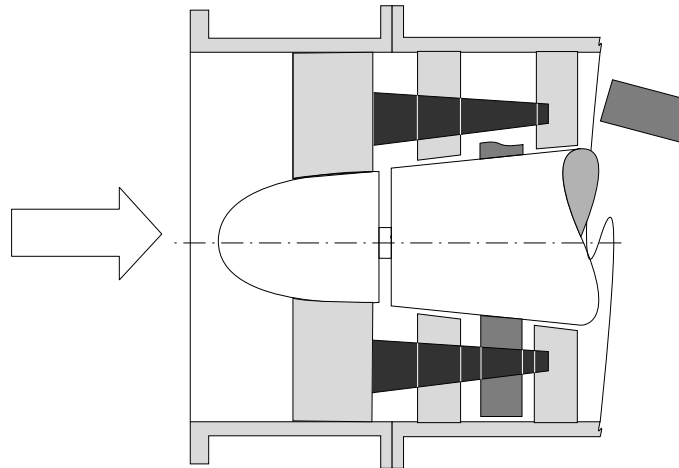


### 5.4.3 Schwingerermüdung im Dauerfestigkeitsbereich (HCF)



#### 5.4.3.1 Schwingungsanregung und Schwingbeanspruchung

Von einer **dynamischen Beanspruchung im HCF-Bereich** spricht man, wenn es nach ca.  $10^5$  Lastwechseln zu Schwinganrissen kommt (Bild 5.4-1 und Bild 5.4.1.1-2). Bei diesem dynamischen Belastungsniveau erfolgt die Anrissbildung ohne makroskopisch „merkliche“ plastische Verformungen.

HCF-Schwingbrüche kommen an einer Vielzahl unterschiedlicher Maschinenelemente vor. Hierzu gehören:

- Wälzlager (Lagerbahnermüdung)
- Beschaufelung in Turbomaschinen
- Bauteile in Motoren wie Pleuel, Kolben, Kolbenbolzen
- Zahnräder
- Schrauben
- Rohrleitungen.

Im Folgenden werden **Bauteile von Gasturbinen beispielhaft für Schwingungen behandelt**. Die beschriebenen Effekte finden sich auch an vergleichbaren Elementen des allgemeinen Maschinenbaus.

Besonders moderne Verkehrsmittel wie Kraftfahrzeuge, Züge und Flugzeuge weisen in ihrer Bauweise viele dünnwandige, leichte, statisch und dynamisch hoch ausgelastete Strukturen auf. Diese unterliegen **hochfrequenten Schwingungserregungen** wie Luft- und Gasströmungen, mechanischen Vibrationen sich berührender Bauteile, Unwuchten, Verbrennungsschwingungen und Zahnkräfte aus Getrieben. Eine hohe auslegungsbedingte Auslastung der Festigkeit führt zur entsprechenden Ermüdungsempfindlichkeit. Das gilt besonders, wenn zusätzliche, unerwartet intensive dynamische Beanspruchungen Resonanzen auslösen. Im Fall der Resonanz sind auch kleine Kräfte in der Lage große Schwingamplituden mit entsprechend hoher dynamischer Belastung hervorzurufen. Fehlt eine nennenswerte Dämpfung werden die Amplituden theoretisch unendlich. Dieser Extremfall kann jedoch bei in der Praxis ausgeschlossen werden weil bei Überschreiten der Fließgren-

ze **plastische Verformungen dämpfend** wirken. Im Folgenden soll auf die Möglichkeiten schadensauslösender Schwingungsanregungen besonders betroffener **Bauteile** eingegangen werden (Lit 5.4.3.1-5).

## **Verdichterschaufeln:**

Viele Schäden durch Schwingerermüdung einseitig eingespannter Träger sind auf **Biegeschwingungen** 1. und 2. Ordnung und die Torsionsschwingung 1. Ordnung (Bild 5.4.3.1-4) zurückzuführen. Eine Tendenz zu dünnen Querschnitten bzw. Profilen mit scharfen Kanten begünstigt T-Schwingmoden höherer Ordnung. Es entstehen Schwingrisse an den Ecken und parallel zu Kanten. (Bild 5.4.3.3-10). Der Trend zur **integralen Bauweise begünstigt gekoppelte Schwingungen**. Ein Beispiel sind sog. Blisks (Bild 3-16 und Bild 5.4.3.3-6). Typisch ist das Zusammenwirken von Schaufeln und Scheibe der Rotorstufe einer Turbomaschine. Schwingmoden höherer Ordnung werden wegen der geringen Auslenkung nur wenig vom umgebenden Luftstrom gedämpft. Sie sind 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 5.4.3.1-9).

