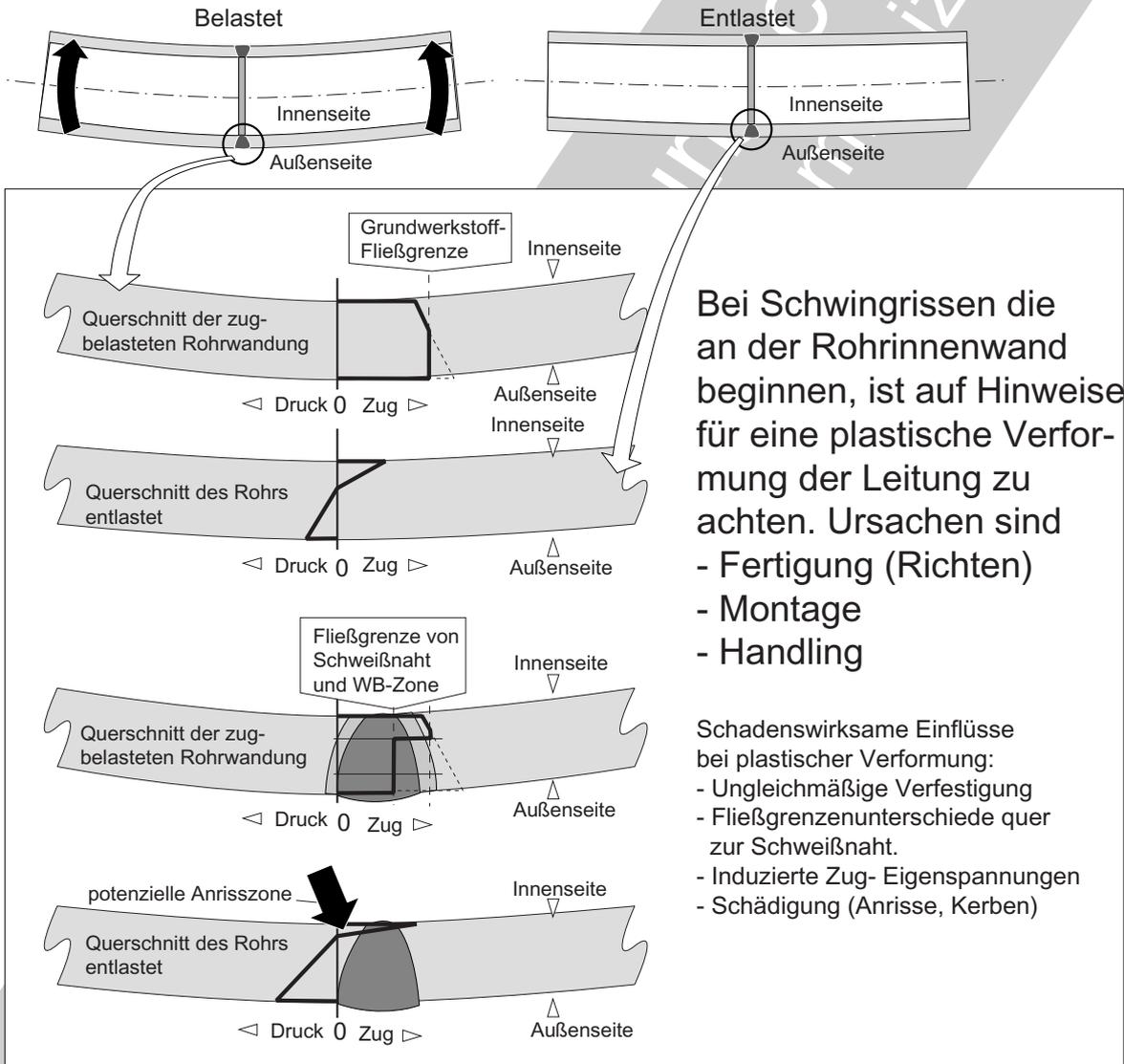


Bild 6.11.1.2-5

spannungen die bei einer **Wärmebehandlung** nicht genug abgebaut wurden (Lit. 6.11.1.2-32). Es besteht aber auch die Möglichkeit, gefährlicher **Zugeigenspannungen** vom Rückfedern eines **Richtvorgangs** (Lit. 6.11.1.2-32). Sie sind im Bereich der plastisch gedehnten Zugzone auf der Wandinnenseite zu finden (Skizzen oben).

Eine niedrigere Fließgrenze im Bereich einer Schweißnaht führt zu entsprechend größerer plastischer Dehnung (Skizzen unten). Nach dem Entlasten entstehen hier Druckeigenspannungen, die mit Zugeigenspannungen auf der Rohrinnenwand im Gleichgewicht stehen. Das Zugspannungsniveau liegt, wegen der zu kompensierenden ausgeprägteren Druckzone, hoch.

Merksatz:

Selbst 'kleine' **Änderungen an Rohrleitungen** und deren Peripherie können **gefährliche Schwingungen** ermöglichen. Im Zweifelsfall ist der OEM zu konsultieren.

Bild 6.11.1.2-6 (Lit. 6.11.1.2-9, Lit. 6.11.1.2-11 und Lit. 6.11.1.2-13): **Rohrleitungen sind schwingungsempfindlich.** Um die erforderliche Betriebssicherheit zu gewährleisten, sind in **Konstruktions-, Entwicklungs- und Erprobungsphase** eingehende Untersuchungen erforderlich (Lit. 6.11.1.2-40). Das betrifft besonders **Art und Position** (Bild 6.11.1.2.1-1) und **Befestigung der Schellen** sowie gegebenenfalls **Dämpfungsmaßnahmen**. Eine Resonanz lässt sich mit ausreichendem Abstand zu einer unvermeidlichen, gefährlichen Anregungsfrequenz (z.B. Triebwerksdrehzahlen, siehe auch Lit. 6.11.1.2-39) vermeiden. **Rohreigenfrequenzen** werden von verschiedenen Einflüssen bestimmt.

- **Steifigkeit** (z.B. Material, Wanddicke) des Rohrs, der Endverschraubungen und der Abstützungen, sowie von Einspannbedingungen und Anzugsmomenten.

- **Massen und Massenverteilung** ist von Eigenschaften wie Größe und Art der Verschraubungen, Material (z.B. Al- oder Ti-Legierung, Stahl) und **Anordnung der Stützpunkte** bestimmt (Lit. 6.11.1.2-38).

Die Höhe der Resonanzbeanspruchung ist von der **Dämpfung** (Lit. 6.11.1.2-39) des Rohrs abhängig. Hier spielen **wärmeisolierende Manschetten** oder **Beilagen zwischen Schelle und Rohr** eine Rolle. In besonders problematischen Fällen sind **flexible Leitungen** aus **drahtummantelten Elastomeren** (Öl, Kraftstoff, Hydraulikflüssigkeit, Skizze unten). Dazu gehören auch abstützende **Drahtbälge** an Leitungen heißer Druckluft. Diese Leitungen weisen auf Grund der **Mehrschichtigkeit** eine hervorragende Dämpfung auf. Die intensive Reibung unterdrückt gefährliche Schwingungen.

Auch **scheinbar kleine Veränderungen** gegenüber der erprobten und zugelassenen Version

können gefährliche Schwingungen mit Rissbildung zur Folge haben.

*Typische **Anregungsursachen** für Schwingungen von Rohrleitungen sind:*

Vibrationen an den Befestigungspunkten können in die Rohrleitung eingespeist werden. Gewöhnlich handelt es sich um Drehzahlen der Hauptwellen. Sie werden über Lager und Gehäuse auf Anbauaggregate und Rohrschellen übertragen. Auch typische **Verbrennungsschwingungen** der Brennkammer (Rumble, Buzz, Lit. 6.11.1.2-39) können gefährlich stark sein (Bild 6.11.1.2.1-1).

Stöße und Pulsationen im transportierten Medium: Die **Umlenkung in den Bögen** eines Rohrs (siehe Skizzen) erzeugt **Massenkräfte**. Bei Druckschwankungen kommen entsprechend **pulsierende Druck- und Reibungskräfte** dazu.

Je höher die Systemdrücke, umso intensiver das **Anregungspotenzial**. Das kann bedeuten, dass moderne Triebwerkstypen sensibler als ältere auf Abweichungen und Beschädigungen an Rohrleitungen reagieren. Erfahrungen oder Angaben für ältere Typen lassen sich daher nicht unkritisch übertragen. Systemdrücke hängen vom Druckniveau, insbesondere dem **Verdichteraustrittsdruck** ab. Dieser kann bei modernen Triebwerkstypen durchaus 40 bar übersteigen. Beispielsweise muss der Kraftstoffdruck an den Einspritzdüsen für die erforderliche feine Verdüsung ausreichend hoch sein. Der Öldruck in der Spritzdüse muss den Luftdruck in der Lagerkammer überwinden. Auch der Kühlluftdruck für den Hochdruckturbinenbereich steigt in der Zuleitung mit dem Verdichterenddruck. All dies führt bei modernen Triebwerken zu höheren Anforderungen der Leitungen.

Drücke in **Hydraulikleitungen** liegen mit bis zu mehreren hundert Bar noch deutlich höher. Besonders gefährdet sind gekröpfte **Öl- und Kraftstoffdüsen** (Skizzen oben) und gebogene Leitungen.

Was bringt Rohrleitungen in gefährliche Schwingungen?

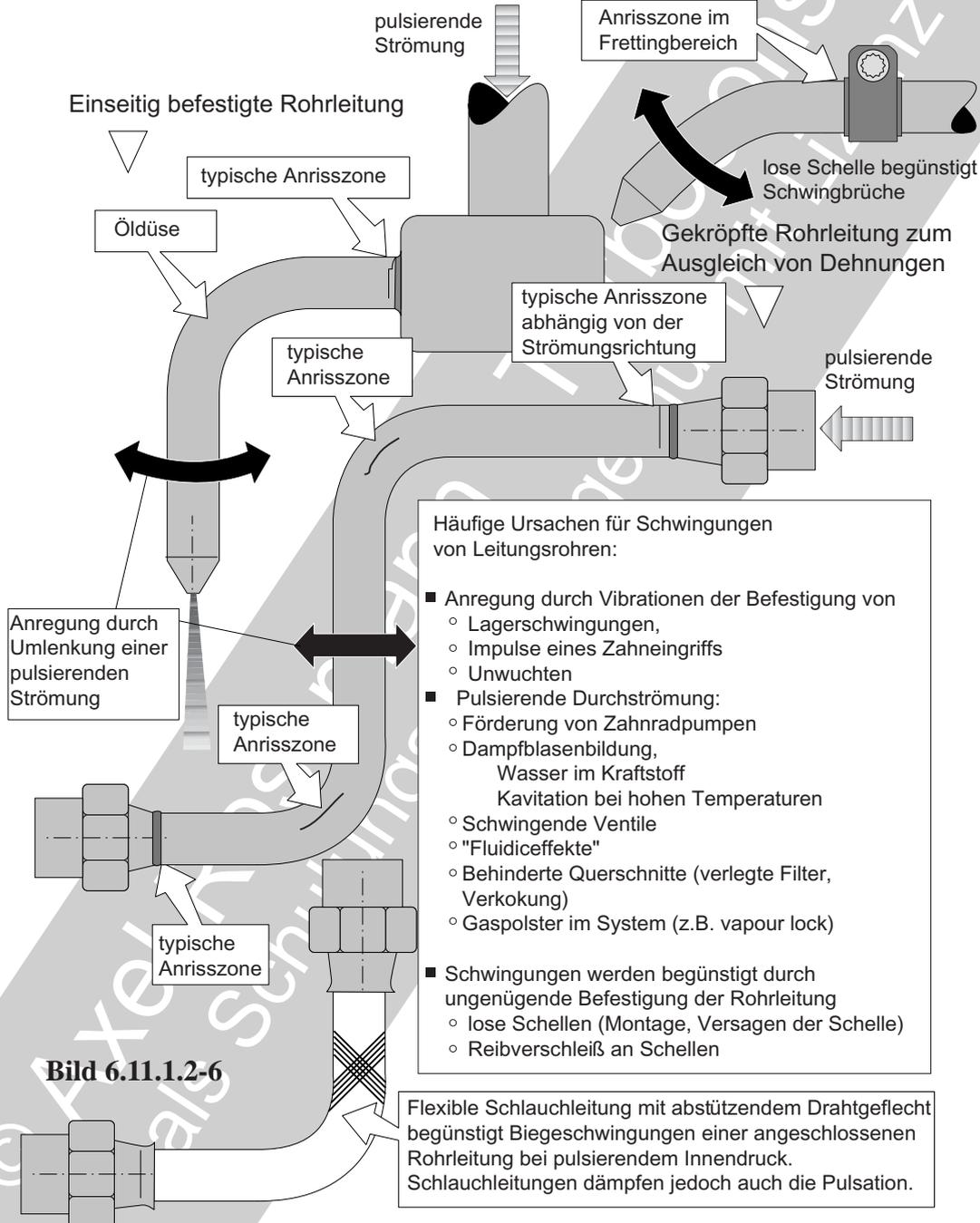


Bild 6.11.1.2-6

Die Impulsänderung einzelner Druckstöße kann beim **An- und Abschalten** oder bei **dynamischer Druckabnahme** (z.B. Zylinder im Sinusbetrieb) auftreten (Bild 6.11.1.2.1-3). Pulsierende Drücke entstehen im Förderstrom hinter **Pumpen**.

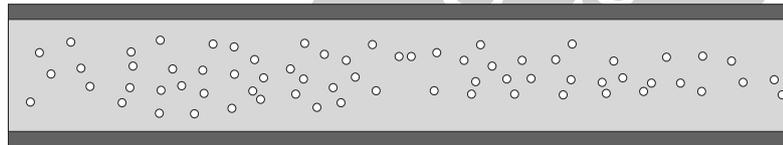
Eine besondere Ursache ist **Kavitation** (Bild 6.11.1.2-8) oder **Pseudokavitation** (Diesel-effekt, Bild 6.11.1.2-7). Sie tritt auf, wenn Dampf- und/oder Luftblasen in der strömenden Flüssigkeit im Bereich ansteigenden Drucks implodieren. Dabei entstehen **hochfrequente Druckschwingungen**.

Die Entstehungsmechanismen weisen auf die Ursachen für Kavitation besonders in Rohrleitungen hin.

(nach Lit. 6.12.1.2-1)

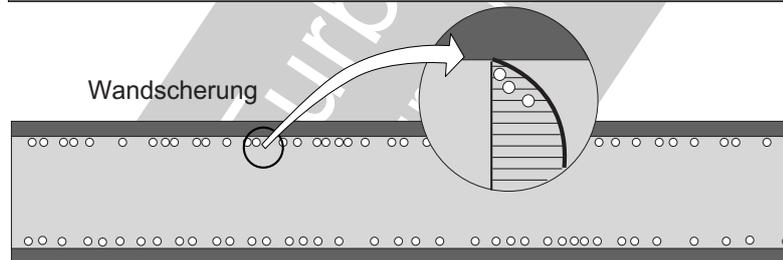
Dampfkavitation

Gasfreie Druckflüssigkeit teilverdampft auch bei 'statischer' (ohne Strömung) Druckabsenkung unterhalb des Verdampfungsdrucks.



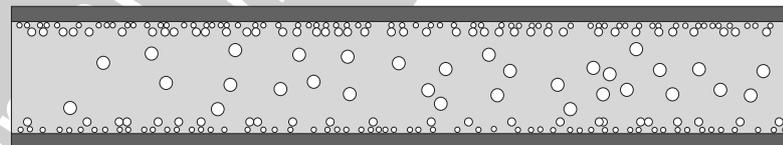
Pseudokavitation

Freigabe in der Flüssigkeit gelöster Luft als Blasen in Gebieten 'statischer' Druckabsenkung mit Scherbeanspruchung sowie bei Umlenkung und Querschnittsänderungen.



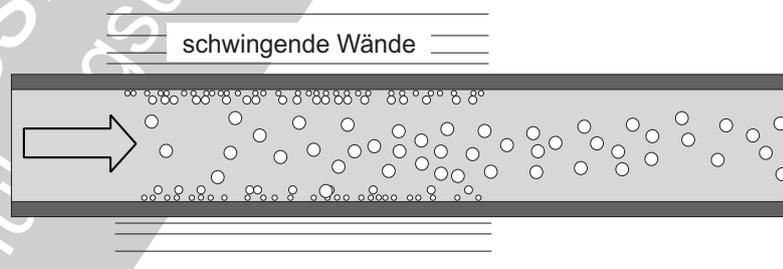
Mischkavitation

Kombination von Dampf- und Pseudokavitation. Gasblasen wirken als Kavitationskeime.



Schwingungskavitation

An schwingenden Wänden. Meist angeregt von Druckschwankungen in der Flüssigkeit. Typisch bei 'Hammerbetrieb'. Lokaler Druckabfall führt zu Mischkavitation.



Wirbelkavitation

Entsteht nur in der freien Strömung als Pseudokavitation. Ist die Schleppenlänge größer als es die maximale Strömungsgeschwindigkeit erklärt (im Strömungsprofil) spricht man von **Superkavitation**.

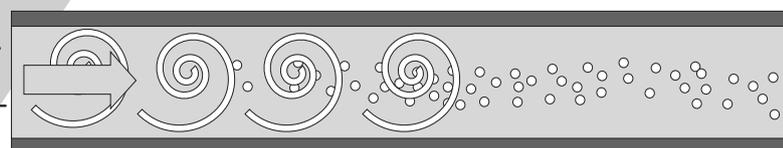


Bild 6.11.1.2-7

Bild 6.11.1.2-7 (Lit. 6.12.1.2- 1): Kavitation wird in Band 1 Kapitel 5.5.1.3 und Lit. 6.11.1.2-31 eingehend behandelt. Sie kann bei **Blasenbildung** (Dampf/Gas) in allen flüssigkeitsführenden Systemen mit auftreten. Kavitation scheint für viele Konstrukteure ein eher exotisches Phänomen zu sein. Oft werden Schäden

und Probleme mit diesem Schadenmechanismus nicht in Zusammenhang gebracht. Die **Ursachen** bzw. **Voraussetzungen** für Kavitation können unterschiedlich sein. In der Praxis werden diesen **Fachbegriffe** zugeordnet. Das Schadensbild in Form einer Grübchenbildung in der betroffenen Rohrwand

(Bild 6.11.1.1-4), oft in einer strömungsorientierten Ablagerungsfahne von Eisenoxid, gibt Hinweise auf die Unterdruckzone und damit den **Ort der Blasenbildung**. Er ist gegen die Strömungsrichtung zu suchen.

Die Aufmerksamkeit ist auf **Besonderheiten** zu lenken **die eine Wirbelbildung auslösen können**.

- Kanten von Rohrstößen (z.B. an Lötungen),
- Schweißungen bzw. in die Flüssigkeit ragende Schweißwurzeln,
- abrupte **Strömungsumlenkungen** und Einbauten wie Ventile (Lit. 6.11.1.2-31) oder Sonden.
- **Erweiterungen** ohne ausreichende Übergänge.
- Ungeeignete **Einmündung**
- Hohe **Rauigkeit** der Rohrwand. Diese kann sowohl bereits herstellungsbedingt sein, aber auch erst im Betrieb entstehen, z.B. durch Korrosion und Ablagerungen.

Ursachen für einen kavitationsauslösenden Druckabfall:

- Hohe **Durchflussgeschwindigkeit**, auch örtlich begrenzt, z.B. in Umlenkungen/Bögen.
- Plötzliche **Änderung der Strömungsgeschwindigkeit** durch Druck- und Entspannungsstöße, Druckwellen.
- **Druckunterschiede** im System, z.B. vor und nach einer Pumpe.
- **Ansaugbereich** des Systems.
- **Luftsackbildung**, z.B. nicht genügender Strömungsgeschwindigkeit.
- Konstruktionsbedingte **Luftansammlungen**.
- Ungenügende **Entlüftung** von Speicherbehältern. Dies kann ein Problem der Systemauslegung sein, aber auch die Folge einer Wartung/Reparatur mit Luftzutritt.
- Starke **Schaumbildung**. Kann an der Flüssigkeit, aber auch an nicht ausreichender Entlüftung liegen.
- Zu hohe **Betriebstemperatur**, z.B. weil die

Kühlung nicht ausreichend ist.

- **Druckflüssigkeit** neigt zum 'Gasen'. Mögliche Ursachen sind Gas-/Luftaufnahme. Auch der Anstieg des Verdampfungspunkts durch **Alterung** ist denkbar.

Maßnahmen zur Vermeidung von Kavitation:

Konstruktion/Auslegung:

- **Ansaughöhe** vermindern.
Bei schwer entflammbarer Flüssigkeit:
Auslegung von Saugfiltern
Statt Saugfilter Filter in Rücklauf
Schwerkraft am Pumpeneintritt nutzen
- **Vordruck** anheben.
- **Strömungsquerschnitte** optimieren.
- Strömungsrelevante **Oberflächen** glätten.
- **Umlenkungen** strömungsoptimieren.
- Möglichst laminare Strömung: **Geschwindigkeit** absenken, Reynolds Zahl?
- **Spaltüberdeckungen** sollten negativ sein.
- **Verweilzeit** im Tank gewährleisten.
- **Tankentlüftung** gewährleisten.
- Dämpfung von **Druckspitzen**
- Einmündung der **Rücklaufleitung** unterhalb des Flüssigkeitsstands im Tank.
- Flüssigkeiten (schwer entflammbar) bei denen Wasser sich nach oben absetzt. **Entwässerung** oben vorsehen.
- **Luftsackbildung** verhindern.

Betrieb

- **Grenztemperatur** der Flüssigkeit nicht überschreiten.
- Spezifizierten **Zustand** der Druckflüssigkeit gewährleisten.
- Einfluss der **Flüssigkeitsviskosität** bei Anfahrt und Betrieb beachten. Dazu gehören Vorgaben zu den Systemkomponenten
- Bei **Öffnung des Systems** (Wartung, Inspektion, Reparatur)
bedenkliche **Luftansaugung** verhindern. System/Leitungen ausreichend spülen.



Bild 6.11.1.2-8: Versehentlich **deformierte/verbeulte Rohrleitungen** sind einem erhöhten Risiko der Schwingrissbildung ausgesetzt. Diese Risse können direkt an der Einbeulung (Risslage „1“) aber auch in anderen Rohrbereichen (Risslagen „2“ und „3“) auftreten. Nicht immer ist ein ursächlicher Zusammenhang mit der Verbeulung leicht zu erkennen.

Für Ermüdungsriss durch Beschädigungen ist ein Zusammenwirken mehrerer Einflüsse verantwortlich.

Schädigung im deformierten Bereich: Hierzu gehören Zugeigenspannungen, Formkerben und Werkstoffschädigungen. Sind diese Einflüsse groß genug, kann bereits bei normaler, sonst tolerierter Schwingbelastung ein Ermüdungsriss entstehen.

Schädigung außerhalb des deformierten Bereichs: Mit der Deformation kann eine **Verspannung der Rohrleitung** zwischen den Flanschen/Verschraubungen eintreten. Davon dürften besonders Flanschübergänge (Risslage „2“) belastet werden.

Schwingungsanregung: **Wirbelbildung, Strömungsablösungen und Kavitation** an der Beule sind in der Lage, die Rohrleitung zu ungewöhnlichen Schwingungen anzuregen. Dies

kann, nach Höhe der dynamischen Beanspruchung, an allen drei in der Skizze angegebenen **bevorzugten Risslagen**, zum Versagen führen.

Merksatz:

Bei **deformierten** (z.B. verbeulten) **Leitungen** ist mit einem erhöhten Schadensrisiko zu rechnen. Sie sind in den **Grenzen** (Toleranzen) **von Handbuch und Vorschriften** zulässig.

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff

Trotz der, gegenüber den üblichen Rohrleitungen aus CrNi-Stählen, hohen Bruch- und Schwingfestigkeit haben Titanlegierungen besondere Risiken bei Beschädigungen und Fretting.

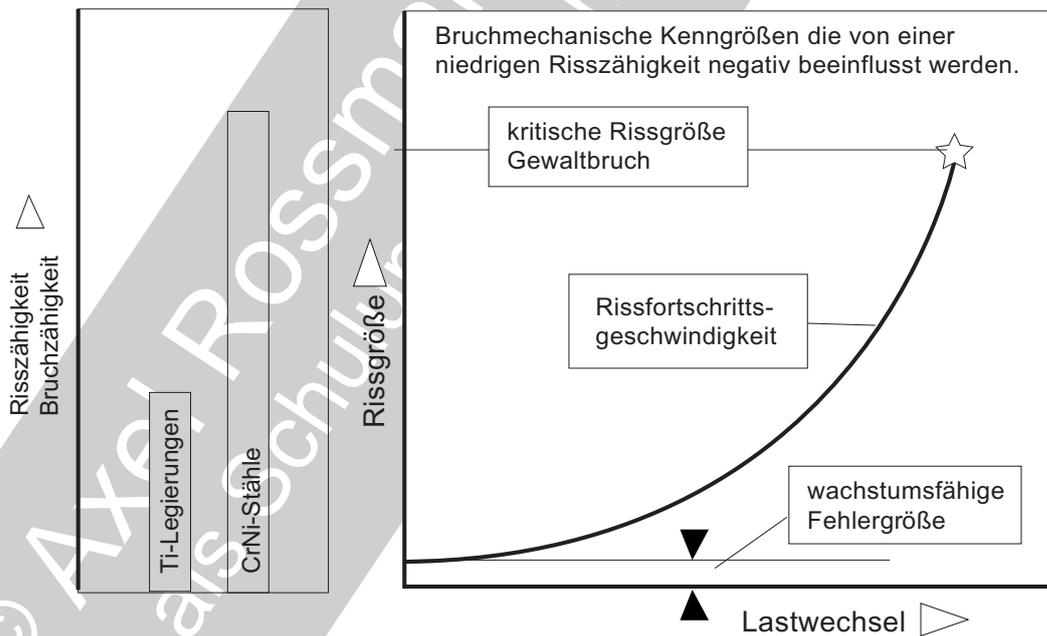
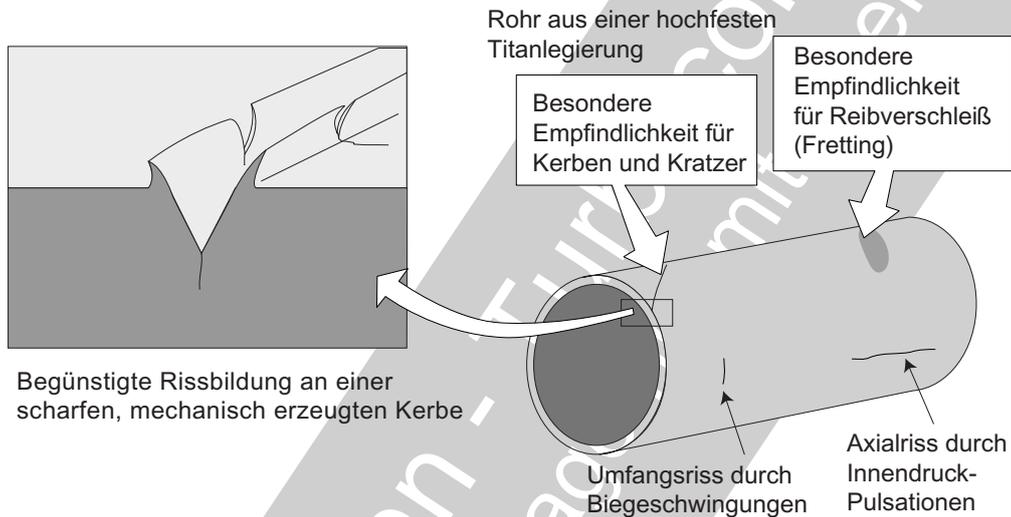


Bild 6.11.1.2-9.1

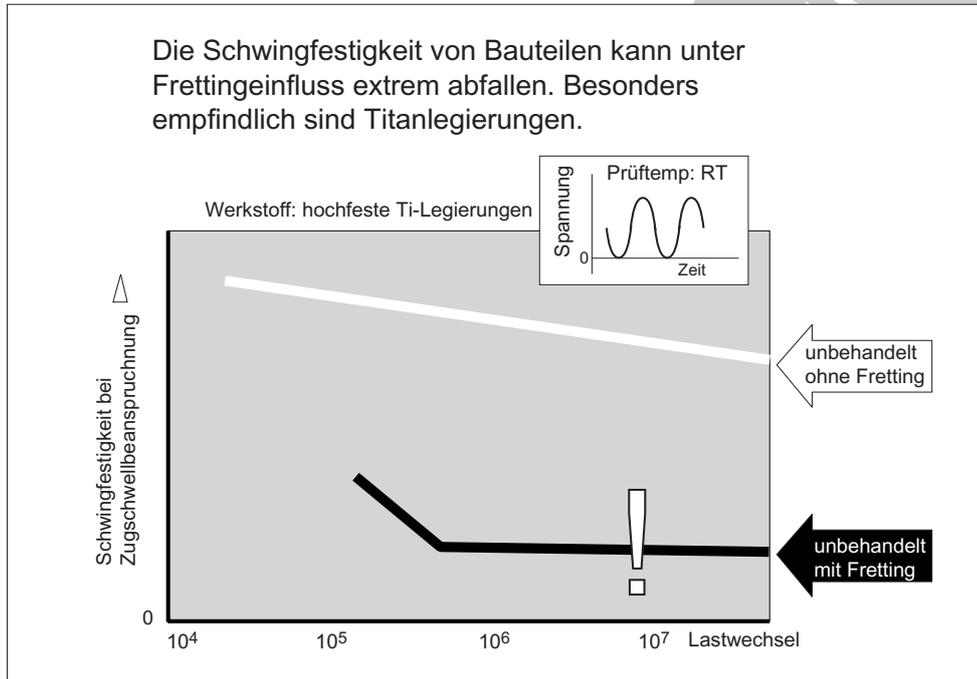
Bild 6.11.1.2-9.1, -9.2 (Lit. 6.11.1.2-7 und Lit. 6.11.1.2-10): **Titanlegierungen** bieten sich für Rohrleitungen in Triebwerken geradezu an. Überzeugende Argumente sind:

- **Hohe spezifische Festigkeit** (hohe Festigkeit im Verhältnis zu geringem spezifischen Gewicht). Wird dieser Vorteil, mit entsprechend dünneren Wandquerschnitten, voll genutzt,

kann die hohe Beanspruchung jedoch (siehe Abschnitt 'bruchmechanisches Verhalten') zum Nachteil werden.

- **Niedriger E-Modul** (niedrige Steifigkeit) senkt die Spannungen bei elastischen Verformungen (z.B. Wärmespannungen). Das erleichtert auch den Ausgleich von Verzug. Das be-

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff



Die Verfestigung von Titanlegierungen ist im Vergleich zu Cr Ni-Stählen eher gering. Eine Verfestigung kann die Wirkung eines Kratzers 'entschärfen'.

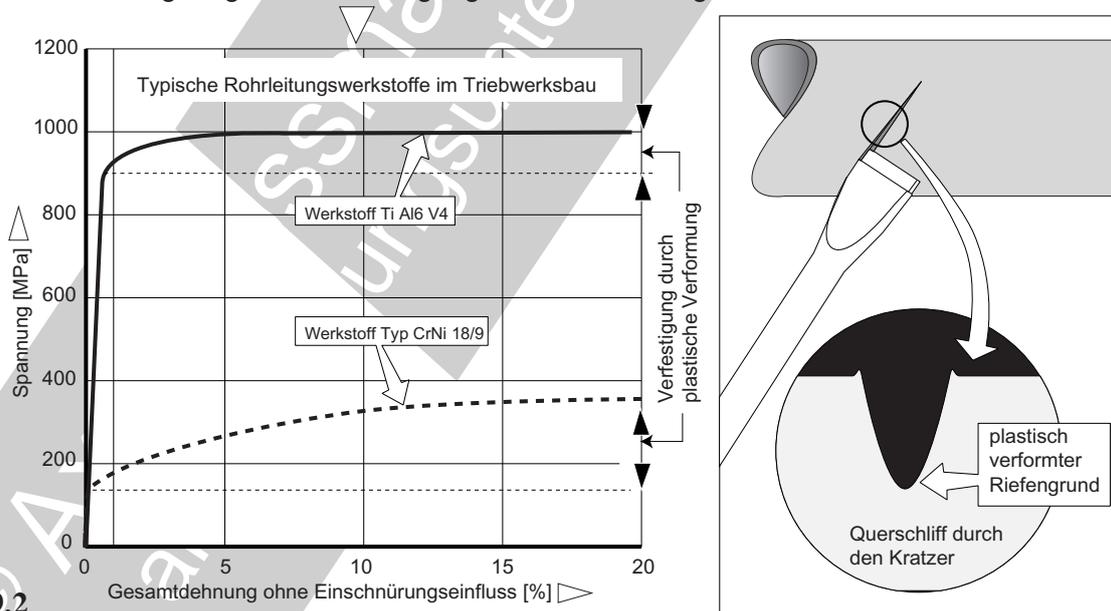


Bild 6.11.1.2-9.2

deutet niedrige Mittelspannung mit erhöhter Schwingfestigkeit (Bild 6.11.1.2-2).

- Gute **Verform- und Schweißbarkeit** bei geeignet angepassten Fertigungsverfahren.
- **Bewährt** im Triebwerksbau für andere hochbelastete Komponenten.
- **Verfügbarkeit** als Rohre geeigneter Qualität.

Trotzdem wurde von **katastrophalen Schadensfällen an Rohrleitungen aus Titanlegierungen** berichtet. Sie weisen auf **ungünstige Eigenschaften** für diese Anwendung hin bzw. wurden darauf zurückgeführt (Beispiel 6.11.1.1-2). Offenbar wurde zumindest in einzelnen Fällen deshalb wieder auf Rohre aus den bewährten CrNi-Stählen (Typ 18/9) rückgerüstet. Das

lässt auf gravierende Nachteile von Titanlegierungen schließen. Anscheinend wurden diese als werkstofftypisch und unvermeidbar eingeschätzt. Leider beschreiben vorhandene Unterlagen die Probleme und Schädigungsmechanismen nicht befriedigend.

Im Folgenden soll versucht werden, die **Problematik von Rohrleitungen aus Titanlegierungen** genauer zu beleuchten.

Bruchmechanisches Verhalten (Bild 6.11.1.2-9.1): Die Beschädigung eines Rohrs bei Montage- bzw. Wartungsarbeiten ist, wenn auch sehr selten, nicht auszuschließen. Sie kann, besonders unter erschwerten Bedingungen vor Ort, mit der **scharfen Kante** eines Werkzeugs (z.B. Schraubenzieher, Rohrzange) unbemerkt erfolgen. So wurde beispielsweise in einem Fall von Fachpersonal (!) versucht mit einer scharfen Rohrzange die Anschlüsse einer Rohrleitung auszurichten. Auch **harte Schmutzpartikel zwischen P-Klemmen** und dem Rohr haben sich als gefährlich erwiesen (Lit. 6.11.1.2-8, Bild 6.11.1.2-13).

Solange die Beschädigung einen ausreichend **großen Kerbradius** hat, ist sogar von einem geringeren Abfall der Schwingfestigkeit als bei CrNi-Stählen auszugehen. Dieses durchaus positive Verhalten liegt an der niedrigeren Kerbempfindlichkeit der Titanlegierung. Sie wird vom Faktor β_k repräsentiert, der unter der Formzahl α_k liegt. Damit wird die Kerbwirkung abgeschwächt.

Handelt es sich jedoch um **scharfe Kerben** (Riefen, Kratzer) oder **Risse**, ist die sog. **Risszähigkeit** das kennzeichnende Merkmal einer Schädigung. In diesem Fall ist eine Titanlegierung mit typisch **niedriger Riss- und Bruchzähigkeit** (Bild 6.11.1.2-9.1 Diagramm unten links) nachteilig. Sie löst bereits bei kleinen derartigen Beschädigungen Risswachstum aus und beschleunigt das **Risswachstum**. Die niedrigere Bruchzähigkeit ermöglicht bereits bei einer kleineren „kritischen Risslänge“ (Lit. 6.11.1.2-39) den Gewaltbruch, d.h. das kata-

strophale Versagen (Bild 6.11.1.2-9.1 Diagramm unten rechts). Das bedeutet, dass bereits relativ kleine, weniger auffällige Riefen und Kratzer gefährlich werden können.

Unter diesen Einflüssen ist der Zeitraum bis zum Versagen vergleichsweise kurz. So ist die **Chance gering, den Schaden an einem kleinen Leck zu erkennen und abzufangen**.

