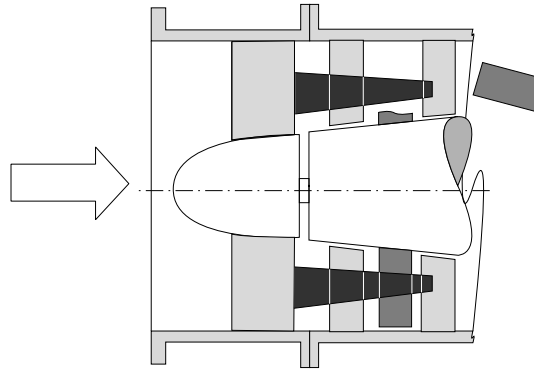


12.6.3.1 Schwingungsanregungen und Schwingbeanspruchung im HCF-Bereich



Von einer **dynamischen Beanspruchung im HCF-Bereich** spricht man, wenn es nach ca. 10^5 **Lastwechseln zu Schwinganrissen kommt** (Bild 12.6.1-6). Bei diesem dynamischen Belastungsniveau erfolgt die Anrissbildung ohne „merkliche“ plastische Verformungen.

Triebwerke weisen in ihrer charakteristischen Bauweise viele dünnwandige, leichte, statisch und dynamisch hoch ausgelastete Strukturen auf. Diese unterliegen **hochfrequenten Schwingungserregungen** wie Luft/ und Gasströmungen, mechanische Vibrationen sich berührender Bauteile, Unwuchten, Verbrennungs-Schwingungen und Zahnkräfte aus Getrieben. Die hohe auslegungsbedingte Auslastung der Festigkeit führt zu einer entsprechenden Ermüdungsempfindlichkeit bei zusätzlichen, unerwartet hohen dynamischen Beanspruchungen, insbesondere durch Resonanzen. Im Folgenden soll auf die Möglichkeiten schadensauslösender Schwingungsanregungen besonders betroffener **Bauteile** eingegangen werden (Lit 12.6.3.1-5).

Verdichterschaufeln:

Bei älteren Triebwerkstypen sind erfahrungsgemäß Laufschaufeln für Schwingerermüdung empfindlicher als Leitschaufeln. Dies ist verständlich, weil die schadenswirksamen Schwingmoden der schlanken Blätter (kurze Sehne) mit relativ dicken Kanten und Profilen meist niedriger Ordnung (90% aller Schäden) sind. Schadensauslösend waren **Biegeschwingungen** 1. und 2. Ordnung und die Torsionsschwingung 1. Ordnung (Bild 12.6.3.1-5). Rotorschaufeln unterliegen mehr potentiellen Schwingungsanregungen als Leitschaufeln. Häufig verhinderten Innendeckbänder der Leitschaufeln Grundbiegeschwingungen. Für moderne Verdichter, deren Schaufeln eine relativ große Sehnenlänge aufweisen (eng. **wide chord**) ist diese Aussage differenzierter zu betrachten. Die Tendenz zur „wide chord“-Schaufel mit sehr dünnen Profilen und scharfen Kanten begünstigt Schwingmoden höherer Ordnung wie die „Lyra-Mode“ die zu Schwingbrüchen an den Blattecken führt (Band 2, Bild 7.1.3-4 und Bild 7.1.3-18, Bild 12.6.3.1-5). Die extrem dünnen scharfkantigen Profile moderner Leitapparate begünstigen sog. „**trailing edge**“-Risse, die parallel zu den Kanten verlaufen (Bild 12.6.3.1-5) und durch Schwingmoden höherer Ordnung ausgelöst werden. Hiervon sind besonders die großen Leitschaufeln der Fanstufen in Kampfflugzeugtriebwerken betroffen. Mit der Einführung von **Blisks**, können gekoppelte Schwingungen zwischen Schaufeln und Scheiben in den Vordergrund treten. Schwingungsmoden höherer Ordnung werden wegen der geringen Auslenkung nur wenig von der umgebenden Luftströmung gedämpft und werden nur von Reibungsdämpfung vor Schwingüberlastung „geschützt“. Damit werden integrale Bauweisen wie **gelötete oder geschweißte Leitapparate** und Blisks besonders schwinganfällig, denn ihnen fehlt konstruktionsbedingt die Reibungsdämpfung (Bild 12.6.3.4-8).

Turbinenschaufeln:

Obwohl Turbinenschaufeln gewöhnlich im Vergleich zu Verdichterschaufeln dicke steife Profile aufweisen, treten auch hier Schäden im HCF-Bereich, meist als Folge hochfrequenter Schwingungen, auf. Alle Schädigungen welche die Zugspannung infolge Kerbwirkung heraufsetzen und/oder die Festigkeit mindern sowie Zug-Eigenspannungen begünstigen Schwingbrüche. Neben Wirbelschleppen und mechanischen Anregungen können Druckschwingungen aus der Brennkammer gefährliche Schwingungen auslösen (Bild 11.2.2.1-4). Diese Gefahr steigt mit der Einführung von Low-NO_x-Brennkammern, die zu Instabilität der Verbrennung neigen.

Labyrinth:

Labyrinth sind schwingungsempfindliche Gebilde (Band 2, Seite 7.2.1-9). Schwingbrüche werden von Anrissen in Anstreifzonen (Warmrisse) begünstigt.

Rotoren und Wellen: Die Erregungsmöglichkeit dieser umlaufenden Systeme sind äußerst vielfältig (Bild 12.6.3.1-10). Sie beruhen auf mechanischen, aeromechanischen und aerodynamischen Effekten (Bild 12.6.3.1-11 und Bild 12.6.3.1-12; Bild 12.6.3.1-20).

Scheiben: Scheibenschwingungen (Bild 12.6.3.1-18) treten auch mit dem Schaufelkranz gekoppelt auf. Sie dürften mit der Einführung größerer, flexibler **Blisks** (keine Reibungsdämpfung am Schaufelfuß), z.B. im Fan von Kampfflugzeug-Triebwerken an Bedeutung gewinnen. Auch scheinbar massive **gegossene Turbinenräder** von Kleingasturbinen können erfahrungsgemäß erstaunlich empfindlich für hochfrequente Schwingungen sein (Kapitel 12.6.3.2)

Bild 12.6.3-1: Es handelt sich in der Hauptsache um 4 Arten der Schwingungsanregung. Das Erkennen der Anregung und die Art der Schwingung ist eine Voraussetzung für gezielte Abhilfen und aufwändige Verifizierungsversuche an Verdichtern.

Wirbelschleppenerregung (Lit 12.6.3-5): Dies ist eine Anregung die in einer Strömung häufig auftritt. Vor und hinter Schaufeln und Streben bildet sich eine Zone niedriger Strömungsgeschwindigkeit (Bild 12.6.3.1-2.2). Die hinter den Leitschaufeln entstehende Wirbelschlepp (Nachlaufdüse) verringert in der Störungszone die aerodynamische Kraft auf die folgende Laufschaufel. Vor der Eintrittskante der Leitschaufel steigt der statische Druck an. Laufschaufeln der vorhergehenden Stufen durchlaufen diese Störungszone. Auch die Leitschaufeln werden von Strömungsstörungen der benach-

barten vorbeilaufenden Rotorschaufeln getroffen und angeregt. Im ungünstigen Fall fällt diese Impulsfrequenz oder deren Harmonische mit einer Eigenfrequenz der Schaufel zusammen. Dann liegt Resonanz mit der Gefahr hoher Schwingamplituden vor.

Diese Erregungsform wird in modernen Verdichtern ausgeprägter. Die hohe aerodynamische Belastung und die langen Schaufelsehnen begünstigen die Intensität der Störungen. Die Tendenz **axiale Abstände der Stufen immer mehr zu verringern**, um die Länge des Verdichters und damit sein Gewicht zu minimieren, lässt die Störungen effektiver einwirken. Besonders gefährdet für eine Anregung sind die breiten schlanken integral verschweißten Leitschaufelgitter im Fan-Bereich von Kampfflugzeug-Triebwerken. Hier sind hochfrequente Torsionsschwingungen möglich, bei denen Risse längs zur Blattkante entstehen (Bild 12.6.3.1-6).

Die Beschaukelung von Verdichter und Turbine kann auf vielfältige Art zu gefährlichen Schwingungen angeregt werden

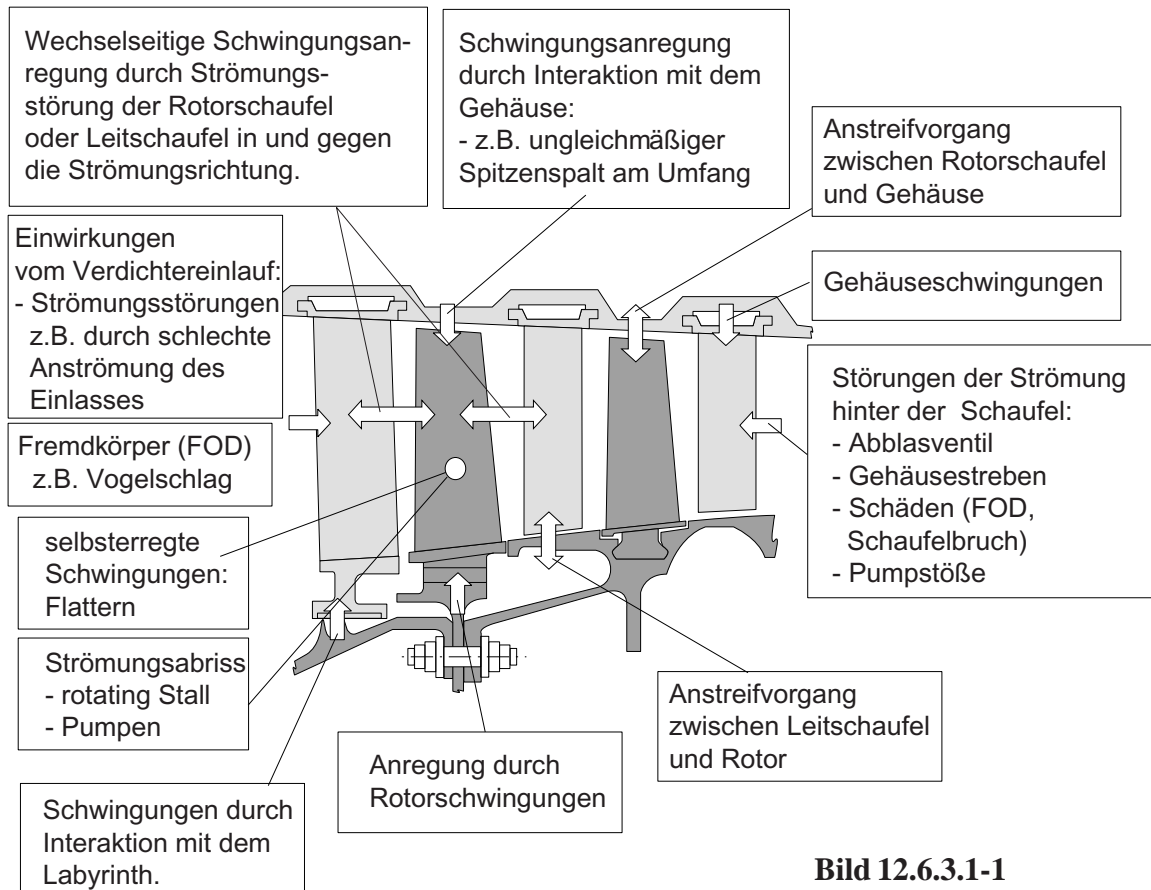


Bild 12.6.3.1-1

Flattererregung: Flatterschwingungen können als Biegeschwingung (Grundbiegeschwingung) und/oder als Torsionsschwingung auftreten. Es handelt sich um eine Selbsterregung. Sie wird von Auftrieb und Angriffspunkt der aerodynamischen Kräfte bestimmt (Bild 12.6.3.1-2.3 und Bild 11.2.1.1-3). Tritt Flattern auf, ist es schwer, aus diesem Zustand herauszukommen. Schaukelbrüche können innerhalb von Sekunden auftreten (Bild 11.2.1.2-9).

Erregung durch rotierende Zellen mit Strömungsabriss (engl. rotating stall): Bereits bevor die Pumpgrenze erreicht wird, kommt es zu örtlichem Strömungsabriss an einzelnen oder

mehreren benachbarten Schaufeln (Bild 11.2.1.1-1 und Bild 11.2.1.2-6). Es können mehrere Umfangszonen mit derartigen Strömungsstörungen auftreten (Bild 11.2.1.1-12). Diese Zonen rotieren mit etwa der halben Umfangsgeschwindigkeit in Rotationsrichtung des Läufers.

Im Bereich des Strömungsabrisses fällt der Auftrieb des Rotor-Schaukelblattes bzw. die Umfangskraft ab. Tritt die Schaukel aus der Störungszelle, nimmt die aerodynamische Kraft wieder zu. Es entsteht eine pulsierende Kraft auf die Rotorschaukel, während die Schaufeln durch die Zellen laufen. Stimmt die Impuls-

frequenz oder deren Harmonische mit Eigenschwingungsformen der Schaufel überein, kann es zur Resonanz mit Schwingerermüdung und Schaufelbrüchen kommen. Die Vorhersage der Anzahl der auftretenden Störungszellen und ihre Umfangsgeschwindigkeit ist bis heute nicht sicher. Dies erschwert gezielte, vorbeugende Maßnahmen für anfällige Verdichterstufen.

Kombinierte Anregungen: *Literatur 12.6.3-2 beschreibt einen Fall, in dem eine rotierende Strömungsinstabilität im Bereich der Spitze der Rotorschaukeln der ersten Verdichterstufe diese zu gefährlich hohen Schwingungen anregte. Die Wirbelablösung in den betroffenen Blattzonen erzeugt ähnlich dem „rotating stall“ Druckwellen, die mit einem Bruchteil der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors umlaufen (Bild 11.2.1.1-1).*

Im Falle eines Fremdkörperschadens mit Deformationen an der Beschaukelung können sich im Bereich der Verformungen starke Strömungsstörungen bilden und „rotating stall“ auch im sonst stabilen Betriebsbereich auslösen.

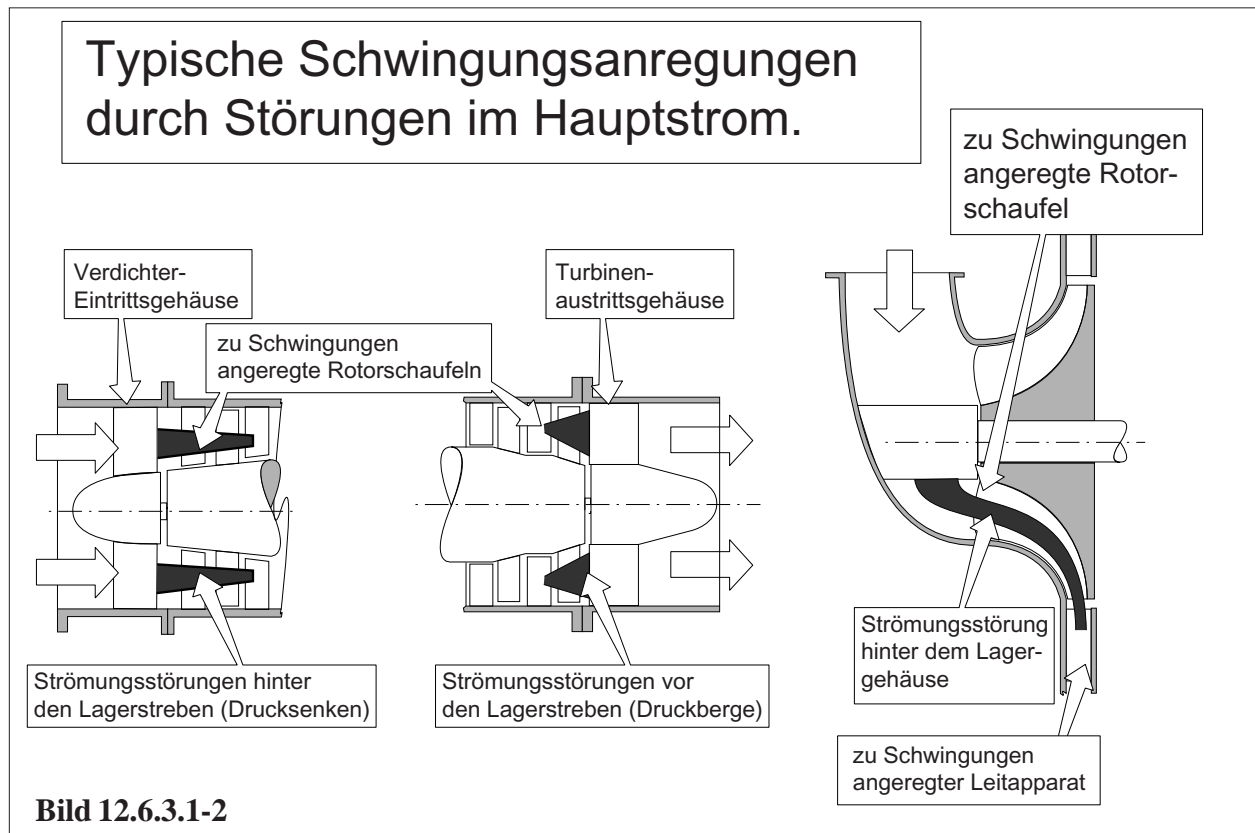
Unsystematische Erregungen: *Die Erfahrung zeigt, dass in den Schaufelgittern von Verdichtern Biege- und Torsionsschwingungen mit gefährlich hohen schwankenden Amplituden auftreten können, die keiner der angeführten Erregungsarten zuzuordnen sind. Es wird vermutet, dass diese Schwingungen auf sporadische mechanische Anregungen und/oder zufällige Störungen und Wirbel in der Strömung zurückzuführen sind.*

Zu diesen Erregungen lassen sich auch Pumpstöße zählen, die mit hochfrequenten Schwingungen zu extremen Auslenkungen der Schaufeln führen können (LCF bei hoher Frequenz).