## **Labyrinth:**

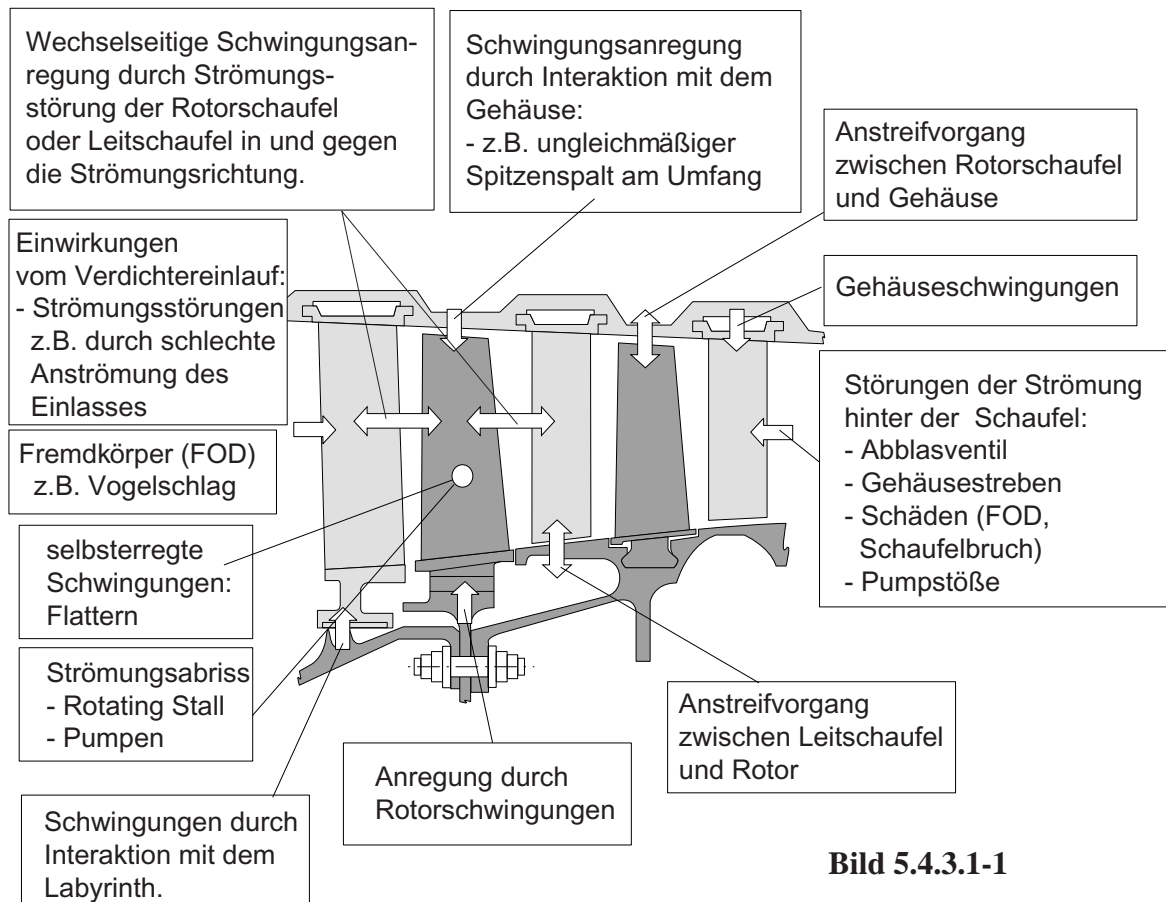
Labyrinth sind schwingungsempfindliche Gebilde. Schwingbrüche werden von Anrissen in Anstreifzonen (Warmrisse) begünstigt.

## **Rotoren und Wellen:**

Die Erregungsmöglichkeit dieser umlaufenden Systeme sind äußerst vielfältig. Sie beruhen auf mechanischen, aeromechanischen und aerodynamischen Effekten.

**Scheiben:** Schwingungen (Bild 5.4.3.1-6 und Bild 5.4.3.1-9) treten auch mit dem Schaufelkranz gekoppelt auf. Selbst scheinbar massive **Bauteile** (z.B. gegossene Turbinenräder) können erfahrungsgemäß erstaunlich empfindlich für hochfrequente Schwingungen sein.