Verfestigungsverhalten: Eine versehentlich eingebrachte Kerbe, die nicht als Schnitt sondern als Eindruck entstand, weist bestimmte Merkmale auf (Bild 6.11.1.2-9.2 Skizze unten rechts). Sie hat einen Kerbgrund mit größerem, plastisch verformten Radius. Leider kommt die vergleichsweise günstige, d.h. geringe Kerbempfindlichkeit der Titanlegierungen dabei nicht wie bei Stählen zur Wirkung. Das liegt an der geringeren Kaltverfestigung der Titanlegierung (Bild 6.11.1.2-9.2 Diagramm unten links). Eine Verfestigung im Kerbgrund zusammen mit schützenden Druckeigenspannungen kann aber als ein Schutz gegen Schwingermüdung wirken.

Verhalten bei Schwingverschleiß (Fretting): Er bedeutet bei metallischen Werkstoffen neben dem **Abtrag** (Kerbe, Verringerung eines tragenden Querschnitts) auch eine **Werkstoffschädigung** (Lit. 6.11.1.2-29). Dabei ist die Schwingfestigkeit von Stählen und Ni-Legierungen deutlich weniger betroffen (ca. 10 %) als von Titanlegierungen. Deren **Schwingfestigkeit** fällt bis um 70%, d.h. auf 30 % ab (Lit. 6.11.1.2-29). Dieses Phänomen macht seit Einführung der Titanlegierungen den Konstrukteuren großes Kopfzerbrechen. Beispielsweise müssen die Auflageflächen bzw. die Füße von Verdichterschaufeln aus Titanlegierungen stark überdimensioniert werden. Nur so lässt sich die Belastung auf ein unproblematisch niedriges Spannungsniveau senken (Lit. 6.11.1.2-29).

Kommt es an Titanrohren zur Berührung mit anderen Bauteilen, so führen die bei Triebwerken immer vorhandenen **Vibrationen zu Fretting und Schwingfestigkeitsabfall**. Dieser

Typische potenzielle Leckstellen bei Anbauaggregaten.

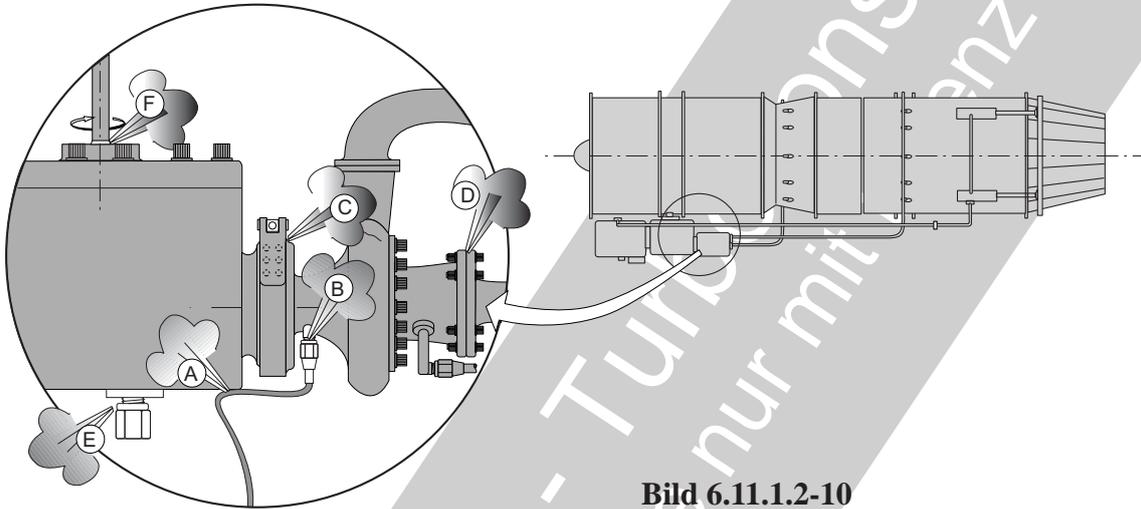


Bild 6.11.1.2-10

ist für Rohre aus Titanlegierungen bei normaler Schwingbelastung bereits gefährlich. In diesem Zusammenhang haben die Befestigungsschellen (P-clamps) eine besondere Bedeutung. Eine lockere Verschraubung und/oder ungeeignete Zwischenlage kann zum Versagen einer Rohrleitung auch aus Cr-Ni-Stahl führen (Bild 6.11.1.2-2).

Bild 6.11.1.2-10 (Lit 6.11.1.2-22): Zusammenstellung potenzieller Verbindungs- und Dichtigkeitsprobleme an Anbaugeräten:

- **Verlegung** („A“) von Leitungen die zu **Kontakt und Reibverschleiß** (Fretting, Bild 6.11.1.2-9.1) führt.

- **Anschlussverschraubungen** von Rohren und Schläuchen. Probleme sind **Lockerung** (Lit. 6.11.1.2-30) und **Elastomerdichtungen** („B“, Bild 6.10.1-11).

- **Flanschverbindungen mit V-Bändern** („C“) sind ein häufig verwendetes verlässliches und einfaches Befestigungselement. Man findet sie an Getrieben, deren Anbaugeräten und Verbindungen von Rohrleitungen. Trotzdem kommt es immer wieder zum Versagen mit großem Gefahrenpotenzial.

Typische Schadensursachen sind:

- **Bruch der Spannschraube** (T-Schraube) wegen **Herstellungsmängeln** (Bild 6.1.1.2-5 und Lit. 6.11.1.2-31).

- **Schwingbruch** im Bereich der Punktschweißungen an V-Profil und Zuglasche.

- **Bruch der Lasche für die Schraubendurchführung** am V-Band nach einer **Gefügeverän-**

Merksatz:

Rohrleitungen aus Titanlegierungen erfordern **besonders vorsichtiges Handling** bei Wartung und Montage. Bereits kleine scharfkantige Kerben, Riefen und Frettingstellen können Schwingrisse auslösen.

Merksatz:

Die **Auflageflächen von Klemmen und Halterungen müssen sauber sein**. Harte Partikel können gefährliche scharfe Eindrücke und Kratzer hinterlassen, von denen Schwingrisse ausgehen.

derung durch zu hohe Langzeit-Temperatureinwirkung (Lit. 6.11.1.2-31).

Eine weitere Gefahr besteht, wenn statt versilberten **Spannschrauben/-muttern** fälschlicherweise **kadmierte** verwendet werden (Lit. 6.11.1.2-25). Bei Temperaturen über 200°C besteht Rissgefahr. Das gilt für Stähle und Titanlegierungen selbst bei Kontakt mit nicht aufgeschmolzenem Kadmium (SMIE, Band 1 Kapitel 5.8.2 und Lit. 6.11.1.2-32). Dabei kann es zum Bruch der Schraube oder Aufplatzen der Mutter kommen. Mit kritischen Temperaturen ist besonders bei **Rohrleitungen für Zapfluft** zu rechnen.

- **Flanschverbindungen** mit Schrauben („D“, Bild 6.11.1.2-1). Der Übergang vom Flansch zur Rohrleitung ist ermüdungsempfindlich (Bild 6.11.1.2-4).

Ein kritisches Element sind offensichtlich **O-Ring-Dichtungen** (Bild 6.11.1.2-14). Dabei tauchen auch immer wieder **Montageprobleme im Zusammenhang mit Flanschverbindungen** auf (Bild 6.11.1.2-14). Dazu gehören:

Versagen der **Verschraubung durch Wasserstoffversprödung** und **Spannungsrisskorrosion** (Bild 6.1.1.2-2), **Ausreißen von Gewinden in Gehäusen** (Bild 6.1.1.2-12 und Bild 6.1.1.2-13.2) oder

Montageprobleme bei Sicherung und Anzugsmoment.

- **Einschraubstopfen** („E“) zum Ablassen von Öl und/oder zur **Spänekontrolle im Öl** (Kapitel 7.2 und Lit. 6.11.1.2-30). Hier sind Undichtigkeiten besonders im Zusammenhang mit O-Ring-Dichtungen (Kapitel 6.10.1) zu nennen.

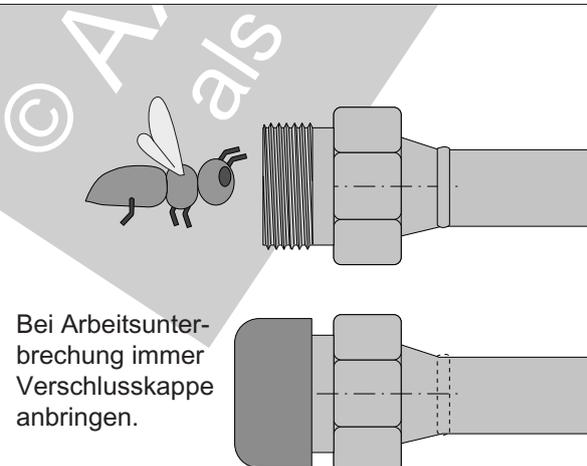
- **Durchführungen** von Wellen („F“). Lecken von **Gleitdichtungen** (Kapitel 6.10.2.2).

Merksatz:

Freie Leitungsenden und Anschlussöffnungen sind immer geeignet **abzudecken bzw. zu verschließen**, um das Eindringen von Fremdkörpern sicher zu verhindern.

Bild 6.11.1.2-11 (Lit. 6.11.1.2-3): Auch mit biologischen Fremdkörpern (z.B. Insekten) ist zu rechnen. Unter diesem Gesichtspunkt bieten nur **eng passende Schutzkappen** ausreichend Gewähr, dass nichts eindringt. **Am besten sie sind fest aufgesetzt oder aufgeschraubt.**

Kraftstoffleitungen auch bei Reparatur- und Wartungsarbeiten nicht offen lassen.



Im Rahmen der jährlichen Inspektion musste eine Kraftstoffleitung ausgetauscht werden. Weil es Freitag Abend wurde, schloss man die Arbeiten erst am Montag ab. Dann erfolgte die Freigabe des Flugzeugs. Nach dem Start kam es zum Absturz mit Toten. Die anschließende Untersuchung fand im Kraftstoffsystem eine Biene. Sie war in die ausgetauschte Kraftstoffleitung geschlüpft und wurde als Absturzursache identifiziert.

Bild 6.11.1.2-11

Schutzrohre, Beilagen und Klebebänder aus chlorhaltigen Kunststoffen können gefährliche Rohrleitungsschäden auslösen.

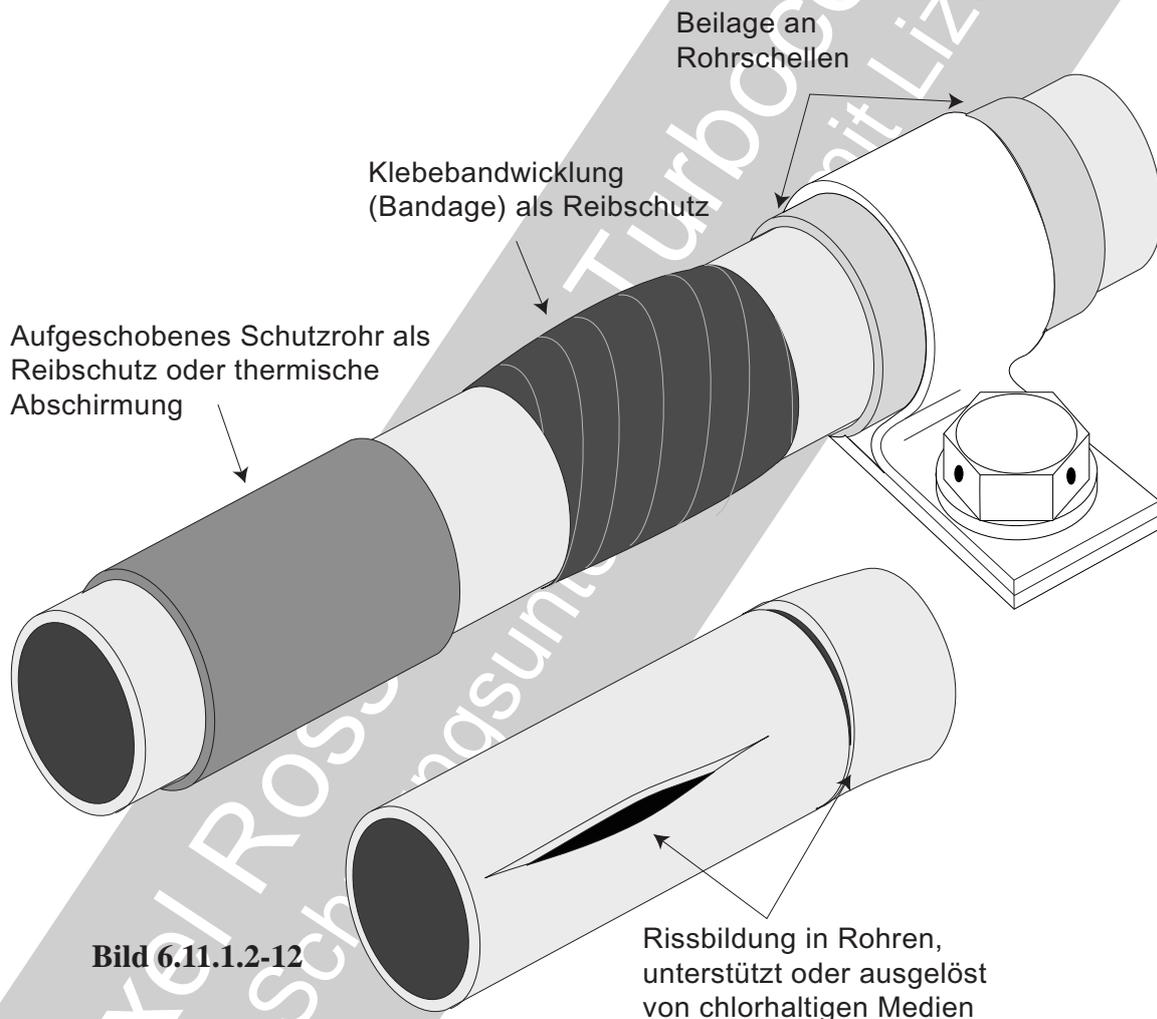


Bild 6.11.1.2-12

Bild 6.11.1.2-12 (Lit. 6.11.1.2-5 und Lit. 6.11.1.2-6): **Bandagen, Beilagen und Manschetten** kommen an Rohrverbindungen als **Reibschutz** zum Einsatz. Sie schützen gegen Berührung anderer Bauteile aber auch in **Rohrschellen** (engl. P-clamps, Bild 6.11.1.2-13 und Beispiel 6.11.1.2-2). In weiteren Anwendungen werden sie zur **thermischen Isolierung** und zur **Schwingungsdämpfung** genutzt. Damit sind auch Risiken verbunden.

Aggressive Bestandteile und/oder **Verunreinigungen** können **Rohrwandungen gefährlich schädigen**. Beispielsweise werden unter Betriebsbedingungen (z.B. ausreichend hohe **Temperaturen**) oder im Stillstand (**Feuchtigkeit**) **Halogene** (Chlor, Fluor) abgegeben. Diese können werkstoffspezifisch **Lochfraß** (Band 1 Bild 5.6.1.1-3) und/oder **Risskorrosion** (Band 1 Bild 5.6.1.1-4 und Bild 5.6.3.1.1-6) auslösen. **Thermische Zersetzung** eines **Bandagenbestandteils** wie Polyvinylchlorid (= PVC) in **Neoprenhülsen** oder **Fiberglas-**

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff

bündern (Lit. 6.11.1.2-6), kann mit absorbiert Feuchtigkeit Salze bilden. Diese sind in der Lage, selbst Rohrwandungen aus **CrNi-Stählen** anzugreifen. Auch Rückstände von **chlorhaltigem Verpackungsmaterial** können im Betrieb Rohrleitungen gefährlich werden. Für **Titanrohre** wurden schädigende Reaktionen **bereits bei 150°C** beobachtet.

Bekannt ist, dass Halogene in Titanlegierungen bei **Temperaturen über 450°C Risse auslösen** (Band 1 Bild 5.6.3.1.1-7). Diese können aus Meersalz oder thermisch zersetzten Medien/Material herrühren. So wird vor Bandagen aus PVC gewarnt, das bei Betriebstemperatur Chlor abgibt. Wirken gleichzeitig ausreichend hohe **Zugspannungen**, besteht die Gefahr einer **Risskorrosion** (Band 1 Bild 5.6.3.1.1-7). Das ist bei Verspannung der Leitung oder Betriebsdrücken der Fall. Für eine Schädigung ausreichend hohe Temperaturen sind auch bei einer Aufheizung durch Wärmeleitung oder Strahlung im Stillstand möglich (heat soak). Besteht der Verdacht, dass Bandagen **verschüttete Medien** oder aus **Lecks im Betrieb** aufgenommen haben, sind sie zu reinigen und im **Zweifelsfall zu tauschen**.

Zu kritischen Medien/Materialien die bei Betriebstemperatur **gefährliche Zersetzungsprodukte** freisetzen können, gehören:

- **Hydrauliköl**, das bei Betriebstemperatur Chlor freigibt (Bild 6.11.1.1-4).
- **Chlorhaltige Reinigungs- und Entfettungsmittel** wie „Tri“ und „Per“ von Wartung oder Überholung (Band 1 Bild 5.6.3.1.2-3 und Lit. 6.11.1.2-32).

Merksatz:

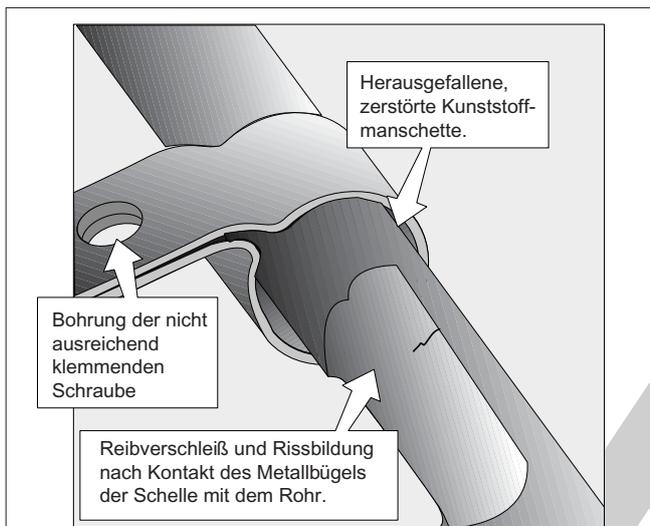
Für Rohrleitungen von Triebwerken sind grundsätzlich die vom OEM **vorgeschriebenen Beilagen und Bandagen** anzuwenden. Bei Verdacht von Materialabweichungen ist die Unbedenklichkeit zu bestätigen.



Beispiel 6.11.1.2-1 (Lit. 6.11.1.2-27): In mehreren Fällen brach an der Kraftstoffpumpe eine Leitung zum Druckabnehmer für die Cockpit-Anzeige. **Vibrationen erzeugten in der Leitung Risse**. Innerhalb von 30 Tagen nach der Herausgabe einer Airworthiness Directive (Lufttüchtigkeitsanweisung) sind abhelfende Arbeiten durchzuführen. Es handelt sich um eine zusätzliche Rohrklammer als Abstützung.

Kommentar: Offenbar geht es um ein Teil der zellenseitigen Kraftstoffversorgung. Zu vermuten ist, dass die hohe **Schwingbelastung von der Kraftstoffpumpe angeregt** wird.

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff



Beispiel 6.11.1.2-2 (Lit. 6.11.1.2-24): Dieser Schaden entstand im Triebwerk eines Hub-schraubers. Die Rohrleitung überträgt den Verdichterdruck an den Kraftstoffregler.

Ein Bruch lässt das Triebwerk plötzlich ausfallen.

Der obere Teil der zweiteiligen **Kunststoffbeilage** war **zerrieben**. So hatte die P-Schelle aus CrNi-Stahl direkten Kontakt mit dem Rohr. Dabei entstand unter den normalen Vibrationen am Rohr Reibverschleiß (Fretting) und Rissbildung. Die Schädigung entzog sich bei der Wartung, selbst unter Anwendung eines Spiegels, wegen der schlechten Einsicht einer visuellen Kontrolle. Diese wurde vom scheinbar unbeschädigten Zustand der kontrollierbaren Unterseite zusätzlich erschwert. Der Schaden wird auf die **lockere Befestigungsschraube** zurückgeführt. Dies ließ sich mit **zerquetschten Kunststoffbeilagen aus faserverstärktem Silikongummi** erklären.

Kommentar: Das Bild zeigt die aus der Kontaktzone geschobene Schelle nach dem Ausbau. Dazu wurde offenbar die noch vorhandene untere Kunststoffbeilage entfernt. Es scheint sich um keinen Einzelfall zu handeln. Somit sind ohne Maßnahmen wie ein Hinweis des OEM, in Zukunft weitere Fälle nicht auszuschließen.

Bild 6.11.1.2-13 (Lit. 6.11.1.2-5, Lit 6.11.1.2-6 und Lit. 6.11.1.2-26): **Schellen** (P-clamps) dienen häufig der Befestigung bzw. Abstützung von Rohren. Sie beeinflussen in hohem Maß das sichere Betriebsverhalten. Mängel einer solchen Befestigung können anwendungsspezifisch auf vielfältige Weise schädigend wirken.

Fixieren bestimmt die Position der Leitung. Sie sorgt dafür, dass **keine Berührung mit anderen Komponenten** erfolgt (Beispiel 6.11.1.2.1-1 und Beispiel 6.11.1.1-2). Die Wirkung wird von der Klemmkraft, der Elastizität der Schelle und **Zwischenlagen** bestimmt. Diese Eigenschaften werden von der Betriebstemperatur beeinflusst. Eine **Lockerung** der Klemmwirkung und/oder der Verschraubung kann **Vibrationen mit gefährlicher Schwingbeanspruchung und Verschleiß** auslösen.

Schwingungen verhindern (Bild 6.11.1.2-7): Die **Position der Schellen** (Bild 6.11.1.2.1-1) beeinflusst die schwingende **Masse** und die **Steifigkeit** (kürzere freie Rohrstücke) und damit die **Rohreigenfrequenz**. Zusätzlich wirkt die **innere Dämpfung** und **Reibung** der Kunststoffbeilagen. Auf diese Weise lassen sich bereits bei der **Auslegung** die Schwingbelastungen auf ein zulässiges Maß begrenzen. Andererseits können selbst scheinbar kleine **Änderungen der Schellenposition** und/oder der **Dämpfungswirkung** gefährliche Resonanzschwingungen zur Folge haben (Bild 6.11.1.2.1-1).

Vermeidung gefährlicher Verspannung: Die richtige **Position** und eine **angepasste Elastizität** sollten eine gefährliche **Verspannung** der Rohrleitung (Bild 6.11.1.2-2) sowohl bei der Montage als auch im Betrieb verhindern.

Kein bedenklicher Verschleiß an der Einspannstelle: Die Beilagen zwischen Schelle und Rohr müssen so gewählt sein, dass kein **Verschleiß (Fretting)** auftritt. Die **Schwingbeanspruchung** und/oder **Schwingfestigkeit** darf nicht gefährlich beeinflusst werden (Bild 6.11.1.2-9.1, Beispiel 6.11.1.1-1).

Keine Korrosion der Rohrleitung: **Mikrobewegungen** zwischen Rohr und Auflage ent-

Auch eine Rohrschelle kann für die Sicherheit einer Maschine von großer Bedeutung sein.

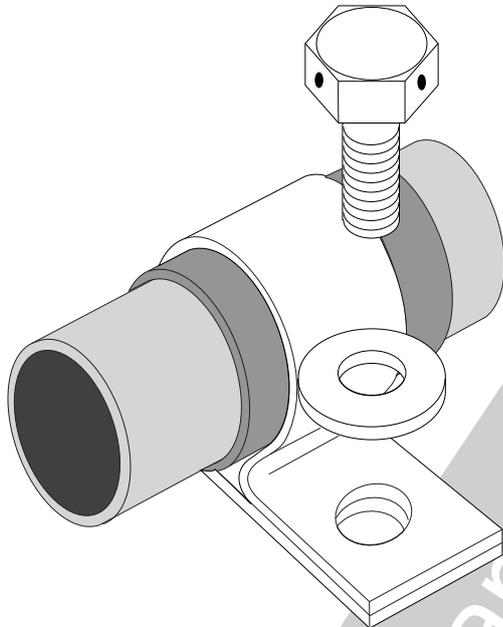


Bild 6.11.1.2-13

Aufgaben und erforderliche Eigenschaften einer Rohrschelle:

- Fixieren des Rohrs am Triebwerk, keine Lockerung im Betrieb
- Schwingungen des Rohrs durch Verstimmen, Dämpfen und Begrenzung der Amplitude vermeiden.
- Mit ausreichender Elastizität, Vermeidung unzulässiger Verspannungen.
- Kein unzulässiger Verschleiß (Fretting) am Rohr
- Keine Korrosion am Rohr
- Einfache Montage, auch bei Wartung.
- Einfache Kontrolle bei der Wartung

Montagerelevante Probleme von Rohrschellen:

- Ungeeignete Montageprozedur: Gefahr eines Schellenbruchs.
- Falsche Schelle (Bogus, Verwechslung): Fretting, Korrosionsgefahr,
- Zu lockerer Sitz: Fretting, Schwingungsgefahr
- Verunreinigungen zwischen Schelle und Rohr (Verschleiß, Fretting, Kerben)

fernen schützende Oxidschichten (z.B. bei Titanlegierungen und CrNi-Stählen). Das begünstigt chemische Vorgänge wie **Korrosion**. Nimmt die **Zwischenlage** korrosive Medien auf oder dringen diese durch **Kapillarwirkung** in Spalte zwischen den Berührungsflächen, entsteht eine verstärkte Korrosionsbeanspruchung (Bild 6.11.1.2-12). Das ist mit einer richtigen Materialauswahl der Beilagen zu vermeiden. Ohne Zustimmung des OEM ist eine Materialänderung der Zwischenlage nicht vorzunehmen. Eine solche Situation kann eintreten, wenn aus Gründen des **Umweltschutzes** keine Schellen mit **asbesthaltigen Beilagen** verwendet werden dürfen und Ersatz gefunden werden muss.

Einfache Montage: P-Klemmen sind ein sehr einfaches Element. Trotzdem sind Fehler möglich:

- Zu geringe **Klemmkraft**.

- **Beschädigung** der Beilage (Beispiel 6.11.1.2-2).

- Verwendung einer ungeeigneten Schelle durch **Verwechslung** oder **Änderungen**.

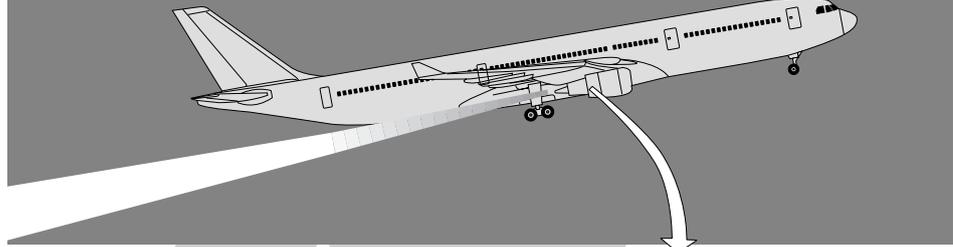
- Abrasiv wirkende **Verschmutzungen** der Auflageflächen.

Einfache Kontrolle bei der Wartung: Bei ausreichender Zugänglichkeit ist eine äußere Prüfung auf Lockerung, Versatz und Beschädigungen der Zwischenlagen durch einen erfahrenen Wart möglich. Nicht immer sind diese Vorbedingungen gegeben. Das kann zu gefährlichen Situationen führen (Beispiel 6.11.1.2-2).

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff

Feuer nach einem montagebedingten Kraftstoffaustritt an einem Triebwerk.

Kurz nach dem Start informierte der Tower die Besatzung, dass aus dem Nr. 1 Triebwerk größere Mengen Rauch oder Dampf treten. Obwohl die Piloten kein ungewöhnliches Triebwerksverhalten beobachteten, erklärten Sie eine Notlage und kehrten zum Flugplatz zurück. Nach einer normalen Landung wurde festgestellt, dass Kraftstoff aus dem Triebwerk leckte. Ein Feuer war nicht entstanden.



Eine ungünstig gestaltete Flanschverbindung und Probleme im Ablauf der Montage führten zum Austreten von Kraftstoff und der Gefahr eines Brands.

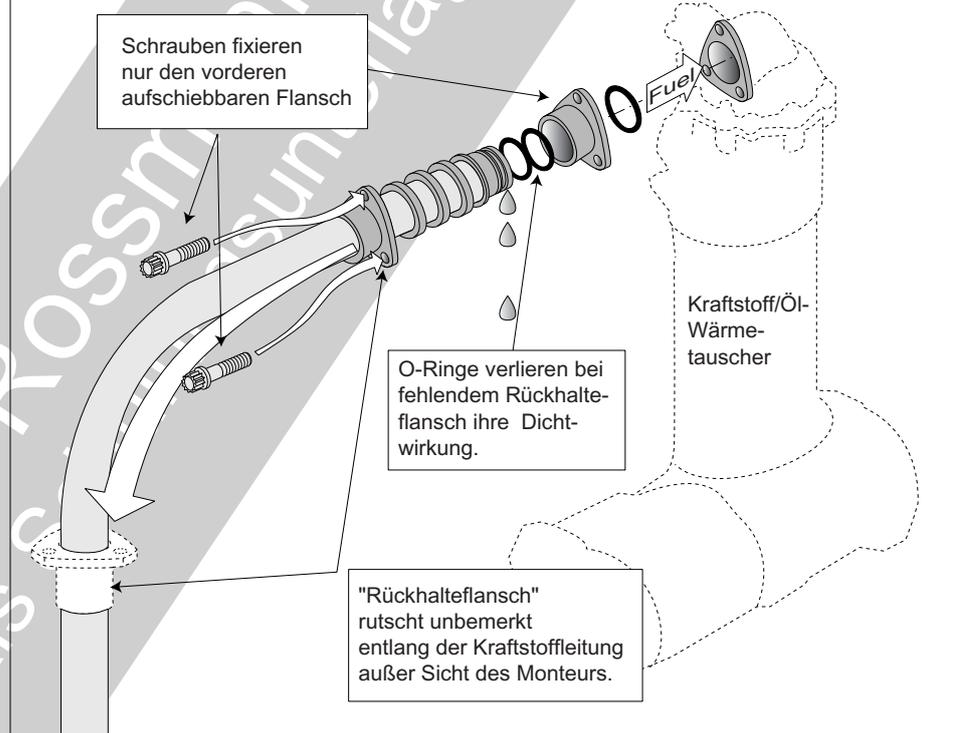


Bild 6.11.1.2-14

Bild 6.11.1.2-14 (Lit. 6.11.1.2-40): Am Tag vor dem dargestellten Vorkommnis sah das Wartungspersonal Kraftstoff aus der Drainageleitung eines Triebwerks treten. Der **Kraftstoff** stammte aus dem Bereich des **Kraftstoff/Öl-Wärmetauschers**. Darauf sollte das Problem von zwei zugelassenen Warten mit dem Ersatz

des Wärmetauschers behoben werden. Dieser Vorgang lief wie folgt ab:
Lösen des Flanschs der zuführenden Kraftstoffleitung (Skizze). Dabei sprühte Kraftstoff aus der Leitung. Daraus wurde geschlossen, dass der Wärmetauscher offenbar nicht die Ursache des Lecks ist. Nun sollte die Leitung wieder angeschlossen werden. Nach Erhalten der Er-

satzdichtringe und der Anbringung wurden die drei Muttern der Flanschverbindung angezogen. Der für die **Sicherheit der Verbindung wichtige Rückhalteflansch (retainer) wurde dabei übersehen.**

Die mit der Aufgabe betrauten Warte waren mit dieser Art **Kupplung nicht vertraut**. Für das Lösen und Wiederbefestigen der Leitung machten sich die Warte jedoch **nicht im Handbuch des Flugzeugherstellers für Fehlerbeseitigung kundig**. Auch wurde das **Wartungshandbuch nicht eingesehen**. Ein Eintrag des **Vorgangs in die Wartungsdokumente** erfolgte nicht. Die Dichtigkeit der Verbindung wurde aus einer erhöhten Position vorschriftsmäßig visuell überprüft. Die weitere Fehlersuche ergab als Leckursache doch den Wärmetauscher. Darauf wurde dieser von den zwei Warten getauscht. Der **Dichtcheck erfolgt 6 Minuten bei Leerlauf des Triebwerks**. Die **Dichtkontrolle erfolgte diesmal vom Boden aus**. Das ist für den Wärmetauscher zulässig. Der Check der Rohrleitungsverbindung muss jedoch wie vorher von einer erhöhten Plattform aus erfolgen. Dafür ist ein spezieller „Entwickler“ auf die montierte Verbindung zu sprühen. Das erleichtert ein **Erkennen von Lecks**. Diese vorgeschriebenen Schritte wurden nicht befolgt. Nach dem Prüflauf wurde die Dokumentation vervollständigt.

Am nächsten Tag wurde beim Start des Flugzeugs vom Boden aus an einem der Triebwerke ein **Kraftstoffleck als deutliche Sprühfahne** erkannt. Die Piloten erhielten per Funk eine Information. Das Flugzeug landete darauf wieder. Es zeigte sich später, dass bereits ca. 3700 kg Kraftstoff ausgetreten waren.

Die anschließende **Untersuchung** ergab:

Die **Leitung des Kraftstoffs zum Wärmetauscher hatte sich gelöst**, obwohl die Flanschkupplung mit den drei Verschraubungen scheinbar in Ordnung war. Es zeigte sich jedoch, dass **der Rückhalteflansch (Retainer, siehe Skizze) fehlte**. Dieser war **im Zuge der Montage-**

arbeiten unbemerkt an der Leitung entlang aus dem Blickfeld gerutscht und wurde so übersehen. Die Verbindung mit den drei Muttern ließ sich trotzdem, unter Einhaltung der Toleranzen (Anzugsmomente, Maße), anziehen. **In diesem Fall üben die Dichtringe bei Leerlauf während der Prüfung noch eine ausreichende Dichtwirkung aus. Bei Startschub versagt jedoch die Verbindung.** Bei dieser Triebwerksleistung **verdoppelt sich der Druck und der Durchfluss** in der Eintrittsleitung steigt nahezu um das 15-fache.

Neben den beschriebenen Unzulänglichkeiten im Wartungsprozess scheinen in diesem Fall „**Human Factors**“ eine wichtige Rolle zu spielen (Lit 6.11.1.2-30):

- Die **Inspektion** verbundener, eng benachbarter Bauteile auf Leckagen aus sehr unterschiedlichen, nur **mit Aufwand realisierbarer Positionen**, genügt kaum dem Prinzip guter Zugänglichkeit und Einsicht bei der Wartung.

- Die **Möglichkeit, dass der Rückhalteflansch verrutschen kann** und so außer Sicht gerät, lässt sich als **konstruktiver Mangel** betrachten.

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff

Eine wirksame Maßnahme bzw. Abhilfe setzt das ausreichende Verständnis des Schadensmechanismus und der ursächlichen Einflüsse voraus.

Die Anforderungen einer früheren AD (Lufttuchtigkeits Anweisung) wurden aufgehoben, nachdem trotz dieser, Risse an Kraftstoffleitungen auftraten. Der Hersteller gab Service Bulletins aus die forderten, die steifen Rohrleitungen durch flexible Leitungen zu ersetzen.

Darstellung schematisch dem Text nachempfunden!