Ungünstige Einlaufströmung: *Ungleichmäßiger Druck, Geschwindigkeit und Temperatur in der Einlaufströmung (Bild 11.2.1.1-15) führen zu sich ändernden aerodynamischen Kräften auf Rotorschaukeln, die diese Zonen*

durchlaufen. Derartige Störungen kommen in S-förmig geschwungenen, längeren Einlaufkanälen der Triebwerke in Kampfflugzeugen vor (Bild 11.2.1.1-14 und Bild 11.2.1.1-15). Bei zweimotorigen Kampfflugzeugen mit beidseitig am Rumpf angeordneten Einläufen können diese während schräger Anströmung die Einlässe teilweise abdecken (Bild 11.2.1.1-13). Ist der Einlass unterhalb des Rumpfs angebracht stören Wirbel, die sich von der Lippe des Kanals bei großen Anstellwinkeln ablösen, die Einlaufströmung. Wenn sich eine Bodenvortex bildet, stört diese an ihrem Eintritt in den Verdichter die Strömung in einem eng begrenzten Bereich massiv (Bild 11.2.1.2-15). Die Folge ist eine Schwingungsanregung der Fanstufen (nicht nur der ersten). Werden beim Landen Heißgase bei der Schubumkehrerbetätigung oder Dampf während des Katapultstarts auf einem Flugzeugträger angesaugt (Bild 11.2.1.2-11), führt dies zu Temperatur-Ungleichmäßigkeiten in der Einlaufströmung. Im Extremfall kann das gefährliche Schaufelschwingungen im Fanbereich (Bild 11.2.1.1-16) auslösen.

Mechanische Anregung: *Schaukeln können gefährlich stark mechanisch angeregt werden. Hierzu gehören mit der Scheibe gekoppelte Schwingungen (Bild 12.6.3.1-18) und Anregungen von Leitschaukeln über das Gehäuse. Das Gehäuse unterliegt seinerseits hochfrequenten Anregungen der „blade passing frequency“ auf Grund der Druckunterschiede zwischen Druck- und Saugseite an der Schaufelspitze. Diese Schwingungen übertragen sich auf die im Gehäuse befestigten Leitapparate. Werden Schaufeln von Labyrinthringen axial fixiert, können Labyrinthschwingungen (Band 2, Seite 7.2.1-9) die Beschaukelung anregen. Eine besondere Anregungsform tritt beim Anstreifen von Schaufelspitzen auf (Band 2, Bild 7.1.3-4, Lit. 12.6.3.1-21). Es kann dabei in kurzer Zeit zu einer Schwingüberlastung kommen. Um dies zu vermeiden, sind die Anstreifsysteme entsprechend zu optimieren. Typische Einflüsse*



se auf die Schaufelbelastung beim Anstreifen sind:

- Lagerung des Rotors (Anordnung, Art).
- Dämpfung und Steifigkeit des Systems (Rotor, Schaufeln, Gehäuse, Lagerung).
- Schaufelbefestigung im Rotor (integral oder eingesetzt: geklemmt, lose, eingeklebt).
- Schaufelabstützung (z.B. mit oder ohne Deckband, geschlossenes Deckband, verspannte Deckbänder usw.).
- Zustellbewegung (Größe, Geschwindigkeit)
- Kontaktbereiche (Zahl, Länge)
- Spaltausbildung (Symmetrie, Weite, Länge)
- Einlaufverhalten des Tribosystems (Schicht im Gehäuse, Blattspitze).

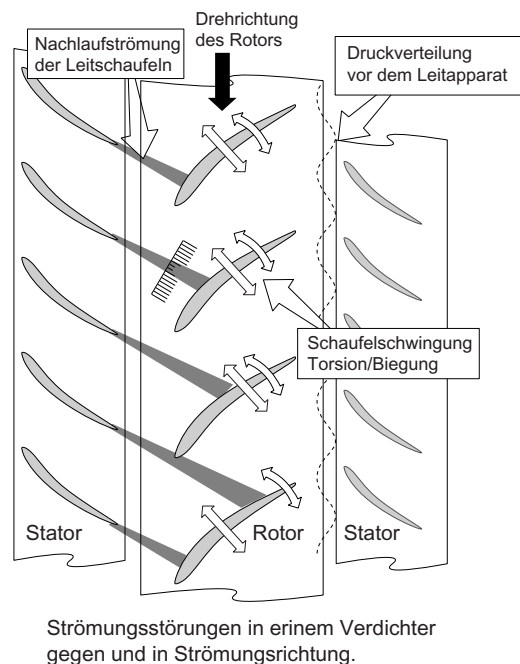
Extreme Schaufelschwingungen mit Ermüdungsbrüchen innerhalb von Sekunden können als Folgeschäden eintreten. Dies ist z.B. der Fall, wenn sich ein abgebrochenes Schaufelblatt in das Gehäuse legt und von Rotorschaukeln überlaufen wird. Diese erfahren LCF-Biegeschwingungen (Bild 12.6.1-17.2) im plastischen Bereich.

Bild 12.6.3.1-2.1: Der Querschnittsverlauf und die **Streben von Gehäusen**, welche die Gasführung übernehmen hat Einfluss auf Strömungsstörungen und damit auf die Schwingungsanregung der Beschaukelung in Verdichter und Turbine.

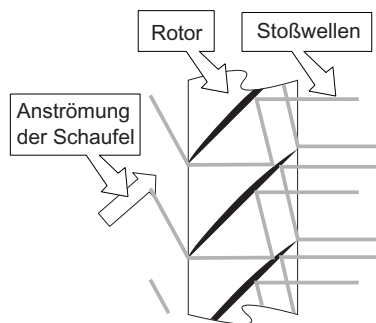
Interessant sind viele Beispiele für Strömungsstörungen, die sich nicht nur **in Strömungsrichtung** (Skizze links und rechts) sondern auch **gegen** die Strömungsrichtung (mittlere Skizze; Bild 12.6.3.3-13) gefährlich schwingungsanregend auswirken können. Typische Strömungsstörungen sind Streben von Eintritts- und Austrittsgehäusen. Radialmaschinen mit **seitlichen Einläufen** (Skizze rechts) und einseitiger und zweiseitiger Ansaugöffnung werden häufig bei kleineren Wellenleistungstriebwerken, wie sie für Hubschrauber typisch sind, gewählt. Dabei erfährt die Strömung durch die nach vorne verlaufende Abtriebswelle bzw. einen zentralen Gehäuseansatz eine Störung. Diese ist in der schwingungstechnischen Auslegung der Räder und Leitapparate zu berücksichtigen.

Flattern kann von unterschiedlichen Anregungen ausgelöst werden.

Die üblichen Strömungsstörungen von den Schaufelblättern können unter geeigneten Bedingungen Flattern auslösen.



Flattererregung bei einem supersonischen Schaufelgitter



Supersonisches Schaufelgitter mit supersonischer Eintrittskante:

Bei Schwingung der Schaufeln wird die Anordnung der Stoßwellen so verändert, dass im ungünstigen Fall eine Schwingungsanfachung (Flattern) erfolgt.

Bild 12.6.3.1-2.2

Bild 12.6.3.1-2.2 (Lit 12.6.3.1-27): Die **Relativbewegung der Schaufelreihen von Rotor und Stator** führen zur Anregung von **Vibrationen**. Die **Rotorschaukeln** werden von den **Wirbelschleppen** der in der Strömung davorliegenden Schaufeln und den **Störungen** vor den Eintrittskanten der in Strömungsrichtung folgenden Schaufeln **periodisch beeinflusst**

(Skizze oben). Bei **Überschallströmung** führen **Stoßwellen** zu einem ähnlichen Effekt (Skizze unten, Bild 12.6.3.4-23.2). Weil die so erzeugte **Schwingung** von dem Verhalten der schwingenden Struktur gesteuert ist spricht man im Englischen von „**Forced Response**“.

Von diesen Anregungen unterscheiden sich **Schaukelerschwingungen** durch **Selbsterregung**

Flattern ist ein selbsterregender Vorgang, aus dem kaum mehr herauszukommen ist. Schaufelbrüche sind häufig die Folge.

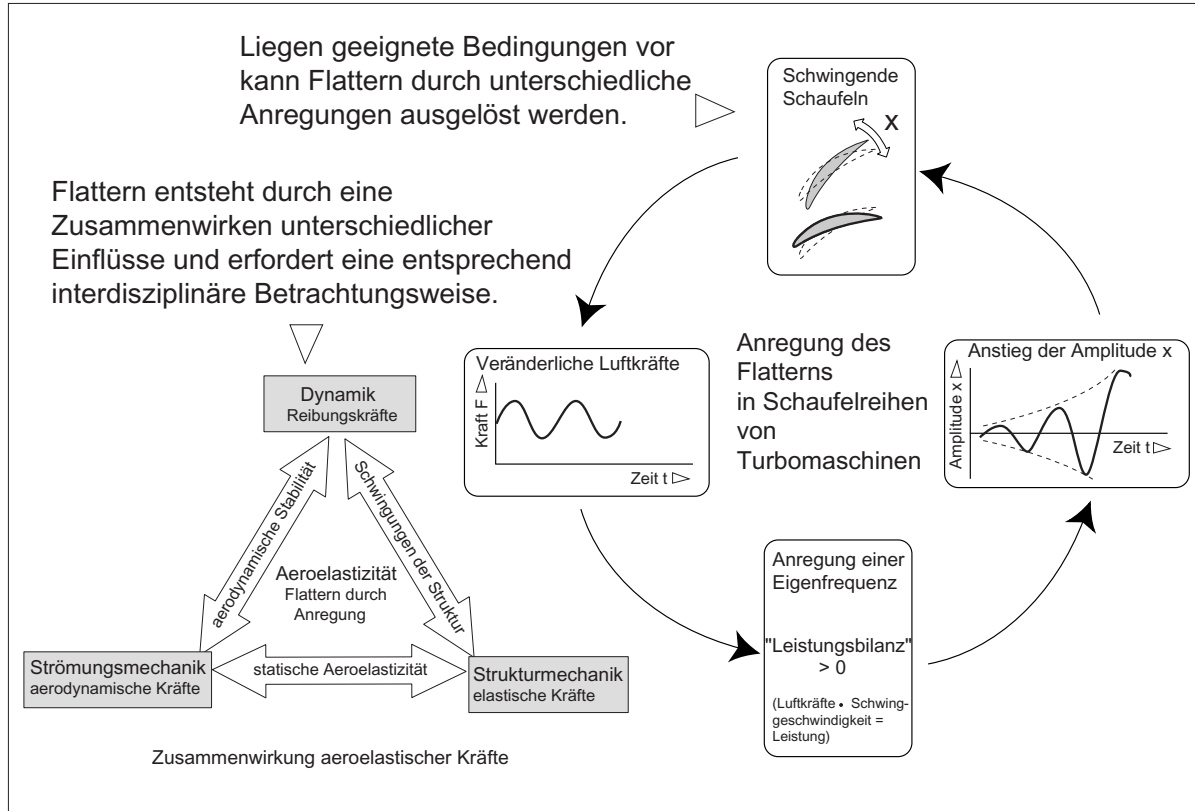


Bild 12.6.3.1-2.3

(**Flattern**, Bild 12.6.3.1-2.3) grundsätzlich. Flattern kann jedoch unter ungünstigen Umständen durch „Forced Response“ Vibrationen ausgelöst werden.

Bild 12.6.3.1-2.3 (Lit 12.6.3.1-27): Das linke Schema zeigt das Zusammenwirken der von den einwirkenden Kräften bestimmten drei Fachdisziplinen die zur analytischen Behandlung des Gebiets der Aeroelastizität und damit des **Flatterphänomens** erforderlich sind.

Das linke Schaubild zeigt den grundsätzlichen Vorgang der Flattererregung (**aeroelastische Instabilität**).

Schaufeln werden im Betrieb immer etwas vibrieren (Bild 12.6.3.1-2.1 und Bild 12.6.3.1-2.2). Diese gewöhnlich zulässigen Schwingungen verändern die Strömung um das Blatt (Bild 11.2.1.1-3) und die benachbarten Schaufeln. Die Änderung des Anströmwinkels regt z.B. eine Torsion des Blattes an. Die Schwingamplitude hängt von den erregenden aerodynamischen Kräften ab. Wenn die anregende Leistung größer als die von der Dämpfung „vernichtete“ Leistung, ist schaukelt sich die Schwingung auf (selbstverstärkender Vorgang).

Schwingungen werden nach Möglichkeit bei der Maschinenentwicklung vermieden, aber auch hier gilt "the engine will tell us".

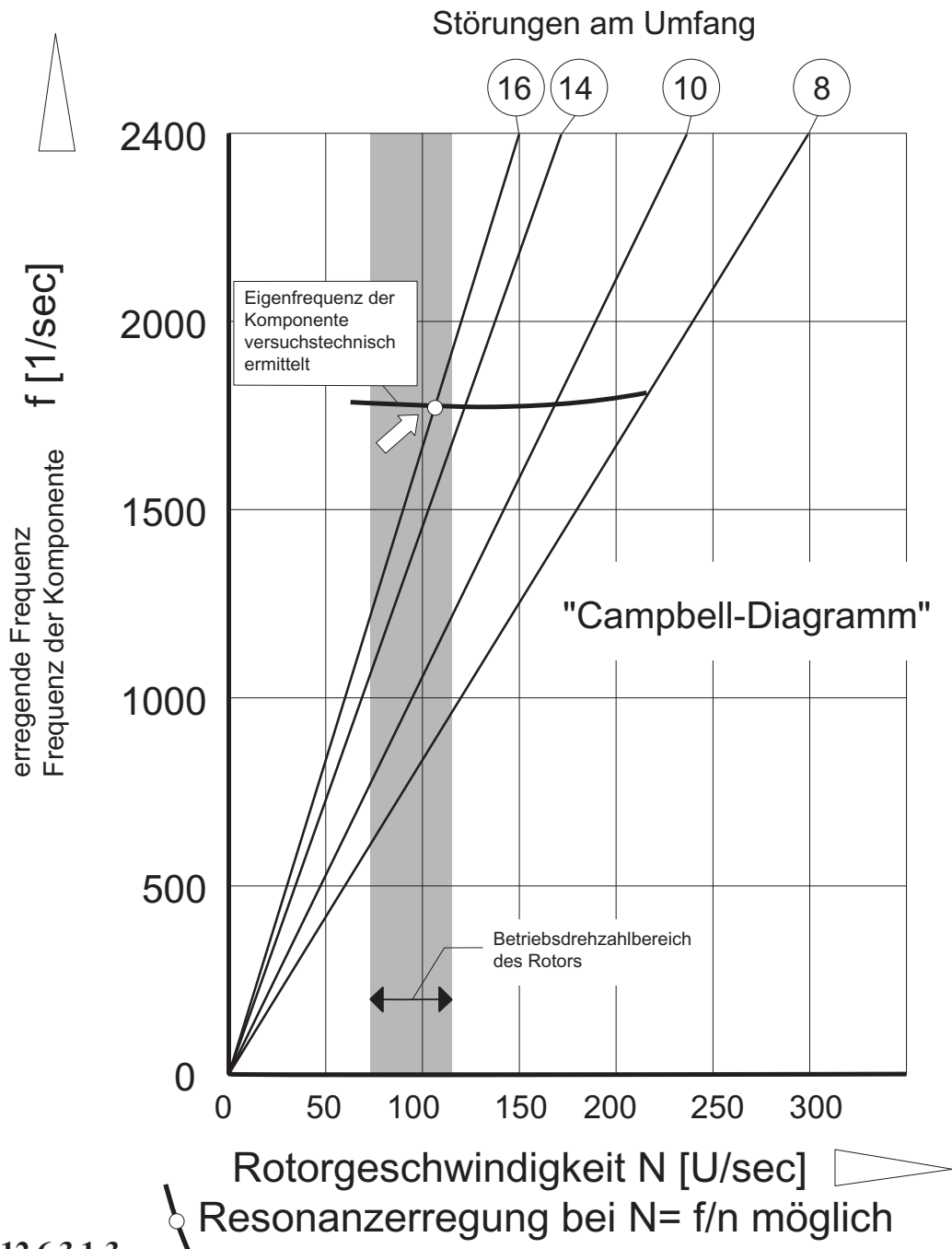


Bild 12.6.3.1-3 (Lit 12.6.3.1-3): Das sogenannte **“Campbelldiagramm“** ermöglicht es bereits in der Auslegungsphase, aber auch bei der Ursachenermittlung im Schadensfall, **Resonanzen zu erkennen und die Quellen der Schwingungsanregung zu identifizieren** (siehe auch Bild 12.6.3.4-1). In diesem Diagramm ist auf der Abszisse die Rotorfrequenz (Hz), entsprechend den Umdrehungen in einer Sekunde, auf der Ordinate die Eigenfrequenzen der schwingenden Komponente und der Erregungen aufgetragen. Für jede Störung läßt sich in diesem Diagramm eine Gerade entsprechend der Störungen am Umfang einzeichnen. Die Kurve der Eigenfrequenz (keine horizontale Gerade weil Fliehkräfteinfluss und Temperaturabhängigkeit des E-Moduls eingehen) schneidet diese Geraden in möglichen Resonanzpunkten im Betriebsdrehzahlbereich (hier einem einzigen, siehe Pfeil). Typische Störungen im Gasstrom sind Streben, Leitschaufeln, und Luftentnahmen (Abblasöffnungen). Bei Schadensfällen werden experimentelle **Schwingungsanalysen** (z.B. Modalanalyse) benutzt. Dabei ist diejenige **Schwingungsform** (Mode) die wahrscheinlich schadensursächliche, bei der im Anrissbereich des Schadenteils die höchsten Beanspruchungen auftreten würden. Dies ist der Ort mit den höchsten Oberflächendehnungen (kleinster Krümmungsradius zwischen den **Knotenlinien**). Messungen mit Dehnungsmessstreifen ermöglichen den Nachweis bzw. eine Bestätigung. Der Einfluss des Betriebs auf die tatsächliche Höhe der entstehenden Belastung wird dann aus Erfahrungswerten abgeschätzt. Natürlich wird man versuchen, die Resonanzmöglichkeiten für wichtige Komponenten konstruktiv außerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs des Rotors zu legen. In der Entwicklungsphase eines Triebwerks wird die Eigenfrequenz der Komponenten so ausgelegt, dass keine gefährliche Resonanz auftritt. Da aber von Start bis Vollast und der Fülle der strömungsbeeinflussenden Komponenten eine Vermeidung aller potenzi-

ellen Resonanzen nicht möglich ist, muss letztendlich der Versuchsbetrieb der Maschine letzte Klarheit schaffen. *“the engine will tell us“*, wie man im Angelsächsischen so schön sagt.