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



**Bild 5.4.3.1-1**

**Bild 5.4.3.1-1:** Es handelt sich in der Hauptsache um vier 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 5.4.3.1-5) ist eine Anregung die in einer Strömung häufiger auftritt. Vor und hinter Störungen wie von Schaufeln und Streben bildet sich eine Zone niedriger Strömungsgeschwindigkeit. Die hinter den Leitschaufeln entstehende Wirbelschleppe (Nachlauf-delle) verringert in der Störungszone die aerodynamische Kraft auf die

dahinter folgenden Laufschaufeln. Vor der Eintrittskante der Leitschaukel steigt der statische Druck an. Laufschaufeln der vorhergehenden Stufen durchlaufen diese Störungszonen. Auch stehende Bauteile (z.B. Leitschaufeln) werden von Strömungsstörungen der benachbarten, vorbeilaufenden Rotorschaukeln getroffen und angeregt. Im ungünstigen Fall fällt diese Impulsfrequenz oder deren Harmonische mit einer Eigenfrequenz der Schaukel zusammen (Resonanzfall, Bild 5.4-4 und Bild 5.4-5.1). Das bedeutet die Gefahr gefährlich hoher Schwingamplituden.

Die Tendenz **axiale Abstände** der Stufen aus Gründen der Gewichtsminimierung **immer**

*mehr zu verringern um den Verdichter zu verkürzen, lässt die Störungen effektiver einwirken.*

**Fluttererregung:** Flatterschwingungen (Bild 3-9.2 und Bild 3-9.3) können als Biegeschwingung (Grundbiegeschwingung) und/oder als Torsionsschwingung auftreten. Es handelt sich um eine Selbsterregung. Sie wird bei aerodynamischer Anregung von Auftrieb und Angriffspunkt der aerodynamischen Kräfte bestimmt. Tritt Flattern auf, ist es schwer, aus diesem Zustand herauszukommen. Schaufelbrüche können innerhalb von Sekunden auftreten.

Flattern kann auch von anderen selbstverstärkenden Einflüssen ausgelöst werden. So können Räder unter Fahrbahnkräften flattern (Bild 3-9.1, Bild 5.4-6 und Bild 5.4-7.2 „F“).

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

Zu solchen 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 führen zu sich ändernden aerodynamischen Kräften auf Rotor-schaufeln, die diese Zonen durchlaufen.

Bildet sich eine **Bodenvortex**, stört diese massiv beim Eintritt in den Verdichter die Strömung in einem eng begrenzten Bereich. Die Folge ist eine Schwingungsanregung der **vorderen Schaufelstufen** (nicht nur der ersten). Dies tritt auch beim Ansaugen von Heißgasen auf. Das führt zu Temperatur-Ungleichmäßigkeiten in

der Einlaufströmung, die im Extremfall gefährliche Schaufelschwingungen auslösen.

**Mechanische Anregung:** Natürlich können so Schaufeln gefährlich stark angeregt werden. Hierzu gehören mit der Scheibe gekoppelte Schwingungen (Bild 5.4.3.1-9) und Anregungen von Leitschaufeln über das Gehäuse. Dies unterliegt seinerseits hochfrequenten Anregungen der „**blade passing frequency**“ auf Grund der Druckunterschiede zwischen Druck- und Saugseite im Bereich der Schaufelspitze. Diese Schwingungen übertragen sich auf die im Gehäuse befestigten Leitapparate. Befinden sich Schaufeln im Kontakt mit Labyrinthringen (z.B. zur Fixierung), können Schwingungen (Bild 5.4-7.1 „B“ und Bild 5.4-7.2 „D“) die Beschaukelung anregen.

Eine besondere Anregungsform ist das **Anstreifen von Schaufelspitzen**. Dabei kann es in kurzer Zeit zu einer Schwingüberlastung kommen (Bild 5.4-7.1 „C“). Um dies zu vermeiden, sind die Anstreifsysteme entsprechend zu optimieren. Typische Einflüsse 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 können innerhalb von Sekunden 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 Biegeschwingungen im plastischen Bereich (LCF).