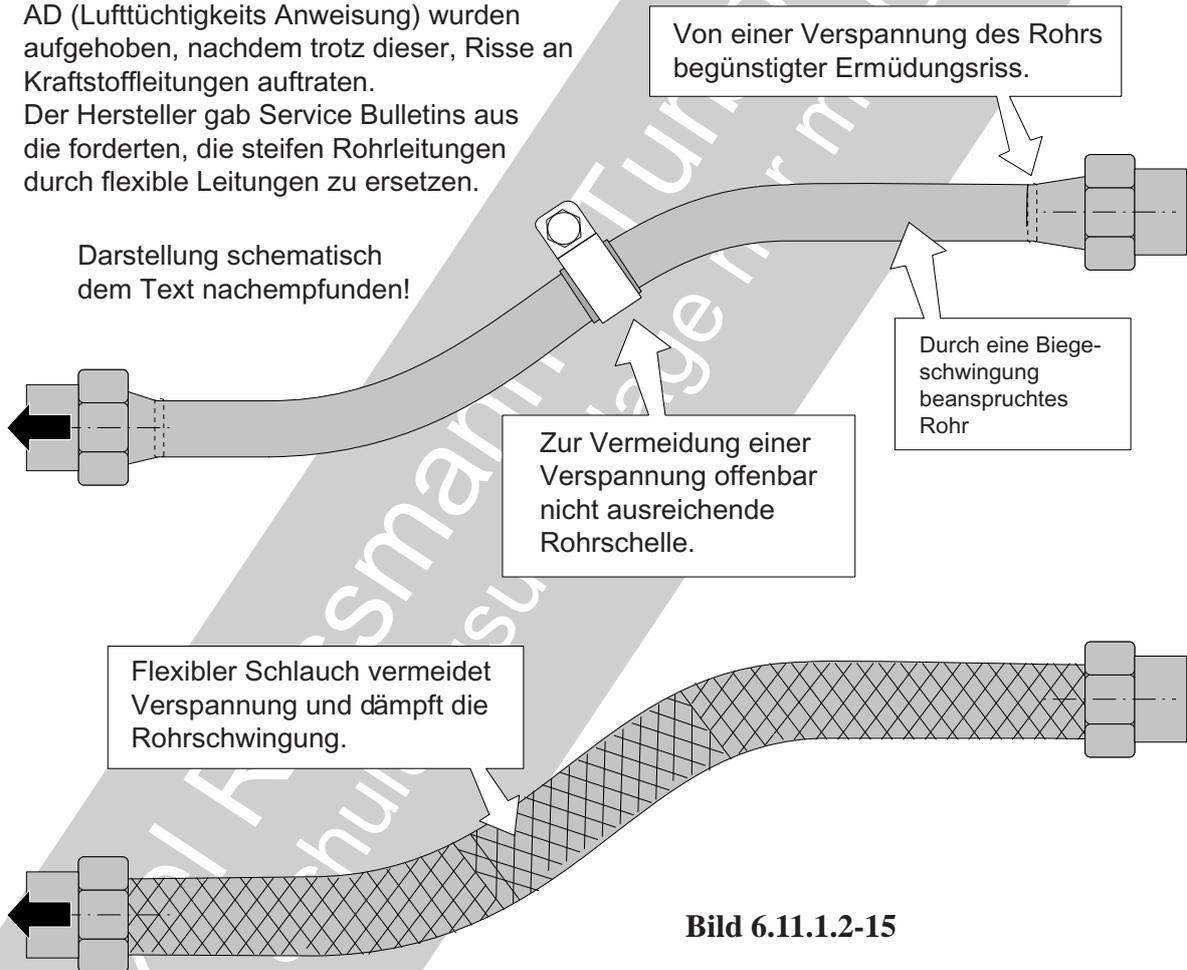


Bild 6.11.1.2-15

Bild 6.11.1.2-15 (Lit. 6.11.1.2-41): Offenbar kam es in mehreren Fällen zur **Rissbildung in steifen Kraftstoffrohrleitungen** (Skizze oben). Es ist anzunehmen, dass es sich um **Schwingrisse** handelt. Diese werden von einer **Verspannung** der Leitung (Bild 6.11.1.2.1-3) begünstigt. Denkbar ist, dass die Verspannung auf **ungenügender Passgenauigkeit** der Rohranschlüsse und damit die **Montage** zurückzuführen war. Auch **Wärmedehnungen** zwischen Gehäuse (z.B. heiß) und Rohrleitung (z.B. kalt)

können zur Verspannung führen. Gefährliche Schwingungen lassen sich mit einer Rohrschelle vermeiden. Dies gelang hier anscheinend nicht. Deshalb war man gezwungen, auf eine **flexible Leitung** überzugehen.

Merksatz:

Verspannungen von Rohrleitungen begünstigen Schwingrisse und -brüche. Sie sind deshalb zu vermeiden. Schlecht passende Rohranschlüsse bedeuten eine Gefahr.

Literatur zu Kapitel 6.11.1.2

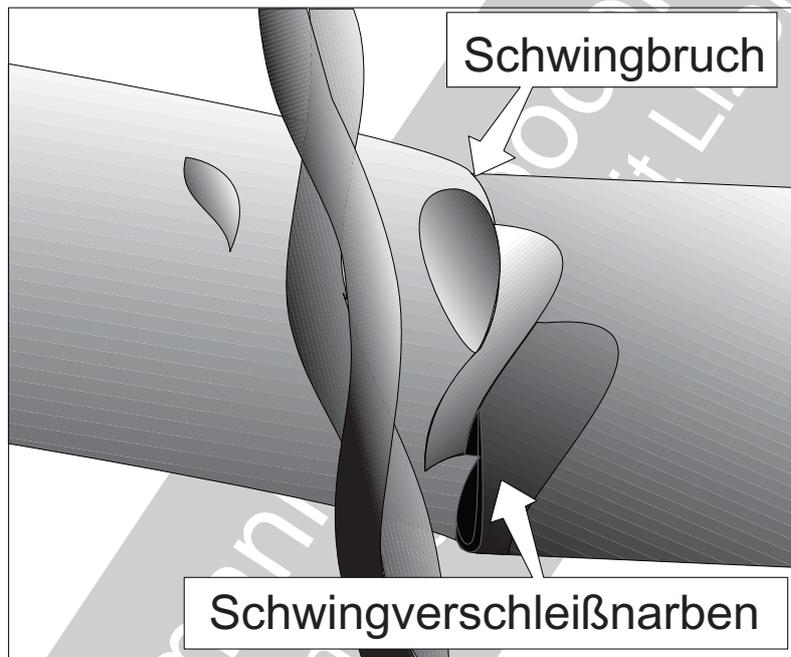
- 6.11.1.2-1** National Transportation Safety Board (NTSB), „Brief of Incident, In Flight Engine Fire and Emergency Landing of American Airlines Flight 574, Airbus Industries A300B4-605R, San Juan, Puerto Rico, July 9,1998“, Public Meeting of November 16, 1999, Seite 1 und 2. (3821.1)53 D/E, „Dichtungshandbuch/Sealing Handbook“, März 1999, Seite 1-126.
- 6.11.1.2-2** Transportation Safety Board of Canada, Aviation Investigation Report A03P0332, „Maintenance Error-In Flight Fuel Leak, Air Canada, Airbus A330-300 C-GHKX, Vancouver International Airport, British Columbia, 06 November 2003“, May 9, 1983, Seite 1-9.
- 6.11.1.2-4** J.Escobar, „Fuel Contamination: Increasing awareness on factors that lead to jet fuel contamination“, Zeitschrift „Aircraft Maintenance Technology“,April 2002, www.amtonlone.com, Seite 1-5.
- 6.11.1.2-5** „Turbine Engine Hazard - Incompatibility of Chloride Based Materials and Stainless Steel or NK Titanium Based Components“, www.casa.gov.au, AAC/Part-1/1-013.HTM, Seite 1.
- 6.11.1.2-6** Zeitschrift „Aviator Aviation“, Volume 4 Issue 4, April 2001, Seite 1-5.
- 6.11.1.2-7** „Wachsende Probleme für die Osprey“, Zeitschrift, Flug Revue“ Juni 2001, Seite 68.
- 6.11.1.2-8** „Anziehdrehmomente für Schrauben und Muttern aus A2/A4 Festigkeitsklasse 70/80“, www.va-schrauben.de, Seite 1 und 2.
- 6.11.1.2-9** J.Neff, „Bad tubing grounds Osprey - Problems with Titanium hydraulic lines have plagued the innovative aircraft for years“, www.Newsobserver.com, November 29, 2003, Seite 1 -3.
- 6.11.1.2-10** M.R.Brendt, „Briefing on V-22 Accident by Maj.Gen. Berndt“, www.defenselink.mil., April 5, 2001, Seite 1 -33.
- 6.11.1.2-11** „F-16/ 101 Fuel System Modified“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 23, 1981, Seite 24.
- 6.11.1.2-12** D.M.North, „Pilot Selection Process Arduous“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, April 12, 1999, Seite 65.
- 6.11.1.2-13** „Australian Transport Safety Bureau (ATSB), „Fractured Fuel Line“, Safety Brief 200006273, Accident & Incident Report, 2002, Seite 1 und 2.
- 6.11.1.2-14** NTSB Report, Identification LAX94FAer3, „Accident Aug-13-94 at Pearblossom, CA, Aircraft: Lockheed C-130A, registration: N135FF“, Update May 31st 2000, Seite 1-6.
- 6.11.1.2-15** Transports Canada, Zeitschrift, „feedback, Canadian Aviation Service Difficulty Reports“, Issue 1/2003, Seite 25-30.

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff

- 6.11.1.2-16** „Engine Plenum Fitting Weld Cracked“, Transports Canada, Zeitschrift „feedback, Canadian Aviation Service Difficulty Reports“, SDR # 200401 1 5002, Issue 3/2004, Seite 25-30.
- 6.11.1.2-17** R.Meyer, „Fire detection at its most sophisticated“, Zeitschrift „Aircraft Technology & Maintenance - Engine Yearbook“, 1999, Seite 108-111.
- 6.11.1.2-18** „Grumman F-14 Tomcat“, Zeitschrift „Air International“, January 1982, Seite 28.
- 6.11.1.2-19** NTSB Identification: ATL94LA180, „Bell UH-1B, Accident Sept-29-94“, Seite 1.
- 6.11.1.2-20** NTSB Identification LAX96IA087, „Boeing 747-251B, Incident Jan-05-96“, Seite 1 und 2.
- 6.11.1.2-21** M.Johnson, „Solid Film Lubricants: A Practical Guide“, Zeitschrift „Machinery Lubrication Magazine“, March 2006, 4 Seiten.
- 6.11.1.2-22** AAIU Synoptic Report No: 2006-006, AAIU File No: 2004/0029, Published: 24/4/96. „Airbus A330-301, Incident 4 June 2004“, 5 Seiten.
- 6.11.1.2-23** NTSB Identification DCA01WA053, „Boeing B-777, Incident June 06, 2001“, Seite 1.
- 6.11.1.2-24** „Fuel storage system contaminated“, Ref. 510003474, Flight Safety Australia November-December 2006“, Selected Service Difficulty Reports“, Seite 52.
- 6.11.1.2-25** U.S.Air Force, Safety Agency, „Safety sage: warning against cadmium plated hardware on bleed air straps“, Zeitschrift „Flying Safety“, June 2003, 1 Seite.
- 6.11.1.2-26** Australian Transport Safety Bureau (ATSB). Investigation Report No. 200505952 vom November 2006, „In-flight engine fuel leak...Boeing Company 747-438...18 November 2005“, Seite 1-7.
- 6.11.1.2-27** Australian Civil Aviation Safety Authority, Airworthiness Directive AD/F2000/17, „Fuel Line Cracking“, 8/2006, Seite 1
- 6.11.1.2-28** H.Wetteborn, „Hydraulische Leitungstechnik - Ein Praxishandbuch“, Fa. „HANSA-FLEX GmbH, Bremen 2008, ISBN 978-3-88808-703-5, Seite 156-383.
- 6.11.1.2-29** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 6.1, Kapitel 8.1, Kapitel 8.2, Kapitel 9.1.2 und Kapitel 9.3.
- 6.11.1.2-30** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 5“, 2008, ISBN 978-3-00-025780-3, Kapitel 19.1.1, Kapitel 19.1.2, Kapitel 19.1.4, Kapitel 19.2, Kapitel 20.1, Kapitel 20.2 und Kapitel 23.4.1.

- 6.11.1.2-31** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 1“, 2000, ISBN 3-00-005.8.4.2-7, Kapitel 5.4.2.2, Kapitel 5.4.4.2, Kapitel 5.5.1.3.und Kapitel 5.9.3.
- 6.11.1.2-32** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 4“, 2005, ISBN 3-00-017734-5, Kapitel 16.2.1.3, Kapitel 16.2.1.7, Kapitel 16.2.1.8.3, Kapitel 16.2.2.3 und Kapitel 16.2.2.4, Kapitel 16.2.2.5 und Kapitel 16.2.2.6
- 6.11.1.2-33** W.D.Pridemore, „Introduction to Gas Turbine Engine Failure Analysis“, Ohio State University Class Lecture 4-26-2006, Seite 9.
- 6.11.1.2-34** „Garrett TFE731 (Falcon 900B), Primary Fuel Manifold Feed Line Damaged“, Zeitschrift „feedback“, Canadian Aviation Service Difficulty Reports, Transport Canada, Issue 2/2005, SDR # 20041119008, Seite 7.
- 6.11.1.2-35** D.Learmount, „A330 lands safely after gliding for 20 minutes“, Zeitschrift „Flight International“, 4-10 September 2001, Seite 32.
- 6.11.1.2-36** P.Korning, „Air Transat executive confirms warning from mechanic“, www.iasa.com.au, 20.07.2004, Seite 1-6.
- 6.11.1.2-37** K.Schwarz, „Wachsende Probleme für die Osprey“, Zeitschrift „Flug Revue“, Juni 2001,, Seite 68.
- 6.11.1.2-38** Australian Transport Safety Bureau (ATSB). Investigation Report No. 200505952 from November 2006, „ In-flight engine fuel leak...Boeing Company 747-438...18November 2005“, Seite 1-7.
- 6.11.1.2-39** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 3“, 2000, ISBN 3-00-017733-5, Kapitel 11.2.2.4, Kapitel 12.2, Kapitel 12.6.3.4 und Kapitel 13.
- 6.11.1.2-40** NTSB Report, Identification DCA89MA034, Microfiche number 41269A, „Continental Airlines Inc., March17.1989, Oakland Ca, Boeing 737-300, Reg. N12318“, Seite 1.
- 6.11.1.2-41** Commonwealth of Australia, Civil Aviation Safety Authority, AD/TFE731/23, „Fuel Line Clamp“, 3/99, Seite 1.

6.11.1.2.1 Schäden an Schmieröl- und Kraftstoffleitungen

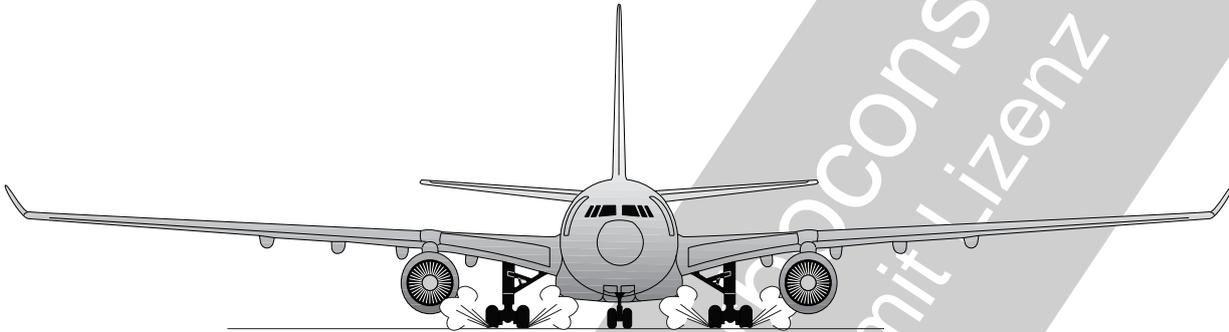


Rohrleitungen von Schmieröl- und Kraftstoffsystemen haben zusammen mit **Einbauten und Anschlüssen** ein deutliches Schadenspotenzial. Das hängt nicht zuletzt vom **durchströmenden Medium** ab. Treten **Kraftstoff** oder **Öl** aus, besteht unmittelbare **Feuergefahr**. Zusätzlich herrschen zumindest in der Frischölversorgung von Hochdrucksystemen Drücke bis zu 100 bar (Kapitel 7.1).

In diesem und dem vorhergehenden Kapitel werden für Probleme und Schäden in erster Linie Beispiele von Flugtriebwerken genannt. Dies liegt zum einen am Arbeitsbereich und den Erfahrungen des Autors. Zum anderen aber auch daran, dass hier von den Luftfahrtbehörden umfangreiches, fachlich gesichertes Material über das Internet frei zugänglich ist. Sicherheitsrelevante Vorkommnisse haben in diesem Technikbereich ein besonders hohes Risikopotenzial dem mit hervorragenden und aufwändigen Untersuchungen und Berichten Rechnung getragen wird. Ein weiterer Aspekt ist, dass Flugtriebwerke als die 'Spitze des Maschinenbaus' angesehen werden können. Hier kommen modernste Technologie zum Einsatz, die sich später, gerade beim Trend zum Leichtbau, erfahrungsgemäß im allgemeinen Maschinenbau wiederfindet.

Ein Beispiel ist die Einführung von Rohrleitungen aus Titanlegierungen. Hier besteht eine besondere Empfindlichkeit gegenüber **Schwingverschleiß** (Fretting, Beispiel 6.11.1.1-1). Er entsteht an Berührungsflächen mit anderen Komponenten. Diese Situation verschärft sich mit der Einführung von Rohrleitungen aus **Titanlegierungen**. Sie verdrängen Leitungen aus den üblichen CrNi-Stählen (Beispiel 6.11.1.1-2).

Nicht zu unterschätzen ist das Schadenspotenzial der vielfach verwendeten **Rohrschellen** (z.B.- P-Klemmen, Bild 6.11.1.2.1-2 und Beispiel 6.11.1.2-2). Ihre Funktion und Sicherheit hängt entscheidend von der **Montage** ab. Eine weitere Schwachstelle scheinen **V-Bänder** zu sein. Sie dienen als einfaches Verbindungselement von Flanschen (Bild 6.11.1.2-10).



Beispiel 6.11.1.2.1-1 (Lit 6.11.1.2.1-1 und Lit 6.11.1.2.1-14):

Auf einem Transatlantikflug **verloschen** im Minutenabstand in ca. 13 000 m Höhe **beide Triebwerke** einer große Verkehrsmaschine (Skizze oben). Es handelte sich um einen 'ETOPS-Flug'. Dafür sollte der Ausfall beider Triebwerke ausgeschlossen sein. Die Ursache war **Kraftstoffmangel**. Das Flugzeug musste für die Notlandung ohne laufende Triebwerke einen Ausweichflughafen anfliegen. Dazu war ein ca. 20-minütiger Gleitflug notwendig. Bei der heftigen Landung platzten 8 der 12 Fahrwerksreifen.

Der Kraftstoffmangel war die Folge des **Lecks einer großen Niederdruckkraftstoffleitung**. Ein problematisches Kraftstoffmanagement führte dazu, dass an beiden Triebwerken die Kraftstoffzufuhr ausfiel. Das Leck entstand infolge **Reibkontakt der Kraftstoffleitung zur Hochdruckpumpe mit einer Hydraulikleitung**.

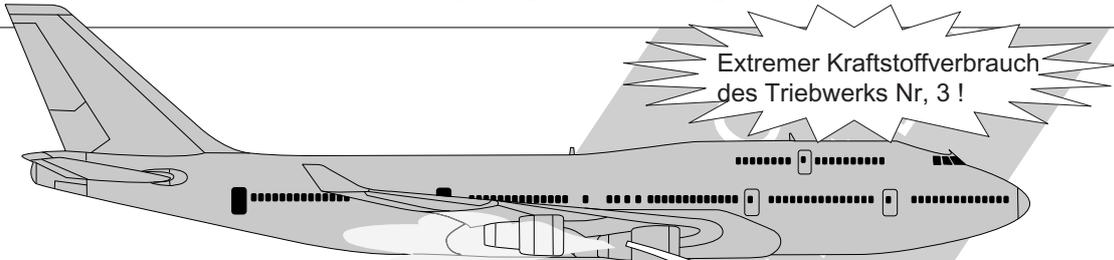
Die **Leitungen waren modifiziert** worden, nachdem offenbar **bereits früher Verschleißschäden** auftraten. Im vorliegenden Fall erfolgte fünf Tage vor dem Unfall gleichzeitig mit einer geänderten Rohrversion ein **Triebwerks-tausch**. Dabei kam es **trotz der Warnung eines Mechanikers zur Kombination nicht vorgesehener Rohrversionen**. Das führte zum

Kontakt der Rohre mit intensivem Reibverschleiß (Fretting).

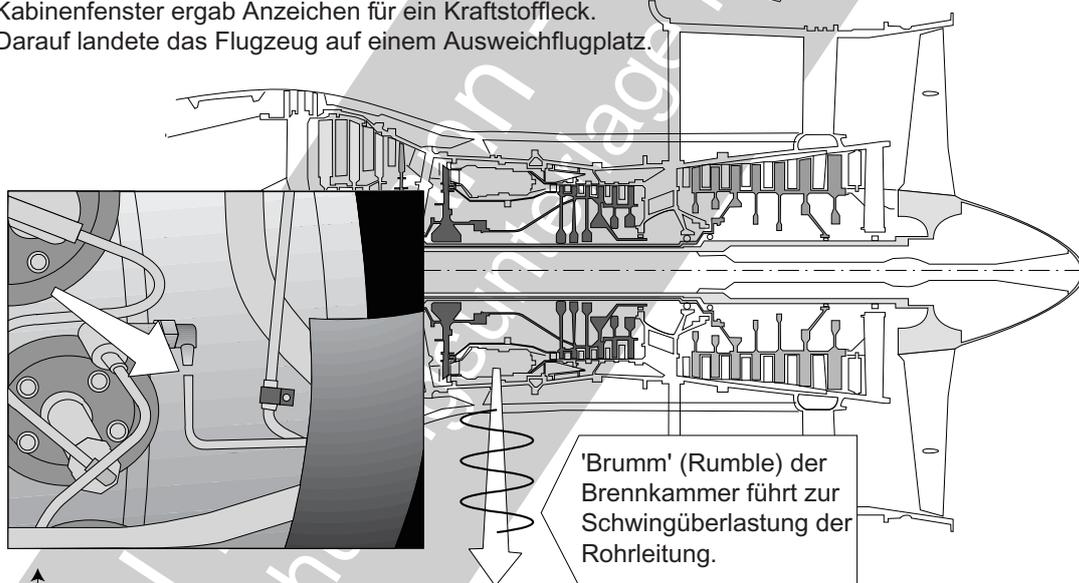
Kommentar: Soweit ersichtlich, handelte es sich bei dem Rohrmaterial um CrNi-Stahl. Der Reibkontakt war derart intensiv, dass der Querschnitt der Kraftstoffleitung bis zum Aufreißen geschwächt wurde. Wahrscheinlich war die Wandstärke der Niederdruck-Kraftstoffleitung kleiner als die der Hydraulikleitung. Bemerkenswert ist, dass der Verschleißvorgang lediglich 5 Tage benötigte.

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff: Schäden

Selbst kleine Unterschiede in Anordnung und Gestaltung von Rohrschellen oder Beilagen können offenbar gefährliche Resonanzschwingungen ermöglichen.



Nach ca. 4 Flugstunden über dem Pazifik bemerkte die Besatzung einen ungewöhnlich hohen Kraftstoffverbrauch des Nr. 3-Triebwerks. Die Beobachtung aus einem Kabinenfenster ergab Anzeichen für ein Kraftstoffleck. Darauf landete das Flugzeug auf einem Ausweichflugplatz.



Die in Einzelfällen triebwerkspezifischen extremen Resonanzschwingungen führten zum Schwingbruch dieser kraftstoffführenden Rohrleitung. Dabei sind offenbar geringste Abweichungen der Rohrschellenposition von Bedeutung.

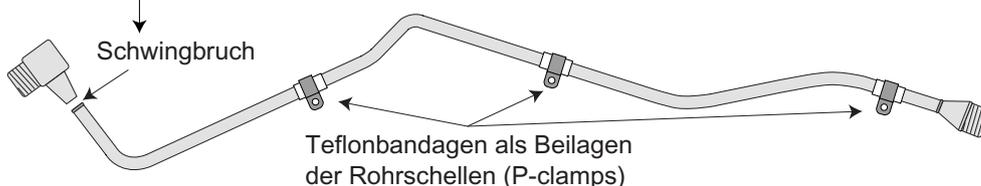


Bild 6.11 1.2.1-1

Bild 6.11.1.2.1-1 (Lit. 6.11.1.2.1-11): Die Untersuchung ergab, dass das **Kraftstoffleck** an einer **gebrochenen Ablassleitung** auftrat. Ein **vergleichbarer Bruch der Leitung war am gleichen Triebwerk bereits bei einem Flug drei Tage früher aufgetreten! Er lag an gleicher Position und hatte dieselben Schadensmerkmale**. Damals kehrte das Flugzeug zum Ausgangsflughafen zurück. Dort wurde die Leitung getauscht. Auch bei einem anderen Betreiber lagen bereits zwei Parallelfälle vor. Sie betrafen jedoch jeweils verschiedene Triebwerke.

Die Leitung besteht aus rostfreiem CrNi-Stahl und ist mit einer Ringleitung verschraubt (Detailskizze Mitte links). Diese verteilt den Kraftstoff auf die Einspritzdüsen. In der wärmebeeinflussten Zone am **Übergang der Schweißung zur Endverschraubung** (Bild 6.11.1.2-2 und Bild 6.11.1.2-4) war ein HCF-Schwingbruch (Band 1 Kapitel 5.4.3) entstanden. Das Bruchbild ist typisch für eine einseitige **dynamische Biegebeanspruchung**.

Drei **P-Klemmen** dienen zur Abstützung der Leitung (Rahmen unten). Ihre **Position** wurde vom OEM in Versuchen optimiert, um Schwingbeanspruchungen der Leitung zu minimieren. Als Zwischenlagen kommen **Umwicklungen mit Teflonband** zum Einsatz. Sie wirken auf Schwingungen dämpfend und sollen Schwingverschleiß an der Leitung verhindern (Bild 6.11.2-10). Alle drei Teflonbandagen zeigten ungewöhnlich starken Verschleiß. Dieser drang teilweise bis zur Rohroberfläche. Die Enden des Bands lagen nicht wie vorgesehen fest an der Leitung. Sie waren ausgefranst und hoben sich ab. Offenbar war die **Umwicklung sehr locker**. An zwei Stellen gab es **neben den Bandagen deutliche Verschleißspuren**. Sie wiesen darauf hin, dass auch andere Bauteile mit der Leitung in Kontakt kamen. Das sprach für **Abweichungen bei der Verlegung der Leitung**. Eine Formüberprüfung der Leitung zeigte leichte **Abweichungen von der Sollgeometrie**. Die Ursache dafür blieb unklar. **Auch die Position der Klemmen war gegenüber der vorgesehenen leicht versetzt**. Eine Überprüfung

anderer Triebwerke zeigte, dass **derartige Abweichungen häufig vorliegen, ohne dass es zum Schaden kommt**.

Zum Verständnis der **schadensächtlichen Schwingbeanspruchung** wurden beim OEM Versuche durchgeführt. Insbesondere handelte es sich um die Anregung der Leitung in Resonanzfrequenzen. Sie entsprachen den typischen niederfrequenten, jedoch nicht üblichen, **Brennkammerschwingungen (Rumble, Lit. 6.11.1.2.1-18)**. Solche Schwingungen können sowohl über die **Rohrenden** als auch die **Rohrklemmen** vom Brennkammergehäuse auf die Leitung übertragen werden. Mit den Versuchen wurden die **Positionen der Rohrschellen** für eine niedrige Schwingbeanspruchung optimiert. Weil diese Verbesserungen offenbar gering eingeschätzt wurden, veränderte man auch die **Leistungsgeometrie**.

Schlussfolgerung: Die dynamische Beanspruchung der Rohrleitung ist offenbar **triebwerksindividuell**. Sie hängt mit Streuungen der Anregungsfrequenz und -intensität sowie der Eigenfrequenz der Rohrleitung zusammen.

Kommentar: Die große Aufmerksamkeit des OEM an der Leitungsabstützung lässt auf eine seit langem bekannte Schwachstelle schließen. Die ungewöhnlich starken **Brennkammerschwingungen** ließen sich offenbar nicht vermeiden.

In diesem Zusammenhang sei an den Einfluss der **Kraftstoffeigenschaften auf Brennkammerschwingungen** in modernen Triebwerken erinnert (Lit. 6.11.1.2.1-18). Selbst wenn diese innerhalb der Spezifikationen liegen, können sie schadensrelevant werden. Eine **ungünstige Kombination von Bauteiltoleranzen** kann die Neigung eines Triebwerks zu derartigen Schwingungen begünstigen. Es kann sich dabei z.B. um die Einspritzung oder den Durchströmungsquerschnitt des Turbinenleitapparats hinter der Brennkammer handeln.

Schon ein scheuernder Sicherungsdraht kann zum Bruch einer wichtigen Leitung und so zu einem Flugunfall führen.



Bild 6.11.1.2.1-2

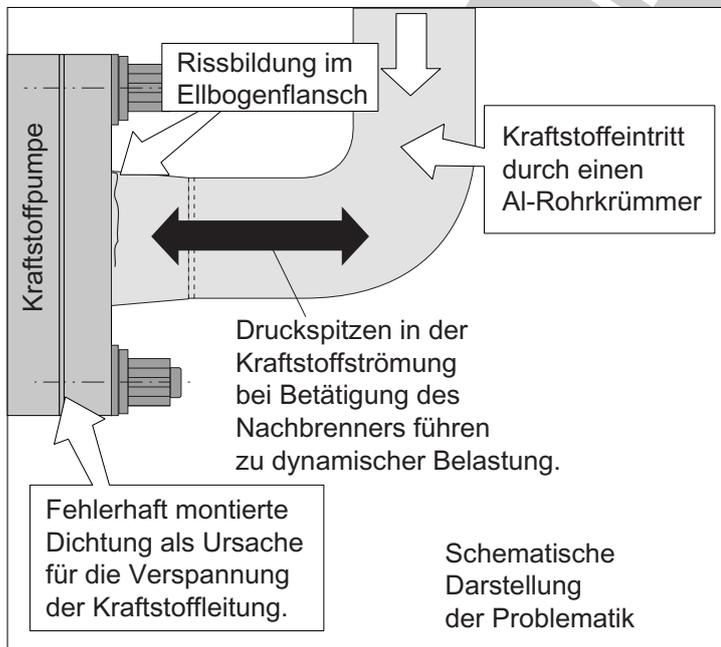
Bild 6.11.1.2.1-2 (Lit. 6.11.1.2.1-11 und Lit. 6.11.1.2.1-12): Während des Flugs kam es an einem militärischen Flugzeug zum **Verlöschen des Triebwerks**. Ursache war ein Leck an der Verteilerleitung zu den Kraftstoffdüsen (Skizze rechts). Damit fiel die Kraftstoffversorgung aus.

Das Leck entstand durch einen **Schwingbruch** (Skizze links unten), der von einer tiefen **Verschleißmarke** (Fretting, Skizze links oben) an der **Kraftstoffleitung** ausging. Die Verschleißmarke wurde offenbar von einem **schwingenden Sicherungsdraht** verursacht. Wie gefährlich Verschleiß bei Berührung mit Sicherungsdrähten sein kann, zeigt auch Beispiel 6.11.2-4. In diesem Fall wurden **Sicherungsdrähte von Schraubenmuttern durchgescheuert**. Die Muttern lösten sich und es kam zu einem gefährlichen Folgeschaden.

Merksatz:

Bei der **Verlegung von Sicherungsdrähten** ist darauf zu achten, dass keine **lockere, vibrierende Berührung** mit anderen Komponenten auftritt.

Die montagebedingte Verspannung von Leitungen ist eine nicht zu unterschätzende Gefahr.



Notlandung bei einem Testflug infolge eines Risses in einer Kraftstoffleitung.

Bild 6.11.1.2.1-3

Bild 6.11.1.2.1-3 (Lit. 6.11.2-13): Während der Triebwerkserprobung kam es zu einer Notlandung. Ursache war ein **langer Umfangsriß** an einem Aluminiumkrümmer der Kraftstoffzufuhr zur Hochdruckpumpe des Triebwerks. Eine Untersuchung ergab:

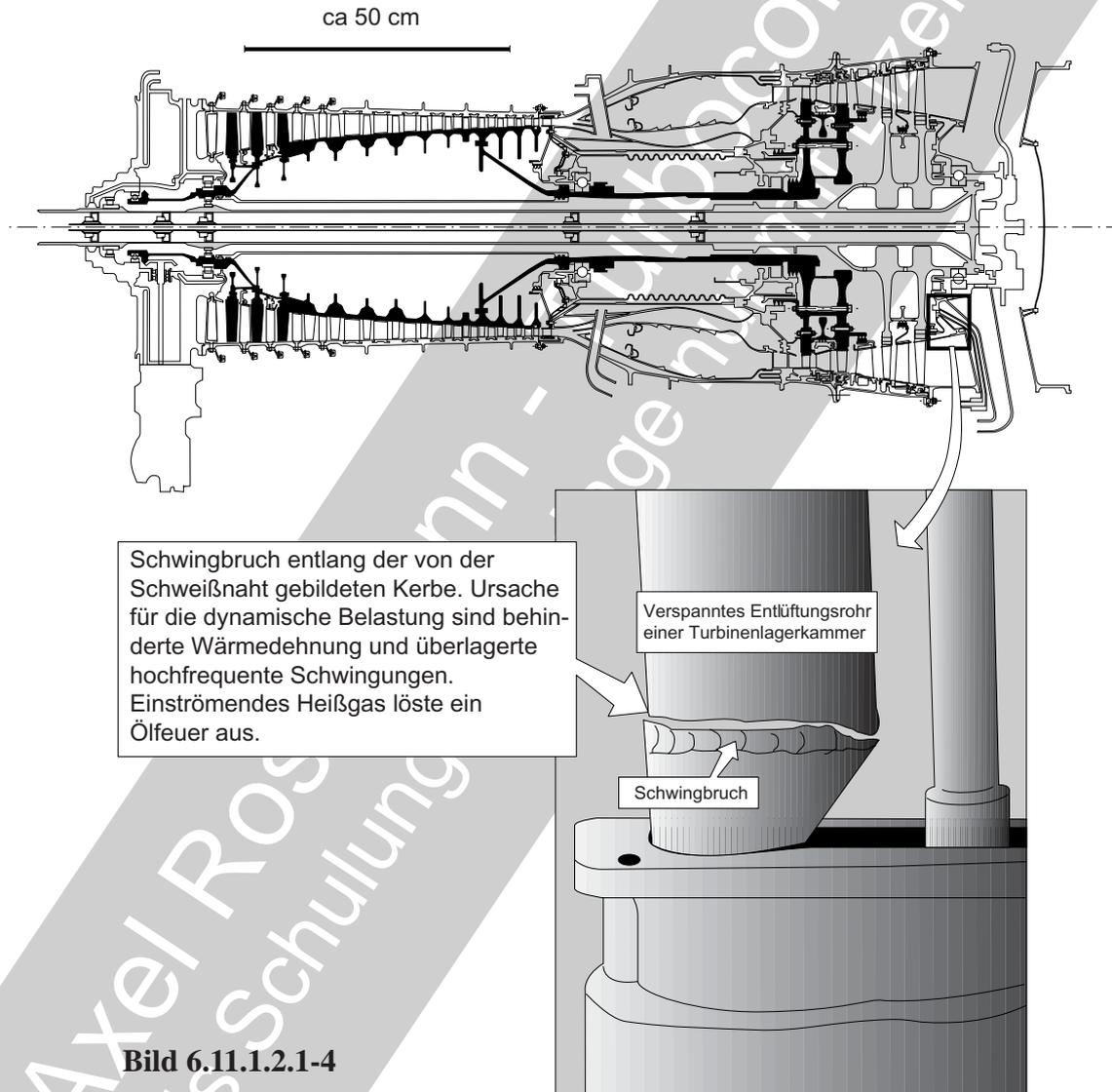
Ein **Fertigungsfehler** im Dichtungsbereich am Anschluss zur Kraftstoffpumpe führte **bei der Montage zur Verspannung der Leitung**. Die so erhöhte Mittelspannung verminderte die nutzbare Schwingfestigkeit (Bild 6.11.1.2-2). Diese Leitung unterlag **Druckstößen im Kraftstoff** während der Betätigung des Nachbrenners. Solche Druckstöße wirken sich wegen der **Umlenkung des Kraftstoffs auf Krümmer der Leitungen** aus (Bild 6.11.1.1-3).

Bereits nach **fünfzig** solcher Stoßbelastungen kam es zum Schaden. Damit handelt es sich eher um einen **LCF-Schaden** (Lit. 6.11.2-18). Als Reaktion auf das Vorkommnis wurde eine **Umkonstruktion** vorgenommen:

- Der **Aluminiumkrümmer** mit der für dieses Material typisch niedrigen Schwingfestigkeit wurde durch ein **Rohr aus CrNi-Stahl ersetzt**.
- **Veränderung der Kontur** der Leitung. Wahrscheinlich handelt es sich dabei auch um eine 'Entschärfung' der Umlenkung.
- Die Pumpe wurde so verändert, dass gefährliche **Druckstöße vermieden** werden.

Bild 6.11.1.2.1-4: Eine **Schweißnaht** bedeutet immer auch eine **Kerbe** (Lit. 6.11.1.2.1-18), selbst wenn sie spezifikationsgerecht ist. Sie

Schweißnähte sollten nach Möglichkeit in dynamisch niedrig belastete Bauteilzonen gelegt werden.



wirkt als **Form- und Gefügekerbe** (Band 1 Bild 5.5.4-1). Die **Schwingfestigkeit** des Schweißnahtwerkstoffs (Gussgefüge, Schwachstellen) und/oder der wärmebeeinflussten Zone ist ebenfalls niedriger als beim Grundwerkstoff. Damit verstärkt sich die schädigende Wirkung einer Schwingbeanspruchung (Bild 6.11.1.2-5). Bei Rohrleitungen kommt hinzu, dass Schweißnähte häufig in Nähe der Rohrenden liegen. Sie sind die Verbindung zu den Verschraubungen. Diese Zonen sind von den üblichen Biege-

schwingungen der Rohrleitungen besonders beansprucht (Bild 6.11.1.2-6).