Fehlt die zum sicheren Betrieb notwendige Dämpfung oder geht diese im Betrieb verloren, erhöht sich die Gefahr von Schwingbrüchen.

Ursachen für ungenügende Dämpfung schwingender Strukturen, insbesondere von Leit- und Laufschaufeln:

- Konstruktion:
 - Verklemmen durch ungeeignete Toleranzen,
 - Dehnungen (Temperatur, mechanische Belastung),
 - Geometrie (z.B. Winkel von Schwalbenschwanzverbindungen)
- Montage:
 - Berührungsfreies Positionieren von ("unerkannten") Dämpfungsflächen
 - Verwendung ungeeigneter Hilfsstoffe (z.B. Schmiermittel wo ungeschmierte Flächen vorgesehen sind)
- Reparatur:
 - Verwendung von Beschichtungen, die in ihrem Reibverhalten von den Originaloberflächen deutlich abweichen.
- Wartung:
 - Verwendung ungeeigneter Hilfsstoffe wie Reinigungsmittel und Schmierstoffe
- Betrieb:
 - Verklemmen durch:
 - ungewöhnliche Dehnungen
 - Korrosion, Oxidation
 - Staubablagerungen
 - Makroskopisches oder mikroskopisches Verschweißen durch Fretting
 - "Verlöten" durch niedrig schmelzende Metalle (z.B. Silber)
 - Verlust eines ausreichenden Ölpolsters ("Squeeze-Film") bei gedämpften elastischen Lagerungen

Bild 12.6.3.1-4

Bild 12.6.3.1-4: Eine **geringe Dämpfung** kann eine gefährliche Schwingungsanregung und damit Schwingbrüche ermöglichen (Band 2, Bild 6.3-3).

Auch wenn keine gezielten Dämpfungsmaßnahmen (Kapitel 12.6.3.4) vorgesehen sind, wirken auf Bauteile häufig neben der **Luftdämpfung** weitere schützende Dämpfungen. Meist handelt es sich um **Reibungsvorgänge an Kontaktflächen** der Fußbefestigung, Deckband- und Fußplattform sowie Abstützung des Blattes (**Clapper**). Doch auch dämpfende Beschichtungen, deren Anwendung eigentlich zu einem anderen Zweck erfolgt (z.B. Erosions- oder Korrosionsschutz), sind nicht zu vergessen. Geht diese, häufig unbewusst genutzte Dämpfung verloren, kann es zu Schwingbrüchen kommen. Typische Mechanismen die eine Dämpfung abbauen sind:

- Mechanisches Verklemmen von Steckverbindungen.
- **Kaltverschweißen** („**Fressen**“) frettingbeanspruchter Auflageflächen.
- Verlöten bzw. **verkleben durch Schmelzen** aus Verunreinigungen (Staub; abgelöstes Silber Bild 12.4-12).
- Alterung und/oder **Ablösen von Belägen**.

Diese Mechanismen lassen sich sehr unterschiedlichen Ursachen zuordnen wie

- Konstruktion
- Montage
- Reparatur
- Betrieb

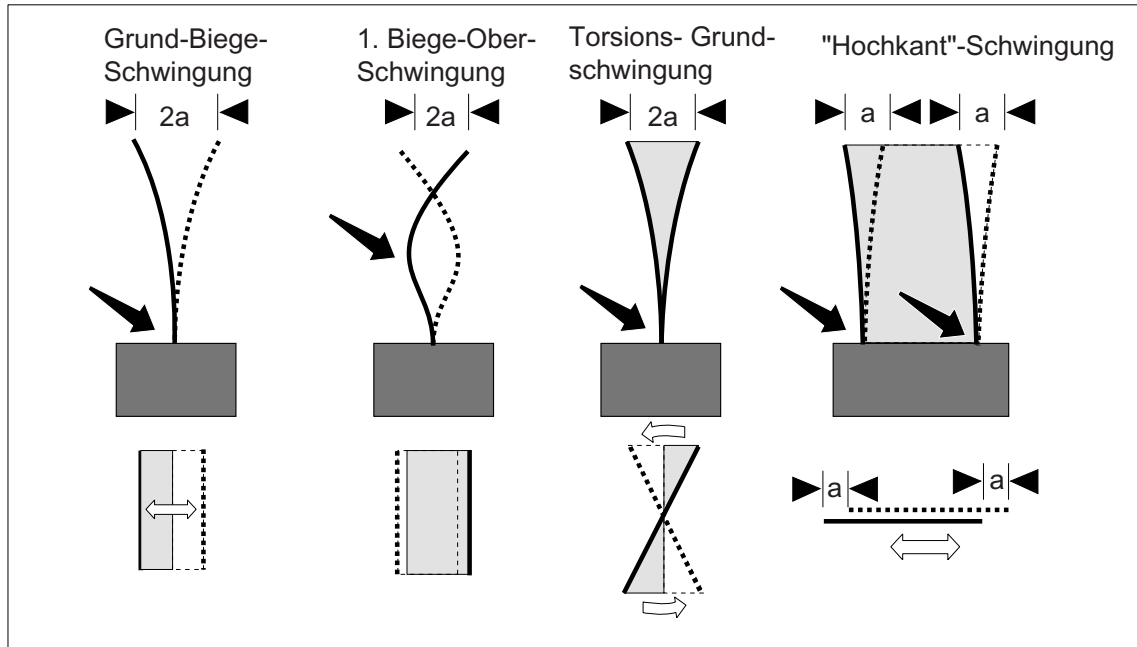
Bild 12.6.3.1-5: Die **Grundbiegeschwingung** (Skizze oben links) ist bei Schaufeln ohne Deckband die häufigste zu Schäden führende **Schwingungsform** (engl. **mode**). Ermüdungsrisse befinden sich dann in der Nähe der Fußplattform. Die erste Biege-Oberschwingung zeigt die zweite Skizze von links. Hier liegt, je nach Profilierung des Blattes, ein Schwinganriss weiter zur Blattmitte. Der erste **Torsions-schwingungsmodus** ist in der 3. Skizze von links dargestellt. Es gibt jedoch auch eine große Zahl von Schwingungsformen höherer Ordnung mit äußerst komplexen **Knotenlinienverläufen**, die zu Schwingbrüchen führen können (Bild 12.6.3.1-8). Die Skizze rechts oben symbolisiert eine Biegeschwingung um die Hochachse (Hochkantschwingung), die besonders die Kanten eines Schwalbenschwanzfußes belastet. Auch hierbei erfährt das Blatt auf Grund seiner Verwindung eine Biegung.

Abstützungen der Schaufelblätter über die Spitzen (Deckbänder) und/oder in Blattmitte (engl. *clapper, snapper*; siehe Bild 12.6.3.4-6) führen zur Versteifung und so zu einer Erhöhung der Resonanzfrequenzen. Dabei ist von Bedeutung, wie die Kontaktflächen der Deckbänder verlaufen und ob diese gegebenenfalls gegeneinander verspannt sind (Bild 11.2.3.2-5). Diese Maßnahmen sind erfahrungsgemäß keine Garantie für die Vermeidung gefährlicher Schaufelschwingungen. Lenken z.B. bei einer Biegeschwingung alle Schaufeln im Takt aus („**Ährenfeldschwingung**“; Skizze unten links) ist ein axial geschlitztes Deckband offenbar wenig effektiv. Von einem (geschlitzten) Deckband ist kein großer Effekt bei einer gekoppelten Schaufel/Scheibe-Schwingung zu erwarten, wenn die Spitzenauslenkung überwiegend in Umfangsrichtung erfolgt. (Skizze unten Mitte).

Bei einem „weichen“ Deckband kann sich eine Biegeschwingung höherer Ordnung in der Beschaukelung ausbilden und zu Rissen unterhalb des Deckbands und/oder in der oberen Blatthälfte führen (Lit. 12.6.3.1-26).

Die unterste Skizze zeigt ein gegossenes Turbinenrad einer kleinen Wellenleistungsmaschine, bei dem es trotz etlicher Varianten des angegossenen Deckbandes (ungeschlitzt, geschlitzt in verschiedenen Schaufelabständen) immer wieder zu Schwingbrüchen (HCF) an den Schaufeln kam. Die Bruchlagen befanden sich sowohl in Kranznähe wie auch in Deckbandnähe.

Typische Schaufelschwingungen.



Schwinggrisspositionen

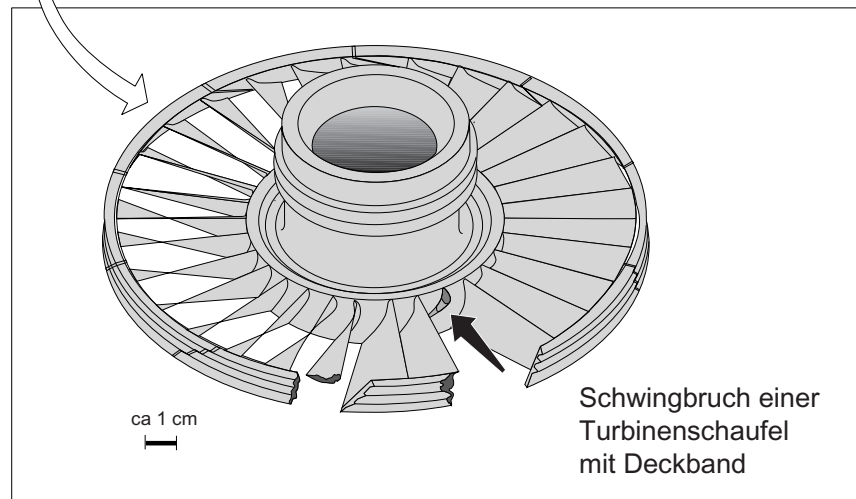
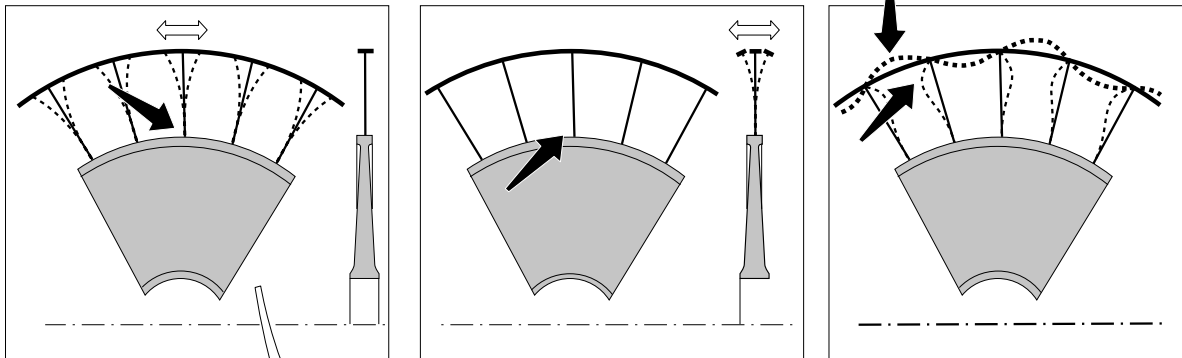
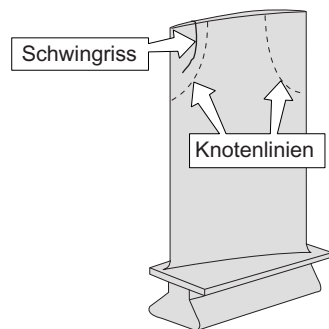
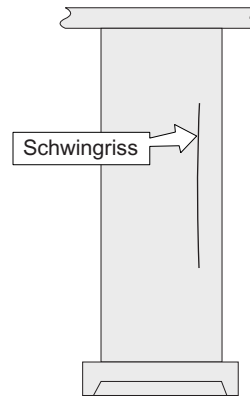


Bild 12.6.3.1-5

Beispiele für Schwingerermüdungsriss durch Schwingungsformen höherer Ordnung:



"Lyra-Mode"-Riss
an einer Verdichter-
Rotorschaufel
(Biegeschwingung)



"Tremline-Mode"-Riss
an einer Verdichter-
Leitschaufel
(Torsionsschwingung)

Bild 12.6.3.1-6

Bild 12.6.3.1-6: Die häufigste schadensrelevante Schwingungsform einer Rotor-schaufel ohne Deckband (Skizze links) ist die **Grundbiegeschwingung**. Diese belastet den Blattbereich am Übergang zur Fußplattform besonders hoch. Trotzdem können auch am Fuß Ermüdungsriss auftreten, wenn ein merklicher **Frettingeinfluss** zu einer ausreichenden Absenkung der Schwingfestigkeit (Band 2, Kapitel 6) führt. Vom Schaufelprofil (Krümmung, Dickenverteilung) und der Wahrscheinlichkeit von FOD-Kerben (Band 1, Kapitel 5.2.1.2) hängt es ab, ob Schwingrisse im Blatt bevorzugt im Kantenbereich oder in Blattmitte, und hier an Druck- oder Saugseite auftreten.

Torsionsschwingungen belasten eher die Kanten (Skizze rechts) und sind bei stark verwundenen Schaufelprofilen mit Biegebelastungen des Blattes verbunden.

Von Schwingungen höherer Ordnung sind besonders „**Lyra**“-Schwingungen (Knotenlinienform) als schadensrelevante Moden be-

kannt (Skizze links). Das typische Schadensbild ist in diesem Falle ein radialer Riss der von der Schaufelspitze ausgeht (besonders wenn diese durch einen Anstreifvorgang geschädigt wurde; Band 2, Kapitel 7.1.3) und bogenförmig zur Kante verläuft. Es treten jedoch auch Anrisse an der Blattoberfläche auf. „Lyra-Risse“ führen zum Ausbrechen der Ecken. Ein solcher Schaden ist selbst meist noch nicht Ursache für einen Triebwerksausfall. Erst die Folgeschäden, ausgelöst von Einschlagkerben des Eckenbruchstücks führen zu weiteren Schaufelbrüchen mit umfangreichen Folgeschäden (im Extremfall zu einem Titanfeuer; Band 2, Kapitel 9.1.1).

Besondere Torsionsschwingungen höherer Ordnung („**tremline-mode**“) gefährden filigrane Leitschaufeln integraler (gefügter) Leitapparate der Fanstufen durch **kantenparallele Risse**, die im Endstadium zum Ausbrechen eines größeren Kantenstücks führen (Skizze rechts). Eine solche Rissbildung wird

erfahrungsgemäß von fertigungsbedingten Schwachstellen begünstigt. Es handelt sich insbesondere um Schweißspritzer (z.B. vom EB-Fügen integraler Leitapparate) und Spritzer von Schleifprozessen (Beispiel 12.6.3.1-1). Als Abhilfe, wenn bereits die Serienauslieferung erfolgt und keine Konstruktionsänderung mehr möglich ist, bleibt oft nur noch das „Zurückschneiden“ betroffener Ecken oder die Kürzung der Profilhöhe über die Blattlänge („Zurückschneiden“ der Kanten; siehe hierzu auch Bild 12.6.3.4-6).