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

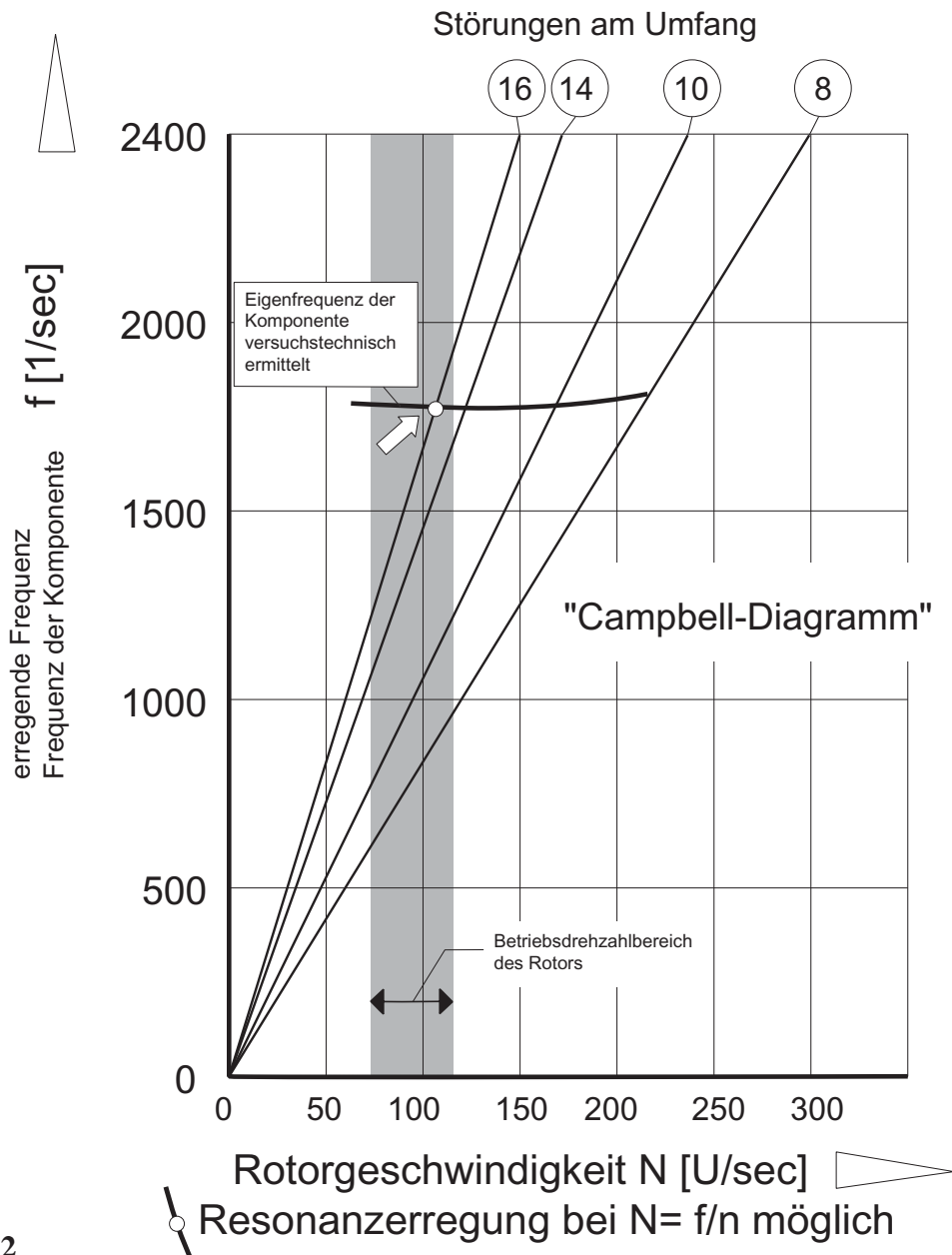


Bild 5.4.3.1-2

**Bild 5.4.3.1-2 (Lit 5.4.3.1-3):** Das sogenannte "Campbelldiagramm" ermöglicht es bereits in der Auslegungsphase, aber auch bei der Ursachenermittlung im Schadensfall, **Resonanzen an der Beschau felung von Turbomaschi-**