Im dargestellten Fall kam es zum Bruch einer Rückleitung (Detail). So konnte **Heißgas in das Ölsystem** eindringen und dort ein Ölfeuer zünden. Dies setzte sich in der Leitung über eine längere Distanz fort.

Das Rohr ist **durch eine Strebe** des Turbinenausstrittsgehäuses zur Lagerkammer geführt.

Maschinenelemente: Rohrleitungen: Schmieröl und Kraftstoff: Schäden

Wärmedehnungsunterschiede zwischen *Strebe* und *Rückölrohr* sowie **montagebedingte Verspannungen** können besonders zum *Rohr-ende im Schweißnahtbereich* eine gefährlich hohe *Vorspannung* entstehen lassen. Mit *Vibrationen der Lagerkammer* ist der *Schwinganriss* erklärbar.

© Axel Rossmann - Turboconsult
als Schulungsunterlage nur mit Lizenz

Literatur zu Kapitel 6.11.1.2.1

- 6.11.1.2.1-1** D.Learmount, „A330 lands safely after gliding for 20 minutes“, Zeitschrift „Flight International“, 4-10 September 2001, Seite 32.
- 6.11.1.2.1-2** „Wachsende Probleme für die Osprey“, Zeitschrift, Flug Revue“ Juni 2001, Seite 68.
- 6.11.1.2.1-3** „Grumman F-14 Tomcat“, Zeitschrift „Air International“, January 1982, Seite 28.
- 6.11.1.2.1-4** J.Neff, „Bad tubing grounds Osprey - Problems with Titanium hydraulic lines have plagued the innovative aircraft for years“, www.Newsobserver.com, November 29, 2003, Seite 1 -3.
- 6.11.1.2.1-5** M.R.Brendt, „Briefing on V-22 Accident by Maj.Gen. Berndt“, www.defenselink.mil., April 5, 2001, Seite 1 -33.
- 6.11.1.2.1-6** NTSB Identification MIA89IA016, „Airbus Industrie A-300-600R, Incident OCT-24-88“, Seite 1.
- 6.11.1.2.1-7** „Turbine Engine Hazard - Incompatibility of Chloride Based Materials and Stainless Steel or NK Titanium Based Components“, www.casa.gov.au, AAC/Part-1/1-013.HTM, Seite 1.
- 6.11.1.2.1-8** Zeitschrift „Aviator Aviation“, Volume 4 Issue 4, April 2001, Seite 1-5.
- 6.11.1.2.1-9** D.M.North, „Pilot Selection Process Arduous“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, April 12, 1999, Seite 65.
- 6.11.1.2.1-10** „PWA PT6T3B Fuel controlling system pipe cracked“, Ref. 510003464, Flight Safety Australia November-December 2006, „Selected Service Difficulty Reports“, Seite 53.
- 6.11.1.2.1-11** Australian Transport Safety Bureau (ATSB). Investigation Report No. 200505952 from November 2006, „ In-flight engine fuel leak...Boeing Company 747-438...18November 2005“, Seite 1-7.
- 6.11.1.2.1-12** W.D.Pridemore, „Introduction to Gas Turbine Engine Failure Analysis“, Ohio State University Class Lecture 4-26-2006, Seite 9.

- 6.11.1.2.1-13** "F-16 / 101 Fuel System Modified", Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 23, 1981, Seite 24.
- 6.11.1.2.1-14** P.Koring, "Air Transat executive confirms warning from mechanic", www.iasa.com.au, September 2005, Seite 1-6.
- 6.11.1.2.1-15** R.K.Smyth, „Flugerprobung Grumman F-14 Tomcat“, Auszug in Zeitschrift „Interavia“, 1971.
- 6.11.1.2.1-16** AAIU Synoptic Report No: 2006-006, AAIU File No: 2004/0029, Published: 24/4/96. "Airbus A330-301, Incident 4 June 2004", 5 Seiten.
- 6.11.1.2.1-17** J.Neff, "Bad tubing grounds Osprey - Problems with Titanium hydraulic lines have plagued the innovative aircraft for years", www.Newsobserver.com, November 29, 2003, Seite 1 -3.
- 6.11.1.2.1-18** .A.Rossmann, "Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik- Band 3", ISBN 3-00-017733-7, 2000, Bild 11.2.2.1-4.1, Bild 11.2.4-11, Bild 12.6.1-6, Bild 13-18.
- 6.11.1.2.1-19** ."Allianz - Handbuch der Schadenverhütung", Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972 Kapitel „Ölversorgung von Maschinenanlagen“ Seite 411 - 427.

6.11.1.3 Rohrleitungen für Gase



In diesem Kapitel sollen dem Konstrukteur **anwendungsspezifische Probleme, die er gegebenenfalls zu berücksichtigen hat, bewusst gemacht** werden. Dazu werden diese den unterschiedlichen Anwendungen in Bild 6.11.1.3-1 bis Bild 6.11.1.3-4 zugeordnet. Dabei wird auf die nochmalige Darstellung der Rohrleitungsprobleme die in Kapitel 6.11.1.1 und Kapitel 6.11.1.2 bereits behandelt wurden verzichtet.

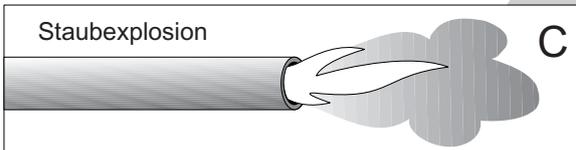
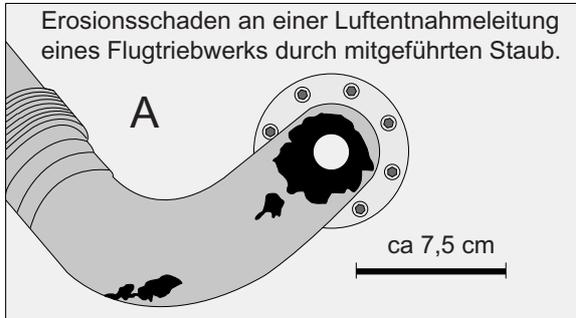
Rohrleitungen dienen zur Führung unterschiedlichster Gase. Dazu gehören:

- **Luft** in pneumatischen Systemen (Bild 6.11.1.3-1),
- **Energieträger** wie Erdgas (Bild 6.11.1.3-3),
- Gase in **chemischen Prozessen**,
- **‘Technische’ Gase** (Bild 6.11.1.3-2) wie Gase für autogenes Schweißen (Sauerstoff, Acetylen), Schutzgase (Argon, Helium, Stickstoff, CO₂).
- **Dampf**, insbesondere **Wasserdampf** bei Anwendung in Kraftwerken (Bild 6.11.1.3-4).

Grundsätzlich ist bei **Brüchen von Gasleitungen** von einem hohen Schadenspotenzial auf Grund der Expansion auszugehen. Damit werden explosionsartige Vorgänge ausgelöst.

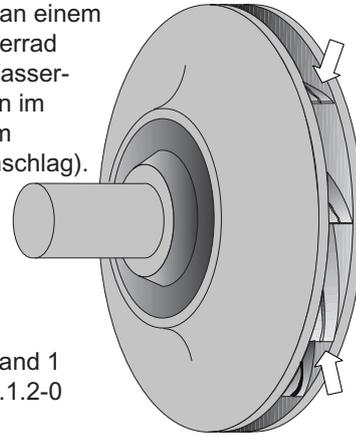
Sie haben sehr spezifische Eigenschaften und Probleme wie **Reaktivität** (Korrosion, chemischer Angriff), **Energiedichte** (Explosionsgefahr/Sicherheitsrisiken), typische **Betriebstemperaturen** und **-drücke** (z.B. Wasserdampf) die vom Konstrukteur berücksichtigt werden müssen. Das gilt z.B. für die Werkstoffe in einem solchen Rohrsystem, als auch für eventuelle Sicherheitsmaßnahmen.

Spezifische Probleme luftführender Rohrleitungen.



Erosion an einem Verdichterrad durch Wassertropfen im Luftstrom (Tropfenschlag).

B



siehe Band 1
Bild 5.5.1.2-0

Einfluss	Auswirkung	Literatur / Querverweise
Verschmutzungen: - Öl (z.B. Kompressorlagerung), - Partikel A Rost aus dem System aus Fertigung und Montage Staub aus Ansaugluft.	Brandgefahr ----- auf Fertigungsprozesse Atemluft Partikelerosion ----- Staubexplosionen. C Entstehung Weiterleitung	Beispiel 6.11.1.3-1 Band 3 Bild 12.2.1.1.2-15 Band 1 Kapitel 5.5.1.1 Lit. 6.11.1.3-2 Band 1 Kapitel 5.11.1
- Wasser (Tropfen) Kondenswasser Leckagen (z.B. Wärmetauscher) B	Tropfenschlag ----- Angriff ----- Abtrag Rissbildung Versprödung	Band 1 Kapitel 5.5.1.2 Band 1 Bild 5.5.1.2-0, Band 1 Bild 5.5.1.2-5 Bild 5.6.1.2-4
Aggressive Medien Ansaugatmosphäre Chemische Prozesse Verbrennungsgase	Innenkorrosion ----- Wasserstoffversprödung durch Korrosion ----- Katalyse -----	Band 1 Bild 5.6.1.2-4 Band 1 Kapitel 5.7 Band 1 Bild 5.5.1-3, Bild 5.7.1-4 Lit. 6.11.1.3-1
Feuchtigkeit: - Luftfeuchte - Betriebstemperaturen - Wandrauigkeit innen	Schwingermüdung Risse, Brüche ----- Verformungen elastisch ----- plastisch -----	Bild 6.11.1.2-2 Bild 6.11.1.2-6 Band 1 Kapitel 5.2.3 und Kapitel 5.2.4 Band 1 Bild 5.2.5-3, Bild 5.2.5-4
Dynamische Belastung Luftschwingungen, Druckstöße Plötzlicher Druckabfall	Spröbruch ----- Feuer bei Leckagen ----- Kriecheffekte ----- Hochtemperatur Korrosion Sulfidation -----	Band 1 Kapitel 5.3, Band 1 Bild 5.3-1.3 Beispiel 6.11.1.3-1 Band 1 Bild 5.3.2-1 Band 1 Kapitel 5.6.1.4
Temperaturen: - niedrig - hoch	Metallfeuer bei Erreichen der Zündtemperatur	Band 1 Kapitel 5.10 Bild: 6.11.1.3-2
Hohe Drücke		

Bild 6.11.1.3-1

Bild 6.11.1.3-1: Für luftführende Rohrleitungen gelten Konstruktionsprinzipien wie für Leitungen von Flüssigkeiten (Kapitel 6.11.1.1 und Kapitel 6.11.1.2) und Gasen (z.B. explosionsartiger Bruch). Darüber hinaus sind **Besonderheiten** zu berücksichtigen.

Verschmutzungen der Luft sind unterschiedlich schadensrelevant.

Schmieröle stammen gewöhnlich aus Lagerungen von Systemkomponenten wie Kompressoren. Atemluft oder Luft für Fertigungsprozesse die eine saubere Oberfläche verlangen (z.B. Haftfestigkeit von Beschichtungen) ist auf geeignete Weise zu reinigen.

Partikel können aus der Ansaugluft (z.B. Staub) stammen, beim Öffnen in das System gelangen oder ihren Ursprung im System selbst haben (Rost, Abrieb).

Ein Beispiel für die **abrasive Wirkung** von Staub auf eine Luftleitungswandung zeigt „A“ (Lit. 6.11.1.3-3). Der Schaden entstand bei Erosionsversuchen („A“, Lit. 6.11.1.3-3). Charakteristisch ist der verstärkte Erosionsangriff an den Außenradien des Rohrkrümmers. Hier konzentrieren sich die Erosionspartikel auf Grund der Zentrifugalwirkung und der Umlenkung.

Durch Partikel können auch **Folgeschäden an Systemkomponenten** wie Ventilen und Reglern (z.B. Blockieren, Querschnittsverengung) entstehen.

Führt der Luftstrom **brennbare Stäube**, besteht die Gefahr einer Staubexplosion („C“, Band 1 Kapitel 5.11.1).

Mit **Wasser** in Form von Kondens- bzw. Schweißwasser ist ohne geeignete Einbauten (Entwässerung) immer zu rechnen. Es hat ein hohes Schadenspotenzial. Dies geht auf **Korrosion** und Erosion durch **Tropfenschlag** („B“) zurück. Verstärkend können beide Mechanismen zusammenwirken. Ein Problem kann auch bei Fertigungsprozessen auftreten, die auf zu hohe **Feuchtigkeit** oder Wassertropfen reagieren. Dazu gehören Beschichtungsverfahren (z.B. Lackierung).

Aggressive Medien können insbesondere als angesaugte Dämpfe (z.B. in einer 'Industrieatmosphäre' wie im Bereich von Chemieanlagen) in den Luftstrom gelangen. Sie schädigen sowohl das Luftsystem als auch gegebenenfalls den Nutzer.

Die **Rauigkeit der Rohrwand** ist nicht nur ein **Strömungsproblem** (Strömungswiderstand, Wirbelbildung). Sie ist auch für einen für den Konstrukteur eher 'exotischen' Effekt von großer Bedeutung - der **Wasserstoffversprödung** (Bild 6.11.1.3-2, Lit. 6.11.1.3-1). Dabei spielt die Bildung und **katalytische Wirkung auf eine Wasserspaltung** frischer, reaktiver Metalloberflächen durch mikroplastische Verformung eine Rolle. Dieser Effekt nimmt verständlicherweise mit der Rauigkeit (Mikrokerbwirkung) zu. Es entsteht diffusibler, für eine Wasserstoffversprödung notwendiger, atomarer Wasserstoff an der Metalloberfläche.

In diesem Zusammenhang ist natürlich die Belastung, insbesondere die **dynamische Belastung** (Druckstöße und Druckschwingungen) von Bedeutung. Solche Schwingungen sind als Resonanzen mit pulsierender Förderung oder durch Wirbelbildung im Leitungssystem möglich (Bild 6.11.1.2-7 und Bild 6.11.1.2-8, Band 1 Bild 5.4-7.2). Ein **plötzlicher Druckabfall**, z.B. als Folge des Versagens einer Systemkomponente (z.B. Ventil) oder im Ablauf eines Druckstoßes (Band 1 Kapitel 5.2.5), kann dünne **Rohrwände zum kollabieren** bringen (Band 1 Bild 5.2.5-4).

Hohe Lecklufttemperaturen wie am Austritt eines Kompressors (Beispiel 6.11.1.3-1, Bild 6.11.1.3-6) können externe **Brände** auslösen. Werkstoffe von **Leitungen** sowie gegebenenfalls **Armaturen** und **Dichtungen** für Luft mit sehr niedrigen (z.B. **kryogenen**) **Temperaturen** (Bild 5.3-1.3, Bild 5.3-1.4 und Bild 5.4.4-5) sind unter dem Gesichtspunkt ausreichender Zähigkeit, besonders **Kerbschlagzähigkeit** auszuwählen.

*Steigt der Luftdruck, nimmt auch das Sauerstoffangebot für angeströmte Flächen und damit auch die **Metallbrandgefahr** zu (Band 1 Kapitel 5.10, Bild 6.11.1.3-2). Mit immer höheren Luftdrücken wie z.B. in Luftspeichern zur Energieversorgung (um 100 bar) steigt das Risiko von Metallbränden. Dies muss der Konstrukteur mit geeigneten Werkstoffen und gegebenenfalls Beschichtungen (Band 1 Kapitel 5.10.3) minimieren. Die erforderliche werkstoffspezifische hohe **Zündtemperatur** (bei Metallen $\gg 1000^\circ\text{C}$) wird erfahrungsgemäß bei **Anstreifvorgängen** (z.B. in Kompressoren) erreicht. Es gibt jedoch auch andere Effekte, die zumindest im Verdacht stehen, eine Zündung auslösen zu können (Bild 6.11.1.3-2 „A1“ bis „A4“).*

Bild 6.11.1.3-2: Unter 'Technischen Gasen' (Lit. 6.11.1.3-9) werden hier Gase für unterschiedlichste Anwendungen in der Technik verstanden. Es handelt sich um Prozessstoffe die in Fertigung bzw. Produktion zur Anwendung kommen. Dazu gehören: Sauerstoff, Stickstoff, Edelgase (Argon, Helium) Kohlendioxid, Wasserstoff, Acetylen und Propan. Dazu werden auch Gase in der Chemischen Industrie wie Ethylen (Lit. 6.11.1.3-1) und **hochaggressive Gase** wie Halogene (z.B. Chlor und Fluor) gezählt. Für diese gelten über die Angaben zu diesem Bild weitere Besonderheiten, die der einschlägigen Literatur bzw. **Sicherheitsvorschriften** zu entnehmen sind.

Nicht dazu werden Brenngase (z.B. Erdgas, Bild 6.11.1.3-3) und Gase die der Verbraucher über eine externe Rohrleitung (Pipeline) erhält. Beschrieben werden Einflüsse und deren Auswirkungen die über bereits beschriebene (Bild 6.11.1.3-1, Bild 6.11.1.3-3 und Bild 6.11.1.3-4) in Mechanismus oder Intensität hinausgehen.

Besonders bei Gasen mit hoher Sauerstoffkonzentration und technisch reinem **Sauerstoff** besteht große Gefahr von Metallfeuern (Band 1 Kapitel 5.10, siehe auch Bild 6.11.1.3-1). Hier bestehen mehrere Zündmöglichkeiten („A1“ bis „A4“).

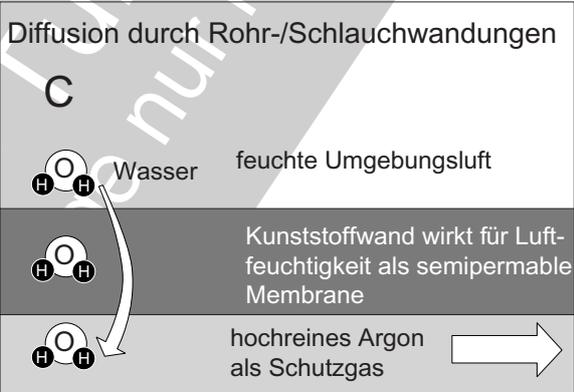
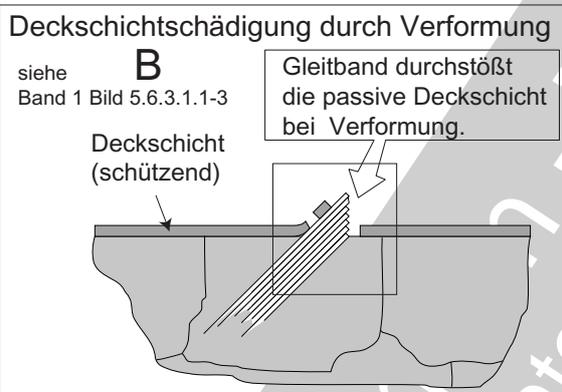
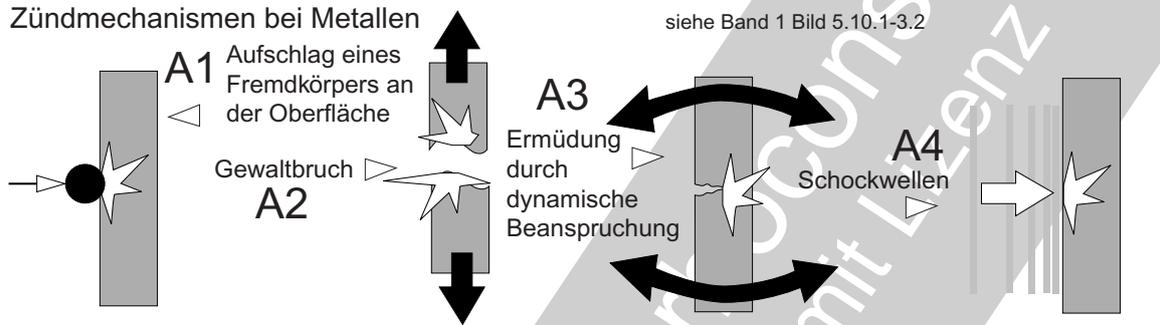
*Brennbare Kunststoffe/**Elastomere** (Dichtungen und **Hilfsstoffe** wie Schmiermittel (z.B. auf Gewinden) können sich bereits bei **Betriebs-temperaturen** entzünden.*

*Bei **Kunststoffrohren** und **-schlauchleitungen** kennt man besonders aus der Schweißtechnik das Problem der **Diffusion von Feuchtigkeit** der Umgebungsluft in Schutzgas (Argon, Band 1 Bild 5.7.2-3). Dies kann zur **Wasserstoffversprödung** im Schweißnahtbereich führen. Aus diesem Grund sind nur geeignete Schläuche von zuverlässigen Anbietern zu verwenden.*

*Diffusibler **Wasserstoff** kann auch an **blanken Metalloberflächen** durch **katalytische Dissoziation** von Wasserstoffverbindungen (z.B. organische wie Ethylen C_2H_2 , Lit. 6.11.1.3-1) entstehen („B“). Besonders effektiv wirkt dabei eine **dynamische Beanspruchung im Zugschwellbereich**, bei dem im Mikrobereich die Fließgrenze überschritten wird. Es entstehen **Deckschichtschädigungen** durch Aufreißen schützender Oxidschichten und in Form von **Intrusionen** und **Extrusionen** („B“). Verstärkend wirken **Wandrauigkeiten**. Kennzeichnend für eine solche Wasserstoffversprödung sind sog. '**Fischaugen**'. Man spricht von '**Wasserstoffermüdung**'. Hier kommt es an der Oberfläche einer typischen kleinen Hochdruck-Wasserstoffpore um eine Inhomogenität (Band 1 Bild 5.7.1-2) zum Überschreiten der Fließgrenze (Band 1 Bild 5.7.1-1) zu einem konzentrischen, spröden Riss.*

*Wie bereits in Bild 6.11.1.3-1 beschrieben, können manche **Elastomere** wie sie in '**Kunststoffschläuchen**' verwendet werden als **semipermeable Membranen für Luftfeuchtigkeit** dienen. Auf diese Weise kann Schutzgas wie **Argon** feucht werden und beim **Schweißen** oder **Glühen martensitischer Stähle** über die Schmelze eindiffundieren und Wasserstoffversprödung auslösen. Auch hochlegierte martensitische und austenitische Stähle sowie Ni-Legierungen (z.B. NiCu und NiCo) zeigen Wasserstoffschädigung. Hier wird in diesem Zusammenhang von einer ca. 10 x **erhöhten***

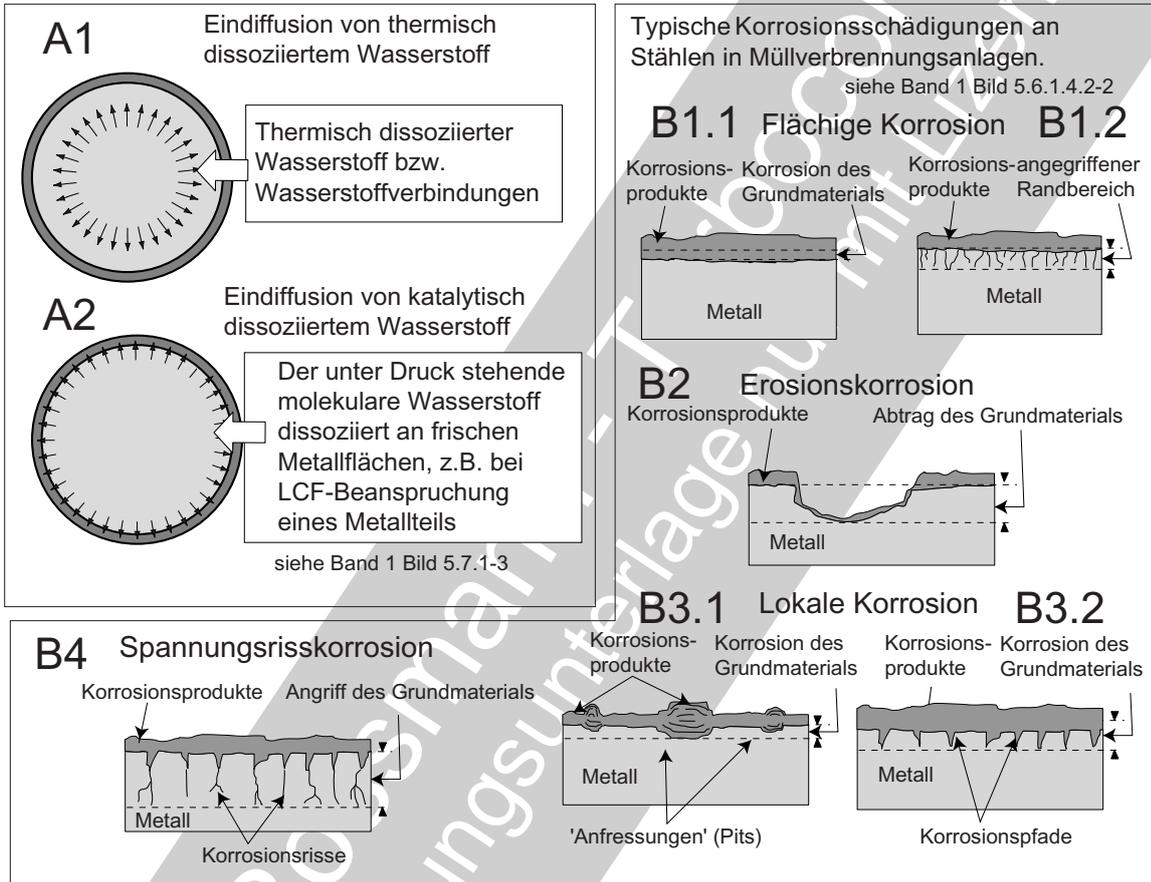
Spezifische Probleme von Rohrleitungen 'Technischer Gase'.



Einfluss	Auswirkung	Literatur / Querverweise
Feuchtigkeit: - Diffundiert durch Kunststoffrohre/-schläuche aus der Luft in Schutzgas. C	Wasserstoffversprödung ----- als Folge einer Dissoziation bei hohen Temperaturen: - Schweißen ----- - Glühen -----	Lit. 6.11.1.3-1 Band 3 Bild 12.2.1.3.1-18 Band 1 Bild 5.7.2-3
Sauerstoffmangel	Schützende Oxidschicht kann sich nicht bilden. ----- - Werkstoffschädigung auf Korngrenzen -----	Band 1 Bild 5.6.1.4.1-1
Wandrauigkeit innen	Plastische Mikroverformung Katalyse B ----- Wasserstoffentstehung/ Wasserstoffversprödung -----	Band 1 Bild 5.6.3.1.1-3, Lit. 6.11.1.3-1 Band 1 Bild 5.6.3.1.1-4 Band 1 Bild 5.7.1-3
Temperatur: Werkstoffspezifische Zündtemperatur	Metallbrand/Metallfeuer ----- A1, A2, A3, A4	Band 1 Kapitel 5.10.1
Hilfsmedien: Schmierstoffe Reinigungsmedien Dichtungselastomere	Zündung in Sauerstoff bereits bei Betriebstemperatur.	Bild 6.11.1.3-2

Rissfortschrittsgeschwindigkeit gegenüber Vakuum berichtet (Lit. 6.11.1.3-1). Dabei kommt es zum 'Pseudo-Spaltbruch'.

Spezifische Probleme von Rohrleitungen für gasförmige 'Energieträger'.



Einfluss	Auswirkung	Literatur / Querverweise
Aggressive Bestandteile - z.B. Biogas	Korrosion werkstoffspezifisch B1.1 - B4	Lit. 6.11.1.3-1 Band 1 Kapitel 5.6.1.4
Wasserstoffverbindungen A1 A2	Wasserstoffversprödung als Folge einer Dissoziation Wandraugigkeit innen Plastische Mikroverformung Katalyse Wasserstoffentstehung/ Wasserstoffversprödung	Band 1 Bild 5.7-9 Lit. 6.11.1.3-1 Band 1 Bild 5.6.3.1.1-3 und Bild 5.6.3.1.1-4
Temperatur:	Hochtemperaturkorrosion B1.1 - B3.2	Band 1 Kapitel 5.10.1

Bild 6.11.1.3-3

Bild 6.11.1.3-3: Auch Rohrleitungen für **gasförmige Energieträger** wie Erdgas, Biogas (Band 1 Kapitel 5.6.1.2). und 'Stadtgas' unterliegen besonderen schädigenden Effekten. Es handelt sich um **Kohlenwasserstoffe** mit mehr oder weniger **Fremdgasen** und **Verunreinigungen** (z.B. Wasser, Säuren, Salze). Deren Bestandteile wie Chlor, Schwefel und Alkalimetalle fördern alle Korrosionsformen (Band 1 Kapitel 5.6). Dabei spielt die **Temperatur** eine wichtige Rolle, z.B. für die Erscheinungsformen der **Hochtemperaturkorrosion** (Band 1 Bild 5.6.1.4.2-2). Typische Beispiele sind **'Biogasanlagen'** Band 1 Bild 5.6.1.2-6):

- „**B1.1**“ **Flächiger Angriff** (Band 1 Bild 5.6.1.4.2-2)
- „**B1.2**“ **Flächiger Angriff mit vorlaufender Schädigung** von Gefügebestandteilen, gewöhnlich den **Korngrenzen** (Band 1 Bild 5.6.1.1-1).
- „**B2**“ **Erosionskorrosion** (Band 1 Bild 5.6.1.1-6) bei der gleichzeitig mit dem Angriff ein meist örtlicher Abtrag stattfindet (Band 1 Kapitel 5.6.2).
- „**B3.1**“ **'Lokale Korrosion'** (Band 1 Bild 5.6.1.1-1) in Form von 'Pusteln' bzw. Korrosionsgrübchen.
- „**B3.2**“ **Korrosion mit ausgeprägtem Korngrenzenangriff** (Band 1 Bild 5.6.1.1-1).
- „**B4**“ **Spannungsrissskorrosion** die sich bei Hochtemperatureinwirkung in einer deutlichen Oxidation schnell vorlaufender Risse zeigen kann.

Eher unerwartet kann **Wasserstoffversprödung** („A1“ und „A2“) an Leitungen für eher 'unverdächtige' Kohlenwasserstoffe wie Erdgas eine Rolle spielen. Hier bildet sich atomarer Wasserstoff durch eine mikroskopische plastische Verformung an frischen Metalloberflächen. Es kommt zur Wasserstoffentstehung durch einen **katalytischen Effekt** („A2“, Lit. 6.11.1.3-1). Rissbildung in der schützenden Oxidschicht (Bild 6.11.1.3-2) ermöglicht die Diffusion dieses Wasserstoffs in das Metall.

Bei ausreichend **hohen Temperaturen**, z.B. in einem Vergasungsprozess von Biomasse (Band 1 Bild 5.6.1.2-6) oder fossilen Energieträgern (Kohle) kann sich atomarer Wasserstoff als Folge **thermischer Dissoziation** („A1“) bilden.

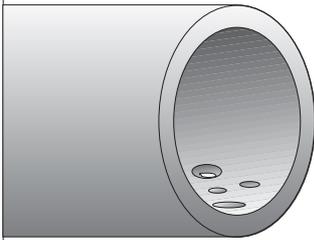
Bild 6.11.1.3-4: Dämpfe sind Gase, die sich bei Verdampfung, insbesondere bei Überschreiten des Siedepunkts, abhängig von Betriebsdruck und -temperatur einer Flüssigkeit bilden. Eine besondere Rolle spielt in der Technik (**Energieerzeugung/Kraftwerke**) überhitzter **Wasserdampf**. Seine Temperatur kann weit über dem Siedepunkt liegen. So ist er sowohl von der Werkstofffestigkeit der Anlage als auch seinen reaktiven Eigenschaften eine Herausforderung für den Anlagenbauer bzw. Konstrukteur. Kommt es zur Dissoziation von Wasserdampf (Bild 6.11.1.3-3), besteht die Gefahr der **Wasserstoffversprödung**. Einen typischen Schaden in Form eines **'Fensterbruchs'** zeigt „C2“. Die Gefahr von Korrosionsschäden besteht besonders dann, wenn sich flüssiges Wasser z.B. in Form von Kondensat bildet. Es kann in poröse Korrosionsbeläge eindringen und am Übergang zum Grundmaterial die Korrosion beschleunigen und atomaren Wasserstoff freisetzen („C1“, Band 1 Bild 5.7.1-4). **Kondensat**, das sich bei relativ niedrigen Betriebstemperaturen in Bereichen wie **Rohrkrümmern** sammelt, kann sehr korrosiv wirken („A“). Dabei spielen **Verunreinigungen wie Chlor** eine wichtige Rolle. Sie begünstigen einen örtlichen Angriff der oft erst an der Leckage bei Perforation der Rohrwand erkannt wird. Kommt es zu **Luft-/Sauerstoffzutritt bei Montage oder Reparaturen**, wird die Oxidation der Rohrrinnenwand verstärkt. Die Oxidschicht beeinträchtigt die Wärmeabfuhr. Die Wandtemperatur steigt in einem selbstverstärkenden Vorgang. Damit **verkürzt sich die Kriechlebensdauer merklich**. 10°C Temperaturanstieg bedeutet Lebensdauerhalbierung (Band 1 Bild 5.3.2-4).

Fortsetzung Seite 6.11.1.3-9

Spezifische Probleme von Rohrleitungen für Dampf, insbesondere Wasserdampf.

Durchkorrodiertes Verdampferrohr aus niedrig legiertem Kohlenstoffstahl.
Ursache: In einem Rohrbogen gefangenes, sauerstoffbeladenes Wasser.

nach Lit. 6.11.1.3-4



A

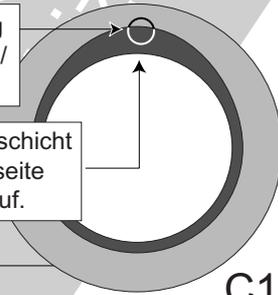
Typischer Wasserstoffschaden eines Verdampferrohrs

nach Lit. 6.11.1.3-4

Wasserstoffbildung am Übergang Oxid/Grundwerkstoff

Dicke poröse Oxidschicht auf der Rohrinne-seite nimmt Elektrolyt auf.

Restquerschnitt der Rohrwand



C1

Kriechschädigung: Kriechporen, Rissbildung

nach Lit. 6.11.1.3-4



Selbstverstärkende Oxidation durch verschlechterte Wärmeableitung (Isolation, Strömungsbehinderung) auf der Rohrinne-seite führt zu Übertemperatur.