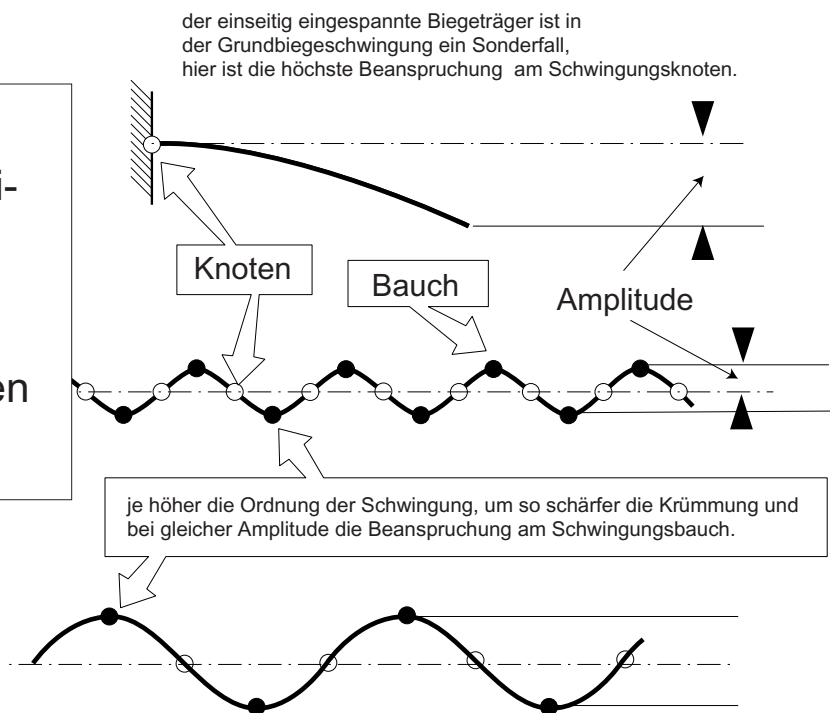
Bild 12.6.3.1-7: Die höchsten Spannungen treten an einem schwingenden Bauteil im Bereich des Maximums der **Schwingungsbäuche** auf. Stellt man sich einen Biegestab vor, ist leicht verständlich, dass dessen Biegeradius mit steigender Biegekraft kleiner wird. Die Schwingungsbäuche erfahren eine vergleichbare Auslenkung und sind hoch belastet. Die Knoten bzw. **Knotenlinien** liegen in Zonen ohne Auslenkung mit **geringer Biegebelastung**. Eine Ausnahme bildet der einseitig eingespannte Biegeträger (Skizze oben), bei dem in der ruhenden Einspannung die größte Spannungsamplitude und an der am stärksten ausgelenkten Spitze die kleinste Spannung auftritt. Allgemein kann gesagt werden: **bei gleicher maximaler Auslenkungsamplitude ist die Schwingbelastung eines Bauteils um so höher, je höher die Ordnung der angeregten Eigenschwingung liegt.**

Beispiel 12.6.3.1-1 (Lit. 12.6.3.1-25):

Zitat: „Several high-pressure compressor blades used in the first stage of an aeroengine exhibited low fatigue life during vibratory fatigue testing of new blades. The origin of the fatigue cracks was associated with a **spherical bead** of metal sticking to the blade surface...Investigation revealed fused material ...had been thrown onto the cold blade surface during a **grinding** operation...“

Bild 12.6.3.1-7

Auch sehr kleine Auslenkungsamplituden können bei Schwingungen hoher Ordnung zu Schwingbrüchen führen.



Schwingungsformen an Turbinen- und Verdichterscheiben

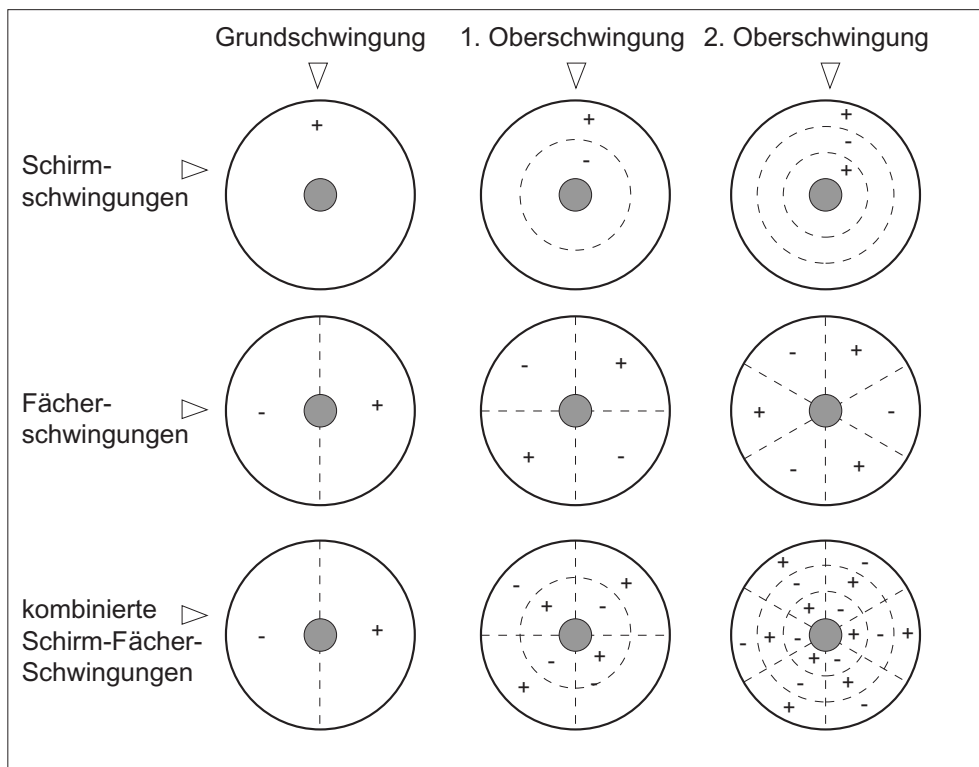
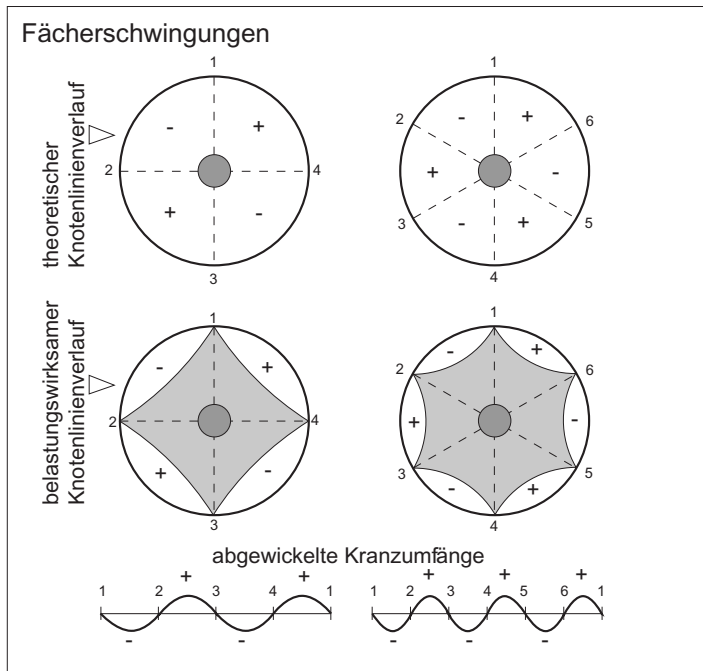


Bild 12.6.3.1-8

nach E.J. Pohl und R.Bark

Bild 12.6.3.1-8 (Lit 12.6.3.1-7): **Scheibenförmige Baueile** wie Rotorscheiben oder Labyrinthträger können zu sehr unterschiedlichen **Schwingformen** angeregt werden. Dabei handelt es sich um drei Grundarten:

- Schwingungen mit **Knotendurchmessern** (Skizzen oben)
- Schwingungen mit Knotenkreisen (**Schirmschwingungen**, Skizzen unten)
- Kombinationen aus Schwingungen mit Knotendurchmessern und Knotenkreisen (Skizzen unten).

Die hier dargestellten idealen Knotenlinienverläufe werden in realen Bauteilen auf Grund der Querschnittsverläufe und geometrischen Besonderheiten (Steifigkeitsänderungen wie ein Wuchtbund an einem Turbinenrad oder ein Labyrinthsteg) zu vieleckähnlichen Gebilden verändert (Skizze oben). Dadurch werden auch **Lage und Verläufe von Schwinganrissen** beeinflusst, die im Bereich von Schwingungsbäuchen zu erwarten sind (Bild 12.6.3.1-7).

Der Einsatz von sog. **Blisks**, bei denen die Schaufeln integral mit der tragenden Scheibe verbunden sind, erfolgt nun auch verstärkt in Triebwerken der oberen Leistungsklassen. Diese Systeme werden nicht wie bei eingesetzten Schaufeln von der Reibung an den Fußauflagen gedämpft. Deshalb macht sich hier das Problem des **Mistuning**, besonders bemerkbar. Es entsteht durch kleine fertigungsbedingte **Maßabweichungen** innerhalb der sonst üblichen zulässigen Toleranzen. Dadurch können einzelne Schaufeln bei **ungünstiger Frequenzkombination mit den Nachbarschaufeln** mehrfach höhere Schwingbelastungen als der Mittelwert der Beschauflung erfahren (Bild 12.6.3.4-12). Mistuning als eine Maßnahme der Verstimmung und Vermeidung von Resonanzschwingungen ist deshalb problematisch. Bei **Flatterschwingungen** kann es sich jedoch zur Abhilfe eignen.

Reibung dämpft nicht nur, sie kann auch gefährliche Schwingungen begünstigen.

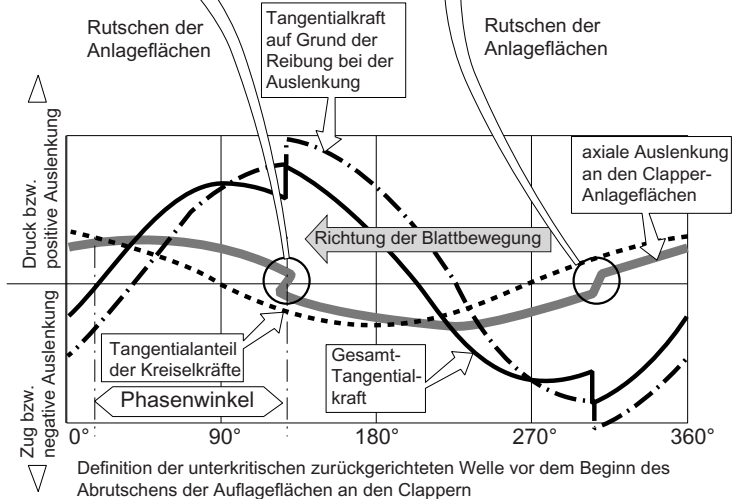
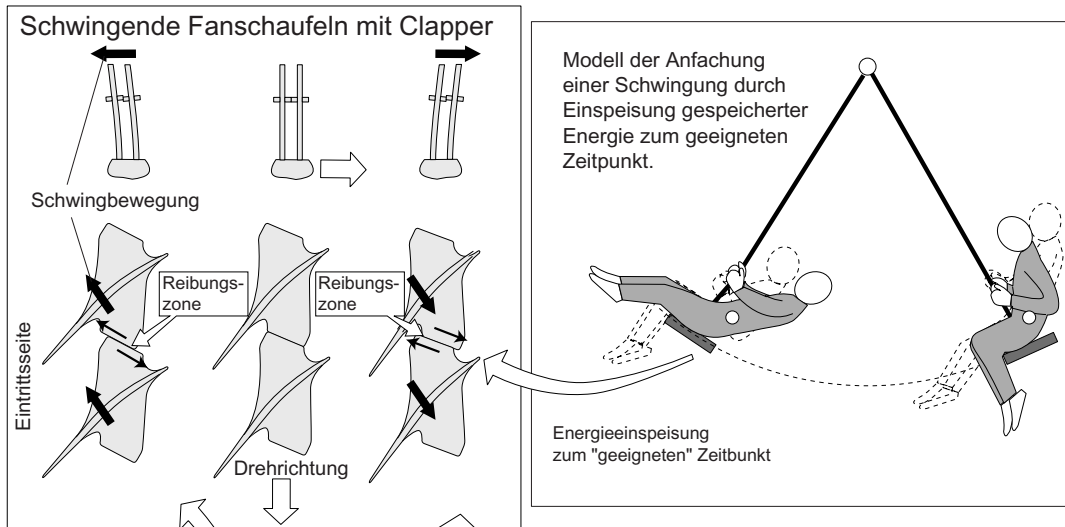


Bild 12.6.3.1-9

(unter Verwendung von Angaben von N.Klompas)

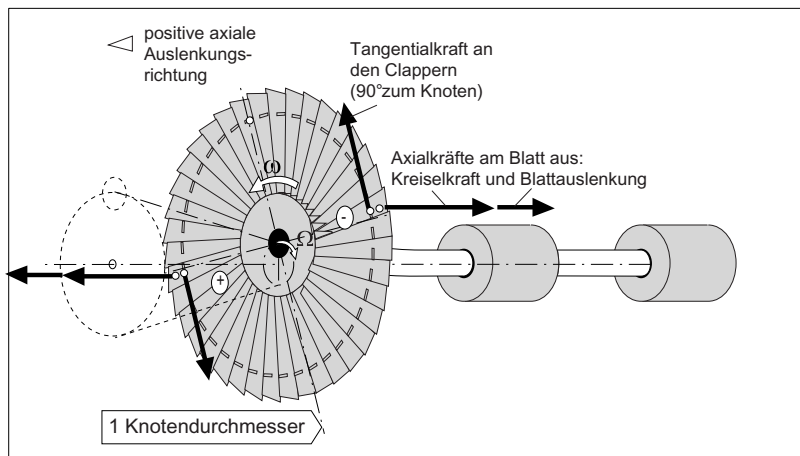


Bild 12.6.3.1-9: Gewöhnlich geht man davon aus, dass Reibung in einem schwingenden System dieses dämpft, d.h. die Schwingung erschwert. Dieses Beispiel zeigt aber einen Fall (siehe auch Bild 12.6.3.1-14) in dem die **Reibung in einem rotierenden System eine Schwingung gefährlich anfachen** kann (Lit 12.6.3.1-10, Beispiel 12.6.3.3-1). Es handelt sich um eine sog. reibungsinduzierte Schwingung (Lit 12.6.3.1-9). Hierfür ist in einem rotierenden System, wie es eine Fanstufe mit Clappern zur Abstützung der Schaufeln darstellt, eine zur Drehrichtung rückwärts laufende gekoppelte Schaufel-Scheibenschwingung notwendig (Lit 12.6.3.1-8). Dieser Anregungsmechanismus wird von Klompas (Lit 12.6.3.1-9) am Beispiel der Reibung in einem Deckband (**interlocking shroud**) oder zwischen abstützenden **Clappern** (Skizze oben links) eines fliegend gelagerten Fans beschrieben. Es wird im Folgenden versucht das Anregungsprinzip darzustellen:

Das mittlere Diagramm zeigt den Verlauf der Kontaktkraft an der Clapperauflage über der Zeit. Es handelt sich um eine rückwärts laufende Welle einer Schwingung mit einem Knotendurchmesser. Diese Schwingung ergibt sich aus dem Kreiseffekt einer Komponente mit elliptischer Auslenkung („whirl“, Bilder 12.6.3.1-11, -12, -13; Skizze unten). Die Umlauffrequenz der Kreiselkräfte liegt unterhalb der Eigenfrequenz der beschauften Scheibe. Das Kreiselmoment der gewöhnlich als steif betrachteten beschauften Fanscheibe wird von der Schwingungsauslenkung verstärkt. **Zusätzlich muss das von der Auslenkung der Scheibe abhängige Reibungsmoment überwunden werden. Dafür wird über die ND-Welle die im System „verbrauchte“ Reibungsenergie ersetzt.** Das Reibungsmoment wird von Relativbewegungen der unterschiedlichen Umlaufgeschwindigkeit von Wellenauslenkung (Whirl, 2/Umdr.) und Eigenfrequenz der beschauften Scheibe bestimmt.

In der Schwingungsphase, in der die **Reibungskräfte ein Rutschen der Auflagen verhindern**, erfolgt eine **Verspannung** des Systems und es

wird **elastische Energie gespeichert**. Wird die Auslenkung in einer Schwingungsphase so groß, dass die Reibungskräfte an den Auflagen überschritten werden und es zum **Durchrutschen der Auflageflächen** kommt (Unstetigkeit in den Schwingungskurven), wird elastisch gespeicherte Energie frei. Es entsteht unter geeigneten Bedingungen ein **Impuls, der die Schwingung der beschauften Fanscheibe anfacht**.

Ein vereinfachendes Modell zu dem beschriebenen Anregungsprinzip zeigt die Skizze oben rechts. Die Schwingung eines Systems, hier der Schaukel, lässt sich aufrecht erhalten oder verstärken, wenn im richtigen Zeitpunkt ein geeigneter Impuls in das System eingespeist wird. Dies erfolgt bei der Schaukel durch Schwerpunktsverlagerung der schaukelnden Person, welche so die erforderliche Energie einspeist. Genau so wird beim Durchrutschen der Auflageflächen in ein rotierendes System im geeigneten Zeitpunkt Energie eingebracht, welche die Schwingung unterstützt. Im Fall des Fan wird die Energie von der Niederdruckturbine in ausreichendem Maß geliefert.

Bild 12.6.3.1-10 (Lit 12.6.3.1-12): Wellen und Rotoren mit ihrem Lagersystem können auf unterschiedliche Weise zu unzulässigen Schwingungen angeregt werden. Im Folgenden soll eine Übersicht wichtiger Effekte gegeben werden. Ein Anspruch auf Vollständigkeit besteht nicht.

Anregende Kräfte auf Gehäuse:

- Aus Schwingungen, die sich über die Aufhängung des Gehäuses übertragen,
- Beschleunigungen (g -Lasten) aus Manövern, Landestöße, Rotation des Flugzeugs beim Start.
- Gehäuseschäden (z.B. Bruch einer Lagerstrebe)

Anregende Kräfte auf den Rotor und die Lagerung:

- Kräfte durch die Rotorbewegung:

- Unwucht durch nicht ausreichende Wuchtung (nur statisch, nicht dynamisch), Unwuchten durch unsymmetrische Elastizität, Rotorverkrümmung („Rotorbow“, Band 2, Bild 7.1.2-9), Setzbewegung an Fügestellen, Ansammlung von Medien wie Lecköl oder Schwitzwasser in der Rotortrommel, Fremdkörpereinwirkung (Vogelschlag, Band 1, Kapitel 5.2.2), Bauteilbrüche (Band 2, Kapitel 8.2), Plastische Verformungen (z.B. Ölfeuer; Band 2, Kapitel 9.2).