**nen zu erkennen und die Quellen der Anregung zu identifizieren** (siehe auch Bild 5.4.3.3-2 und Bild 5.4.3.3-3). Im 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 ortsfeste Verteilung der Störung am Umfang lässt sich in diesem Diagramm eine Gerade einzeichnen. Typische Störungen im Gasstrom sind Streben, Leitschaukeln, und Luftentnahmen (Abblasöffnungen). Die Kurve der Eigenfrequenz ist keine horizontale Gerade. Fliehkrafteinfluss und Temperaturabhängigkeit des E-Moduls wirken sich aus. Sie schneidet die Geraden der Erregenden in möglichen Resonanzpunkten im Betriebsdrehzahlbereich (hier einem einzigen, siehe Pfeil). Bei Schadensfällen werden experimentelle **Schwingungsanalysen** (z.B. Modalanalyse) zur Bestimmung der Eigenfrequenzen/-schwingungen genutzt. 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, d.h. dem kleinsten Krümmungsradius zwischen den **Knotenlinien** (Bild 5.4-5.2 und Bild 5.4.3.1-5). 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 einer Turbomaschine wird die Eigenfrequenz der Komponenten so ausgelegt, dass keine gefährliche Resonanz auftritt. Da aber von Start bis Vollast bei der Fülle der strömungsbeeinflussenden Komponenten eine Vermeidung aller potenziellen Resonanzen nicht möglich ist, muss letztendlich der Versuchsbetrieb Klarheit schaffen. "The engine will tell us", wie man im Englischen so schön sagt.

**Bild 5.4.3.1-3:** Eine **niedrige Dämpfung** kann gefährliche Schwingungen und damit Schwingbrüche ermöglichen.

Auch wenn keine gezielten Dämpfungsmaßnahmen (Kapitel 5.4.3.3) vorgesehen sind, wirken auf Bauteile häufig neben der **Luftdämpfung** weitere schützende Dämpfungen. Meist handelt es sich um **Reibungsvorgänge an Kontaktflächen** wie Fußbefestigung, und Abstützungen. 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. Solche Mechanismen sind:

- Mechanisches **Verklemmen** von Steckverbindungen.
- **Kaltverschweißen** („Fressen“, Kapitel 5.9.2) frettingbeanspruchter Auflageflächen.
- Verlöten bzw. **Verkleben durch Schmelzen** aus Verunreinigungen (Staub; abgelöstes Silber Bild 5.3-8).
- Alterung und/oder **Ablösen von Belägen**.
- **Quellen** von Gleitlagerbuchsen aus Kunststoffen.

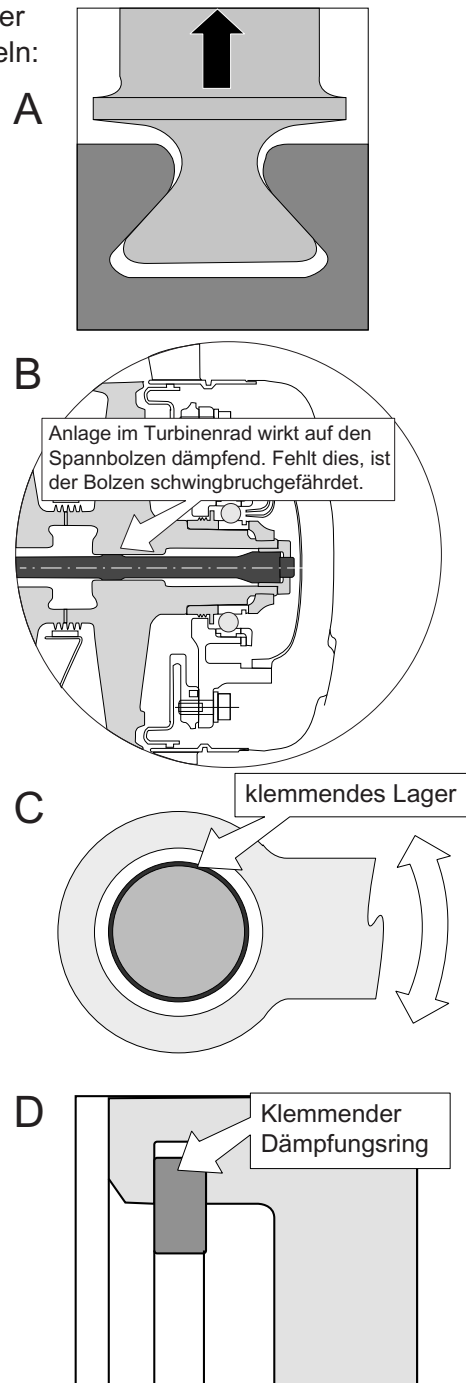
Die Ursachen sind sehr unterschiedlich. Dazu gehören:

- Konstruktion,
- Montage,
- Reparatur und
- Betrieb.