Wasserstoffversprödung

C2

'Fensterbruch' (Windows Fracture)

Lit. 6.11.1.3-4



Einfluss	Auswirkung	Literatur / Querverweise
Aggressive Bestandteile - Verschleißpartikel Abrieb Oxide	Korrosion werkstoffspezifisch Überhitzung der Rohrwand	Band 1 Kapitel 5.6.1.2 und Kapitel 5.6.1.4 Lit. 6.11.1.3-8
Wasserstoff C1, C2	Wasserstoffversprödung als Folge von Korrosion oder Katalyse der Metalloberfläche	Band 1 Bild 5.7-3 Lit. 6.11.1.3-1 Lit. 6.11.1.3-4 Band 1 Bild 5.7.1-3 und Bild 5.7.1-4,
Temperatur: Zeitstand/Kriechen B Kondensation	Plastisches Aufweiten, Rissbildung, Bruch Tropfenschlag/Erosion Kann sich auch auf andere Aggregate des System in Strömungsrichtung auswirken.	Lit. 6.11.1.3-4
Korrosion: Sauerstoffzutritt, z.B. durch Montage, Reparatur. A	Selbstbeschleunigte Überhitzung der Rohrwand: Gefügeschädigung B	Lit. 6.11.1.3-4 Lit. 6.11.1.3-6

Bild 6.11.1.3-4

Typische temperaturursächliche Brucharten von Rohrwandungen

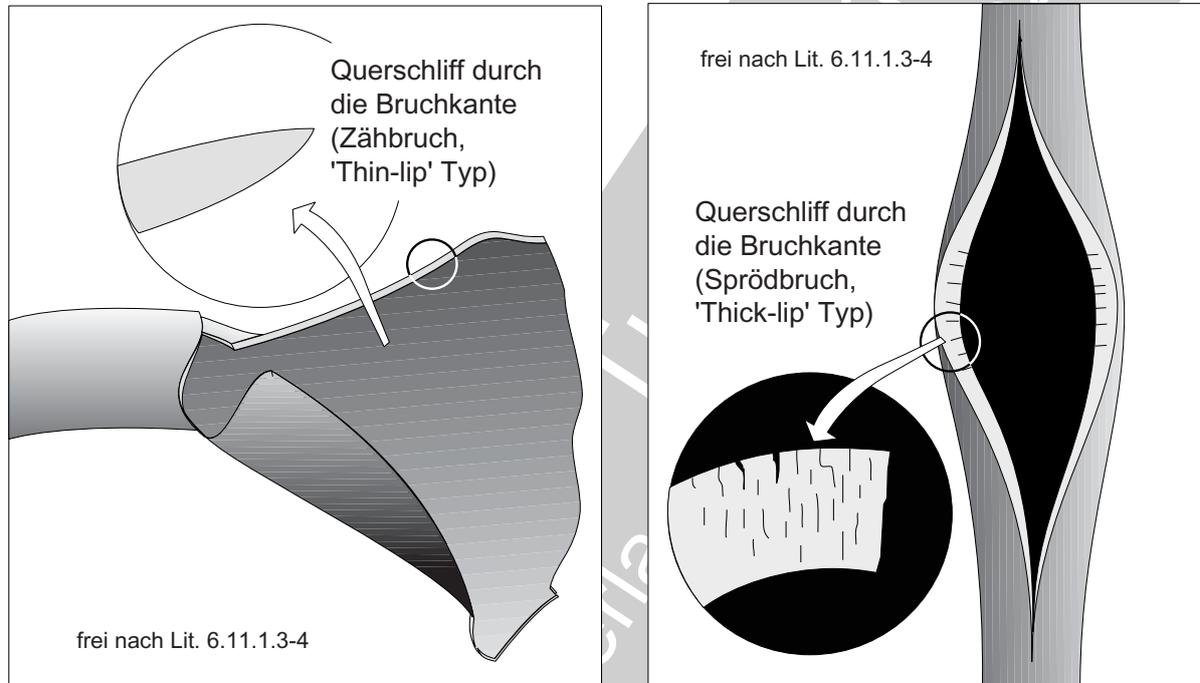


Bild 6.11.1.3-5

Fortsetzung von Seite 6.11.1.3-7

Wenn **Wassertröpfchen** vom Dampfstrom mitgeführt werden entsteht ein weiteres Problem, **Erosion durch Tropfenschlag** (Band 1 Kapitel 5.5.1.2). Dieser wirkt sich auf die Rohrwand durch erosiven Abtrag mit einer **Schädigung schützender Oxidschichten** aus (Band 1 Bild 5.6.1.1-6). Zusätzlich können andere Komponenten wie **Pumpen und Ventile** geschädigt werden (Bild 6.11.1.3-1).

Bild 6.11.1.3-5 (Lit 6.11.1.3-4): An Dampf-führenden Rohren im Kraftwerksbau kennt man zwei **typische Schadensbilder bei Rissbildung** in Hochdruck-Dampfleitungen. In beiden Fällen handelt es sich um axial verlaufende Primärrisse durch **Kriechen** bzw. **Zeitstand-überlastung**.

Ein Bruch durch kurzzeitige Überhitzung ist typischerweise makrozäh (Skizze links). Dabei ist ein **Zähbruch** mit **ausgeprägter Bruch-einschnürung** (Detail in Skizze links) zu erkennen. Der englische Fachausdruck ist **'Thin-lip'**.

Ist eine Langzeit-Kriechschädigung (Skizze rechts) mit **Kriechporen** und **Mikrorissen** (Band 1 Bild 5.3.2-6 und Bild 5.3.2-7) für das Versagen ursächlich, ist das **Bruchbild** vorzugsweise **spröd** (Detail in Skizze rechts),

Auch 'nur' wenn Luftleitungen undicht werden, können gefährliche Situationen entstehen.

Beispiel (Schema) für Luftentnahmeleitungen am Verdichter eines Fan-Triebwerks.
Die Zapflufttemperaturen reichen aus, um bei einem Leitungsleck eine Feuerwarnung oder ein Feuer auszulösen.

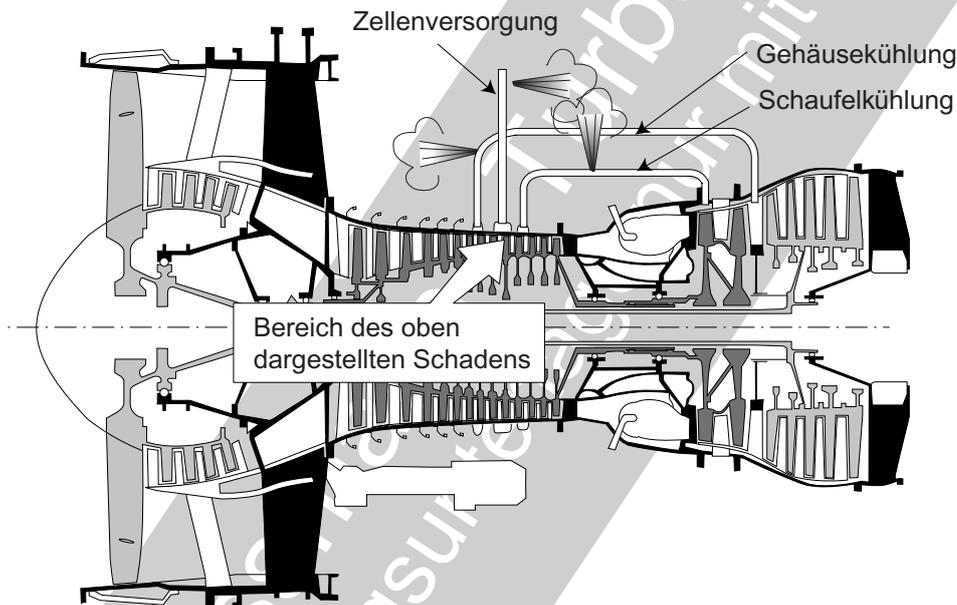


Bild 6.11.1.3-6

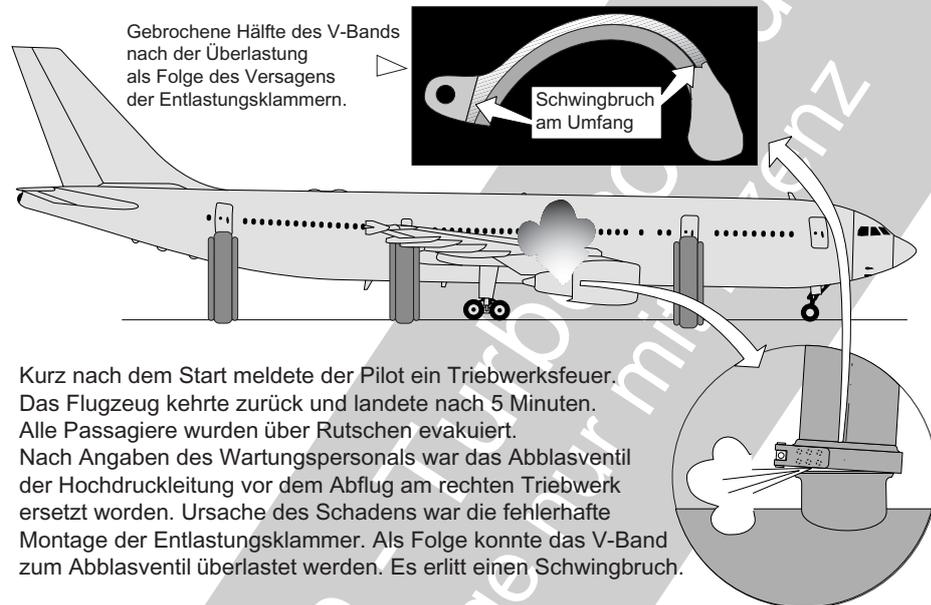
Bild 6.11.2-6 (Lit. 6.11.1.3-6, Lit. 6.11.1.3-9, Lit. und Lit.6.11.2-16): Obwohl es sich 'nur' um Luft handelt, können Schäden mit Undichtigkeiten an Zapfluftleitungen gefährliche Auswirkungen haben. Die **Zapfluft von hinteren Verdichterstufen** wird für Kabinenversorgung, Kühlung der Turbinenbeschaufelung und des Turbinengehäuses benötigt. Sie weist bei modernen Triebwerkstypen Drücke bis über **40 bar** und Temperaturen bis um **600 °C** auf (Beispiel 6.11.1.3-1). Unter diesen Bedingungen ist bei einer kritischen Rissgröße mit einem **explosionsartigen Versagen der Leitung** zu rechnen. Selbst kleinere Lecks können bei Lufttemperaturen von mehreren hundert °C benachbarte Bauteile überhitzen. Deshalb sind gegebenenfalls vom Konstrukteur geeignete

Schutzmaßnahmen zu treffen. Dazu gehören Abdeckungen und Schutzschilde.

Selbst wenn kein Feuer entsteht, sollte bei Heißluftaustritt eine **Feuerwarnanlage ansprechen**. Damit ist als Folge des Heißluftaustritts aber zumindest mit einem **Inflight Shutdown** zu rechnen.

Offenbar sind manche Leitungen besonders empfindlich.

- **Elektronik und elektrische Leitungen**
- Nahe gelegene **Kraftstoff- oder Öltanks** und **Schläuche** können bei Überhitzung versagen und leck werden. Die Heißluft reicht leicht aus, diese brennbaren Flüssigkeiten zu zünden.



Beispiel 6.11.1.3-1 (Lit 6.11.2-16): Kurz nach dem Abheben beim Start gab es Feueralarm an Triebwerk Nr. 2. Das Flugzeug kehrte zurück und landete sicher.

Die Untersuchung ergab, dass sich die zweiteilige V-Schelle (V-Band) am Gehäuse zur 14. Verdichterstufe teilweise abgelöst hatte. So konnte **Heißluft mit einer Temperatur von über 600 °C** austreten. Sie beschädigte die äußere Isolation elektrischer Kabel.

Bei der Umfangsbruchfläche des gerissenen Halbbogens der **Schelle** handelte es sich um einen **Schwingbruch**. Er wies auf eine zyklische axiale Belastung hin. Es zeigte sich, dass die **Schwingüberlastung der Schelle** ein Folgeschaden ist. Ursächlich war das Versagen von Entlastungsklammern. Sie begrenzen die Belastung der Schellen. Offenbar **versagten die Drahtsicherungen durch Verschleiß**. So konnten sich die Muttern der Klammerverschraubungen aufdrehen.

Der OEM gab eine Anweisung an alle Betreiber des betroffenen Triebwerkstyps heraus. Sie beschäftigte sich mit der Drahtsicherung der Klammern.

Kommentar: Anscheinend lagen die Sicherungsdrähte so an, dass sie bei den übli-

chen Vibrationen durchgerieben wurden. Dies war offenbar **kein Einzelfall**. Wahrscheinlich bezog sich die Anweisung des OEM deshalb auf eine **unproblematische Anordnung der Sicherungsdrähte**.

Beispiel 6.11.1.3-2 (Lit 6.11.1.2.1-6): Kurz nach dem Start meldete der Pilot am rechten Triebwerk Feuer. Darauf folgte eine Notlandung. Eine Untersuchung zeigte, dass sich die **V-Schellen** (engl. band clamps) am Hochdruck-Abblasventil zum Triebwerk gelöst hatten. Sie waren beim Tausch des Ventils vor dem Flug **nicht ausreichend angezogen** worden.

Kommentar: In diesem Fall handelte es sich also offenbar nicht um ein Feuer. Der Alarm wurde von der heißen Luft ausgelöst.

Beispiel 6.11.1.3-3 (Lit 6.11.1.2.1-9 und Lit. 6.11.1.2.1-18): Ein Aufklärungsflugzeug vom Typ U2 stürzte wegen eines Feuers ab. Ursache war Abblasluft des Triebwerks die auf einen Kraftstofftank traf.

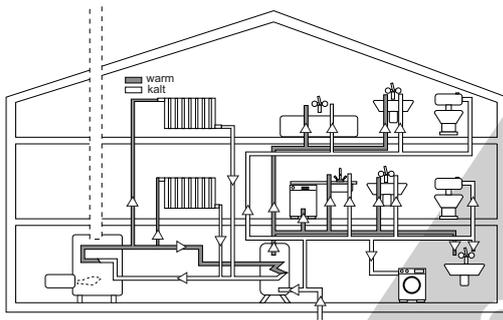
Kommentar: Der betroffene Flugzeugtyp hat in den Rumpf integrierte Triebwerke. Das begünstigte eine solche Situation.

Literatur zu Kapitel 6.11.1.3

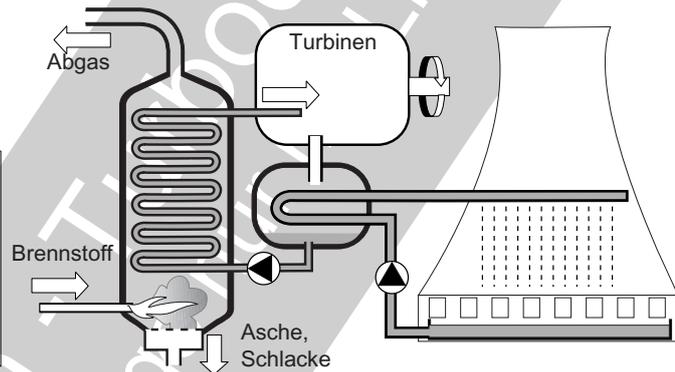
- 6.11.1.3-1** M.Moeser, „Ermüdung in wasserstoffhaltiger Umgebung“, www.marttin-moeser.de/.../ermuedung_wasserstoff.pdf, Proceeding „7 th Colloquium on Mechanical Fatigue of Metals“, Miscolc, Hungaria, 1983, TU Publications Series C Vol.39 Seite 57-79.
- 6.11.1.3-2** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 2“, 2001, ISBN 3-00-008429-0, Kapitel 7.2.2.
- 6.11.1.3-3** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken - Problemorientierte Triebwerkstechnik Band 1“, 2000, ISBN 3-00-005.8.4.2-7, Kapitel 5.3.2.
- 6.11.1.3-4** D.N.French, „Failures of Boilers and Related Equipment“ aus „Metals Handbook Ninth Edition - Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, 1986, American Society for Metals (ASM), ISBN 0-87170-007-7 (v.1), Seite 603 - 627.
- 6.11.1.3-5** „Allianz - Handbuch der Schadenverhütung“ Allianz-Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Bestell-Nr. TV fb 6, (ASM), ISBN 0-87170-007-7 (v.1), Seite 139-142, 185-197.
- 6.11.1.3-6** E.J.Pohl, R.Bark, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz-Versicherungs-AG München und Berlin 1964, Seite 44, 86, 90, 94-101, 115-117, 119, 153, 154, 157, 205
- 6.11.1.3-7** H.Weber, „Die Bedeutung verbrauchter Lebensdaueranteile und von Zeitstandschäden für die weitere Verwendungsfähigkeit betriebsbeanspruchter Bauteile aus warmfesten Stählen“, Beitrag der Diskussionstagung „Bruchuntersuchungen und Schadenklärung - Probleme bei Eisenwerkstoffen“, Allianz-Versicherungs-AG München und Berlin 1976, Seite 46 - 54.
- 6.11.1.3-8** P.H.Effertz, H.Meisel, „Verzunderung warmfester Stähle in Hochdruckdampf nach langen Betriebszeiten“, Allianz-Versicherungs-AG München und Berlin, Zeitschrift „Der Maschinenschaden“ 44 (1971)Heft 1, Seite 14 - 20.
- 6.11.1.3-9** „Technik Lexikon“, Suchbegriff „Technische Gase“, www.techniklexikon.net/d/technische-gase/, Stand 12.2011, eine Seite.

6.11.1.4 Rohrleitungen wasserführender Anlagen insbesondere der Kraftwerks- und Haustechnik

Leitungen für Wasser und Heizung in der Haustechnik (vereinfacht, schematisch)



Schema eines Kraftwerks für fossile Brennstoffe.



In einer Vielzahl **Anlagen des Maschinenbaus** findet man Systeme mit wasserführenden Rohrleitungen. Dazu gehören **Wärmetauscher/Kühler/Klimaanlagen**. Einen besonderen Schwerpunkt bilden Wasserleitungen in **Kraftwerken** und der **Haustechnik** (Bild 6.11.1.4-1 und Bild 6.11.1.4-2). Dabei mag es strittig sein, inwieweit Leitungen des Röhrenkessels eines Kraftwerks oder der Wasserversorgung eines Gebäudes zu Maschinenelementen gezählt werden können. Trotzdem muss ein Konstrukteur auch von dieser 'Peripherie' ausreichend Sachkenntnis haben, um zumindest **Auswirkungen bei Ausfall** auf seine Maschinen abschätzen zu können. **Probleme und Schäden wasserführender Rohre** sind gewöhnlich durchaus komplex, weil mehrere **Einflüsse** wie Systembesonderheiten zusammenwirken, z.B.

- **Gestaltung**, Leitungsverlauf (z.B. Totwassergebiete, Leitungslängen), Armaturen, Querschnitte (Fließgeschwindigkeit), 'stehende' Bereiche.
- **Werkstoffe** und Werkstoffkombinationen: Eisen, Kupfer, Beschichtungen, Armaturen aus Messing.
- **Wasserqualität**: (Bild 6.11.1.4-1) 'Natürliche Verunreinigungen', Zusätze wie Korrosionsschutz, Desinfektion (Chlor), medizinisch (Fluor), antibakteriell, Gase wie Sauerstoff (Bild 6.11.1.4-2). Beeinflusst werden Korrosion, Erosion, Kavitationsneigung. Ist die Wasserqualität nicht bekannt oder ändert sich während der Betriebszeit, steht der Konstrukteur vor einem nahezu unlösbarem Problem (Lit. 6.11.1.4-10).
- **Fertigung**: Grate, Verunreinigungen (Späne), Beschädigungen von Korrosionsschutz.
- **Handhabung** (Montage) und **Transport** wassergefüllter Systeme (z.B. sehr tiefe Temperaturen bei Cargoflügen Bild 6.11.1.4-5).
- **Betriebsbedingungen** (Bild 6.11.1.4-3): Stillstandszeiten, Luftzugang zum System (z.B. über Druckausgleich), Betriebstemperatur, Temperaturspreizung (Unterschied Vor- und Rücklauf), **Vereisungsmöglichkeit** (Bild 6.11.1.4-4, Bild 6.11.1.4-5 und Bild 6.11.1.4-6).

Es ist deshalb zunächst die Aufgabe von **Spezialisten und Fachfirmen den Konstrukteur bereits während der Auslegung und Gestaltung zu beraten**. Solche Gelegenheiten sollten gezielt angefordert und genutzt werden. Das gilt insbesondere auch, wenn es zu Schäden in den vom Konstrukteur zu vertretenden Anlagen (z.B. Regler, Pumpen und Ventile) kam.

Bild 6.11.1.4-1.1 (Lit. 6.11.1.4-8, it. 6.11.1.4-9, Lit. 6.11.1.4-10, Lit. 6.11.1.4-12 und Lit. 6.11.1.4-18): Hier werden beispielhaft Einflüsse auf die **Warm- und Kaltwasser/Trinkwasser Systeme** behandelt. Es geht in erster Linie um Effekte bei denen **Korrosion** eine zumindest wichtige Rolle spielt. Sie gelten auch für vergleichbare Anwendungen in Maschinenanlagen. Grundsätzlich ist davon auszugehen, dass **mehrere Einflüsse wie Wasser, Betrieb und Werkstoff zusammenwirken**. Deshalb ist eine 'saubere' Trennung nicht möglich. Neben den **Hardware Schäden** an Rohrleitungen bis zu Leckage und Bruch geht es auch um **korrosionsbedingte gesundheitlich bedenkliche Verunreinigungen** des Wassers.

Wassereinflüsse: Anders als bei geschlossenen Systemen (Heizung, Klimaanlage, Wärmetauscher) handelt es sich um ein offenes System. Dieses benötigt die **Zuführung frischen Wassers**. Seine Analyse bestimmt die Korrosionsgefahr (Lit. 6.11.1.4-18). Eine Folge ist ein vergleichsweise höherer **Sauerstoffgehalt** und damit größere Korrosionsgefahr: Gewöhnlich handelt es sich um **Lochfraß** (Band 1 Bild 5.6-2 und Bild 5.6.1.1-1) durch Sauerstoffkorrosion in Form eines **Belüftungselements** („B“, Band 1 Bild 5.6.1.1-2.1). Um diese auslegungskonform zu begrenzen, sind **anwendungsspezifische Vorschriften** einzuhalten. Diese betreffen den zulässigen pH-Wert - Bereich (meist Mindestwert) und den maximalen Sauerstoffgehalt. Zusätzlich gibt es Angaben zur Wasserhärte (Karbonhärte), Nitrat-Sulfat-

und Chlorionen. Bei der Montage ist darauf zu achten, dass keine korrosiv (SpRK) wirkenden **Reiniger, Kleber und Dichtmittel** zur Anwendung kommen. Über 1000 mg/l Chlorid gefährdet mit steigender Betriebstemperatur Leitungen aus **rostfreiem Stahl** (Typ CrNi 18/8) durch **Lochfraß** (Band 1 Bild 5.6.1.1-1). Weil ein erhöhter Kupfergehalt in verzinkten Leitungen korrosionsfördernd wirkt, dürfen **Kupferrohre nur in Fließrichtung nach verzinkten Stahlleitungen angeordnet sein** ('Fließregel', „A“). In geschlossenen Systemen (Zirkulationssystemen, Bild 6.11.1.4-2) wie Heizungen sind solche **Mischinstallationen** nicht zulässig. Das dürfte auch für Armaturen aus Kupferlegierungen (z.B. Messing) gelten. Weitere **gesundheitsrelevante** Einschränkungen (Trinkwasserverordnung, Lit. 6.11.1.4-8) betreffen **Schwermetalle**. Es handelt sich in erster Linie um Kupfer (muss unter 2 mg/l liegen), Blei, Nickel und Arsen aus Grundwerkstoff, Beschichtungen und Loten. Am häufigsten findet man, besonders in älteren Bauten **verzinkte, niedrig legierte Stahlrohre** (Lit. 6.11.1.4-18). Sie benötigen eine schützende Reaktionsschicht die mindestens (!) 40 mg/l Cl-Ionen benötigt. Über **60°C Wassertemperatur** verhält sich die Zinkschicht edler als der Stahl. Bei dieser Potenzialumkehr wird die Stahlkorrosion beschleunigt. Zusätzlich entsteht **Wasserstoff**, der die Schicht in **Blasen** abheben lässt ('Blasendeckelkorrosion'). Aus diesem Grund wird in **Warmwassersystemen von der Verwendung verzinkter Stahlrohre abgeraten** (Lit 6.11.1.4-10). Bei **Kupferrohren** be-

Probleme von Leitungen für Warm- und Kaltwasser
am Beispiel der Haustechnik

Wassereinflüsse

Verzinkte Rohre

Anzustreben:

- pH-Wert > 7,0
- Sauerstoffgehalt:
im System < 0,1 mg/l
- Karbonhärte:
5,6 - 14 ° dH

Bedenklich/gefährlich:

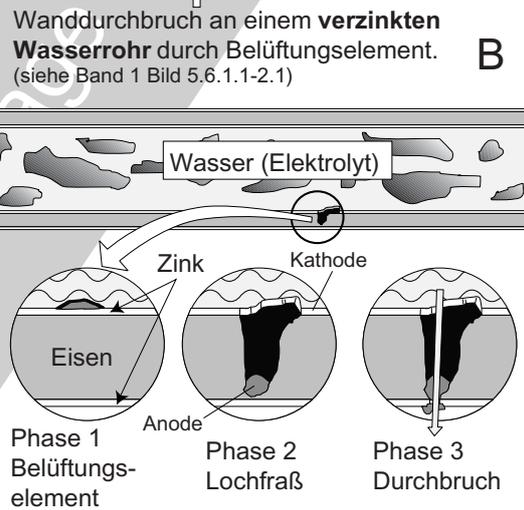
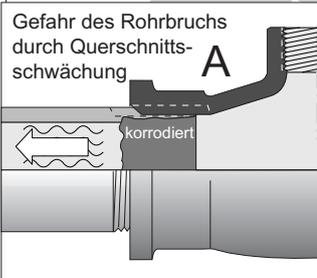
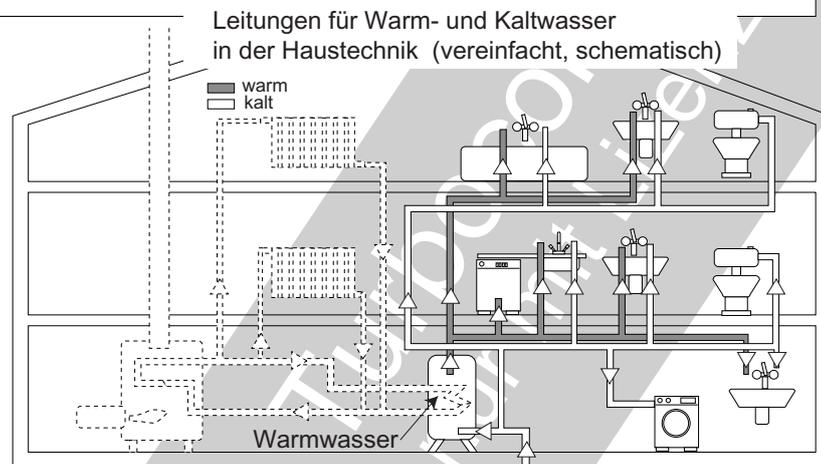
- Sauerstoffgehalt im
Nachfüll-/Frischwasser
> 10 mg/l
- Nitrationen
- Sulfationen
- Chlorionen
- Kupfer < 2 mg/l
- Fremdkörper wie
Sand, Metallspäne,
Dichtungsmaterial/
Hanf

Kupferrohre

- pH < 7,0
- freie Kohlensäure
> 1,0 mmol/l
- Karbonathärte > 14°dH
- erhöhter Sulfatgehalt

Edelstahlrohre

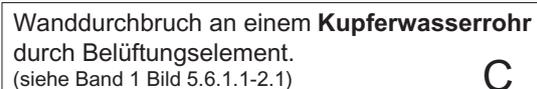
- Chloridkonzentration
> 1000 mg/l



Werkstoffeinflüsse

Schützend Deckschicht gewährleisten.

Gefahr bei Cu-Rohren und Messing-/ Rotgussarmaturen in Mischbauweise mit verzinkten Rohren.



Betriebseinflüsse

Bedenklich/gefährlich:

- Für verzinkte Rohre
- Temperaturen > 60°C
- Strömungsrichtung ('Fließregel'):

Cu-Rohre nie vor verzinkten Rohren.

- Für Kunststoffrohre
- Mikrobielle Besiedelung

- Zu geringe Strömung kurze Fließdauer, wenig Wasserentnahme
- Für Kupferrohre
- Fließgeschwindigkeit < 0,5 m/s sonst Erosion der Deckschicht
- Lufteinschlüsse für alle metallischen Rohre gefährlich

**Für alle Angaben gilt:
Kein Anspruch auf Vollständigkeit
und Allgemeingültigkeit!**

Bild 6.11.1.4-1.1

günstigt Sulfat im Wasser Lochfraßkorrosion, ebenfalls in Form eines Belüftungselements

(„C“).

Betriebseinflüsse sind hier besonders solche, welche gleichzeitig die Reaktionsfähigkeit des Wassers und damit die Korrosion begünstigen (siehe Abschnitt 'Wassereinflüsse'). Dies sind bei **verzinkten Stahlrohren** z.B. **Wassertemperaturen** oberhalb 60°C.

Von großem Einfluss auf die Korrosionsbelastung wirkt sich **Stärke und Zeitverlauf der Wasserentnahme** aus. Besonders korrosionsfördernd ist eine zu langsame **Strömungsgeschwindigkeit**; **seltene, kurze Wasserentnahmen** oder gar **stehendes Wasser**. Dies wird von **stehenden Luftschlüssen** (z.B. in Rohrbögen) verstärkt.

Bei **Kupferrohren** darf jedoch die **Fließgeschwindigkeit nicht zu hoch** sein, um unzulässige **Erosion** der Reaktions-Deckschicht zu vermeiden.

Noch ein Sonderfall, bei dem eine Wasserleitung von außen korrosiv bis zu mehreren kg/Jahr abgezehrt wird, sei erwähnt. Dabei handelt es sich um **Elementbildung zwischen Armierungseisen in Betonfundamenten** (Lit. 6.11.1.4-9).

Eine weitere Gefahr verstärkter äußerer Korrosion besteht bei **Streuströmen** (Band 1 Bild 5.6.1.2-8) z.B. bei einer Erdung von Einphasenwechselstrom ('Haushaltsstrom') neben der Wasserleitung (Lit. 6.11.1.4-6). Anzeichen sind starke äußere Rostbildung und insbesondere weißliche Ausblühungen.

Korrosionsauslösend können **feste Verunreinigungen** von außen (Metallspäne, Sand) oder innen (abblätternde Reaktionsprodukte/Oxide) des Wasserstroms wirken. So kann eine erosive Schädigung schützender Deckschichten und/oder Elementbildung auftreten und sich gegebenenfalls wechselseitig verstärken (**Erosionskorrosion**, Band 1 Bild 5.6.1.1-6). Die Lockkorrosion ist in 6-Uhr-Position zu erwarten. Bei Kupferrohren sind gegebenenfalls **Flussmittelreste** (wasserlöslich und aggressiv) der **Lötungen** vollkommen zu entfernen.

Schädigungen von **Metallen** und **Kunststoffen** /Polymere) durch **Biofilme**. Lit. 6.11.1.4-19, Lit. 6.11.1.4-20 und Lit. 6.11.1.4-21). Man spricht

von **mikrobiell beeinflusster Korrosion** / **Bio-korrosion** oder Dilaboration (Abbau, Zerfall, Bild 6.11.1.4-1.2). Grundsätzlich sind außer Titanlegierungen (schützende Oxidschicht) und Ni-Cd (hoch toxisch) alle Metalle, auch austenitische CrNi-Stähle, potenziell gefährdet. Korrosiv wirken insbesondere 'Sulfatreduzierer'. So sind auch die meisten technischen Systeme betroffen. Dazu gehören Kühlkreisläufe, Wasser- und Brauchwasseraufbereitung, Kraftwerke und wasserführende Produktionsprozesse in industrieller Fertigung. Besonders beansprucht scheinen verständlicherweise Abwasserrohre nach langen Betriebszeiten zu sein (Bild 6.11.1.4-1.2 nach über ca. 10 Betriebsjahren). Darüber hinaus ist ein weiteres Problem die **Erhöhung des Strömungswiderstands** von Leitungen durch Rauigkeit und Querschnittsverringern (**Biofouling**). Das wirkt sich auf die Effektivität der Meerwasserentsalzung aus.

Werkstoffeinflüsse: Dem Konstrukteur obliegt die Werkstoffauswahl. Dazu wurden in den Abschnitten „Wassereinflüsse“ und „Betriebseinflüsse“ bereits Angaben gemacht, ebenso wie in vielen anwendungsspezifischen Vorschriften. In diesem Zusammenhang wird geraten, im Zweifelsfall die **Expertise von Fachinstituten und Anbietern von Rohren und Armaturen einzuholen**.

Biologisch ausgelöste Korrosion/Dilaboration an Warmwasser-Rohrlei- tungen nach 10-15 Jahren.

frei nach Lit. 6.11.1.4-20

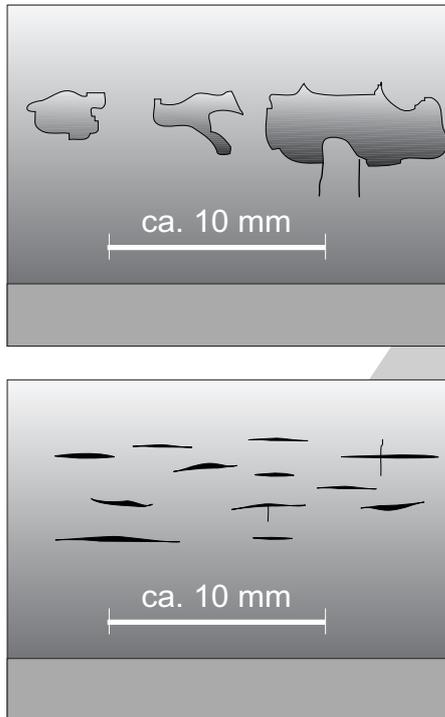


Bild 6.11.1.4-1.2

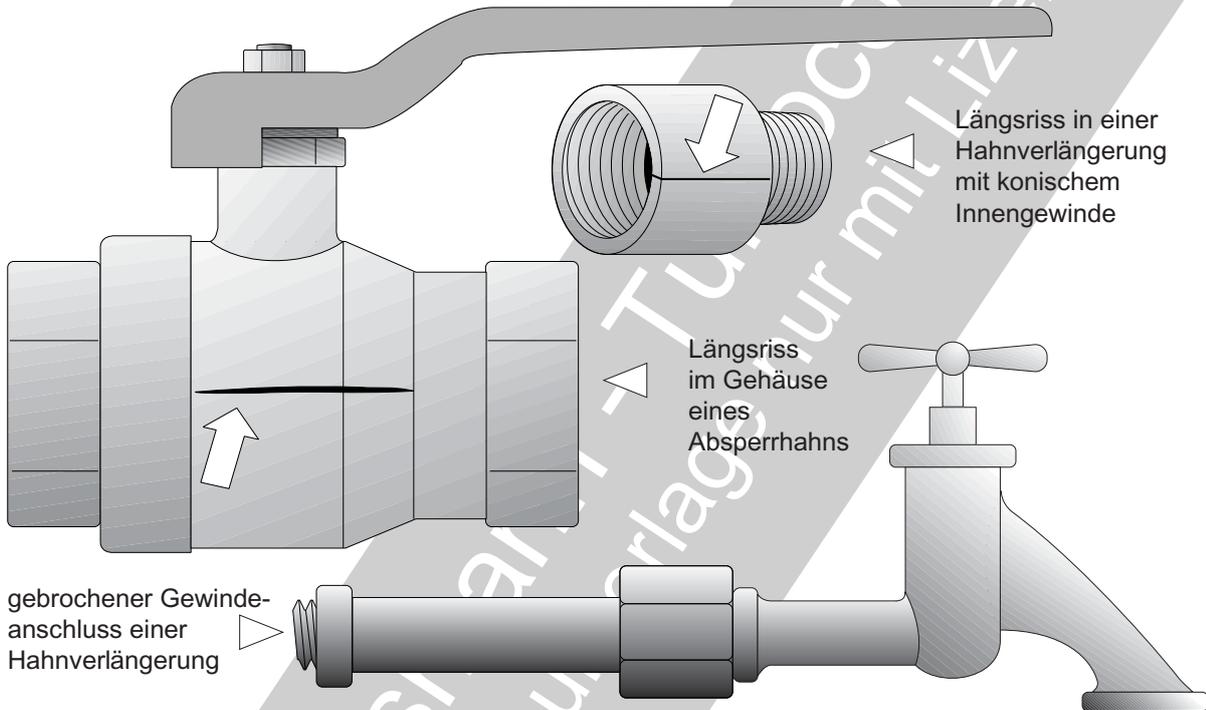
Bild 6.11.1.4-1.2 (Lit. 6.11.1.4-20 und Lit. 6.11.1.4-21): Erscheinungsformen der **Bio-korrosion**. Typische Merkmale sind Zerfallserscheinungen (Bild oben) und Rissbildung (**Spannungsrisse**, Bild unten, Band 1 Bild 5.6.3.1.1-11 und Bild 5.6.3.1.1-12). Spannungsrisse kennt man beispielsweise von PVDF-Rohren in alkalischen Medien und an Polypropylen, wenn Spuren von Schwefeltrioxid vorhanden sind.

Von **Biokorrosion** (Bild 6.11.1.4-1.2) ist eine Vielzahl **Kunststoffe/Polymere** bedroht. Dazu gehören PE-HD (Hart-Polyethylen), PVDF (Polyvinylidenfluorid), PTFE (Polytetrafluorethylen = Teflon ®) und auch Gummi. Sie ist ein **Zusammenspiel physikalischer** (Dehnung, thermische Alterung) **und biologischer/chemischer Effekte**. Von großem Einfluss ist der **fertigungsbeeinflusste Zustand** des Kunst-

stoffs/Polymers. So haben sich besonders (Reparatur-) **Schweißungen** an PE-HD-Rohren als sehr empfindlich erwiesen und sind deshalb zu unterlassen.

Ein besonderes Problem wasserführender Systeme sind Korrosionsschäden an Armaturen aus Messing.