- **Reibungskräfte im Bereich von Flanschen** (Bild 12.6.3.1-14) und Schaufelanlagenflächen (Bild 12.6.3.1-9).

- **Aerodynamische Effekte:** ungleichmäßige Spitzenspalte (Bild 12.6.3.1-12), durchfliegen eines extrem starken Regens (Band 1, Bild 5.1.1-1), Luftschwingungen im Scheibenbereich (Bild 12.6.3.3-9), Rotating Stall, Pumpstöße, (Kapitel 11.2.1), Wirbelschleppen (Bild 12.6.3.1-2) und nach vorne wirkende Strömungsstörungen (Bild 12.6.3.3-13).

- **Kreiselkräfte** (Band 2, Bild 7.1.2-18 und Bild 12.6.3.1-17).

- **Kräfte über die Welle:**

- **Torsionsmoment** bei Wellenleistungstriebwerken.

- Schwingungen aus einem angeschlossenen **Getriebe**, z.B. Zahnfrequenz (Band 2, Bild 6.3-3), Geräteabtrieb über Kardanwelle.

- **Verbrennungsschwingungen** aus der Brennkammer (Bild 11.2.2.1-4).

- **Schlecht fluchtende Wellen** (z.B. bei Modultausch).

- **Aerostatische Effekte:** Druckverteilung im Luftsystem beeinflusst den Axialschub (Leckageeinfluss, Band 2, Bild 7.2.1-3).

- **Anstreifvorgänge:** Schaufelspitzen (Band 2, Kapitel 7.1) und Labyrinth (Band 2, Kapitel 7.2)

- **Kräfte aus der Lagerung:**

- Laufflächenermüdung

- Probleme der Lagerdämpfung (bei elastisch aufgehängten, gedämpften Lagerungen).

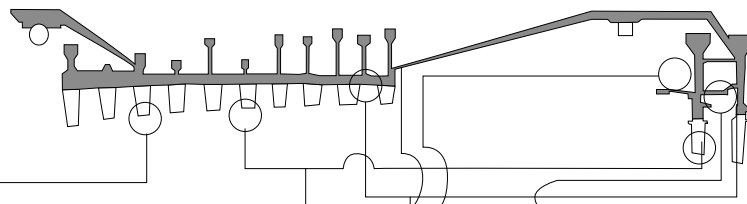
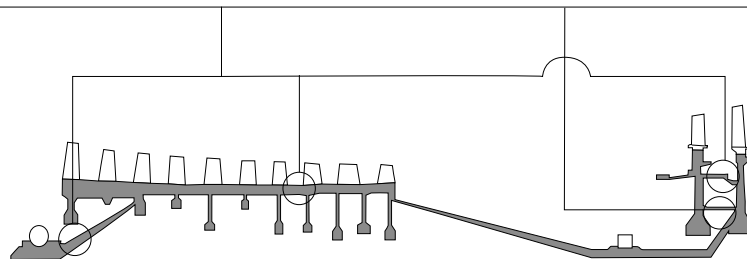
Kreiselkräfte:

Wenn Kreiselkräfte eine Welle auslenken kann dies ein Orbiting unterstützen (Bild 12.6.3.1-15.2) und so zu Schwingungen führen. In Mehrwellentriebwerken können sich Auslenkungen der Wellen über die Lager auswirken.

Wellen können auf sehr unterschiedliche Weise zu Schwingungen angeregt werden.

Wellenhysterese/Flanschhysterese

- Reibverluste im Wellensystem
- Reibung in Flanschen und Verschraubungen



"Alfordkraft"
(aeromechanische Kopplung)

- exzentrische Spitzenspalte an der Beschaufelung
- exzentrische Spitzenspalte an den Labyrinthen

aerodynamische Erregung
(aerodynamische Kopplung)

Labyrinth-schwingungen
Resonatoren

Druckschwingungen

z.B. Druckschwingungen in der Kühlluftzuführung

mechanische Erregung

- Unwuchten,
- Vibrationen (z.B. Zahnfrequenz)
- Anstreifvorgänge

Kreiselkräfte

Bild 12.6.3.1-10

An welchen Merkmalen lassen sich Schwingungserregungen identifizieren?

Erregungsart Merkmal	erzwungene Schwingung oder Resonanzschwingung	selbsterregte Schwingung oder Instabilitäts-Schwingung
Abhängigkeit der Schwingfrequenz von der Drehzahl	Die Schwingfrequenz ist gleich (synchron) mit der Drehzahl oder deren ganzzahligen Bruchteilen bzw. Vielfachen (Skizze 1.1/1.2).	Schwingfrequenz ist nahezu konstant und weitgehend unabhängig von der Drehzahl oder einem externen Erreger (Skizze 2.1/2.2).
Abhängigkeit der Schwingamplitude von der Drehzahl	Spitze der Amplitude in einem schmalen Drehzahlbereich (kritische Drehzahl), oder deren ganzzahligen Bruchteilen bzw. Vielfachen (Skizze 1.1/1.2).	Die Amplitude steigt beim Erreichen einer Grenzdrehzahl plötzlich an und bleibt dann mit steigender Drehzahl auf hohem oder ansteigendem Niveau (Skizze 2.1/2.2).
Einfluss der Dämpfung	Zusätzliche Dämpfung kann zwar die Spitzenamplitude (Maximalwert) verkleinern, nicht jedoch merklich die Drehzahl, bei der die Spitzenamplitude auftritt (Skizze 1.1/1.2).	Zusätzliche Dämpfung kann die Grenzdrehzahl zu höheren Drehzahlen verschieben. Über der Grenzdrehzahl erfolgt keine deutliche Beeinflussung der Amplitude (Skizze 2.1/2.2).
Rotorgeometrie	Die Stärke der Erregung und damit die Höhe der Schwingamplitude hängen von Ungleichmäßigkeiten in der Achssymmetrie (Massenverteilung) oder äußeren Kräften die auf den Rotor wirken ab (z.B. g-Lasten). Die Amplitude lässt sich durch geringere Unwuchten verkleinern.	Die Schwingamplituden sind von der Achssymmetrie unabhängig. Eine kleine Auslenkung eines sonst achssymmetrischen Rotors führt zu einer selbstverstärkenden Amplitude (Skizze 2.1/2.2).
Schwingfrequenz	Die Schwingfrequenz liegt in oder in der Nähe der kritischen Drehzahl des Rotors oder dessen Eigenschwingformen.	Die Schwingfrequenz liegt in oder in der Nähe der kritischen Drehzahl des Rotors oder dessen Eigenschwingformen.
Vermeidung von Schwingungen oder Abhilfen	Abstimmung der kritischen Frequenzen um aus dem Betriebs-Drehzahlbereich zu kommen. Reduzierung der Unwuchten aus Fertigung, Montage und Betrieb. Dämpfen des Systems um die Spitzenamplituden beim Durchfahren kritischer Drehzahlen zu begrenzen.	Betriebsdrehzahlen müssen unterhalb der Grenzdrehzahl liegen. Maßnahmen gegen den Instabilitätsmechanismus (Bild 12.6.3.1-12). Dämpfungsmaßnahmen um die Grenzdrehzahl über die Betriebsdrehzahl anzuheben. nach F.F. Ehrlich

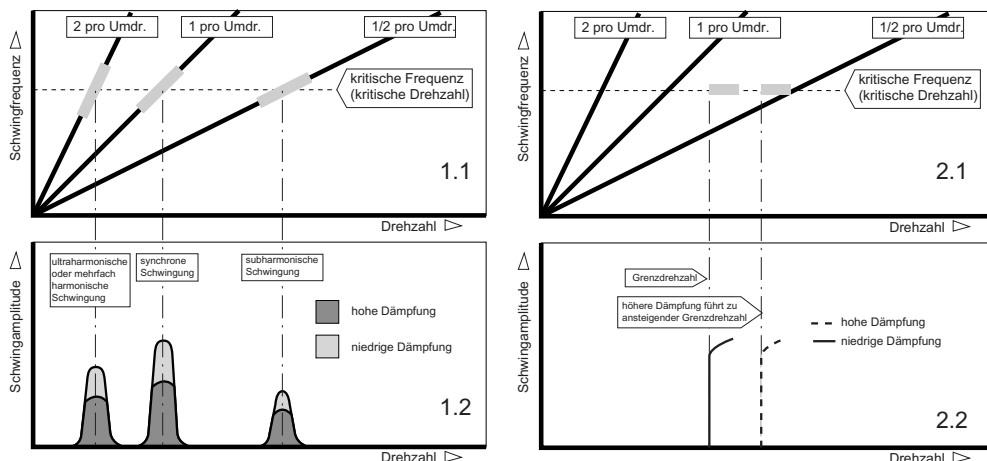


Bild 12.6.3.1-11

Bild 12.6.3.1-11 (Lit 12.6.3.1-16): Werden **charakteristische Effekte** im Rahmen einer **schadensrelevanten Schwingung** von Rotoren beobachtet, lassen sich Rückschlüsse auf den **Anregungsmechanismus** ziehen. Damit sind gezielte Untersuchungen zur **Schadensklärung** und **Abhilfestrategien** definierbar. Es gelten die Definitionen in Bild 12.6.3.1-12.

Bild 12.6.3.1-12 (Lit 12.6.3.1-16): Man unterscheidet (**fremd angeregte**) **erzwungene Schwingungen** oder **Resonanzschwingungen**, die von der Frequenz der von außen auf das schwingende System einwirkenden **Anregungskräfte** abhängen und **selbsterregte** oder **Instabilitäts-Schwingungen**, die unabhängig von einer äußeren Erregung und deren Frequenz auftreten.

Erzwungene Schwingung oder Resonanzschwingung: Wirkt außer Rückstellkraft und Widerstand noch eine erregende, periodisch veränderliche äußere Kraft, spricht man von einer erzwungenen Schwingung im Gegensatz zur freien Schwingung. Stimmen eine **Eigenfrequenz** des Bauteils und die **Erregerfrequenz** überein, spricht man von Resonanz.

Die anregende Frequenz ist die **Drehzahl** des Rotors oder deren Vielfaches. Eine **kritische Drehzahl** liegt vor, wenn die Drehfrequenz einer Eigenschwingung des Rotors entspricht. Anregungsfrequenzen können auch ein **Mehrfaches** der Rotordrehzahl (**Harmonische**) sein. Solche hohen Anregungsfrequenzen rühren z.B. von **Leitapparaten** oder **Zahnradern**. Im Falle einer **fremd angeregten Resonanzschwingung** bleibt in erster Näherung die **kritische Frequenz** bei jeder Wellendrehzahl konstant. Abweichungen von diesem Verhalten kann es geben, wenn die **Spannung im Bauteil** (z.B. **Fliehkraft** einer Rotorschaukel) mit der Drehzahl (ähnlich einer stärker gespannten Geigensaiten) oder die **Temperatur mit der Leistungsabgabe ansteigt** (**Abfall des E-Moduls** mit der Temperatur führt zum **Frequenzabfall**; Bild 12.4-1).

Selbsterregte Schwingungen: Sie stehen mit Mechanismen in **ursächlichem Zusammenhang**, die in einer **kritischen Frequenz** umlaufen, ohne dass eine äußere Anregung einwirkt. Der charakteristische, **radial ausgelenkte Umlauf** (engl. „Orbiting“, Bild 12.6.3.1-13) einer Welle **erzeugt bei dieser Form der Rotorinstabilität eine senkrecht zur radialen Auslenkung (also tangential) wirkende Kraft** auf

den Rotor. Diese auslenkende Kraft wächst entsprechend der Auslenkung. Der Vorgang wird englisch mit **whirling** oder **whipping** bezeichnet. Ist die Drehzahl erreicht, bei welcher die äußere stabilisierend wirkende Dämpfung für eine solche Kraft nicht mehr ausreicht, entsteht eine Wellenauslenkung, die sich immer mehr vergrößert („Flattern“ der Welle). Man spricht von einer gekoppelten selbstverstärkenden Instabilität. Die Entstehungsdrehzahl muss mit keiner speziellen Umlauffrequenz übereinstimmen (Bild 12.6.3.3-11). Auch wenn die Dämpfung die Frequenz verschiebt, führt dies, anders als bei einer Fremderregung, nicht zu einer kleineren Amplitude. **Ein selbsterregendes Schwingsystem wird von interner Reibung im Rotorverband, Anstreifvorgängen des Rotors an statischen Teilen oder aerodynamischen Effekten (Bild 12.6.3.1-13) „angetrieben“, d.h. verstärkt.** Die Orbitbewegung kann in oder gegen die Drehrichtung erfolgen (Bild 12.6.3.1-15).

„A“ Von Reibung im Rotorverband ausgelöstes Orbiting (engl. hysteretic whirl): Diese dynamische Instabilität ist auf die interne Reibung im Rotor (Lit. 12.6.3.1-18) zurückzuführen. Innere Reibung tritt in erster Linie an Anlageflächen des Rotors auf. Es kann sich z.B. um Zentrierbunde (Bild 12.6.3.3-6), Flanschflächen (Bild 12.6.3.1-16 und Bild 12.6.3.3-10) oder Clapperanlagen von Fanschaufeln (Bild 12.6.3.1-14) handeln. Interne Reibung führt dazu, dass sich neutrale Dehnungs- und Spannungsachsen verlagern und eine senkrecht zur Auslenkung wirkende tangentiale Kraft, die Whirl-Instabilität einleiten (Bild 12.6.3.1-9). So erhöht die Auslenkung die Spannungen und diese wiederum die auslenkende Kraft. Um die Auslenkbewegung „anzustoßen“, genügt oft ein kleiner Initial-Impuls. Ein solcher Impuls ist z.B. beim „Setzen“ von lösbaren Fügungen (z.B. Zentriersitze) gegeben. Dieses Phänomen einer „Whirl-Instabilität“ tritt nur **bei Drehzahlen oberhalb der ersten kritischen Dreh-**

zahl auf. Abhilfe schafft die Vermeidung von Steckverbindungen.

„B“ Durch Anstreifvorgänge ausgelöstes Orbiting: Diese „Whip-Instabilität“ entsteht erfahrungsgemäß bei Anlaufvorgängen mit merklichen Reibkräften, wie sie an Schaufelspitzen und Labyrinthenauftritten (Bild 12.6.3.1-14). Sobald sich der Rotor und die Anstreiffläche berühren, belastet die Reibungskraft den Rotor tangential. Die Reibungskraft ist etwa proportional der Radialkraft ($\mu=0,5$). Damit entstehen Bedingungen für eine dynamische Instabilität, die sich gegen die Rotationsrichtung bewegt.

Weil die Reibungskräfte gewöhnlich zeitabhängig auftreten (periodischer „an/aus“-Typ), ist auch die **dynamische Steifigkeit** des Systems periodisch zeitabhängig (Lit 12.6.3.1-20). Der Koppelleffekt mit dem **Reibvorgang** hängt von folgenden Einflüssen ab:

- **Kontaktkräfte** senkrecht zur Reibfläche, abhängig von Zustellung, Anstreifgeschwindigkeit, Tribosystem usw.
- **Kontaktfläche**
- **Nachgiebigkeit (Freiheitsgrade)** der anstreifenden Elemente (z.B. elastische, gedämpfte Lagerung).
- **Dynamische Steifigkeit der Struktur** unter normalen Betriebsbedingungen und der zusätzlichen über den Reibvorgang angekoppelten Struktur (starke/schwache Kopplung).
- **Kontaktzeit** im Verhältnis zur kontaktfreien Zeit (Spaltausbildung).

„C“ Von der Strömung in Gleitlagern (Schmiermittel) und Labyrinthdichtungen (Leckmedium, Lit 12.6.3.1-17 und Lit. 12.6.3.1-19) ausgelöstes Orbiting: Weil die Problematik bei Labyrinthdichtungen bereits in Band 2 (Kapitel 7.2) behandelt wird und Gleitlager in Flugtriebwerken selten zum Einsatz kommen, beschäftigt sich die folgende Darstellung mit Luftlagern. Deren Anwendung ist eher in Trieb-

Effekte die zu einer selbsterregenden Rotor-schwingung (Wellenauslenkung, Whirl) führen.