Schadensfälle aus der Literatur nachempfunden



Bedingungen für Spannungsrisskorrosion (SpRK) bei Messingarmaturen

Legierung mit erhöhter SpRK-Gefahr

- Cu-Gehalt < 85 %
- Zink-Gehalt > 15 %

Gefüge

- Zeiligkeit aus Strangpressung
- Blei (Automatenmaterial),
- ungünstige Festigkeit/Härte

Werte zu hoch! max 110HB

- Kaltverfestigung aus Fertigung

Wässer mit Nitrit oder Ammoniak

Begünstigt von:

- Nitrationen (indirekt)
- Sulfationen
- Natriumchlorid
- Citrat
- Deionisiertes Wasser (?)

empfindlicher Werkstoff

spezifisches Medium

spezifische Mindestzugbelastung

Schaden

- Montagebedingte Verspannungen (z.B. bei Fluchtungsfehlern) des Leitungssystems, Kaltverfestigung/Eigenspannungen durch Beschädigungen mit Werkzeug, Rückfedern nach plastischen Verformungen.

Kombination von

- Belastung aus Wasserdruck
- Wärmespannungen/ behinderte thermische Dehnung
- Vorspannungen im Bereich Gewinde von Schrauben und Rohrverbindungen, Dichtungen (O-Ringe!)
- Eigenspannungen aus der Herstellung: Gussspannungen, Zerspannung, Beschichtung

Begünstigt von

- Kerben: Gewinde, Gussfehler, Bearbeitungsriefen, Steifigkeitsprünge wie Nuten und Absätze.

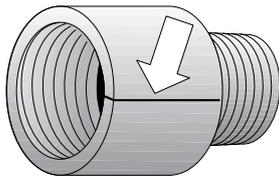
Bild 6.11.1.4-1.3

Bild 6.11.1.4-1.3 (Lit. 6.11.1.4-7 und Lit. 6.11.1.4-22): Leitungsstücke (Verlängerungen)

und unterschiedlichste **Armaturen** (Skizzen oben) in wasserführenden Rohrleitungs-

Die Elastizität und/oder Quellen von Dichtungen kann in Messingteilen von Rohrleitungen die Ursache für SpRK auslösende Zugspannungen sein.

Hanfgedichtetes konisches Gewinde erzeugt Sprengwirkung



Elastisch zusammengedrückter O-Ring erzeugt hohe Zugspannungen im Bruchquerschnitt

frei nach Beispielen aus
Lit 6.11.1.4-7 und Lit 6.11.1.4-22

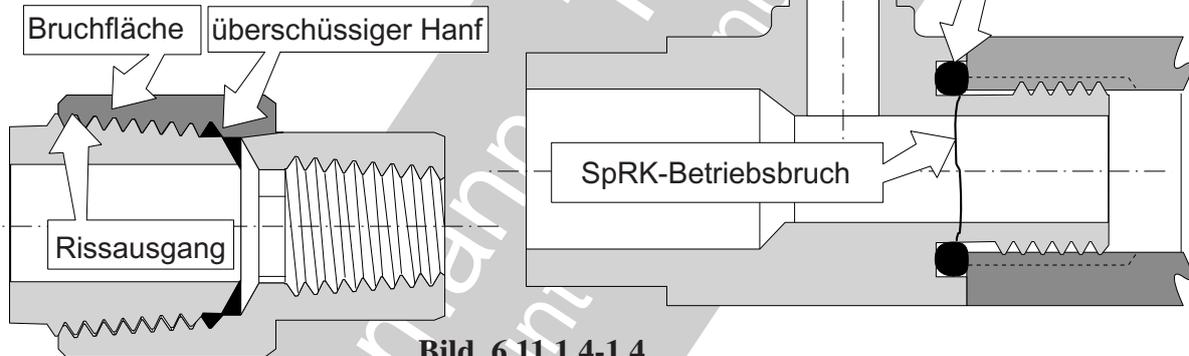


Bild 6.11.1.4-1.4

systemen bestehen aus Messinglegierungen. Diese sind unter bestimmten Bedingungen Empfindlich für eine rissbildende Korrosion (**Spannungsrissskorrosion, SpRK**, Band 1 Kapitel 5.6.3.1.1). Zwar liegen nach Literaturangaben die Schadensraten unter 1 % der Anwendungen. Trotzdem ist das Risiko wegen der potenziell umfangreichen Folgeschäden groß. SpRK tritt nur bei gleichzeitigem Auftreten von drei Einflüssen auf (Rahmen unten).

Werkstoff muss empfindlich sein. Das hängt von der Legierung und/oder einem ungünstigen Gefügestand ab.

Zugspannungen in ausreichender Höhe. Sie können einzeln oder als Kombination auftreten. Dabei können Betriebsspannungen aus dem Innendruck, inneren Verspannungen (Bild 6.11.1.4-1.4), Eigenspannungen und äußeren Kräften zusammenwirken. Verstärkt werden sie von Kerben aus Gestaltung, Fertigung und Beschädigungen.

Das **Korrosionsmedium** muss spezifisch zum Werkstoff passen. Besonders gefährlich sind Nitrit und Ammoniak im Wasser. Es gibt aber noch eine Reihe weiterer 'Verunreinigungen' des Wassers, die im Verdacht stehen den Anrissvorgang und den Rissfortschritt zumindest zu begünstigen.

Bild 6.11.1.4-1.4 (Lit. 6.11.1.4-7 und Lit. 6.11.1.4-22): Eine häufig nicht bewusste Gefahr besteht in Zugbelastungen durch die elastische Federkraft von Dichtungen. Dabei kann es sich um **Hanfdichtungen**, insbesondere an **konischen Gewinden** (Skizze links) handeln. Sie führen als Innendruck zu hohen Umfangsspannungen und **Axialrissen** (Skizze rechts). Deshalb sollten in Trinkwasserinstallationen **keine konischen Verschraubungen verwendet** werden.

O-Ringe belasten bei hoher Kompression den axial verspannenden Querschnitt. Es kommt zu **Querrissen** (Skizze rechts), bevorzugt in Kerben wie Absätzen oder Gewinden.

Merkmale des Verlaufs von Korrosionsrissen in Messingwerkstoffen von Wasserarmaturen.

nach Lit. 6.11.1.4-22

Modell als Belüftungselement der **interkristallinen Spannungsrissskorrosion** in Messing.

Elektrochemisch entstehende leitende Deckschicht aus α -Phase oder Cu-Anreicherung. Interkristalliner Rissfortschritt durch selektive Auflösung der β -Phase.

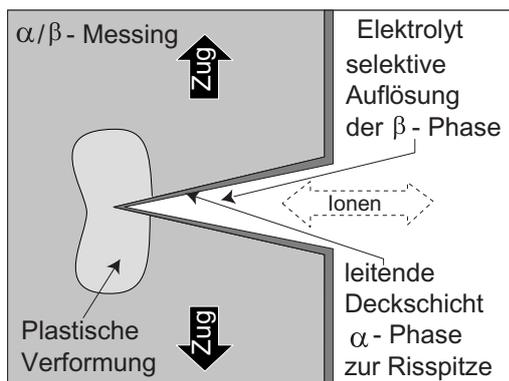


Bild 6.11.1.4-1.5

Modell der **transkristallinen Spannungsrissskorrosion** in Messing.

Phase 1: Anriss in spröder Randschicht
Phase 2: Sprunghafter Rissfortschritt
Phase 3: Elektrochemische Versprödung

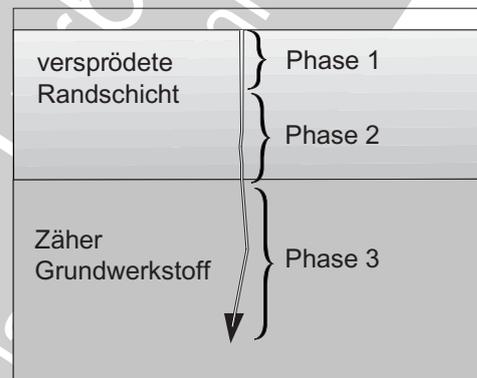


Bild 6.11.1.4-1.5 (Lit. 6.11.1.4-22): In Messing von Wasserarmaturen findet man zwei unterschiedliche Rissverläufe der Spannungsrissskorrosion. Dabei handelt es sich immer um eine Kombination chemischer/elektrochemischer und physikalischer/mechanischer Vorgänge. Zusätzlich beeinflusst der Werkstoff mit Phasen, Entmischungen, Einschlüssen, Fehlstellen (z.B. Lunker), Korngrößen, Zeiligkeit, Verfestigung, Eigenspannungen und Gitterzustand den Rissverlauf. Es darf auch ein Einfluss der Zugspannung in Höhe, Gradient und Richtung angenommen werden (Band 1 Bild 5.6.3.1.1-6)

Interkristalline Spannungsrissskorrosion (entlang den Korngrenzen) lässt sich mit einem **Belüftungselement** erklären (Bild 6.11.1.4-1, Skizze links). Die Anode bildet eine elektrisch leitende Deckschicht, die sich durch Oxidation oder elektrochemisch bildet. An der Risspitze kommt es zur selektiven Auflösung der β -Phase. Dies im Zusammenwirken mit Zugspannungen ergibt Rissbildung und -fortschritt. Die im Vergleich zur anodischen Oberfläche sehr kleine kathodische Risspitze

löst sich entsprechend schnell auf (**Flächenregel**, siehe Bimetallkorrosion, Band 1 Kapitel 5.6.1.2). Dabei versprödet dieser Bereich, nicht zuletzt durch sich bildenden Wasserstoff, und unterstützt die Rissausbreitung.

Transkristalline Spannungsrissskorrosion verläuft durch die Werkstoffkörner/-kristalle. Der Rissfortschritt erfolgt in unregelmäßigen Sprüngen. Der Schadensmechanismus läuft in drei Phasen ab (Skizze oben rechts).

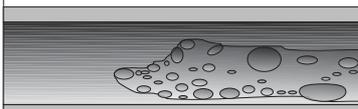
Phase 1: Anriss in einer z.B. durch Bearbeitung, chemische Reaktion oder Rohteilherstellung versprödeten Oberflächzone.

Phase 2: Rissfortschritt in Sprüngen bis in den zäheren Grundwerkstoff, wo er sich bis zum vorläufigen Stillstand verlangsamt.

Phase 3: Wiederholte Versprödung der Risspitze durch elektrochemische Vorgänge wie Kerbwirkung entzinkter Zonen oder Wasserstoffaufnahme mit erneutem Risswachstum als Spaltbruch.

Probleme von Heizungsleitungen insbesondere der Sauerstoffkorrosion am Beispiel der Haustechnik.

Sauerstoffkorrosion im Rohr einer Heizungsanlage



Rohrmaterial ST 37
Korrosionsmulden nach entfernen der Korrosionsprodukte

Wassereinflüsse

Verzinkte Rohre

Bedenklich/gefährlich:

- pH-Wert temperaturabhängig:
kühl < 7,5 > 9,0
warm < 8,3 > 9,5
heiß < 9,0 > 10,0
- hoher Wasserstoffgehalt

- Sauerstoffgehalt:

- Frischwasser > 10mg/l
- Wasser im System > 0,1 mg/l
- Nitrationen
- Sulfationen
- Chlorionen
- Kupfer < 2 mg/l
- Frostschutzmittel falsch, zu viel

Aluminiumrohre

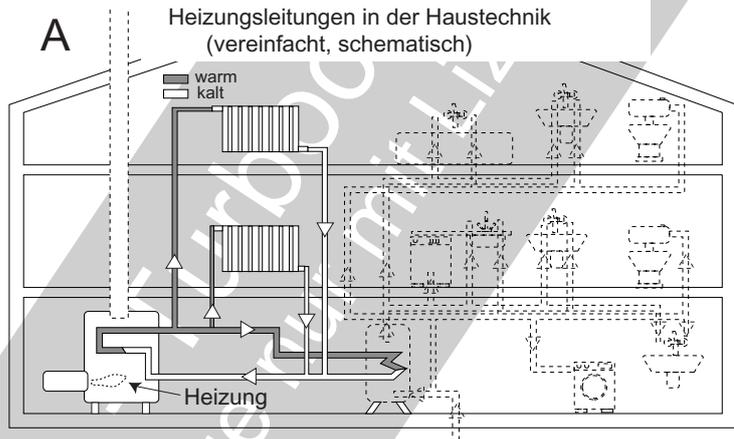
- Fremdkörper wie Sand, Metallspäne, Dichtungsmaterial/ Hanf

Kupferrohre

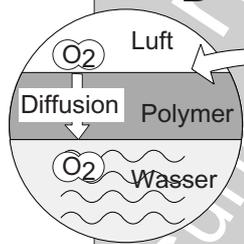
- pH < 7,0
- freie Kohlensäure > 1,0 mmol/l
- Karbonathärte > 14°dH
- erhöhter Sulfatgehalt

Edelstahlrohre

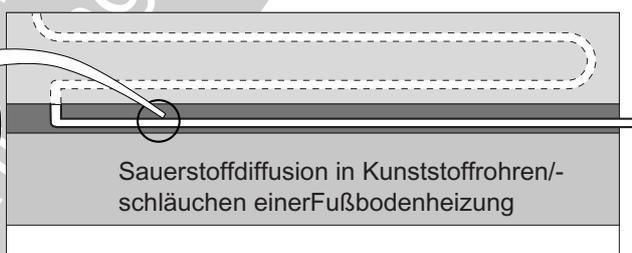
- Chloridkonzentration > 1000 mg/l



A



B



Sauerstoffdiffusion in Kunststoffrohren/-schläuchen einer Fußbodenheizung

Betriebseinflüsse

Bedenklich/gefährlich:

- Für verzinkte Rohre
- Temperaturen > 60°C
- Strömungsrichtung ('Fließregel'):

Cu-Rohre nie vor verzinkten Rohren.

- Für Kunststoffrohre
- Diffusion von Sauerstoff
- Mikrobielle Besiedelung

- Zu geringe Strömung kurze Fließdauer, wenig Wasserentnahme
- Sauerstoffzutritt durch luftoffene Systemkomponenten, häufig Öffnen/Nachfüllen.

Für Kupferrohre

- Fließgeschwindigkeit < 0,5 m/s sonst Erosion der Deckschicht
- Lufteinschlüsse für alle metallischen Rohre gefährlich

Werkstoffeinflüsse

Schützend Deckschicht gewährleisten.

Gefahr bei Cu-Rohren und Messing-/ Rotgussarmaturen in Mischbauweise mit verzinkten Rohren.

- Kunststoffrohre
- Diffusibel für Sauerstoff ungeeignet

**Für alle Angaben gilt:
Kein Anspruch auf Vollständigkeit
und Allgemeingültigkeit!**

Bild 6.11.1.4-2

Bild 6.11.1.4-2 (Lit. 6.11.1.4-3 bis -5 und Lit. 6.11.1.4-18): Die Probleme in **Heizungsanlagen** („A“) entsprechen weitgehend den von Warmwasserleitungen (Bild 6.11.1.4-1.1). Besonders der Temperatureinfluss bei $>60^{\circ}\text{C}$ steht bei verzinkten Stahlleitungen im Vordergrund. In Heizungsanlagen kommen, anders als in Wasserleitungen, **unverzinkte Stahlrohre** zum Einsatz. Sie leben von der Bildung einer schützenden **Magnetit-Deckschicht** (Fe_3O_4 , schwarz). Wird diese Schicht geschädigt, besteht Lochfraßgefahr (Bild 6.11.1.4-1.1). Dabei ist die **‘Wasserqualität’** mit gelöstem Sauerstoff, pH-Wert und gelösten Stoffen entscheidend. Diese ändern sich während des Betriebs der Heizung. So genügt für die schützende Magnetitbildung der Sauerstoffgehalt der Füllung. Er wird dabei nach kurzer Zeit verbraucht. Dann darf jedoch kein zusätzlicher Sauerstoff Zutritt haben. Dieser zerstört die Schutzschicht und es kommt zum Lochfraß bis zur Perforation und Leckage. Deshalb ist **häufige Leerung und Befüllung** (z.B. im Rahmen von Umbauten und Reparaturen) ein potenzielles Risiko. **Unterdruck** im Leitungssystem kann Luft/Sauerstoffzutritt begünstigen. Er ist durch ein ausreichend dimensioniertes **Dehnungsausgleichsgerät** zu vermeiden. Eine besondere Problematik kann durch **sauerstoffdiffusible Kunststoffrohre und -schläuche** (Kapitel 6.12.1), besonders in **Niedertemperatur-/Fußbodenheizungen** („B“) auftreten.

Folgen von Korrosion und Ablagerungen in Heizungsanlagen (Lit 6.11.1.4-3):

- Wärmeübergang wird schlechter.
- Energieverbrauch steigt.
- Geräusche in der Anlage (‘Klopfen“).
- Funktionsstörungen von Einbauten:
 - Wärmemengenzähler,
 - Thermostatventile,
 - verengte Durchflussquerschnitte,
 - blockierte Pumpen und Armaturen,
- Wartungskosten,
- Leckagen an Radiatoren, Wärmetauschern, Kesseln.

Bild 6.11.1.4-3 (Lit. 6.12.1.4-1): Korrosion (Bild 6.11.1.4-2 und Bild 6.11.1.4-3) auf der wasserbeaufschlagten Innenseite von Rohren insbesondere in Heizungsanlagen lässt sich selbst bei fachgerechter Ausführung der Anlage nicht sicher vermeiden, wenn sich **auslegungsgemäße Betriebsdaten und ‘Wasserqualität’** verändern. Die Tabelle gibt einen Überblick zu wichtigen Korrosionsarten in Heizungsanlagen und deren Ursachen mit Verweisen auf Bilder im vorliegenden Band und Grundlagen im Band 1.

Zusammenstellung der Korrosionsarten in Heizungsanlagen

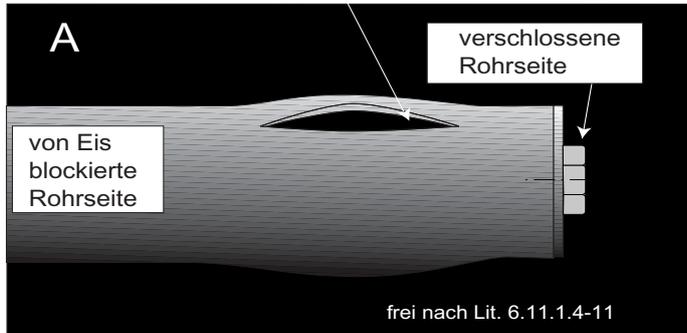
nach Lit. 6.11.1.4- 1

Korrosionsarten	Ursachen/Auftreten	Besonderheit	Schädigung	Abhilfen/Maßnahmen
Sauerstoffkorrosion Bild 6.11.1.4-1.1 und 6.11.1.4-122	Heizungswasser mit zu hohem Sauerstoffgehalt. Besonders gefährdet sind Bereiche: - ohne Strömung - mit großer Temperaturspreizung (Vorlauf- minus Rücklauf-temperatur)	Wasserstoffbildung. Zeigt sich an Entlüftungen (Heizkörpern)	Lochfrass	- Für Sauerstoff diffusionsdichtes Rohrmaterial. - Kein Luftzutritt in das System. - Ausreichendes Druckniveau im System
Elektrokorrosion Band 1 Bild 5.6.1.2-8	Streuströme durch Gleichstromquellen - Erdverlegung (Leitungen, Tanks)		Schadenpotenzial: 10 g Eisen pro Jahr bei 1 mA	Schutzleiter und Potenzialausgleich
Stillstandkorrosion Band 1 Bild 5.6.1.1.1-2.1	Stillstand der Anlage, vor Inbetriebnahme	begünstigt von - nicht entgas-tem Wasser, - alkalischem Wasser.		Kontrolle, Konservierung
Spaltkorrosion Band 1 Bild 5.6.1.1.-2.1 und 5.6.1.2-1	Dichtungsspalt (z.B. beim 'Hanfen'), unterschiedliche Sauerstoffkonzentrationen			Verbindungen statt Schrauben sollte Schweißen oder Verpressen angewendet werden.
Spannungsrissskorrosion (SpRK) Band 1 Kapitel 5.6.3.1.1	ausreichende mechanische Zugspannungen	Cl gefährdet auch austenitische Stähle		- keine verspannte Montage, - keine Zugspannungen im Betrieb.
Erosionskorrosion Band 1 Bild 5.6.1.1-6	hohe - Strömungsgeschwindigkeit - Betriebstemperaturen		mechanischer Abtrag, beschleunigt von Korrosion	ausreichend Vordruck im System
Kavitationskorrosion Band 1 Bild 5.5.1.3-3 und Bild 5.1-3	- Örtlich zu niedriger Systemdruck, - hohe Strömungsgeschwindigkeiten	Schäden an Systemkomponenten (z.B. Pumpen)	Zerklüftete Oberfläche	- Ausreichend Vordruck im System, - Ansaugdruck der Pumpe ausreichend hoch.
Korrosion bei Ablagerungen	- Strömungsgeschwindigkeit zu niedrig.	Leitungen ohne Zirkulation		- Zirkulation gewährleisten, - gegebenenfalls Entlüftung
Korrosion durch Halogene (Cl, F)	Verbrennungsluft - Lösungsmittel, - Reinigungsmittel		aggressive Säuren	- Saubere Luft im Ansaug-/ Heizungsraum, - externe Luftansaugung.

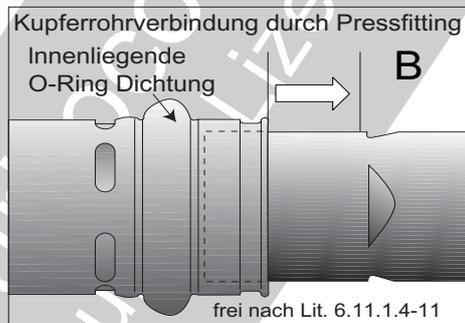
Bild 6.11.1.4-3

Schadensbilder vereister Rohre.

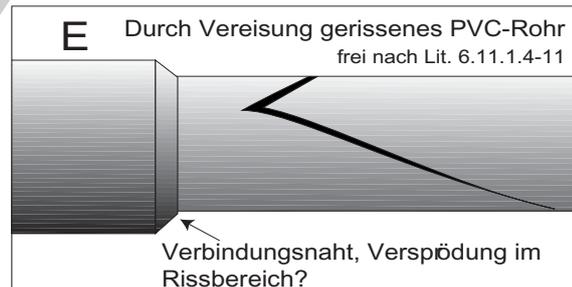
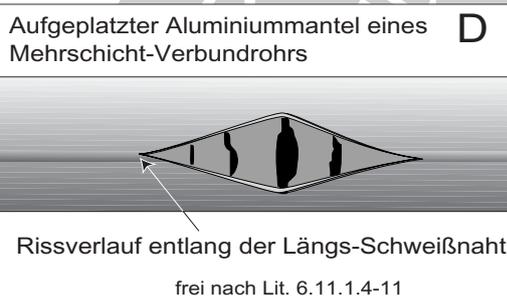
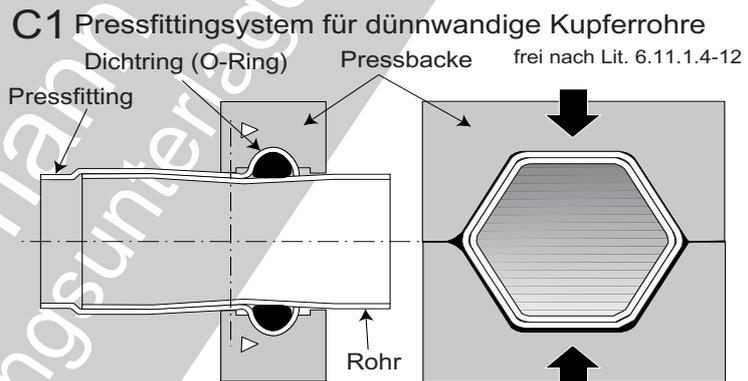
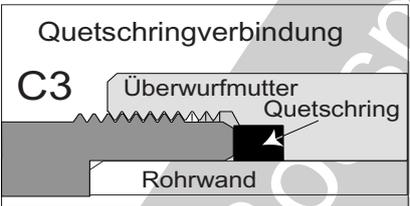
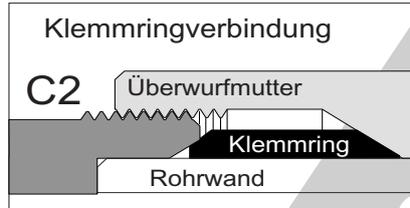
Aufweitung des wasserbeaufschlagten geschlossenen Rohrstücks mit **aufklaffendem Riss** als Folge des Wasserdrucks.



Vom Eis verdrängtes Wasser drückt das Rohr über den dichtenden O-Ring hinaus. Folge: Undichtigkeit.



Metallische Wasserleitungsrohre mit kraftschlüssigen Verbindungen neigen zum Herausrutschen



Das gleiche Schadensbild kann auch bei normalem Druck und bei Übertemperatur auftreten. Dies kann die Ursachenfindung erschweren.

Bild 6.11.1.4-4

Auch **Kunststoffleitungen** können durch Vereisen versagen. Das gilt sowohl für **Rohre** als auch für **Schläuche**. Dabei kann sich die temperaturbedingte Verspödung als auch eine Verspödung bei der Herstellung (Kleben, Schweißen) schadensfördernd auswirken.

Bild 6.11.1.4-4 (Lit. 6.11.1.4-11, Lit. 6.11.1.4-14): **Frostschäden**, d.h. Schäden durch Eisbildung kennt man von vielen Maschinen (z.B. wassergekühlten Motoren) und Systemen (z.B. Klimaanlage, Kühler/Wärmetauscher). Besonders häufig mit potenziell großen Fol-

geschäden sind Leckagen an Rohrleitungssystemen in Brauchwasserleitungen und Heizungen der Haustechnik (Bild 6.11.1.4-1). Es gibt sowohl Rohrrisse/-brüche in Axialrichtung als auch Leckagen durch Umfangsundichtigkeiten.

Beim **Transport von Maschinen mit wassergefüllten Systemen** ist darauf zu achten, dass extrem niedrige Temperaturen auftreten können, die bei ungenügendem Vereisungsschutz durch Eisbildung zu Schäden wie Rohr- und Schlauchbrüchen führen können. Dabei spielt bei Kunststoffen noch die Niedrigtemperatur-Versprödung eine Rolle.



Bild 6.11.1.4-5

„A“ **Axialrisse** gehen gewöhnlich mit einer deutlichen Aufweitung am Umfang des Rohres einher. Die Risse klaffen auf. Das bedeutet, dass auch noch nach der Rissbildung ein aufweitender Innendruck wirkte. Die Erklärung ist ein sich weitender Eispfropf (Bild 6.11.1.4-6).

„B“ **Umfangsundichtigkeiten** entstehen an kraftschlüssigen Verbindungen („C1“, „C2“ und „C3“). Besonders gefährdet scheinen Pressverbindungen mit O-Ringdichtung an Kupferrohren zu sein. Durch die 9% Volumendeckung von Wasser zu Eis, wird das einsteckende Rohr so weit herausgedrückt, dass die Dichtung 'außer Eingriff' kommt und ihre Wirkung nicht mehr gegeben ist.

Verbundrohre (Kunststoffrohr mit Metallmantel („D“)) können ebenfalls aufplatzen. Offenbar entsteht und verläuft der Axialriss gegebenenfalls aus der **Längsschweißung des Metallmantels**.

Selbst **Kunststoffrohre** („E“) mit einem typisch niedrigen E-Modul im Vergleich zu Metallen, sind gegen Rissbildung durch Vereisung nicht immun. Eine Rolle spielen dabei

- Eisdruck,
- Versprödung bei Niedrigtemperatur,
- Schwachstellen niedriger Festigkeit und/oder geringerer Zähigkeit (z.B. Schweißungen).
- Kerben an Steifigkeitssprüngen sowie
- fertigungsbedingte Spannungen und 'orientierte Festigkeit'.

Interessant ist im dargestellten Fall der keilförmige Rissverlauf. Er weist auf ein Zusammenwirken der genannten Einflüsse hin.

Bild 6.11.1.4-5 : Heute werden viele Aggregate/Maschinen per **Lufttransport** versandt. Dabei können offensichtlich **sehr niedrige Temperaturen in den Transporträumen** herrschen. Haben wassergefüllte Systeme der Fracht für diese Extremtemperaturen keinen ausreichenden Frostschutz, ist mit Vereisungsschäden zu rechnen. Damit das nicht passiert, ist der Konstrukteur aufgerufen, geeignete Vorsichtsmaßnahmen anzuweisen.

Bild 6.11.1.4-6 (Lit. 6.11.1.4 -11 und Lit. 6.11.1.4-14): Für 'Technische Wässer' bei Atmosphärendruck kann man eine **Volumenzunahme** bei Eisbildung aufgrund einer **Wasseranomalie** (eine von mehreren) von **ca. 9%** betragen (Diagramm unten rechts). Erstaunlich ist deren beobachtete und erforderliche Größe für den **Ablauf der Vereisungsschäden an Rohrleitungen** (Bild 6.11.1.4-4). In der Skizze „A“ wird dies anhand der **Phasen „1“ bis „5“** gezeigt. Die Volumenerweiterung bei der Eisentstehung wird durch eine 'Kolbenwirkung' der Eispfropfen und der Federwirkung des Rohrs vergrößert und gerichtet. Die **Kraftübertragung und -verteilung übernimmt der Druck in der noch vorhandenen Wassersäule**.

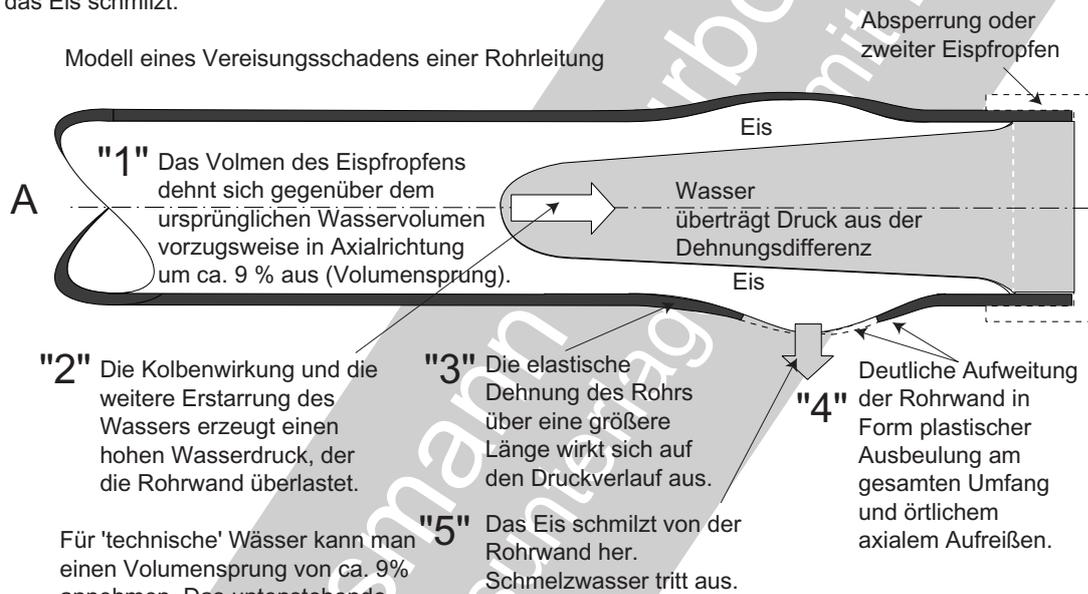
Häufig wird der Schadensmechanismus des Platzens oder der Undichtigkeit eines vereisten Rohrs fehlinterpretiert.

Voraussetzung für das Aufreißen einer zähen Rohrwand durch Vereisung ist eine 'gefangene' Wassersäule. Sie entsteht durch beidseitige Abdichtung in Form von Absperrungen und oder sich bildenden Eispfropfen. Die Wassersäule überträgt den Druck aus der Volumendifferenz zwischen Volumensprung bei Eisbildung und Rohr auf die Wand.

Die 'Sprengwirkung' des Eispfropfens direkt auf die Rohrwand würde allein die deutliche plastische Aufweitung bis zum Aufreißen nicht erklären.

Gewöhnlich wird der Schaden beim Auftauen der Leitung bemerkt, wenn von der Rohrwand her das Eis schmilzt.

Modell eines Vereisungsschadens einer Rohrleitung



Für 'technische' Wasser kann man einen Volumensprung von ca. 9% annehmen. Das untenstehende Diagramm nach Lit. 6.11.1.4-11 zeigt abgeschätzte Drücke in Wasserrohren aus Kupfer (Angaben: Durchmesser / Wandstärke).

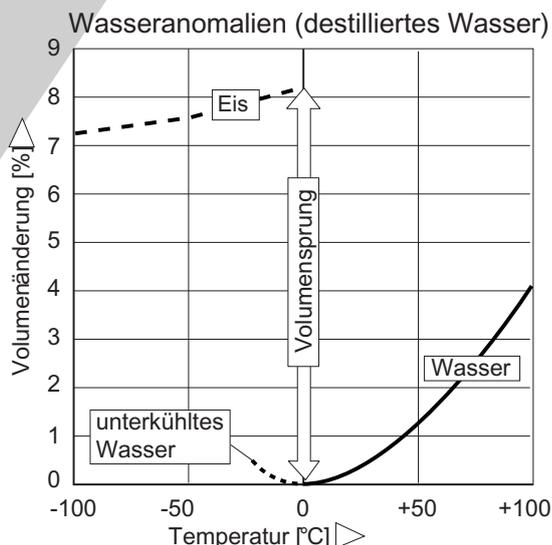
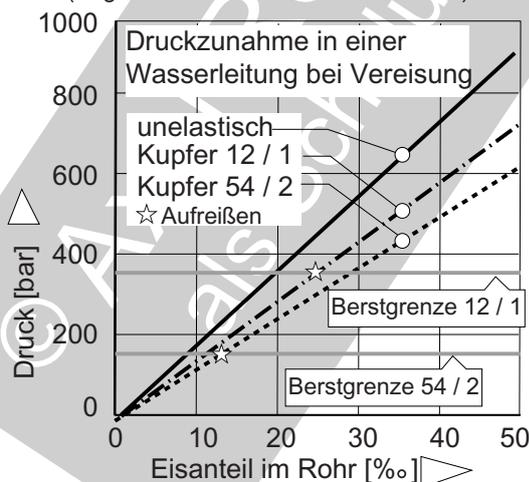


Bild 6.11.1.4-6

Das Diagramm unten links zeigt für zwei Kupferleitungen unterschiedlicher Dicke und Wandstärke den abgeschätzten Druck in Abhängigkeit vom Eisanteil im Wasser. Wird die Elastizität der Rohre (nicht die plastische Ver-

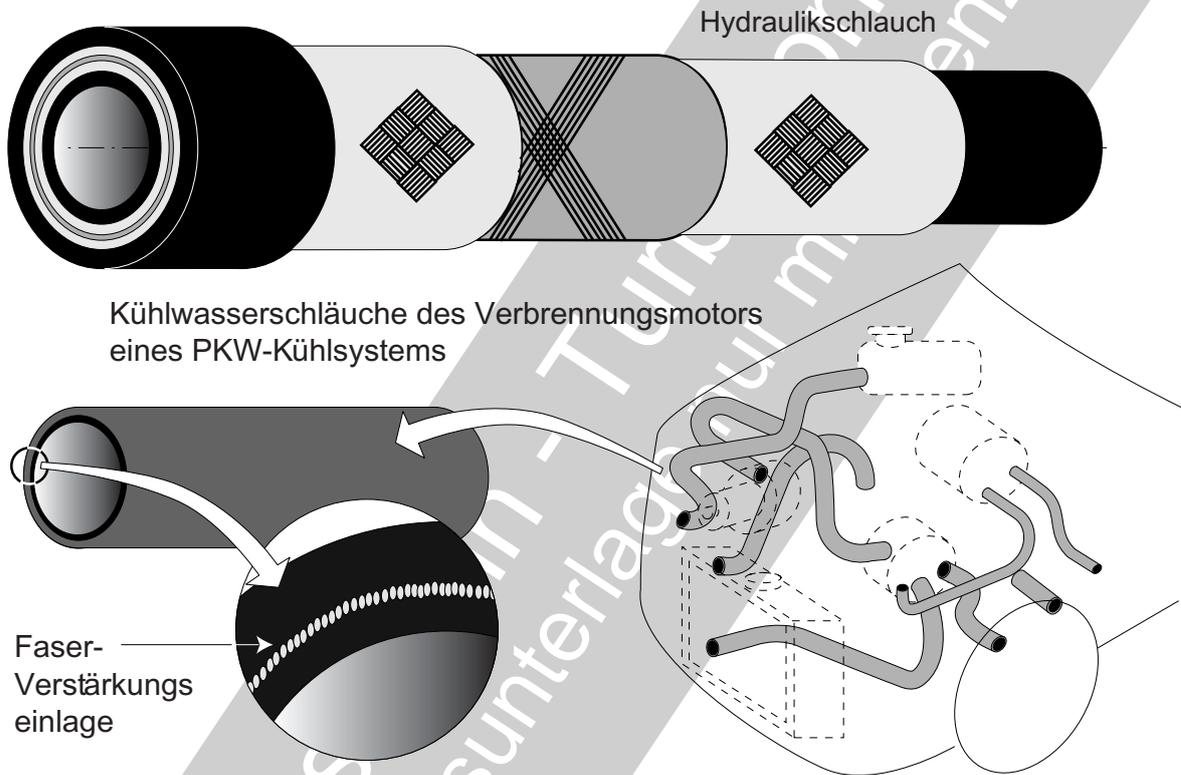
formung beim Schaden) berücksichtigt, sind die Verläufe etwas flacher; überschreiten aber früh rohrspezifisch bei 10% bzw. 25% Eisanteil die Berstgrenze.

Literatur zu Kapitel 6.11.1.4

- 6.11.1.4-1** „Vermeidung von Korrosion in Heizungsanlagen“ Merkblatt Nr. 1 - Januar 2006, des Schweizerisch-Liechtensteinischen Gebäudetechnikverbands (Swisstec), www.swisstec.ch, Seite 1-4.
- 6.11.1.4-2** „Korrosion in Heizungsanlagen - Definitionen und Verhinderung“ Info Nr. 1 - März 2009, des Schweizerisch-Liechtensteinischen Gebäudetechnikverbands (Swisstec), www.swisstec.ch, Seite 1-5.
- 6.11.1.4-3** „Korrosionsschutz in Heizungsanlagen“, Firmenangaben www.electorkorrosionsschutz.de/technik-für-wasserführende-systeme, Seite 1-3.
- 6.11.1.4-4** „Korrosionsschäden durch Sauerstoff im Heizungswasser - Sauerstoffkorrosion“, Informationsblatt Nr. 3, März 2011, Bundesindustrieverband Deutschland (BDH), www.bdh-koeln.de, Seite 1-4.
- 6.11.1.4-5** Brandstetter, „Diskussionsbeitrag zum Thema Korrosion in Heizkesseln“, www.bosy-online.de/Korrosion_in_Heizungsanlagen.htm, Seite 1-4. www.bdh-koeln.de, Seite 1-4.
- 6.11.1.4-6** K.-H.Otto, R.Fischer, „Elektrisch bedingte Korrosion - Fluch der technischen Entwicklung“, Beitrag in der Zeitschrift sbz 5/2000, Seite 42-47.
- 6.11.1.4-7** W.Allertshammer, „Spannungsrissskorrosion bei Messing“, www.tuwien.ac.at/files/pub-mb_3468.pdf, Seite 1-11.
- 6.11.1.4-8** J.Scheele, „Die Todsünden in der Trinkwasser-Installation“, Fortbildung für das Gas- und Wasserfach, www.joerg-scheele.de, 2004, Seite 1-11.
- 6.11.1.4-9** M.Büchler D.Bindschedler, „Betonfundamente lassen Wasserleitungen korrodieren - Stahl in der Erde rostet, wenn er mit Fundamentern verbunden wird“, Bulletin SEV/AES/VSE 1/2008, Seite 25.30.
- 6.11.1.4-10** „Korrosion an metallischen Werkstoffen in Trinkwasser“, www.trinkwasserspezi.de, Stand Dez. 2012, Seite 1-5.
- 6.11.1.4-11** T.Pfullmann, „Frosteinwirkung auf wasserführende Leitungssysteme“, www.schadenprisma.de, Stand Dez. 2012, Seite 1 - 11.
- 6.11.1.4-12** „Vier Wege um Kupferrohre zu verbinden“, www.sbz-monteur.de, Zeitschrift „SBZ Monteur“ 2008/02, Seite 10 - 13.

- 6.11.1.4-13** „Wasseranomalie“, www.wikipedia.org/wiki/Eigenschaften_des_Wassers, Stand Dez. 2011, Seite 1 - 3.
- 6.11.1.4-14** „Ausdehnung von Eis“, Diskussionsthema: Platzen von Schläuchen beim Transport in Flugzeugen, www.wasser.de/aktuell/forum, Stand Dez.2011, Seite 1 - 3.
- 6.11.1.4-15** S.J.Wahlen, J.J.Kozelski, T.Hikido, „Failures of Brazed Joints“, „Metals Handbook - Ninth Edition - Volume 11- Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), 1986, ISBN 0-87170-007-7 (v.1), Seite 450 - 455.
- 6.11.1.4-15** D.N.French, „Failures of Boilers and Related Equipment“, „Metals Handbook - Ninth Edition - Volume 11- Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), 1986, ISBN 0-87170-007-7 (v.1), Seite 602 - 607.
- 6.11.1.4-16** E.J.Pohl, R.Barak, „Wege zur Schadenverhütung im Maschinenbetrieb“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1964, Seiten 44, 45, 90-101, 116, 117, 229.
- 6.11.1.4-17** „Allianz - Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1972, Seiten 117 - 139, 185 - 197.
- 6.11.1.4-18** K.Neidhardt, „Korrosion in Wasserleitungen“, www.sbz-monteur.de, Zeitschrift „SBZ Monteur“ 12/2002, Seite 13 - 137
- 6.11.1.4-19** „Biofilm“, <http://de.wikipedia.org/wiki/Biofilm>, 14.12.2011, Seite 1-10.
- 6.11.1.4-20** K-J.Heinemann, „Kunststoffkorrosion - gibt's das wirklich? - Umgebungseinflüsse auf Kunststoffe und ihre negativen Folgen“, Beitrag in Zeitschrift IKZ-Haus-technik, Ausgabe 4/2004, Seite 24 ff., <http://www.ikz.de>, Seite 2 - 4.
- 6.11.1.4-21** M.Matienssen, „Leistungen immobilisierter Mikroorganismen bei der Eliminierung von Umweltschadstoffen“, Internetbeitrag: undoc.bibliothek.uni-halle.de/habil-halle-online/01/01H090/1.pdf, Abschnitt 3, „Die Bedeutung von Biofilmen in Natur und Technik“, Seite 3-13.
- 6.11.1.4-22** G.Pajonk, „Spannungsrisskorrosion an Messingteilen für Sanitäranwendungen“, www.dgm.de/past/2004/metallographie/download/686_28.pdf, Seite 1-12.
- 6.11.1.4-23** W.Allertshammer, „Korrosionsschäden - Wechselwirkung zwischen Planung, Ausführung und Betrieb“, Vortrag 05/2006, www.bosy-online/Korrosion/Korrosionsschaeden.pdf, 44 'Folien'.

6.12 Schlauchleitungen



Dieses Kapitel behandelt **Schlauchleitungen** wegen ihrer **spezifischen Eigenschaften** gegenüber Rohrleitungen gesondert. Schlauchleitungen werden sowohl in **Hochdruck-** (z.B. Hydraulik, Kapitel 6.12.2), als auch in **Niederdrucksystemen** (z.B. Kühlschläuche, Verfahrenstechnik, Fertigung, Haustechnik, Kapitel 6.12.1) eingesetzt. Die transportierten Medien können Gase, Flüssigkeiten und in diesen enthaltene Feststoffe sein (z.B. in Förderanlagen). In den vorliegenden Standardwerken der Maschinenelemente scheinen Schlauchleitungen eher 'stiefmütterlich' behandelt zu werden. Das mag daran liegen, dass sich der Konstrukteur, was die Betriebseigenschaften anbelangt, sich eher auf die produktspezifischen Hersteller verlassen muss. Ihm bleibt die Integration in das Gesamtsystem mit Druckverläufen und Volumenströmen sowie der vorschriftsgemäßen und/oder empfohlenen **Gestaltung der Verlegung** (Bild 6.12.2-5) und der Einhaltung von **Sicherheitsmaßnahmen**, insbesondere bei Hochdruckschläuchen wie in der Hydraulik (Bild 6.12.2-6). Auch das Schadenpotenzial von Niederdruckschläuchen ist nicht zu unterschätzen. Hier geht es weniger um **Verletzungsrisiken** als um umfangreiche Sach-Folgeschäden. Man denke nur an den **Wasserschaden** bei einem gerissenen Wasserschlauch zu einer Waschmaschine oder einem Heizungsleck während eines Urlaubs

Dabei ist gerade die Vielfalt der ursächlichen Einflüsse oft nur noch vom Fachmann erkennbar. Dem Konstrukteur bleibt nur, vorbeugend durch Wahl von Leitungswerkstoffen und Komponenten, die Schadenswahrscheinlichkeit auf den anerkannten technischen Stand zu minimieren. Dazu sollen ihm die folgenden Kapitel verhelfen.

6.12.1 Niederdruck-Schlauchleitungen

Sind anwendungsspezifisch unterschiedlichen Einflüssen ausgesetzt. Dazu gehören insbesondere die durchströmenden Medien im Inneren und die von außen wirkenden Umwelteinflüsse. Typische Beispiele sind:

Kühlwasserschläuche, insbesondere in Kühlsystemen an Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotoren. Neben für Polymere/Kunststoffe durchaus hohen **Temperaturen** im Bereich über 100°C spielen **Innendrucke** bis zu einigen Bar und Zusätze (Gefrierschutz, Korrosionsschutz) eine Rolle. Dafür erhält die Schlauchwand einen Schichtaufbau. (Bild 6.12.1-1) mit einer Lage synthetischer Garne als Verstärkung. Als Sicherung gegen Platzen unter dauernder Druckbelastung werden flexible Umhüllungen (Panzerschläuche) verwendet.

Trinkwasserschläuche haben Probleme durch Leckagen infolge **Rissbildung** und **Veränderungen des Wassers**.

Rissbildung und Platzen werden insbesondere bei Schläuchen aus EPDM (Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk) auf eine **Vielzahl von Einflüssen**, die auch kombiniert wirken, zurückgeführt. Dabei ist eine abgesicherte allgemeingültige Erklärung bisher nicht vorhanden..

- Schädigung (Dilaboration, Bild 6.11.1.4-1.1 und Bild 6.11.1.4-1.2) durch **Biofilme**. Diese ist bei Elastomeren offenbar deutlich größer als bei harten Kunststoffen von Rohren.
- Einwirkung von **Kupfer aus Armaturenlegierungen** (Messing und Rotguss) als Ionen oder Belag.
- **Werkstoffbedingte** Besonderheiten wie Paraffine (**Weichmacher**) und Wachse fördern die Biofilmbildung. Ungenügende Polymerisation/**Vulkanisation** einer Gummi-Innenlage (Erklärung für schwarze Ausflockungen) oder ungenügende Homogenität (Rezeptoren) bei EPDM.
- **Kriechströme** (z.B. über Nulleiter von Elektroinstallationen) erzeugen aggressive Verbindungen (Radikale) die eine Gummimatrix zerstören
- **UV-Strahlung** bei Gummi, Naturkautschuk, CR (Chlorpren) als Außengummilage. Angeregt werden chemische Prozesse, wobei **Sauerstoff** den Vorgang beschleunigt. (Photooxidation). Es wird eine Kettenreaktion ausgelöst (Autooxidation). Dabei wird die Oberfläche zunächst **klebrig, dann spröde**. Gegebenenfalls ist eine Außenlage mit Zusätzen (z.B. Riss) oder Abdeckung geeignet unempfindlicher zu machen bzw. zu schützen.
- Zu enge Biegeradien, Knicken und Verspannungen (z.B. Torsion).
- Zu hoher Innendruck
- Beaufschlagung mit **schädigenden Medien** (Lit. 6.12-4), z.B. aus Leckagen. Typisches Beispiel sind (heiße) Schmieröltropfen auf Kühlwasserleitungen.
- Betriebstemperaturen über der abgesicherten Auslegung.

Eine besondere Problematik für die Nutzer der geleiteten Medien besteht in der **Gasdurchlässigkeit** (Permeation) von **Kunststoffschläuchen** (Lit. 6.12-7). In erster Linie handelt es sich um Sauerstoff der aus der Umgebungsluft durch **Diffusion in das Schlauchinnere** transportiert wird. Die Schlauchwand, insbesondere Polyethylen (PE) wirkt dabei als **semipermeable Membran**. Natürlich können eine **Vielzahl weiterer Medien/chemischer Verbindungen** durch Schlauchwände diffundieren (Bild 6.12.1-1). Das gilt z.B. für die Nahrungsmittelindustrie (z.B. Abfüllanlagen) wie chemische und pharmazeutische Anlagen. Auf sie kann hier wegen des

Umfangs nicht eingegangen werden. Es wird jedoch **dem Konstrukteur dringend empfohlen, gegebenenfalls hierzu Erkundigungen einzuholen**. Ein erster Schritt kann dabei immer das Internet sein. Diffundierte Verunreinigungen im strömenden Medium können auf unterschiedliche Weise schädigend wirken.

- **Sauerstoffanreicherung** in Wässern von Heizungsanlagen (Bild 6.11.1.4-2) mit Schäden durch Sauerstoffkorrosion.
- **Feuchtigkeit** (Bild 6.12.2-3.2) in geschlossenen Anlagen mit Wärmeübertragungsöl.
- **Feuchtigkeit** (Lit 6.12-9) in Schutzgasen führt bei Lichtbogenschweißungen an martensitischen Stählen zu Wasserstoffversprödung (Band 1 Bild 5.7.2-3) und gemeinsam mit eindiffundiertem Sauerstoff zur Oxidation von Werkstücken in Schutzgas-Wärmebehandlungsanlagen.
- Anreicherung gesundheitlich bedenklicher Stoffe oder solche die Verfahrensschritte ungewollt beeinflussen.

Auch mit **Permeation durch die Schlauchwand nach außen** ist zu rechnen. Dies ist z.B. bei Erdgasleitungen nicht zu vernachlässigen (Lit. 6.12-7). Das gilt auch für wasserstoffhaltige Gase und natürlich Wasserstoff selbst. Schadenswirksam sind

- **giftige und/oder explosive Gase** in der Umgebung und
- **reaktive Gase**, die Verfahren beeinflussen oder Werkstoffe (z.B. Korrosion) anderer Komponenten schädigen.

Die Durchlässigkeit eines Kunststoffs/Elastomers hängt von vielen spezifischen Werkstoff- und Betriebsbesonderheiten ab (Lit. 6.12-8).

- **Mikrolöcher**. Sie können auch bei Betriebstemperatur entstehen.
- **Kristallinität** beeinflusst die Lösung des Gases.
- **Polarität**,
- **Verzweigungsgrad** beeinflusst über die Festigkeit
- Orientierung bzw. **Dehnungsverhalten** aus dem Herstellungsprozess. Verringert die Permeabilität bestimmter (teilkristalliner) Kunststoffe (PE, PP, PVC, PC, PET).
- **Additive** beeinflussen die Mikrolochausbildung.
- **Kunststoffmischungen** (Blends).

Daraus ist unschwer der Schluss zu ziehen, dass die **gleichbleibende Qualität von großer Bedeutung** für das erwartete und auslegungsgemäße Diffusionsverhalten von Schlauchleitungen ist.

Beispiele für Schäden und Probleme als Folge einer Diffusion durch Wände von Rohren und Schläuchen aus Kunststoffen/Polymere.

Diffusion in das Rohr

Potenzielle Schäden und Probleme:

- Sauerstoffkorrosion in Heizungsanlagen
- Wasserstoffversprödung an Schweißungen unter Schutzgas (Lit. 6.12-9, Band 1 Bild 5.7.2-3)
- Wärmebehandlung in Schutzgas (Band 1 Bild 5.7.2-2)
- Wasserstoffaufnahme,
- Reduktion von Oxidschichten
- Oxidation (Bild 6.11.1.4-2)
- Verunreinigung von hochreinen Flüssigkeiten und Gasen:
- Medizin,
- Nahrungsmittelindustrie: Alterung durch Reaktion mit Sauerstoff, Geschmacksänderung
- Chemie

Aus der Luft:

- Wasser
- Sauerstoff

Aus Prozessgasen und Flüssigkeiten

- Kohlenwasserstoffe
- Wasserstoff

Gas oder Flüssigkeit

Diffusion aus dem Rohr

Potenzielle Schäden und Probleme: in erster Linie Veränderungen des Förder- und Lagerguts (Strömungsmedium).

- Medizin: Veränderungen von Arzneimitteln,
- Nahrungsmittelindustrie beim Abfüllen, Lagern, Verpackungen.
- Getränke wie Fruchtsäfte: Geschmacksveränderungen (Lit. 6.12-8), Haltbarkeit verkürzt.
- Chemie: Veränderungen von Verfahrensmedien.
- Wasserstoffanreicherungen in der Umgebung (Feuer).

Aus Gasen wie

- Erdgas, Lit. 6.12-7
Band 1 Bild 5.7.1-3
- Biogas
Band 1 Bild 5.6.1.2-5
und Bild 5.6.1.2-6

Aus Flüssigkeiten wie

- Lösungsmittel,
- Treibstoffe, Lit. 6.12-7
- Nahrungsmitteln (z.B. Joghurt, Getränke)
Lit. 6.12-8

Gas oder Flüssigkeit

Bild 6.12.1-1

6.12.2 Hochdruck-Schlauchleitungen

Zunächst ist zu definieren, was zumindest in diesem Kapitel unter **Hochdruck** zu verstehen ist. Es soll sich um Druckniveaus handeln die über 10 bar liegen. Dabei sind eher Drücke gemeint die im 10^2 bis 10^3 Bereich liegen. Solche Hochdruckschlauchleitungen findet man insbesondere in **Hydraulikanlagen** zur Kraft- und Bewegungsübertragung (siehe Kapitel 6.11.1.1). Üblicherweise ist das Medium in Hochdruckleitungen eine **Flüssigkeit**. Dazu können auch **pastöse Medien** wie Schmierfette zählen. Es ist aber auch mit Gasen wie in **pneumatischen Systemen** (Druckluft/Pressluft) zu rechnen. Hier sind durchaus Drücke von mehreren hundert bar zu beherrschen. Darüber hinaus gibt es viele **Anwendungen**, bei denen der Konstrukteur einer Anlage gegebenenfalls problematische Besonderheiten und Versagensmechanismen zu berücksichtigen hat. Auch hier wird dringend empfohlen, die von potenziellen Herstellern und Lieferanten zu erwartende Expertise zu nutzen. Ein besonderes Problem ist die Reaktion berstender Schläuche. Wird dabei der Schlauch frei, kommt es zum **‘Peitschen’**. Dabei kann der Schlauch mit großer Wucht auslenken, mit der Gefahr großer Folgeschäden in Form von Personen- und Sachschäden.

Typische **Anwendungen** von Hochdruckschläuchen:

- **Schmieröl**versorgung von Maschinen (im 10^2 bar-Bereich) bei Fettschmierungen. (bis über 800 bar)
- **Kraftstoffsystem** in Fahrzeugen, Hochdruckseite (z.B. um 20 bar),
- **Klimaanlagen** in Fahrzeugen,
- **Verfahrenstechnik**, z.B. Entsalzungsanlagen (Diffusion),
- **Ölförderung**,
- **Atemluftanlagen**, Tauchtechnik, z.B. als Manometeranschluss oder zum Atemregler.,
- **Trinkwasser** in der Lebensmittelindustrie (bis 200 bar),
- **Bearbeitungsverfahren: Hochdruckwasserstrahl** für Trenn-/Schneid-(bis 6000 bar), **Entschichtungs-** und **Reinigungsaufgaben** (bis ca. 200 bar).
- **Löscheinrichtungen** zur Brandbekämpfung (bis 40 bar).

Bild 6.12.2-1 (Lit.6.12.2-1): Besonders kritisch scheinen an einem Hochdruck-Verbindungs-schlauch nicht der Schlauch selbst, sondern eher die **Endanschlüsse** zu sein. Hier sollte bei der Fertigung der Verbindung den metallischen Verschraubungen (Bild 6.12.2-2) besondere Aufmerksamkeit gelten. Die schadensursächlichen Einflüsse entsprechen weitgehend denen, der Hochdruckrohrleitungen (Kapitel 6.11.1-1). Schwerpunkte liegen beim Schlauch auf den folgenden ‘Schwächen’:

Kräfte werden von einem Schlauch auf Grund seiner Flexibilität nicht aufgenommen so lange keine Verformungsbehinderung besteht. Das hat Vor- und Nachteile. Wird ein Schlauch jedoch verspannt (Bild 6.12.2-5), besteht ein hohes Schädigungsrisiko („1.1“). Sind Druckimpulse und -schwingungen („1.2“) zu erwarten,

wirkt sich dies auf die zu erwartende Betriebslebensdauer (Auslegung!) aus. Das gilt auch für die Reaktionskräfte als Folge von inneren Druckänderungen („1.5“).

Auch das Eigengewicht des Schlauchs mit der Füllung („1.3“) können zu Schädigungen beitragen und sind gegebenenfalls zu berücksichtigen und mit geeigneten Abstützungen zu minimieren („1.4“). Dabei ist darauf zu achten, dass die Abstützungen nicht durch scharfe Kanten oder Verschleiß den Schlauch schädigen.

In diesem Zusammenhang ist die (Verlegungs-) **Geometrie** („6“) der Schlauchleitungen wichtig. Sie sollte zuerst im Verantwortungsbereich des Konstrukteurs liegen..

Betriebstemperatur (Bild 6.12.2-3.1 und Bild 6.12.2-4) die gegenüber Metallrohren

Schadensrelevante Einflüsse auf Druck-Schlauchleitungen insbesondere für Hydraulikanlagen.

Kein Anspruch auf Vollständigkeit

Einflüsse aus Betrieb, Umgebung, Fertigung und Wartung auf eine Druckschlauchleitung.



Auslegungsrelevante Belastungen:

Kräfte (1)

- aus Wärmedehnungen (1.1)
- aus druckbedingten Dehnungen (1.2)
- Dynamische Belastungen/Vibrationen aus Druckschwingungen, insbesondere Druckspitzen in der Flüssigkeit durch Druckwellen, Förderstimpulsationen
- Äußere Einwirkung schwingender Bauteile.

- Gewicht: Schlauch, Flüssigkeit (1.3)

- Fixierungen/Abstützungen (1.4)

- Reaktionskräfte (1.5)

Temperatur (2)

- Schlauch, Werkstoff (2.1)
- Flüssigkeit
- der Gesamtanlage
- Erwärmung durch Umgebung (z.B. Strahlung, Raumtemp.) 'Flüssigkeitskompression'

Chemischer Angriff (3)

- Umgebungs-/Betriebsatmosphäre (3.1)
- durch die Flüssigkeit im Zusammenhang mit der Werkstoffwahl (3.2)

Erosion (4)

- innen durch mitgeführte Partikel
- außen durch Umgebungsbedingungen

Kavitation : Auswirkungen auf das Gesamtsystem wie Regler, Ventile, dynamische Beanspruchung. (5)

- Flüssigkeitsdruck
- Flüssigkeitstemperatur
- gelöste Gase und Flüssigkeiten
- Wirbelbildung
- Strömungsstörungen
- Schweißnahtwurzel
- Fügekanten
- Leitungsführung

Geometrie (6)

- Biegeradien
- Verspannungsempfindliche Anordnung

Wartung, Inspektion /Montage (7)

- Zugänglichkeit
- Inspektion
- Wartung
- Reparatur/Austausch
- verspannter Einbau, z.B. Torsion

Fertigung

- Endanschlüsse (8)

Bild 6.12.2-1

verständlicherweise eher eingeschränkt ist („2“). Hier ist die Werkstoffwahl ausschlaggebend („2.1“). Sie muss vom Hersteller/Anbieter auf der Basis **gesicherter Betriebsdaten** gewährleistet werden.

Mit der Temperatur steigt auch die **Diffusibilität**, z.B. durch Luft (Bild 6.12.2-3). Diese kann die Funktion eines Hydrauliksystems stark beeinträchtigen. Denkbar sind höhere Kompressibilität, d.h. geringere Steifigkeit der Flüssigkeitssäule mit Neigung zu Schwingun-

gen und unerwünschten 'Federkräften' auf Verstellsysteme. Es besteht auch ein steigendes Risiko der Alterung der Hydraulikflüssigkeit und des Leitungswerkstoffs durch erhöhtes Sauerstoffangebot sowie Neigung zur Kavitation („5“).

Chemische Beständigkeit („3“, „3.1“, Lit. 6.12-4) der jeweils betroffenen inneren oder äußeren Lage gegenüber Umwelteinflüssen (z.B. Ölnebel/-tropfen und aggressiven Luftverunreinigungen „3.1“).

Interessanterweise bleiben Schläuche auch von **Partikelerosion** („4“) nicht verschont.

Wartung und Zugänglichkeit („7“) spielen für den Betreiber eine wichtige Rolle und sind nicht zuletzt vom Konstrukteur zu gewährleisten.

Bild 6.12.2-2.1 und 6.12.2-2.2 (Lit.6.12-1 und Lit.6.12-2): Anschlüsse von Hochdruckschläuchen sind eine Herausforderung. Sie müssen über die gesamte Betriebszeit Dichtigkeit und Sicherheit gegen Trennung (Herausrutschen) gewährleisten. Dabei spielen neben dem Innendruck hohe **Reaktionskräfte** eine Rolle. Durchgesetzt hat sich ein System bei dem der auf der Außenseite **präparierte** (abgetragene) **Schlauch** auf einen mit flachen Umfangsrillen präparierten **Nippel** (Skizzen oben) geschoben wird. Dieser trägt auch die **Überwurfmutter**. Darum wird eine hülsenartige **Fassung** mit innen ausgeprägten **Umfangsstegen** **gepresst**. Diese Stege führen neben dem **Kraftschluss** durch den **Pressvorgang** zu einem **Formschluss**. Er muss ein Herausrutschen durch sog. **‘Kaltfluss’** verhindern. Dafür werden geeignete Vorrichtungen angeboten. Eine solche Verbindung ist im vorschriftsmäßigen Zustand sicher.

Es gibt es jedoch verständlicherweise **herstellungsbedingt Risiken** dieser Verbindungsart (Skizzen unten, Lit. 6.12-1). Heute werden **kraftabhängige Pressverfahren** mit empirisch ermittelter Presskraft (Testpressungen) dem **wegabhängigen Verfahren** vorgezogen. Besonders problematisch sind notwendige **‘Schnellreparaturen’** bei denen keine optimale Bedingungen wie bei der Neuteilfertigung gegeben sind..

Presseneinstellung und **Pressmaß** falsch.

Geometrisch ungeeignete Abstimmung von Nippel und Pressfassung.

- Abmessungen,
- Profilierung (Form und Lage zum Nippel),
- Ausreißsicherung in Form einer Greifzone/ Einhängung (Haltekragen, Haltenut).

Bei der Herstellung ist zu achten auf

- Ungeeignete **Schälung** (zu lang) der Schlauchaußenschicht vor dem Pressvorgang
- Verformung/**Einfallen des Nippels** (‘Nippel-einfall’ zu groß).
- Schädigung der verstärkenden **Drahteinlage** im Schlauch.
- ungeeignetes **Fassungsprofil** für die jeweilige Schlauchpräparation (z.B. Schältechnik).
- Werkstoff** der Fassung ohne ausreichende und schadenfreie **Kaltverformung**.
- Merkmale einer fehlerhaften Verpressung:**
- **Vieleckpressung** mit Leckagekanälen. (Überpressung, „A“ in Bild 6.12.2-2.2).
- Zerstörung der Schlauchinnenschicht durch **Wulstbildung**.
- Schlauch am Eintrittsbereich zu stark **eingeschnürt** (Überpressung).
- Für eine **Inspektion** ungünstige Übergangsform am Schlaucheintritt als Tulpe („D“ in Bild 6.12.2-2.2) wie Rosten an Fassung und Verstärkungseinlage.
- Bereits beginnender **Kaltfluss** am Schlaucheintritt (falsche Schällänge, falsche Positionierung von Nippel und Fassung, „B“ in Bild 6.12.2-2.2).
- Abweichender Sitz eines **Haltekragens** zur Nutzzone des Nippels.
- **Schälung** mangelhaft, zu lang, schlechter, Übergang („C“ in Bild 6.12.2-2.2)
- **Korrosionsschäden** der Einlagen in der Dekompressionszone (Fassungsausstritt, insbesondere an einem Fassungs-wulst, Details unten links) als Folge von Rissen in der Schlauchaußenschicht eher nicht erkennbar.
- Starker **Nippel-einfall**. Nur mit zerstörender Prüfung (Längsschnitt) erkennbar.
- Verformungsgeschwindigkeit**, beim Einpressen, insbesondere bei ‘Edelstählen’ nicht angepasst. Hier ist eine **Haltezeit** bis zu 10 s zum Abbau von Spannungsspitzen vorgesehen.
- Im Bereich der **Verschraubung/Überwurfmutter** sind insbesondere durch falsches **Anzugsmoment**. bei der **Montage** Dichtigkeitsprobleme möglich. Moment zu hoch (Detail ‘Übermontage’) oder zu niedrig (Detail ‘Unter-montage’).

Schlauchanschlüsse können viele schadensbegünstigende Mängel aufweisen.

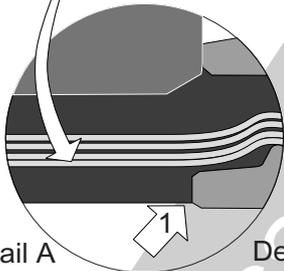
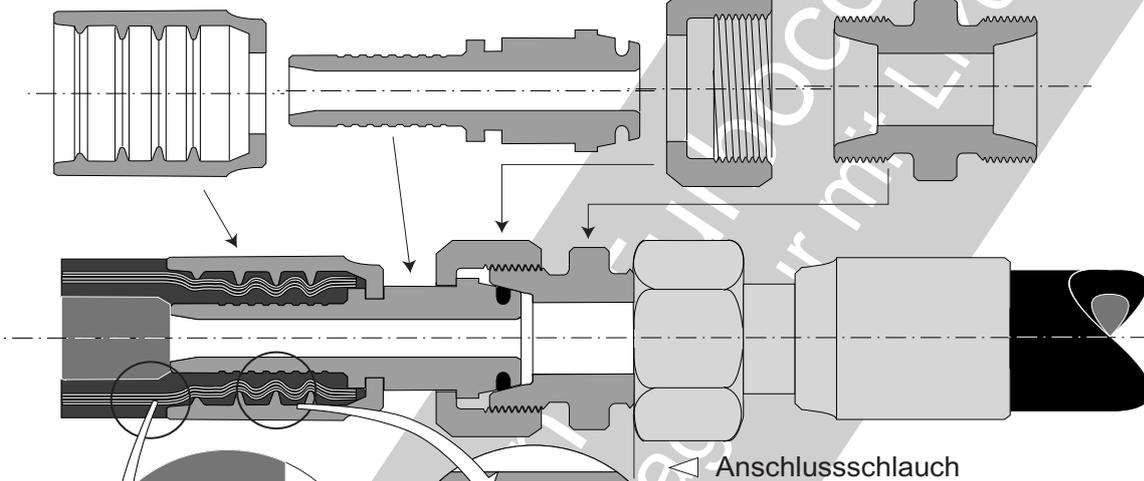
Beispiel für eine Schlaucharmatur

Fassung

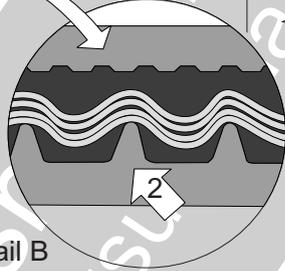
Nippel

Überwurf-
mutter

Einschraub-
verschraubung

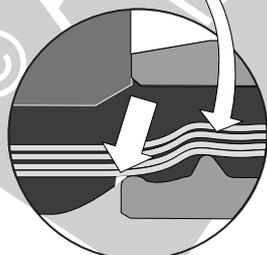
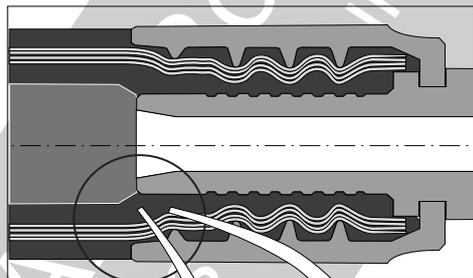


Detail A

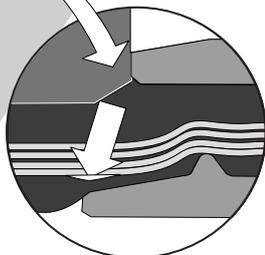


Detail B

Herstellungsfehler (Überpressung) der
Schlauchfassung

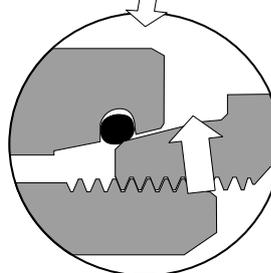
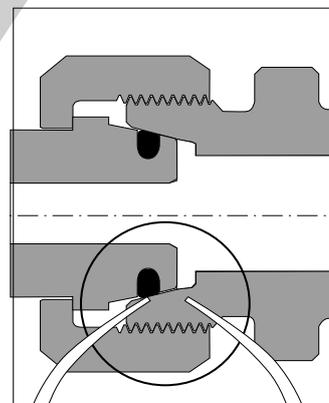


Bruch der Außenschicht,
Rosten der Drahteinlage

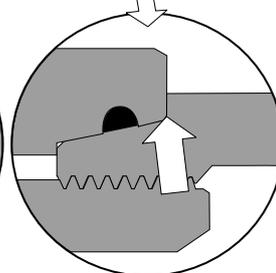


zu starke Komprimierung
Ablösung der Wandschichten

Montagefehler durch falsche Anzieh-
drehmomente der Überwurfmutter



'Untermontage'

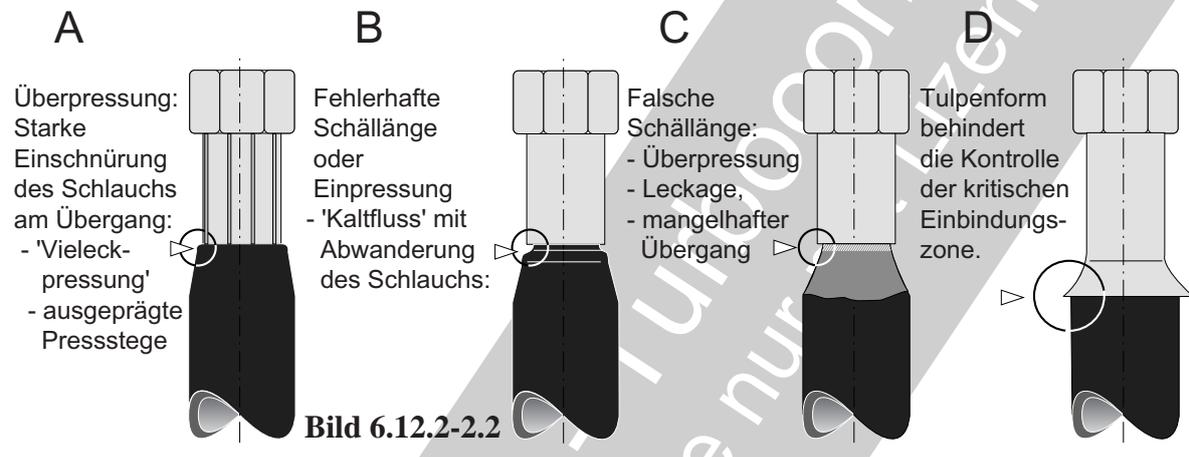


'Übermontage'

Bild 6.12.2-2.1

Schadenserkennung an äußeren Merkmalen einer fehlerhaften Einbindung

nach Lit. 6.12.-1



Bildbeschreibung siehe vorherige Seite im Text integriert.

Bild 6.12.2-3.1 (Lit.6.12-1, Lit.6.12-2 und Lit.6.12-10): **Schädigungen** als Folge von **Langzeit-Betriebstemperaturen** im oberen **Grenzbereich** oder kurzfristige **Über-temperaturen** sind für den Fachmann am **porösen Aussehen** des betroffenen Bereichs der Schlauchschicht (außen und/oder innen) zu erkennen. Es folgen örtliche **plastische Verformungen** (Kriechen, z.B. an der Einpressung), **Rissbildung** (Bild oben rechts) sowie **Korrosion** der Verstärkungslage durch eindringende Feuchtigkeit und **Leckagen**. Diese Schädigungen werden von der Belastung (statisch, dynamisch), engen Biegeradien, Verspannungen (Bild 6.12.2-5) und Mängeln der Verarbeitung beschleunigt. Besonders betroffen sind die Einpressungen an den Schlauchenden (Bild 6.12.2-2.1 und -2.2). Die äußeren Schadensbilder entsprechen denen in Bild 6.12.2-2.2. Im Extremfall wandert der Schlauch aus der Pressung. Die Betriebstemperatur wird von der **Umgebung** und der **Druckflüssigkeit** bestimmt. Sie müssen für die **Auslegung** verlässlich bekannt sein. Danach richtet sich die **Werkstoffauswahl** des Druckschlauchs („A“). Dabei ist gegebenenfalls auch der Einsatz bei sehr **niedrigen Außentemperaturen** zu berücksichtigen.