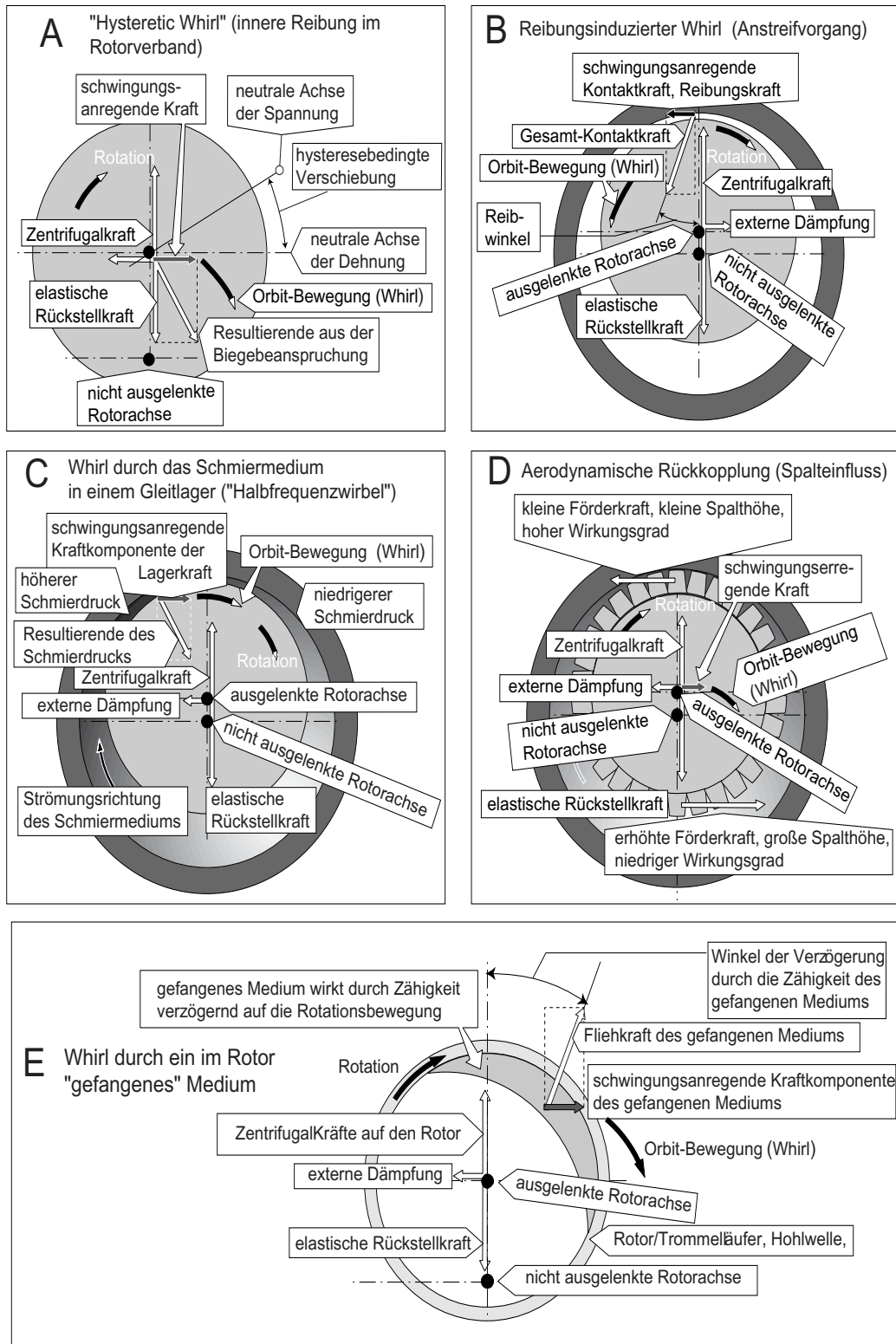


Bild 12.6.3.1-12

werken unbemannter Fluggeräte von Interesse. Für Luftlager ist der „**Halbfrequenzwirbel**“, bei dem die Welle mit der halben Drehzahl ausgelenkt wird, ein bedeutendes Problem. Die Instabilität entsteht, wenn die Luft zwischen Welle und Lagerfläche mit halber mittlerer Geschwindigkeit der Wellenoberfläche zirkuliert. Auf Grund der Zähigkeit der Luft in dem sehr engen Spalt, baut sich vor dem Spalt ein höherer Druck als am Spaltaustritt auf. Dies führt zu einer Tangentialkraft auf den Rotor. Eine Whirl-Bewegung beginnt, wenn diese Tangentialkraft die innere Dämpfung übersteigt. Ein solcher Effekt tritt erfahrungsgemäß dann ein, wenn die Welle etwa mit doppelter kritischer Drehzahl läuft. Abhilfe schafft daher eine entsprechende Reduzierung der Drehzahl und/oder eine geeignete Strukturierung der Lagerfläche (Segmentlager, Folienlager).

„**D**“ **Aerodynamisch induziertes Orbiting:** Der Mechanismus dieses Phänomens ist offenbar noch nicht voll verstanden. Aerodynamisch wirksame Rotorkomponenten wie beschaufelte Verdichter- und Turbinenstufen, können auf Grund der Bewegung des Läufers gekoppelte Querkräfte erzeugen. Im Prinzip führt die Beschleunigung oder Verzögerung des Luftstroms zu einer Tangentialkraft an der Beschaufelung. Dies ist auch der Fall, wenn sich der Spalt am Umfang verändert (Bild 12.6.3.1-13).

„**E**“ **Orbiting durch in der Rotortrommel gefangene Medien:** Geraten in den Rotor flüssige Medien (**Lecköl, Reinigungsflüssigkeit, Schwitzwasser**) und werden diese nicht durch entsprechend vorgesehene **Drainagelöcher** ausgeschleudert, kann es zu einer dynamischen Instabilität kommen. **Die Flüssigkeit bewegt sich in tangentialer Richtung am Umfang. Dabei entstehen Reibungskräfte und entsprechende tangential Kräfte, die auf den Rotor wirken.** Diese Instabilität tritt zwischen der ersten und zweiten kritischen Drehzahl (1. und 2. Harmonische) auf.

Bild 12.6.3.1-13: Gebogene elastische Wellen können sich „in sich selbst drehen“. Ein Beispiel sind **flexible Wellen** zum Antrieb von Werkzeugen (Skizze unten). Ist die Umlaufdrehzahl „ Ω “ einer ausgelenkten Welle um eine außermittige Achse niedriger als die Wellendrehzahl „ ω “, spricht man von „orbiting“ (Skizze rechts). Dieser Situation kann man in der Technik häufig begegnen. Ein typischer Fall sind **Anstreifvorgänge** (Band 2, Kapitel 7).

Besonders intensive Anstreifvorgänge (Skizze rechts unten) sind bei Folgeschäden mit großen Unwuchten (z.B. Containmentfall) zu erwarten. Während dieses Vorgangs rollt der Rotor mit Schlupf, ähnlich wie ein angetriebenes Rad auf der Strasse (Radius des Orbit ∞ , Skizze rechts) auf dem Gehäuse ab. Das Gehäuse bzw. die Strasse erfährt eine gleich große, jedoch entgegengesetzte Kraft (F_G bzw. F_s) wie der Rotor (F_R bzw. F_A).

Die Einflüsse auf den **Whirl-Effekt bei Anstreifvorgängen** (siehe auch Bild 12.6.3.1-14) verändern sich während des Anstreichens (Lit 12.6.3.1-20) durch:

- Verschleiß (Spaltvergrößerung, Auslenkung),
- Veränderung der Reibbedingungen (z.B. Entstehen einer „**schmierenden**“ **Schmelze**),
- Veränderung der Steifigkeit des Systems,
- Auftreffgeschwindigkeit auf Grund der radialen „Zustellungsgeschwindigkeit (Auslösen von Schwingungen),
- Veränderung von Strömungsbedingungen im Bereich des Systems.

Der Anstreifvorgang wird auch von der Anzahl radialer und axialer **Positionen der Anstreifflächen** am Rotor (eine radiale, mehrere radiale, am gesamten Umfang, eine axiale, mehrere axiale) und deren Orientierung zur Achse (radial, axial, „konisch“) beeinflusst.

"Orbiting" ist ein häufiges Phänomen der Technik.
Ein Beispiel ist ein am Gehäuse, Stator oder einem
Dichtring anlaufender Rotor.

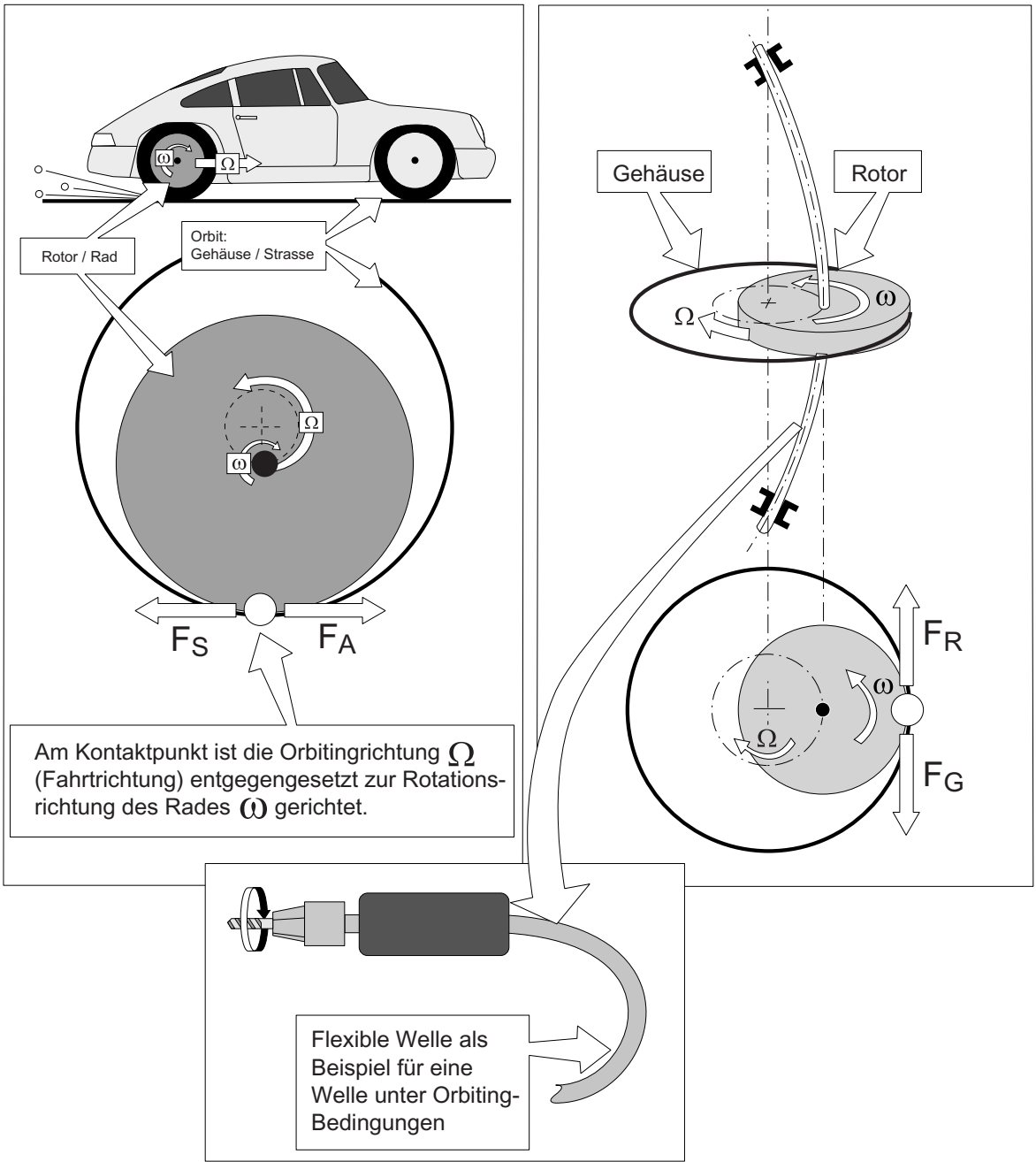


Bild 12.6.3.1-13

Bild 12.6.3.1-14 (Lit 12.6.3.1-19): Das **Orbiting** (Bild 12.6.3.1-13 und Bild 12.6.3.1-15) und die „**Alford-Kraft**“ können sich gegenseitig auslösen und verstärken. Diese auslenkende Kraft wirkt auf eine mit der Winkelgeschwindigkeit „ ω “ rotierende Welle. Sie resultiert aus unterschiedlichen Umfangskräften (Skizze links) bzw. nicht ausgeglichenen Momenten. Es reicht eine ungleichmäßige Spaltverteilung am Umfang der Schaufelspitzen gegenüber dem Gehäuse oder an Labyrinthspalten. Derartige Bedingungen sind z.B. bei einem Rotor mit Achsversatz zum Gehäuse oder bei einem Verzug des Gehäuses gegeben. Ist die Alford-Kraft groß genug, führt sie zum Orbiting.

Entstehung der Alford-Kraft: Der Wirkungsgrad der Beschau felung ändert sich in Umfangsbereichen unterschiedlicher Spaltenspalte. Ein **kleiner Spalt** bedeutet weniger Spaltverluste und so einen höheren aerodynamischen Wirkungsgrad der Schaufel. Dies hat zur Folge, dass mehr Kompressionsarbeit aufgenommen wird. Dies führt im betroffenen Umfangsbereich zu einem höheren Drehmoment bzw. einer **höheren Umfangskraft** („ F_1 “). Umgekehrt

kann in Umfangszonen mit **weitem Spalt**, d.h. größeren Spaltverlusten bzw. schlechterem Wirkungsgrad, weniger Arbeit in die Beschau felung eingeleitet werden. Die Folge ist ein **Abfall der Umfangskraft** („ F_2 “). Die gegenüberliegenden gleich großen und entgegengesetzt wirkenden Kräfte bei gleicher Spaltweite („ F_2 “ und „ F_4 “) heben sich in ihrer auslenkenden Wirkung auf. Die Differenz („ F_A “) dieser beiden Kräfte lenkt die Welle in Orbitingrichtung (Ω) aus und verstärkt somit diese.

Gleiches gilt für Labyrinth. Hier ist es die ungleichmäßige Druckverteilung über dem Umfang im Labyrinthspalt. Mit der Druckänderung ändert sich auch die **Luftreibung**. Die so entstehenden unterschiedlichen Umfangskräfte wirken als Alford-Kraft (siehe auch Band 2, Kapitel 7.2).

"Orbiting" durch ungleichmäßige Spaltenspalte am Umfang und dadurch ungleichmäßige Gaskräfte am Rotor.

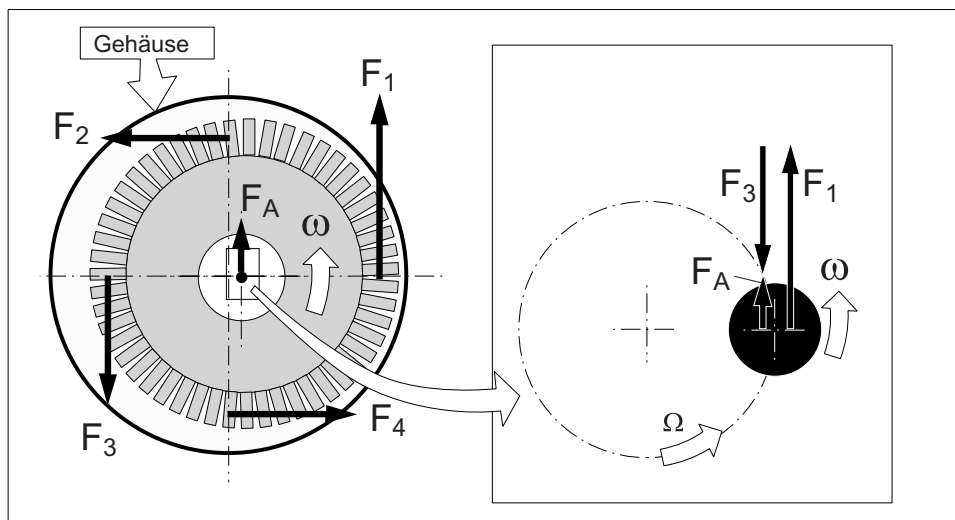


Bild 12.6.3.1-14

Beeinflussung der "Orbitbewegung"

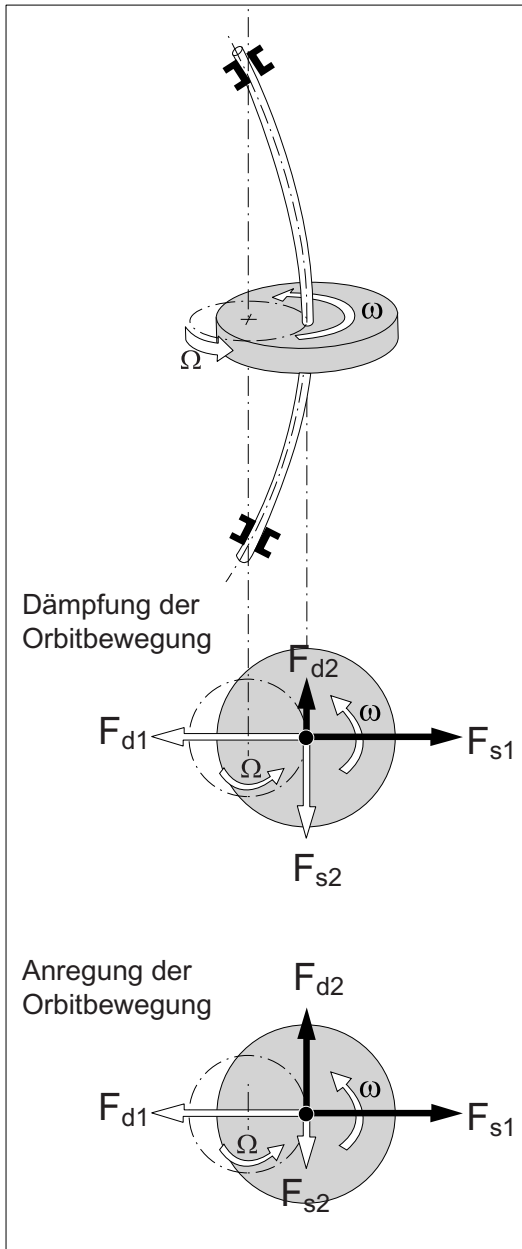


Bild 12.6.3.1-15.1

Bild 12.6.3.1-15.1 (Lit 12.6.3.1-15, Lit 12.6.3.1-22, Lit 12.6.3.1-16): Die Wellenauslenkung bei der **Orbitingbewegung** (Orbitalbewegung) tritt üblicherweise als Grundbiegeschwingung auf (Skizze oben). Die Schwingung wird von den Kräften und Momenten in Orbitalrichtung (F_{s2}) und den ausgelösten Vibrationen verstärkt. Zu den auslenkenden Kräften gehören die „Alford-Kraft“ (Bild 12.6.3.1-14) und Kräfte aus der inneren Hysterese des Rotors (Reibungskräfte, siehe Bild 12.6.3.1-13). **Dämpfend auf die Orbitbewegung wirken dagegen Kräfte und Momente in Gegenrichtung** (mittlere Skizze). Es handelt sich um äußere Dämpfungen z.B. durch eine gedämpfte Lagerung. Die Orbitbewegung „ Ω “ orientiert sich bei schwingungsempfindlichen Systemen unter Einwirkung von Alford-Kräften (innere Hysterese, Gaskräfte) **in Drehrichtung des Rotors** („ ω “).