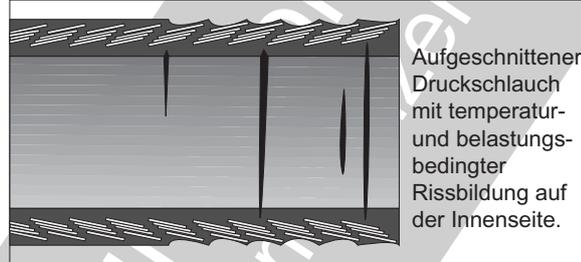
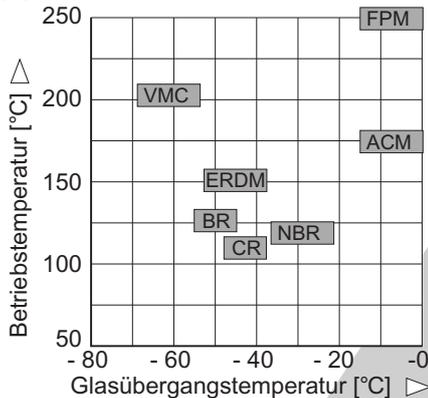
Die **Steifigkeit des Schlauchs** (E -Modul der Elastomerschichten, **Steilheit der Kurven** in „E“) fällt mit der Temperatur. Damit erhöht sich die **'Nachgiebigkeit'** des Schlauchs, was bei Dehnungsbehinderung niedrigere Spannung bedeutet. Wird die **Glasübergangstemperatur** („D“) unterschritten, kommt es zur (reversiblen) **Versprödung**.

Auch andere Eigenschaften. z.B. **Quellen/Volumenzunahme** in werkstoffspezifischen Medien sind von der Betriebstemperatur abhängig („B“ für Testöl IRM-Öl 903) und zu berücksichtigen. Tendenziell nimmt mit steigender Temperatur auch das Quellen zu. Ein wichtiger Effekt kann die **Durchlässigkeit (Permeabilität)** nach innen oder außen sein. Diagramm „C“ zeigt die entstehende **'Leckrate'** gegenüber Luft für verschiedene Polymere (FPN 0 Fluor-Polymer-Kautschuk, CR = Chloropren-Kautschuk, NBR = Acrylnitril-Butadien-Kautschuk), die als Schlauchschichten oder Dichtungen zur Anwendung kommen (siehe Kapitel 6.12.1). Die Durchlässigkeit nimmt mit der Temperatur exponentiell zu. **Luft** kann auf vielfältige Weise stören. Die **Elastizität der Flüssigkeitssäule** stört **Regelungssysteme** und die **Beherrschung von Bewegungen und Kräften**. Als Beispiel können **Bremsanlagen**, insbesondere die **Brems-**

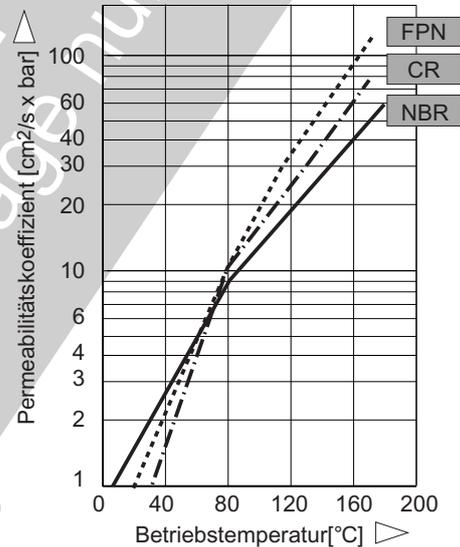
Temperatureinflüsse auf Schlauchleitungen.

nach Angaben in Lit. 6.12.1.2-1

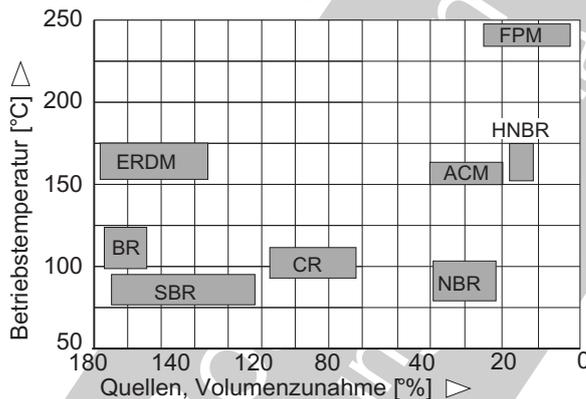
A Temperaturabhängige Beständigkeit



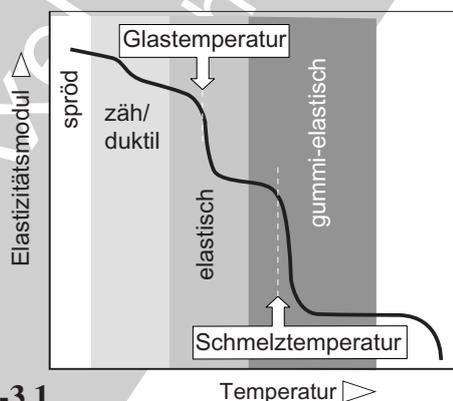
C Temperaturabhängige Luftdurchlässigkeit (Permeabilität)



B Temperaturabhängige Ölbeständigkeit



D Verformungs- und Elastizitätsverhalten von Polymeren frei nach Lit. 6.12-10



E Typische Spannungs-Dehnungs-Diagramme eines Polymers frei nach Lit. 6.12-10

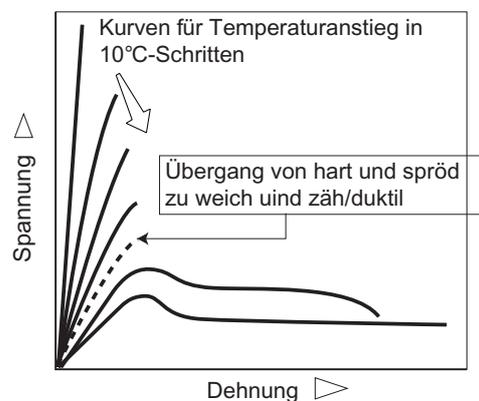


Bild 6.12.2-3.1

schläuche von Kraftfahrzeugen dienen. Hier diffundiert Wasser/Luftfeuchte ein und wird in der hygroskopischen **Bremsflüssigkeit**-öl gelöst. Das führt bei Betätigungstemperatur zu

*früherer Dampf*bildung (**Siedepunktabsenkung** des Hydrauliköls, Bild 6.12.2-3.2)

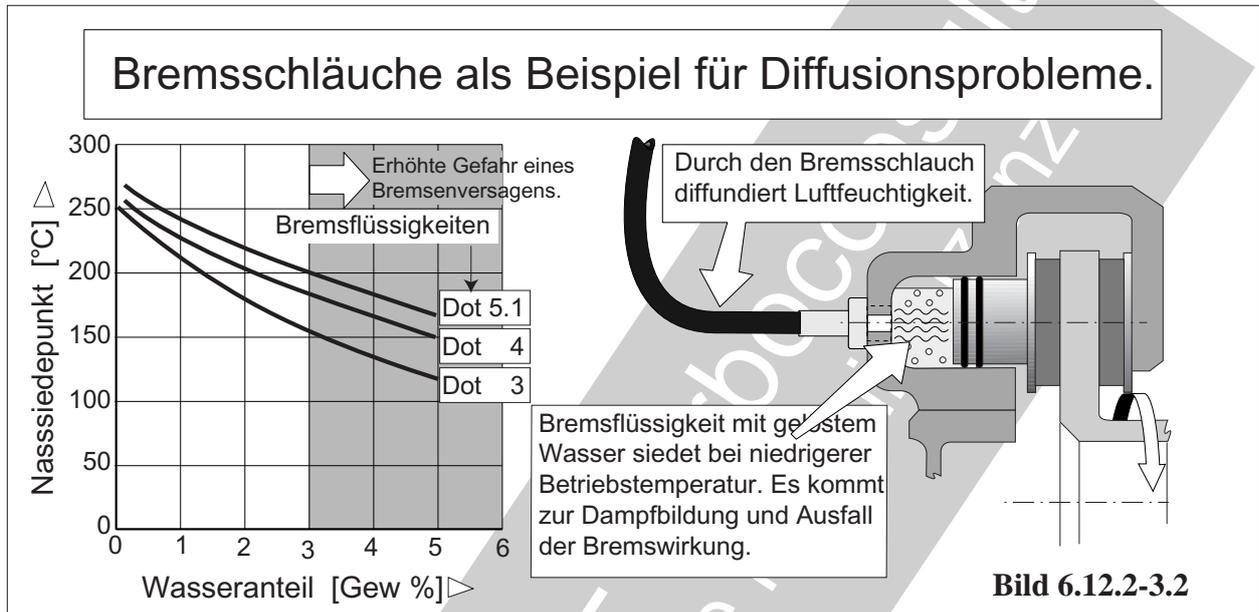


Bild 6.12.2-3.2 (Lit. 6.12-11 und Lit. 6.12-12): Als Beispiel für die Problematik einer Diffusion durch Hydraulikschläuche können **Bremsschläuche** von Fahrzeugen dienen. Meist handelt es sich bei der **Bremsflüssigkeit** um Flüssigkeiten auf der Basis von Glykol, weniger häufig Silikon oder Mineralöl. Sie alle sind vorteilhaft **hygroskopisch**. Eine Mischbarkeit besteht nicht. Zusätzlich ist neben den Schläuchen auf die Beständigkeit anderer Polymerkomponenten (z.B. Dichtungen und Membranen) zu achten. Damit wird **Feuchtigkeit, die unvermeidbar durch die Bremschlauchwände diffundiert**, gelöst. So kann sich kein besonders schädliches **freies Wasser** bilden. Tropfen bedeuten bereits bei 100 °C **plötzliche Dampfbildung** mit spontanem Bremsversagen. Bei niedrigen Außentemperaturen besteht **Vereisungsgefahr** und Blockierung der Leitung. Zusätzlich besteht erhöhte **Korrosionsgefahr** mit Undichtigkeiten und Schwergängigkeit.

Mit einem **Wassergehalt um 3%** liegt der sog. **Nasssiedepunkt um 150°C** (Diagramm). Ist der Wassergehalt höher, wird der Ausfall der Bremsanlage akut. Pumpbewegungen mit dem Bremspedal helfen, anders als bei Leckage, nicht. In der Phase nachlassenden Drucks kommt es sofort wieder zur Dampfbildung. Die

Bremsflüssigkeit muss aus diesen Gründen regelmäßig (ca. nach 2 Jahren) erneuert werden. Die Siedetemperatur der Bremsflüssigkeit kann in Werkstätten überprüft werden.

Bild 6.12.2-4 (Lit. 6.12-1): Die **Betriebstemperatur** von Hochdruckkreisläufen, typisches Beispiel sind Hydraulikanlagen, ist wärmedynamisch komplex. Gegebenfalls ist ein **Anstieg der Betriebstemperatur selbstverstärkend**. Effekte die sich auch gegenseitig beeinflussen sind:

- **Viskosität** \Leftrightarrow Druckverluste = f (Temperatur), Diagramm oben..
- **Strömungszustand** = f (Viskosität), Diagramm Mitte.
- **Pumpleistung** \Leftrightarrow Wärme.
- **Ölalterung** = f (Temperatur)
- **Austretende gelöste Luft** = f (Temperatur)
- **Blasenbildung** an der Außenlage der Schlauchleitung (Bild unten) \Leftrightarrow Durchflusswiderstand steigt \Leftrightarrow Wärme.

Ereigniskette in Hydraulikanlagen bei Temperaturanstieg.

nach Lit. 6.12-4

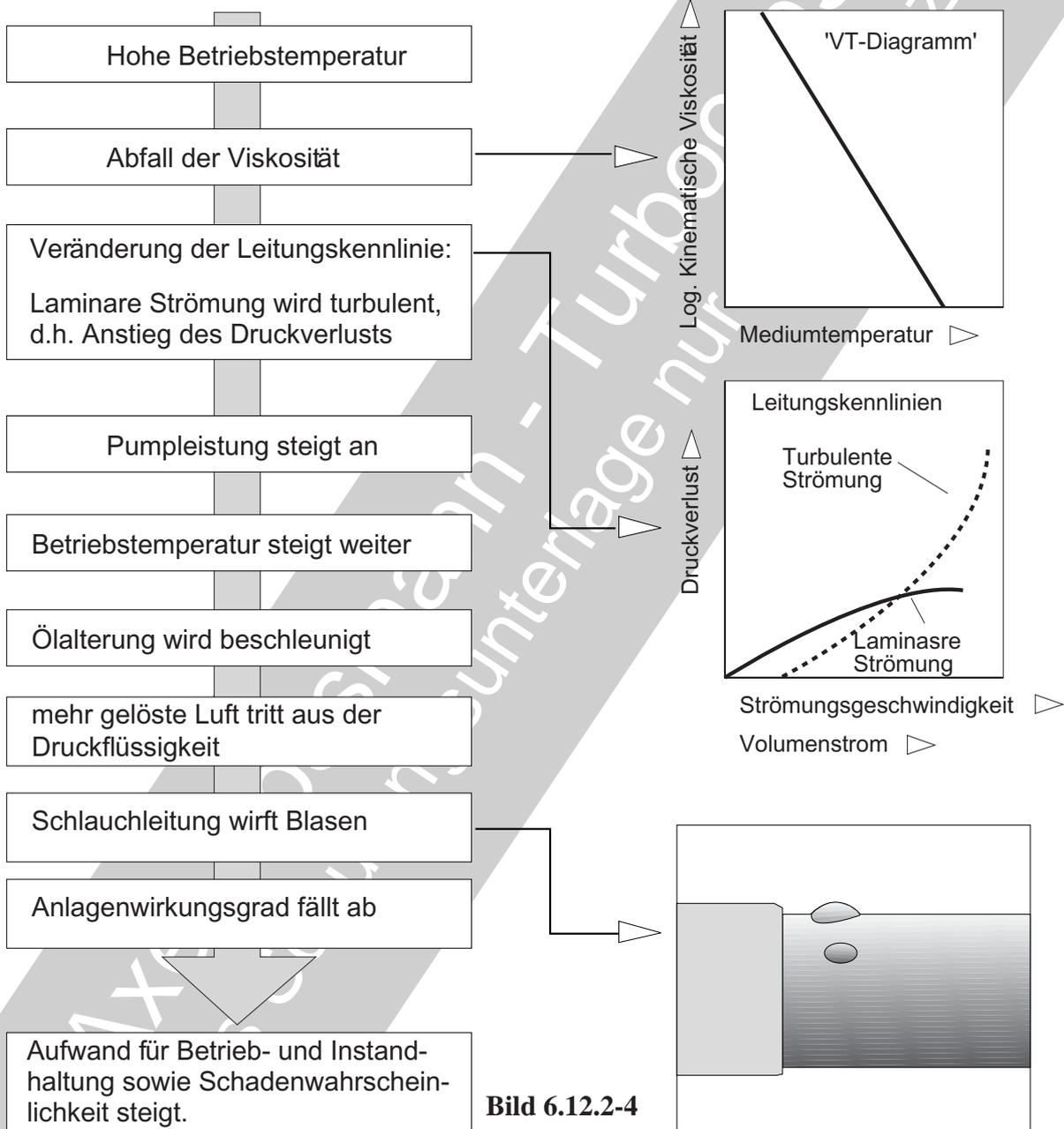


Bild 6.12.2-4

Es dürfte selbst 'computergestützt' schwierig sein, insbesondere für Grenz-Betriebsbelastungen eine befriedigend sichere Aussage über max. **Auslegungstemperaturen** zu machen. In solchen Fällen bleibt die Messung unter ausreichend betriebsnahen Bedingungen.

Bild 6.12.2-5 (Lit.6.12-1, Lit.6.12-2 und Lit.6.12-4): Auch für Schlauchleitungen gelten **Gestaltungsrichtlinien für Verlegung und Montage.**

Zugverspannung durch Verkürzen des Schlauchs (typabhängig bis zu 8%) entsteht im Betrieb an Leitungen bei elastischer Aufweitung infolge Druckaufbau mit einer Verkürzung und/oder durch Abkühlung. Auch der um-

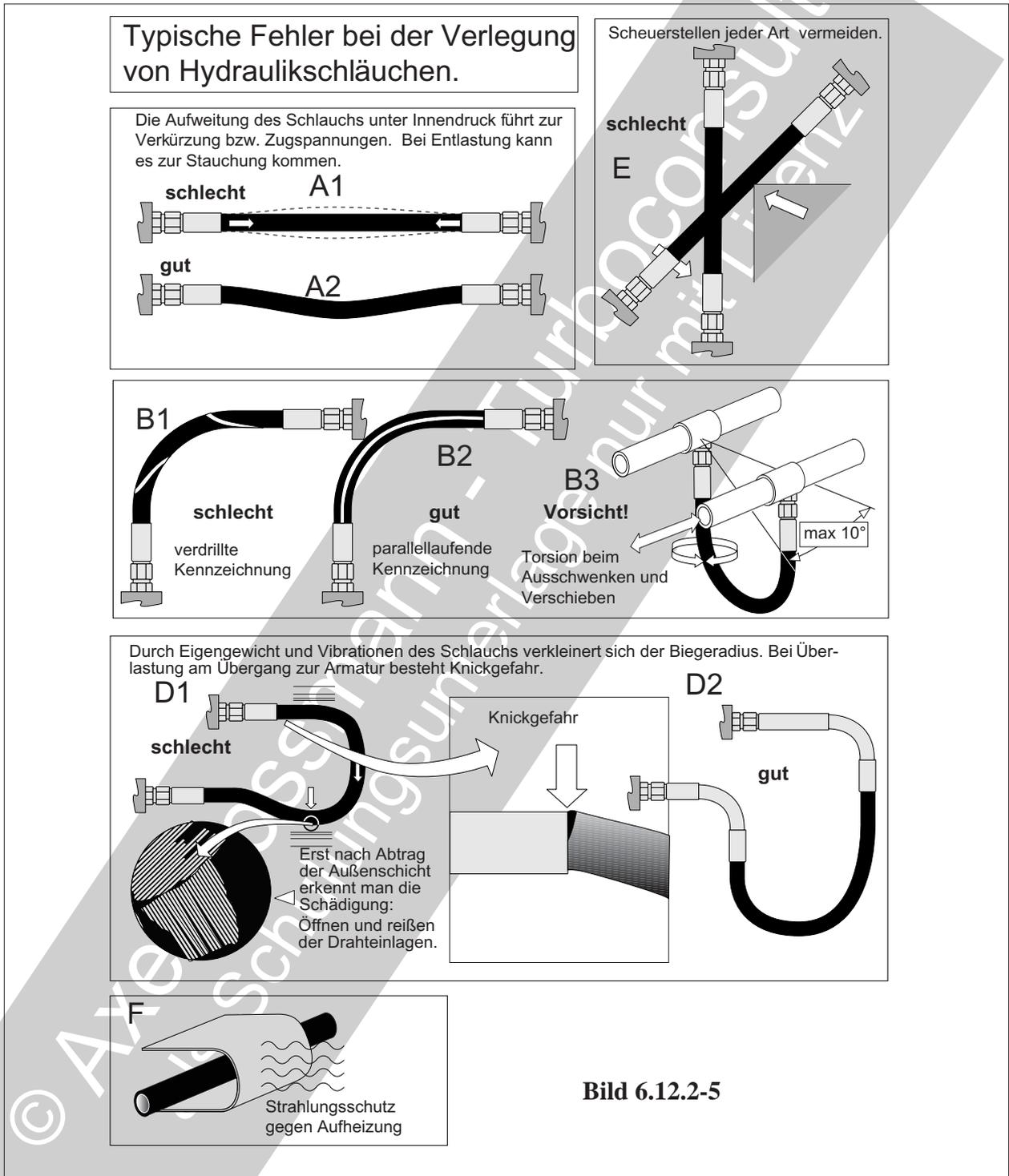


Bild 6.12.2-5

gekehrte Fall von Stauchbelastungen ist zu vermeiden. Ursache für die Spannungen ist eine **Dehnungsbehinderung** zwischen den Endverschraubungen („A1“). Abhilfe gewährleistet ein durchhängender Schlauch („A2“) dessen gewichtsbedingte Querverbelastung zu vernachlässigen ist.

Verdrillen der Schlauchleitung bei der Montage (Anziehen ohne Gegenhalten, „B1“) lässt sich an der spiraligen Verformung der axial verlaufenden Kennzeichnung erkennen („B1“). Im Betrieb kann unzulässige Torsion (über einen Gesamtausschlag von 10°) bei Relativbewegung der Schlauchenden (**Schwenken**, **Verschieben** „B3“) auftreten.

Der **Biegeradius** darf nicht zu eng sein, um eine Langzeitschädigung der zugbelasteten Polymerschichten (Rissbildung, Bild 6.12.2-7) und zu hohem Strömungswiderstand zu vermeiden. Zu beachten ist auch pulsierender Innendruck oder häufiges Abstellen. In solchen Fällen sollte der **Abstand der beginnenden Schlauchbiegung** vom Anschluss mindestens 1,5 x Außendurchmesser betragen.

Die **dynamische Beanspruchung** kann **Ermüdungsbrüche der Draht-Verstärkungslage** auslösen. Diese sind von außen bis zur Leckage/Versagen nicht erkennbar. Verständlicherweise darf **Knicken** nicht auftreten. Der Übergang in das metallische Endstück ist besonders schädigungsgefährdet („DI“). Den minimal zulässigen Biegeradius bestimmen Schlauchtyp und Nenndurchmesser (Außendurchmesser).

Bei **Berührung der Schläuche** („E“) untereinander oder benachbarten Bauteilen (z.B. Stromkabel) ist an beiden Partnern mit gefährlichem Verschleiß zu rechnen. In kritischen Fällen ist ein Schutzschlauch, jedoch nicht zu Lasten des 'Reibpartners', vorzusehen. Das gilt besonders bei Kurzschlussgefahr (Lichtbögen) mit äußeren Drahtlagen.

Wärmestrahlung ist in der Lage, den Schlauch gefährlich aufzuheizen. Dabei wird nicht nur dieser bleibend geschädigt. Auch Hydraulikflüssigkeit kann verändert werden (Alterung, Strömung, Viskosität, Kavitationsneigung). Gegebenenfalls ist ein **Strahlungsschutz** vorzusehen („F“).

Bild 6.12.2-6 (Lit. 6.12-1, Lit. 6.12-2 und Lit.6.12-4): **Undichtigkeiten** und Brüche von Hochdruckleitungen/-Schläuchen haben ein hohes **Gefährdungspotenzial** für Menschen und Anlagen.

Verletzungen durch freigewordene peitschende Schlauchleitungen und feine **Flüssigkeitsstrahlen** aus kleinen, stecknadelkopfgroßen Lecks (siehe Merksätze). Man denke nur an die Anwendung des Wasserstrahlschneidens oder von Impfpistolen.

Merksätze zur Vermeidung von *Verletzungsgefahren* durch Injektionen von Medien.

- Selbst feinste Hochdruckstrahlen können tief durch die Haut dringen und schnittwundenähnliche schwere Verletzungen erzeugen. Sofort den Arzt aufsuchen!
- Keine Berührung von unter Hochdruck stehenden Leitungen!
- Druckprüfung nur bei genügend *Abstand* und Schutzmaßnahmen.

Eine weitere Gefahr geht von **'peitschenden'** freien Schlauchleitungen aus. Hier sind vorbeugende, bewegungsbegrenzende Maßnahmen zu treffen.

Emissionen gesundheitsschädlicher Medien. Hier geht es nicht nur um Risse sondern auch um Porosität und 'nässende' Undichtigkeiten von Dichtungen und der Fassung an Armaturen. Hydrauliköle können **gesundheitsbedenklich** sein: **Augengefährdung**, Hautreizungen. Umweltproblematik: Wassergefährdung (**Entsorgungsproblem**).

Brände und Explosionen durch **Entzündung des Sprühnebels**

- An externen heißen Oberflächen.
- Lichtbogen und Funken bei Kurzschlüssen mit elektrischen Leitern bei verschleißbedingtem Kontakt mit Drahtlagen.
- Entladung statischer Elektrizität.

Folgeschäden und Funktionsausfall von Aggregaten des Systems wie Regler. Dadurch z.B. Gefahr **unkontrollierter Bewegungen** bei Betätigungen.

Korrosion: Hydrauliköle können insbesondere bei hohen Temperaturen (Zersetzung) korrosiv rissbildend (SpRK) auch auf sehr beständige Metallwerkstoffe wie hochfeste **Titanlegierungen** wirken (Bild 6.11.1.1-4)

Undichtigkeiten in Druckleitungen können äußerst folgenschwer sein.

Gefahren Lecks:	Ursachen	Abhilfen <small>kein Anspruch auf Vollständigkeit!</small>
Verletzungen durch austretende Flüssigkeit, insbesondere Feinstrahl	Ungenügende Sicherheitsvorkehrungen wie: - Gefährdungsbeurteilung - Arbeitssicherheit - Schutzmaßnahmen	- Einhalten der Vorschriften - Risikobeurteilung/ Gefahrenanalyse - Inspektionen/Prüfungen - Maschinenrichtlinien - Entlüften vor Druckprüfung - Schutz: Schutzschlauch: Abschirmung ('Freistrahleffekt' berücksichtigen!)
Emissionen durch giftige Flüssigkeiten (z.B. Hydrauliköl)	Durchlässigkeit/Permeabilität Leckage (z.B. Alterung, 'Schwitzen')	- Einflüsse ermitteln: z.B. Temperatur, Alterung, Biegeradien - Geeignetes Schlauchmaterial - Überwachung auf Lecks
Brände und Explosionen durch Zündung von Leckmedium	Ungeeigneter Schlauchwerkstoff zu hohe Permeabilität: 'Schwitzen' Elektrostatik	- Schutzgeflecht (ist kein Flammenschutz!) - Explosionsicherung - Geeignetes Schlauchmaterial - Technische Regelwerke - 'Konformitätsbewertung': Einstufung der Hydrauliköle
Kräfte/Schlagwirkung der Rohrleitung	Ausreißen des Schlauchs: Reaktionskräfte: 'Peitschen'	- Ausreißsichere Armatur - Sichernde Verbindungen - Zusatzbefestigungen: Kette, Seil, Haltestrumpf - Verkleidungen - keine Schneidringverbindungen verwenden
Beeinflussung angeschlossener Aggregate Anlauf unerwartet Abstellen nicht möglich Energieschwankungen Funktionsausfall	- Schneller Druckabfall, - Druckstoß - Pulsationen	Sicherungen, Überwachung/Regelung/ Schnellschluss
Schädigungen wie korrosive Wirkungen	Spannungsrissskorrosion von Titanlegierungen bei hohen Temperaturen	intensives Reinigen nach Benetzung
Elektrostatische Aufladung und Entladungen mit Funken	Ladungsträger: Verunreinigungen, Kondensate im Gasstrom oder Leck-Sprühnebel von Flüssigkeiten, auch Nassdampf Freistrahleffekt.	Schläuche mit Kennzeichen "M" oder "O". Bei Elastomerschläuchen sichere elektrische Verbindung zu den Metallarmaturen.

Bild 6.12.2-6

Bild 6.12.2-7 (Lit. 6.12-1): Der komplexe **Lagenaufbau** mit unterschiedlichen organischen und anorganischen Werkstoffen (Bild oben) beeinflusst auch spezifische Versagensmechanismen.

Dargestellt sind **Schäden**, die zumindest vom Fachmann **äußerlich erkannt** und gewertet werden können.

Ablösung der Decklage („A“): Leider ist über die Ursachen in der vorliegenden Literatur nichts zu finden. Anzunehmen ist eine Schädigung durch aggressive Medien. Besonders Quellen (Bild 6.12.2-3.1) mit den dabei auftretenden Druckspannungen steht im Verdacht. Zum anderen deuten die Schadensbilder in der Literatur auf den Einfluss von Schubspannungen zwischen Decklage und der lastaufnehmenden Drahtlage in Abhängigkeit von deren Orientierung hin.

Decklagenbeschädigung („B“) durch scharfe Kanten von Befestigungselementen wie metallischen Kabelbindern. Verschleißspuren an Kontaktstellen mit benachbarten Bauteilen (Bild 6.12.2-5).

Schnitte („C“) als Folge scharfkantiger Montagewerkzeuge oder unachtsamem ‘Handling’.

Blasenbildung („D“) als Folge zu hoher Temperatur (Bild 6.12.2-4).

Rissbildung („E“) besonders auf der Außenseite/Zugseite eines Schlauchbogens. Ursache ist die Versprödung der Decklage. Schädigende Einflüsse sind Temperatur, Fremdmedien oder ungeeignete Werkstoffwahl.

Reichen die **Risse bis zur Drahteinlage** („E“) kann diese korrodieren. Dies ist in manchen Fällen durch **Rostflecken** („F“) an der Schädigungszone erkennbar und zeigt einen bereits gefährlich weit fortgeschrittenen Schaden an.

Herauswandern des Schlauchs aus der Armaturenfassung (‘Kaltfluss’, „G“, Bild 6.12.2-2.2).

Marderbiss („H“) ist ein weitverbreitetes Phänomen an **Bremsschläuchen** und **Kühlwasserschläuchen** von Straßenfahrzeugen. Offenbar ist der Spieltrieb entscheidende Motivation. Es

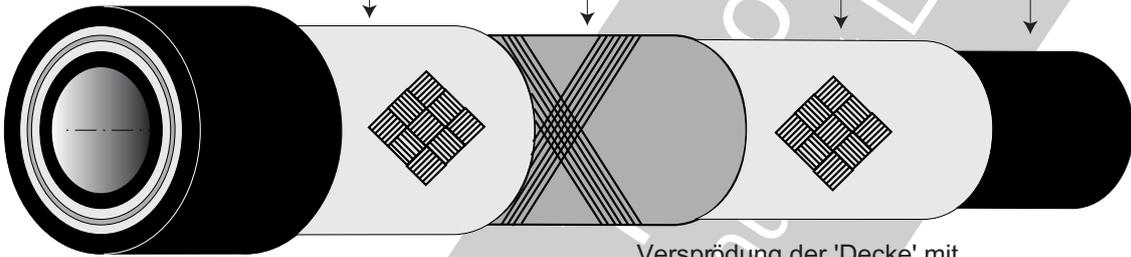
werden im Internet unterschiedliche Abhilfen (Geruch, Flüssigkeiten, Ultraschall) diskutiert. Der Erfolg scheint jedoch zweifelhaft.

Typische Schadensbilder an Hydraulikschläuchen.

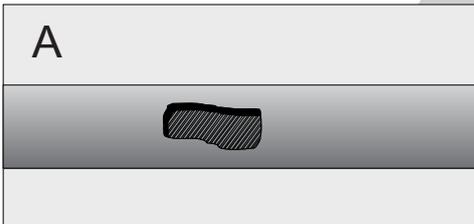
nach Lit. 6.12.1.2-1

Beispiel eines mehrlagigen Hydraulikschlauchs (Lagenart und -zahl typenabhängig)

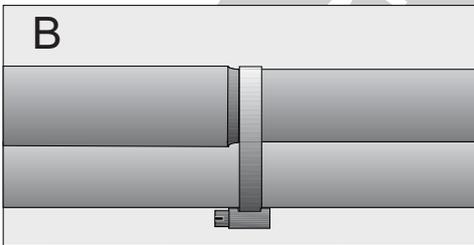
Decke/Außenschicht (Polymer/ Gummi) Einlage (Gewebe: Draht, Fasern) Spiralschlauch (zwei gegenläufige Drahtwicklungen) Einlage (Gewebe: Draht, Fasern) Seele (Polymer/ Gummi)



Ablösung der 'Decke' ▽



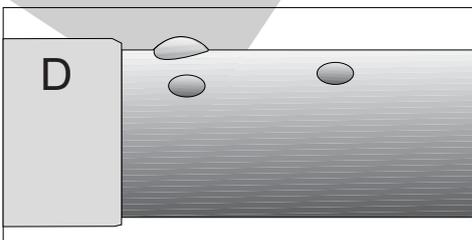
'Decke' von Kabelbinder oder Schelle beschädigt ▽



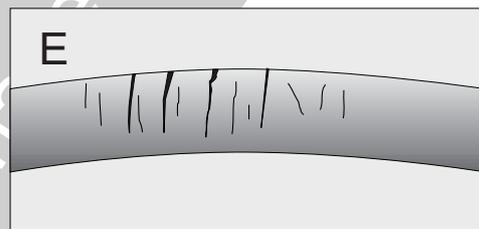
Schnitt, Problem: Tiefe nicht sicher feststellbar ▽



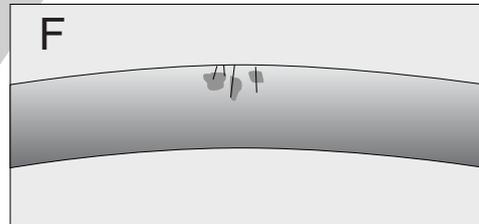
Blasenbildung ▽



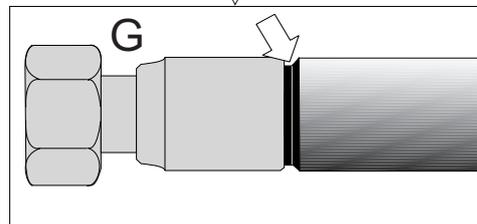
Versprödung der 'Decke' mit Rissbildung ▽



Versprödung der 'Decke' mit Korrosion der Drahteinlage ▽



'Kaltfluss' am Armaturenübergang/Fassung ▽



Nadelstichtartiger 'Marderbiss' ▽

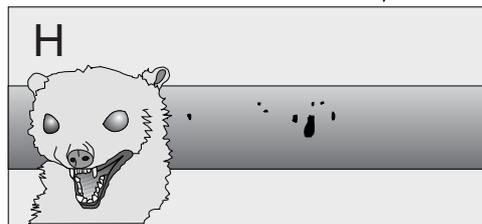


Bild 6.12.2-7

Literatur zu Kapitel 6.12

- 6.12-1** H.Wetteborn, „Hydraulische Leitungstechnik - Ein Praxishandbuch“, Fa. „HANSA-FLEX GmbH, Bremen 2008, ISBN 978-3-88808-703-5, Seiten 69-71, 137-154, 385-661.
- 6.12-2** „Leitfaden - Sicherer Umgang mit Hydraulikschlauchleitungen“, Fa. HYDRO FLUID AG, 1997, www.butwillis-hydraulik.de, Seite 1-18.
- 6.12-3** „Hydraulik-Schlauchleitungen - Regeln für den sicheren Einsatz“, Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung BG-Regel, BGR 237, Februar 2008, www.publikationen.dguv.de/dguv/pdf/10002/bgr237.pdf, Seite 1-48.
- 6.12-4** „Hydraulik-Schlauch, Armaturen und Zubehör - Technisches Handbuch“, Katalog 4400/DE, Broschüre der Firma Parker, www.parker.com/literature/, Seite 1-13.
- 6.12-5** „Kühlwasserschlauch nach DBL 6254-11“, Angaben der Fa. Contitech Schlauch GmbH, www.contitech.de/is, 1 Seite.
- 6.12-6** „Bedienungsanleitung für Schlauchleitungen“, Angaben der Fa. HSR GmbH, www.hsr.de, 8 Seiten.
- 6.12-7** G.Müller-Syring, „Permeation von Gasen durch Kunststoffrohrleitungen“, Zeitschrift „Energie / Wasserpraxis“ 12/2006 - DVGW Jahresrevue, www.dbi-gut.de, Seite 70-73.
- 6.12-8** M.Orzinski „Untersuchung der Permeation von anorganischen Gasen und organischen Verbindungen durch barriereverbesserte Kunststoffflaschen und ihre messtechnische Erfassung“, Dissertation, Berlin 2007 D83, opus.kobv.de/tuberlin/volltexte/2007/1491/pdf, Seite 1-102.
- 6.12-9** „Schläuche und Zubehör - Schläuche für Schweißen, Schneiden und verwandte Verfahren“, Angaben der Fa. Airliquide, www.airliquide.at/loesungen/produkte/equipment/.../schlaeuche2.pdf, , Seite 148 und 149.
- 6.12-10** „Thermische Eigenschaften von Polymeren“, www.uni-due.de/pc-sa/Lehre/Vorlesung_NWGIWI-231-240-s-w.pdf, Seite 231-240.
- 6.12-11** „Bremsflüssigkeit und Bremsschläuche“, www.e30forum.de/diyfaq/bremse/bremse.htm, Seite 1-4.
- 6.12-12** „Bremsflüssigkeit“, www.de.wikipedia.org. Stand 12 2011, Seite1-3.