Selbstverstärkung des "Orbiting" durch Kreiselkräfte

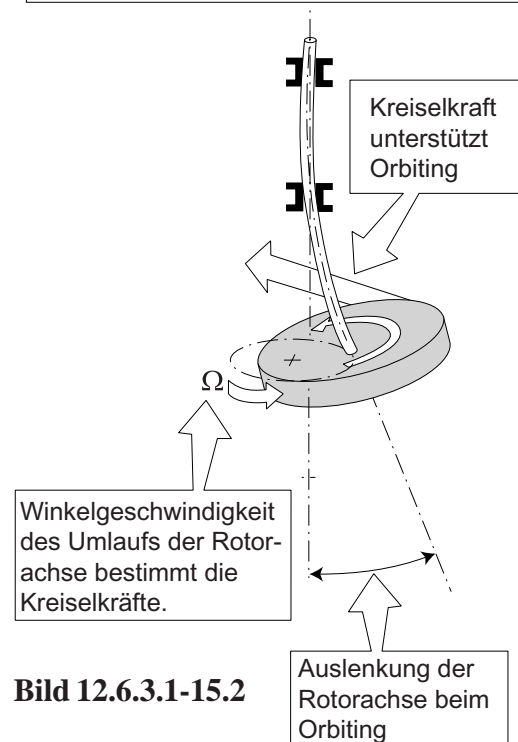


Bild 12.6.3.1-15.2

Bei Anstreifsystemen (Bild 12.6.3.1-13) tritt eine **gegenseitige Drehrichtung** auf.

Unwuchten sind typische in radialer Richtung nach außen auslenkende Kräfte („ F_{si} “) auf den Rotor.

Bild 12.6.3.1-15.2: Eine Auslenkung der Drehachse ist im Zusammenhang mit Kreiselkräften zu sehen. Durch die Winkelgeschwindigkeit „ Ω “ der ausgelenkten Drehachse treten **Kreiselkräfte auf die je nach Drehsinn von Orbitingbewegung und Welle in Richtung der Orbitingbewegung weisen können** (siehe auch Band 2, Bild 7.1.2-18). Sie **verstärken sich so wechselseitig mit der Orbitbewegung** (selbstverstärkender Vorgang).

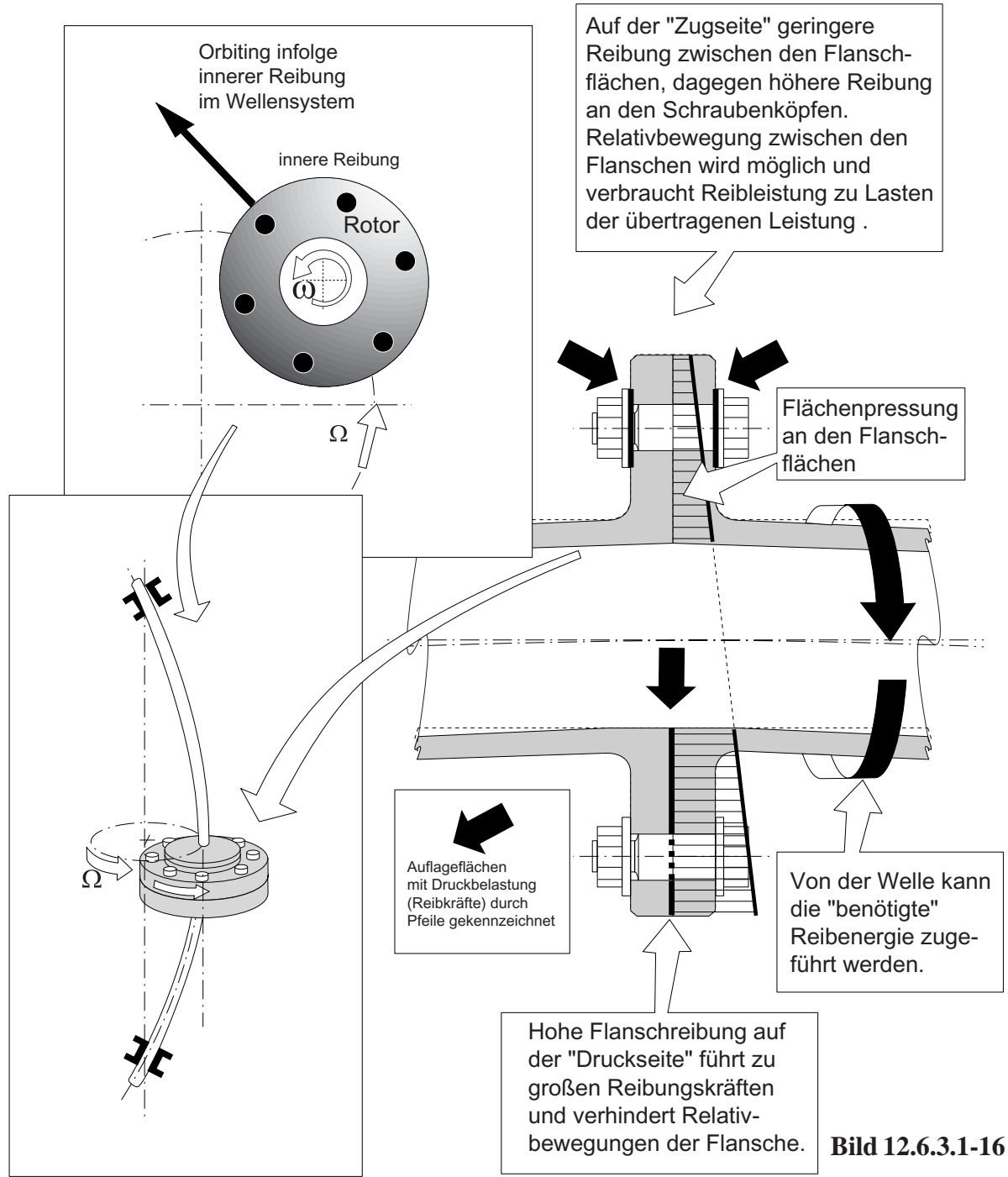
Stabilisierend wirken dagegen Kräfte wie die elastische Rückstellung, die zum Zentrum („ F_{dl} “) gegen die Auslenkung gerichtet sind.

Bild 12.6.3.1-16 (Lit 12.6.3.1-18, Lit 12.6.3.1-23): Orbiting kann infolge einer Hysterese von Wellensystemen bei elastischer Verformung (innere Reibung) entstehen und verstärkt werden. Es handelt sich offenbar um eine Art „**Stick-Slip-Effekt**“.

In diesem Fall wirkt die **Reibung offenbar nicht, wie sonst bei Schwingungen üblich, dämpfend, sondern anregend** (siehe auch Bild 12.6.3.1-9, Bild 12.6.3.1-12 und Bild 12.6.3.3-9).

Bei der **elastischen Durchbiegung des Rotors bzw. einer Welle entstehen an Flanschflächen oder Passflächen Mikrobewegungen und Reibungskräfte** (Fretting; Band 2, Kapitel 6). An ringförmigen Anlageflächen (Flanschen) von Wellen mit Umlaufbiegung nimmt auf der Außenseite die Flächenpressung ab und innen, wo die Flächen zusammengepresst werden, zu (Skizze rechts). In der Schnittzeichnung ist der Verlauf der Flächenpressung schematisch mit Grautönen symbolisiert. Mit der Flächenpressung verändern sich auch die Reibungskräfte, die ein Drehmoment der Welle übertragen können. So treten beim „Durchrutschen“ (Mikrobewegungen!) in der Entlastungsphase, am Umfang gegenüberliegende unterschiedliche Umfangskräfte auf, aus denen eine Alford-Kraft, wie bereits in Bild 12.6.3.1-14 dargestellt, resultiert. Diese Alford Kraft wirkt in Richtung der Orbitalbewegung und damit anfachend. Die Richtung der Alford-Kraft erklärt sich aus dem Zeitversatz der neutralen Achsen von Spannung und Dehnung auf Grund der Kombination von Hysterese und Drehbewegung. Ohne die Drehung des Rotors gibt es eine solche Phasenverschiebung nicht und die Hysterese (Reibung im Rotor) wirkt als Dämpfung.

Reibung zwischen Flanschen kann
Schwingungen gefährlich unterstützen!
"Orbiting" durch Reibung im Wellensystem.



Auswirkung des Kreiselwirkung auf die Bauteilbelastung bei Wellenschwingungen.

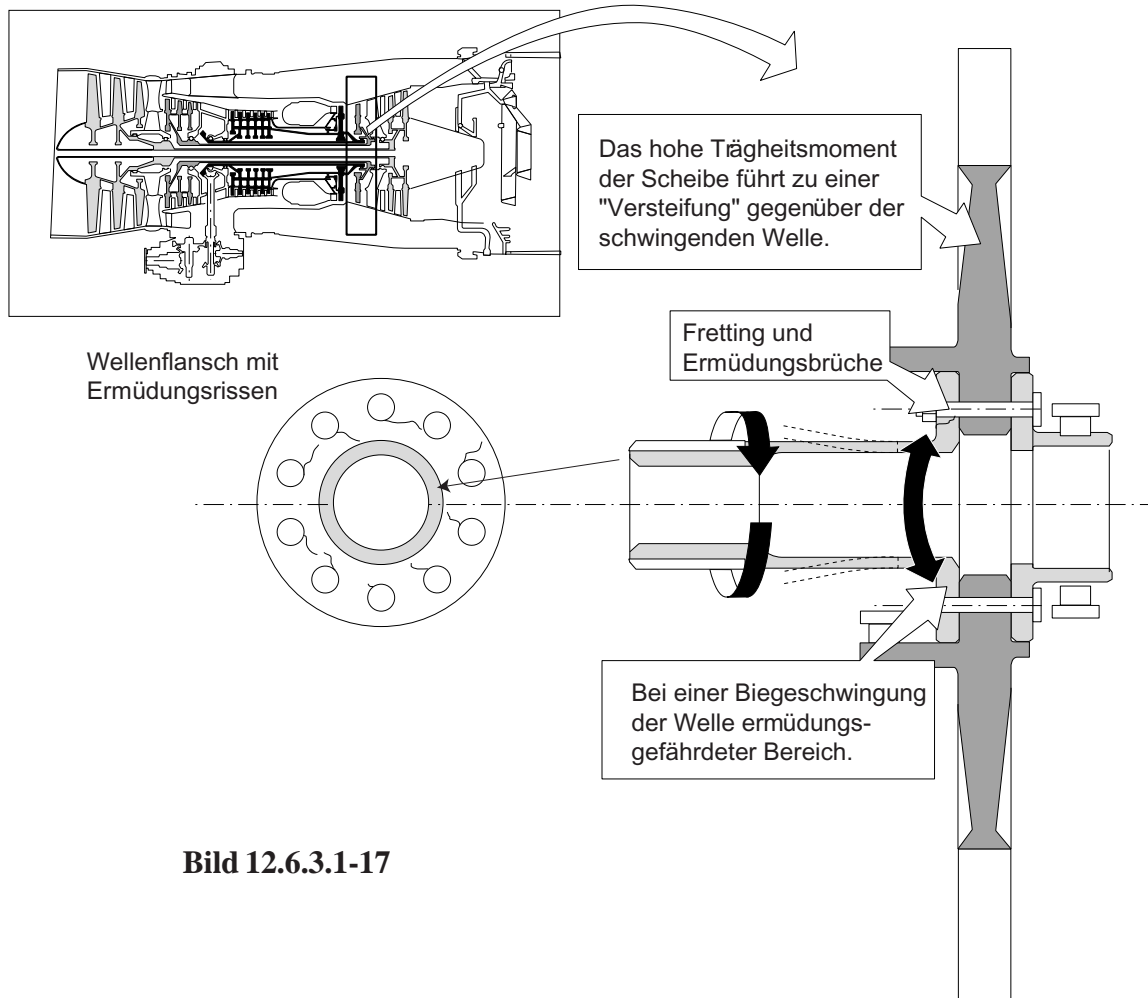


Bild 12.6.3.1-17

Bild 12.6.3.1-17: *Kreiselkräfte* wirken gewöhnlich einer Auslenkung der Rotationsachse entgegen (siehe hierzu Bild 12.6.3.1-15.2). Scheiben mit einem großen polaren Trägheitsmoment **versteifen** sich unter der Kreiselwirkung. Damit erhöhen sich **Schwingspannungen im Bereich von Wellenansätzen**. So ist es z.B. denkbar, dass, bei gleicher Amplitude der Biegeschwingung einer Welle, im Flugbetrieb gefährlichere dynamische Belastungen induziert werden als in einem **Umlaufbiegeversuch im Labor** an einer fest eingespannten Welle. Eine ähnliche Überlastung kann bei einer Auslenkung der Drehachse in einem Flugmanöver auftreten (Band 2, Bild 7.1.2-7).

Auf einen Schadensmechanismus im Zusammenhang mit Kreiselkräften weist eine Rissbildung im Flanschbereich einer Turbinenwelle hin (Skizze unten links), deren **Fortschrittsgeschwindigkeit langsamer** wird. Trotz vieler Risse die den tragenden Flanschquerschnitt extrem schwächen kam es nie zu einem Versagen des Flanschs durch Bruch. Offenbar konnte ein so geschädigtes Bauteil auch hunderte von Betriebsstunden 'überleben'. In einem solchen Fall liegt die Vermutung nahe, dass infolge der Rissbildung die Wellenverbindung elastischer wird und die Wirkung der Kreiselkräfte abbaut.

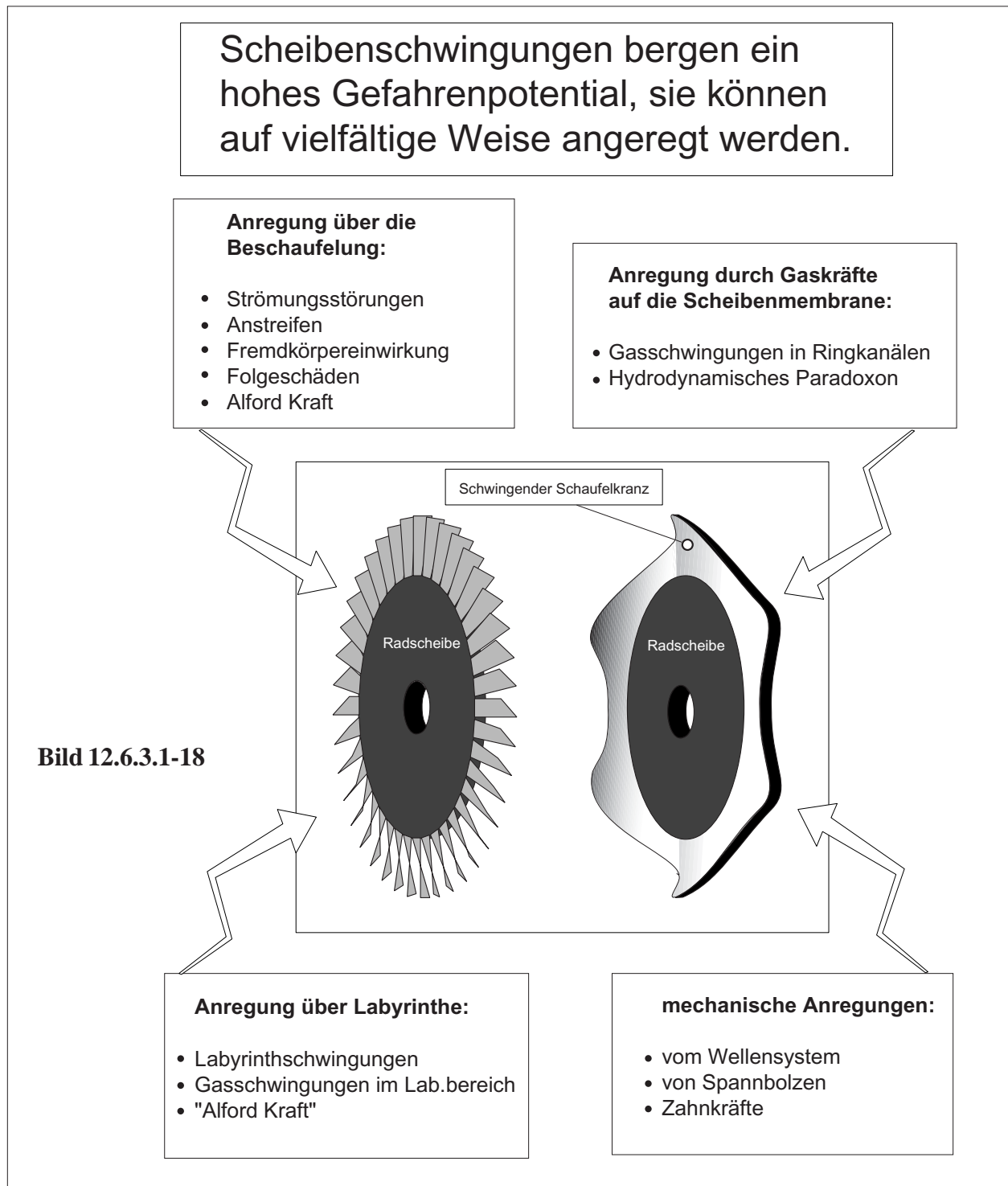


Bild 12.6.3.1-18: Eine beschau felte Rotor-scheibe bildet gewöhnlich ein **gekoppeltes Schwingsystem**. Dies gilt nicht nur für Blinks, bei denen Schaufeln und Scheibe integral verbunden sind, sondern auch für Scheiben mit eingesetzten Schaufeln. Unter den hohen Fliehkräften bei typischen üblichen Betriebs-

drehzahlen sitzen die Schaufeln sehr fest in der Scheibe. Die Erregbarkeit zu gefährlichen Schwingungen wird für Blinks, wegen der fehlenden Dämpfung am Schaufelfuß, als besonders bedenklich angesehen. Bei typisch hohen Frequenzen gekoppelter Schwingungen sind die Auslenkungen und damit die **Luft-**

dämpfung relativ gering. Die beispielhaft angeführten Anregungsmöglichkeiten werden bereits an anderer Stelle behandelt (Bild 12.6.3.1-10):

Anregung über die Beschau felung:

- Strömungsstörungen (Bild 12.6.3.1-3, Bild 12.6.3.3-13)
- Anstreifvorgänge (Lit 12.6.3.1-31, Band 2, Bild 7.1.3-4)
- Fremdkörpereinwirkung (z.B. Vogelschlag, Band 1, Kapitel 5.2)
- Folgeschäden (z.B. nach Schaufelbruch, Band 2, Bild 8.1-15)
- Alford-Kraft (Bild 12.6.3.1-14)

Anregung durch Gaskräfte auf die Scheibe:

- Gasschwingungen in Ringkanälen (Bild 12.6.3.1-20, Bild 12.6.3.3-9, Band 2, Kapitel 7.2)
- Hydrodynamisches Paradoxon (Bild 12.6.3.1-21 und Bild 12.6.3.3-16)
- Kühlluftzufuhr zum Rotor („TOBI“, Bild 12.6.3.3-9 und Bild 12.6.3.3-10)

Anregung über Labyrinth:

- Labyrinthschwingungen (Band 2, Kapitel 7.2)
- Gasschwingungen im Labyrinthbereich (Bild 12.6.3.1-20, Bild 12.6.3.3-9)
- Alford-Kraft (Band 2, Kapitel 7.2)

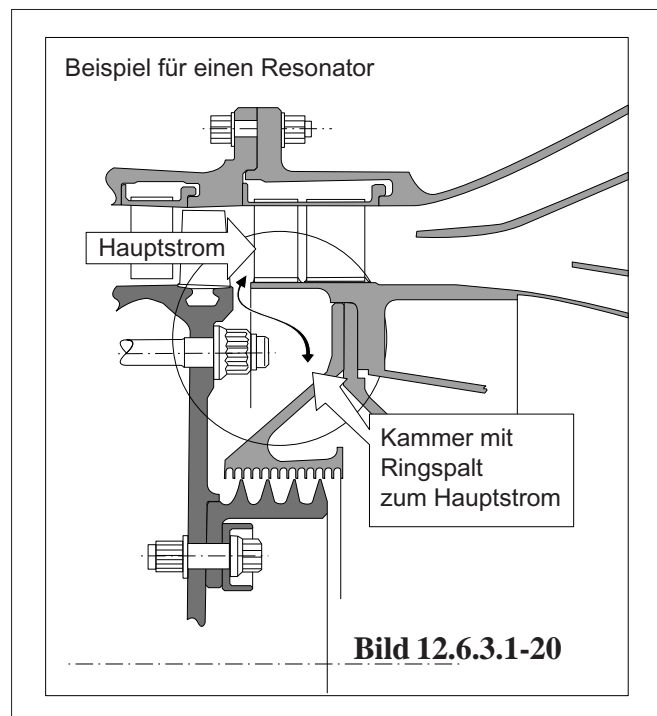
Mechanische Anregungen:

- Vom Wellensystem (Bild 12.6.3.1-9, Bild 12.6.3.3-5, Bild 12.6.3.3-11)
- Von Spannbolzen (Bild 12.6.3.3-15)
- Zahnkräfte aus einem Getriebe (Bild 12.6.3.3-19)

Scheibenschwingungen sind wegen der Möglichkeit, dass bei Ermüdungsrissen Bruchstücke entstehen die von den Gehäusen nicht

„contained“ werden können (Band 2, Kapitel 8) besonders gefährlich. Dieses Problem erhält zusätzliche Brisanz in Verdichtern größerer Triebwerke mit der Einführung von **Bliskkonstruktionen** (fehlende Reibungsdämpfung in der Schaufel-/Scheibenverbindung).

Bild 12.6.3.1-20 (Lit. 12.6.3.1-24): **Ringkanäle** im Bereich von Rotorscheiben und Labyrinth (siehe auch Band 2, Kapitel 7.2) können mit dem Gasstrom als **Resonatoren** wirken und Scheiben zu gefährlichen Schwingungen anregen (Bild 12.6.3.3-9).



Betriebsbelastung und Werkstoffverhalten: Schwingerermüdung: HCF

Bild 12.6.3.1-19: An einer einwelligen Klein-gasturbine für einen Hubschrauberantrieb kam eine schwere Mehrscheibenkupplung auf der Abtriebsseite zum Einsatz. Diese geriet in der Entwicklungsphase auf dem Prüfstand offenbar in eine **kritische Drehzahl** und wurde, nachdem die Welle innerhalb von Sekunden brach, abgeschleudert. Die außen gemessene Schwingform des gesamten Systems zeigt das untere Diagramm. Als Abhilfe wurde ein zusätzlich abstützendes Lager eingeführt.

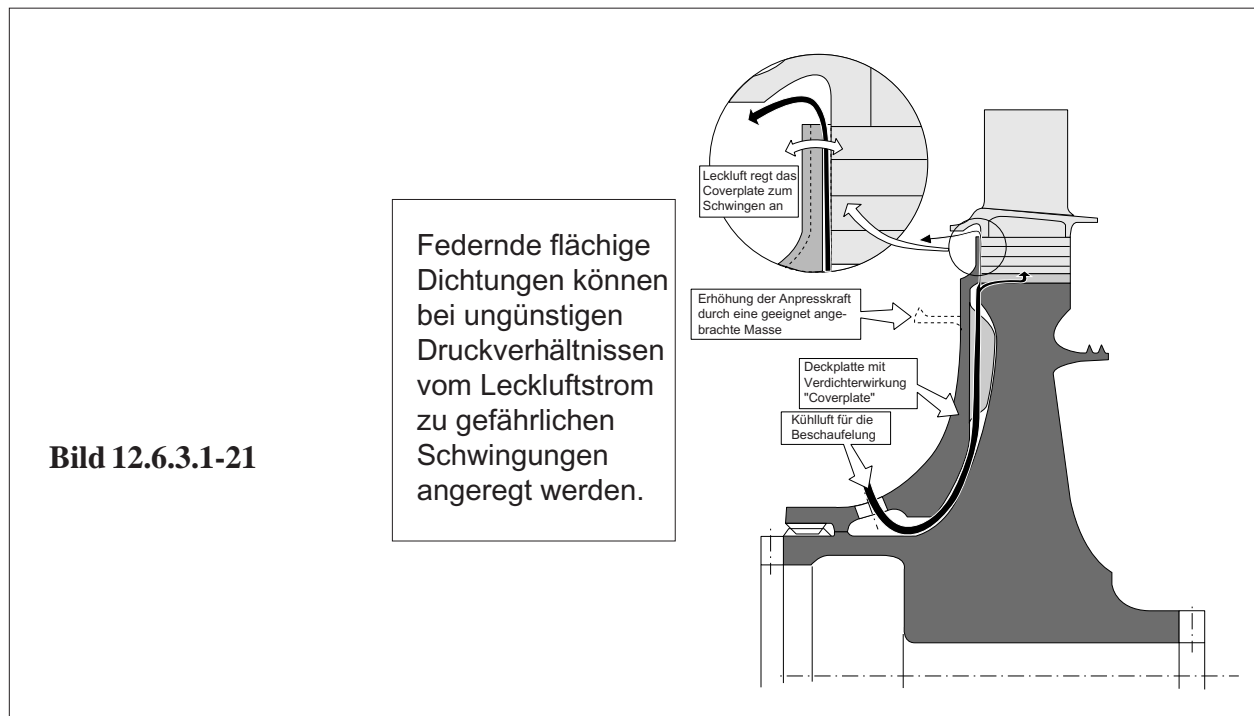
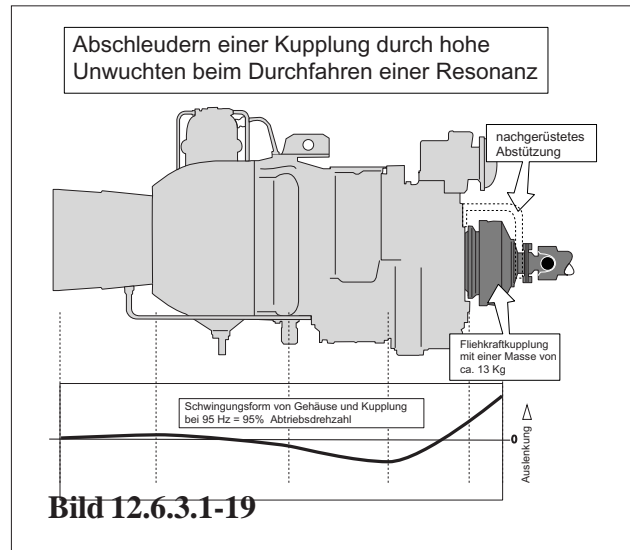


Bild 12.6.3.1-21 (Lit 12.6.3.1-19): An Strukturen die wie Tellerfedern wirken und einseitig gegen die Federkraft gasdruckbelastet sind kann das „**hydrodynamische Paradoxon**“ auftreten(siehe auch Bild 12.6.3.3-17). Dieser Effekt entsteht, wenn der Gasdruck zumindest zeitweise die Anpresskraft des „Deckels“ überwinden kann und am entstehenden Umfangspalt ausströmt. Dadurch fällt der Druck ab (Bernoulli), der Deckel schließt sich und der Vorgang beginnt von Neuem.

Ein solches System kann von einem „**Coverplate**“ gebildet werden. Einem kleinen Zusatzverdichter für die Kühlluft, der sich gewöhnlich auf der Vorderseite der ersten Hochdruck-Turbinenstufe befindet. Wird die Federwirkung durch ungünstige Massenverteilung von der Fliehkraft unzulässig abgebaut, können bei zufälligen Resonanzbedingungen Schwingungen durch das „hydrodynamische Paradoxon“ in der Scheibe angeregt werden. Ähnliche Beispiele gibt es bei statischen, flächigen Dichtungen aus federnden Blechen.

Literatur zu Kapitel 12.6.3.1

- 12.6.3.1-1** P.König, A.Rossmann, „Ratgeber für Gasturbinen-Betreiber“, ASUE-Schriftreihe, Vulkan-Verlag Essen ISBN 3-8027-2545-X, 1999.
- 12.6.3.1-2** M.Baumgartner, F. Kameier, J.Hourmouziadis, „Non-Engine Order Vibration in a High Pressure Compressor“, Paper des „International Symposium on Air Breathing Engines“, ISABE 95-7094, 1994.
- 12.6.3.1-3** B.A. Cowles, „High cycle fatigue in aircraft gas turbines - an industry perspective“, Zeitschrift „International Journal of Fracture“, 80 1996, Seite 147-163.
- 12.6.3.1-4** T. Nicholas, „Critical issues in high cycle fatigue“, Zeitschrift „International Journal of Fatigue“, 21, 1999 Seite 221-231.
- 12.6.3.1-5** E.K. Armstrong, R.E. Stevenson „Some Practical Aspects of Compressor Blade Vibration“, Zeitschrift „Journal of The Royal Aeronautical Society“, Volume 64, Nr. 591, March 1960.
- 12.6.3.1-6** D.E. Thomson, J.T. Griffin. „The National Turbine Engine High Cycle Fatigue Program“, Zeitschrift „Global Gas Turbine News“, Volume 39, No. 11, 1999, Seite 14-17.
- 12.6.3.1-7** E.J. Pohl, R. Bark, „Wege zur Schadensverhütung im Maschinenbau“. Allianz Versicherungs-AG, München und Berlin, 1964, Seite 165.
- 12.6.3.1-8** N. Klompas, „Limit Cycle Due to Interlocked Shroud Friction: Instrumental to the High-Bypass Turbofan“ Proceedings Paper ASME 2000-GT-364 des „International Gas Turbine & Aeroengine Congress“ Munich, Germany, May 8-11, 2000. Seite 1-11.
- 12.6.3.1-9** N. Klompas, „Nature of Vibratory Waves in Bladed Disks“ Proceedings Paper ASME 2001-GT-0291 der „ASME Turbo Expo 2001“ New Orleans, Louisiana, June 4-7, 2001. Seite 1-9.
- 12.6.3.1-10** UK Air Accidents Investigation Branch, „Aircraft Accident Report No:4/90 (EW/C1095“. Flugunfall Jan 1989.
- 12.6.3.1-11** D.R. Abbott, „Advances in Labyrinth Seal Aeroelastic Instability Prediction & Prevention“. Proceedings Paper ASME 80-GT-151 der „Gas Turbine Conference & Products Show“, New Orleans, La., March 10-13, 1980. Seite 1-6.
- 12.6.3.1-12** M.P. Boyce, „Gas Turbine Engineering Handbook“. Gulf Publishing Company.

- 12.6.3.1-13** J.S. Alford, „Nature, Causes, and Prevention of Labyrinth Air Seal Fractures“. Zeitschrift „J. Aircraft“, Vol 12, No. 4, April 1975, Seite 313-318.
- 12.6.3.1-14** J.S. Alford, „Labyrinth Seal Designs Have Benefitted from Development and Service Experience“. Proceedings Paper ASE 710435 des „National Air Transportation Meeting“, Atlanta, Ga., May 10-13, 1971, Seite 1-10.
- 12.6.3.1-15** N. Klompas, „Significance of Disk Flexing in Viscous-Damped Jet Engine Dynamics“. Proceedings Paper ASME 76-GT-107 der „Gas Turbine Conference“ London, England, April 9-13, 1978, und Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, October 1978, Vol 100, Seite 647-653.
- 12.6.3.1-16** F.F. Ehrich, „Identification and Avoidance of Instabilities and Self-Excited Vibrations in Rotating Machinery“. Proceedings Paper ASME 72-DE-21 der „Design Engineering Conference & Show“, Chicago, Ill., May 8-11, 1972, Seite 1-8.
- 12.6.3.1-17** J. Weber, H. Beckert, „Querkräfte aus Spaltdichtungen - eine mögliche Ursache für die Laufunruhe von Turbomaschinen“. Zeitschrift „Atomkernenergie (ATKE)“ Band 32, 1978, Lfg.4, Seite 239-246.
- 12.6.3.1-18** F.F. Ehrich, „Shaft Whirl Induced by Rotor Internal Damping“. Zeitschrift „Journal of Applied Mechanics / Transactions of the ASME“, (ASME Paper No. 64-APM-7), June 1964, Seite 279-282.
- 12.6.3.1-19** J.S. Alford, „Protecting Turbomachinery From Self-Excited Rotor Whirl“. Zeitschrift „Journal of Engineering for Power / Transactions of ASME“, (ASME Paper No. 64-WA/GTP-4), October 1965, Seite 333-339.
- 12.6.3.1-19** M.v. Ardenne, G. Musiol, S. Reball, „Effekte der Physik und ihre Anwendungen“. Verlag Harri Deutsch, 2. ergänzte Auflage, Seite 463.
- 12.6.3.1-20** A. Muszynskal, „Characterization of Rub Phenomena in Rotating Machinery“. N87-16252, Seite 1-5.
- 12.6.3.1-21** J. Padovan, F.K. Choy, „Nonlinear Dynamics of Rotor/Blade/Casing Rub Interactions“. Proceedings Paper ASME 86-DE-6 der „Spring Natl. Design-Engineering Conf. and Show“ Chicago, Ill., March 24-27, 1986 Seite 1-8.
- 12.6.3.1-22** J.T. Akin, V.S. Fehr, D.L. Evans, „Analysis and Solution of the Rotor Instability Problem in the Advanced Model TF30 P111+ Engine“. Proceedings Paper AIAA-88-3166 der „24th Joint Propulsion Conference“ Boston, Mass., July 11-13, 1988 Seite 1-9.
- 12.6.3.1-23** J.S. Alford, „Protection of Labyrinth Seals From Flexural Vibration“, ASME Proceedings Paper No. 63-AHGT-9 der „Aviation and Space, Hydraulic, and Gas Turbine Conference and Products Show“, Los Angeles, Calif., March 3-7, 1962 und Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“ April 1964, Seite 141-148.

12.6.3.1-24 J.S. Alford, „Protecting Turbomachinery From Unstable and Oscillating Flows“ ASME Proceedings Paper No.66-WA/GT-13 des „Winter Annual Meeting“, New York, N.Y., Nov 27- Dec. 1, 1966 und Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“ October 1957, Seite 1513-520.

12.6.3.1-25 S. Radhakrishnan, C.G. Raghuram, R.V. Krishnan, V. Ramachandran, „Fatigue Failure of Titan Alloy Compressor Blades, ASM, „Handbook of Case Histories in Failure Analysis, Volume 2“, Seite 299 und 300.

12.6.3.1-26 W. Traupel, „Thermische Turbomaschinen“ 2. Band, 1960, Seite 321.

12.6.3.1-27 G. Kahl, „Aeroelastic Effects of Mistuning and Coupling in Turbomachinery Bladings“, Promotionsarbeit an der „Ecole Polytechnique Federale de Lausanne“, These No 2629 (2002) Seite 11 - 21.