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

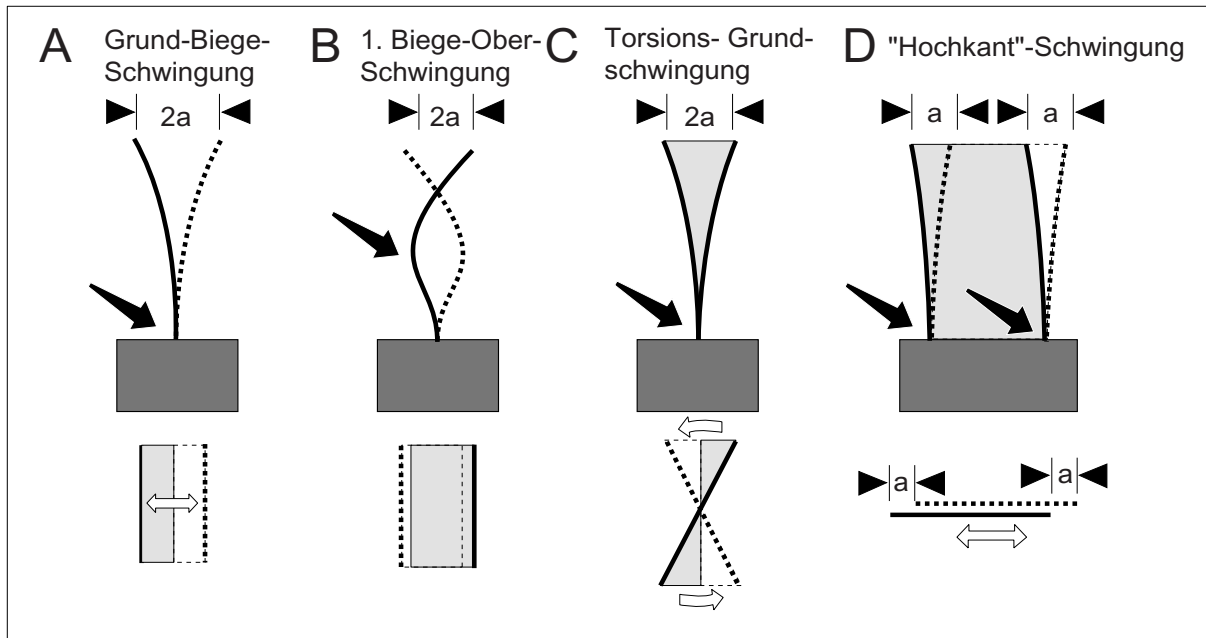
Ursachen für ungenügende Dämpfung schwingender Strukturen, insbesondere von Leit- und Laufschaufeln:

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



**Bild 5.4.3.1-3**

## Typische Schaufelschwingungen.



Schwingrisspositionen

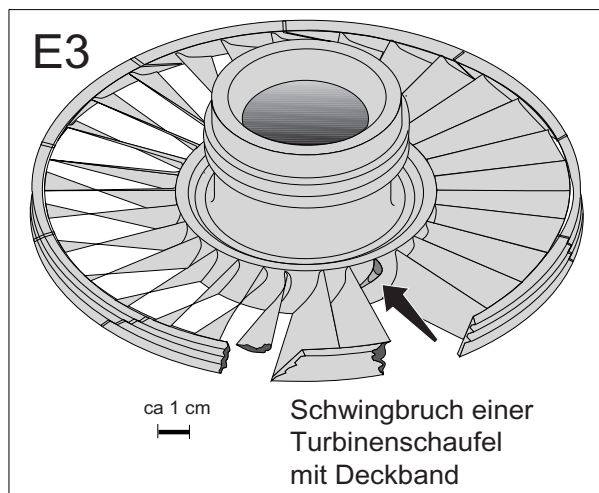
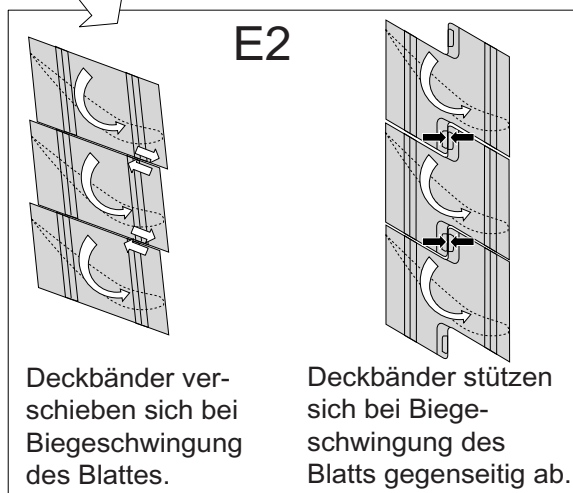
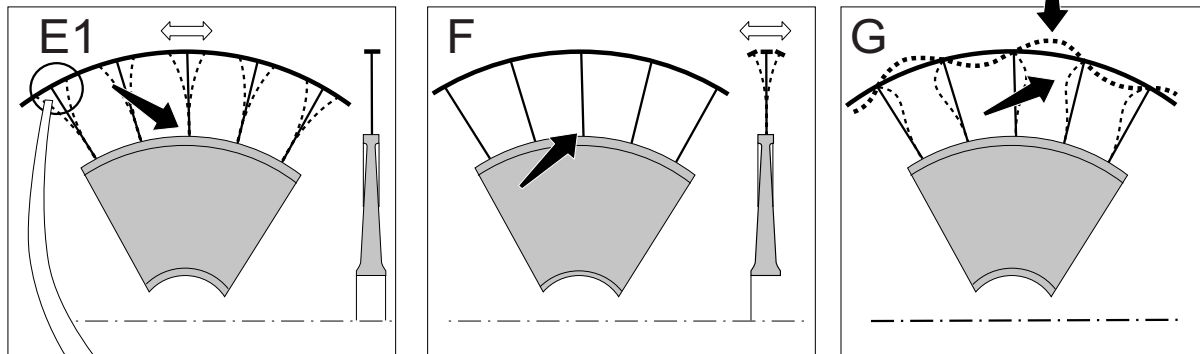


Bild 5.4.3.1-4



**Bild 5.4.3.1-4:** Die **Grundbiegeschwingung** („A“) ist bei einseitig eingespannten Trägern (z.B. Schaufeln ohne Deckband) die häufigste zu Schäden führende **Schwingungsform** (engl. **mode**). Ermüdungsrisse befinden sich dann in der Nähe der Einspannung (Fußplattform). Die erste Biege-Oberschwingung („B“) verschiebt, je nach Profilierung des Trägers/Blattes, die Lage eines Schwinganrisses weiter zur Blattmitte. Die erste **Torsionsschwingmode** zeigt „C“. Es gibt jedoch auch eine große Zahl von Schwingungsformen höherer Ordnung mit äußerst komplexen **Knotenlinienverläufen**. Auch sie können zu Schwingbrüchen führen. „D“ symbolisiert eine Biegeschwingung um die Hochachse (Hochkantschwingung). Sie belastet besonders die Kanten einer Steckverbindung an der Einspannstelle des Trägers (Schwalbenschwanzfuß). Ein verwundener Träger (Schaufelblatt) erfährt dabei auch eine Querbiegung. **Abstützungen der Schaufelblätter** über die Spitzen (Deckbänder) und/oder in Blattmitte (engl. *clapper, snapper*) 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. Diese Maßnahmen sind erfahrungsgemäß keine Garantie für die Vermeidung gefährlicher Schaufelschwingungen. Lenken z.B. bei einer Biegeschwingung alle Schaufeln im Takt aus („**Ährenfeldschwingung**“; „E“) ist ein **geschlitztes** (axial, schräg) Deckband (Skizze „E2“ links) offenbar wenig effektiv. In diesem Fall gleiten die Deckbänder bei einer Biegeschwingung wegen dem tordierten Schaufelblatt aneinander vorbei. Eine effektive Abstützung erfolgt nicht. Das gilt ähnlich für eine gekoppelte Schaufel/Scheibenschwingung mit einer Spitzenauslenkung überwiegend in Umfangsrichtung („F“). Dabei gleiten die Anlageflächen der Deckbänder radial. Hier besteht zusätzlich die Gefahr einer Überlappung (engl. „*shingling*“). Wirksam ist dagegen ein **‘Z-Deckband’** („E2“ rechts). In diesem Fall behindert die Abstützung der Deck-

bänder infolge der Drehbewegung eine Biegeschwingung der Schaufeln.

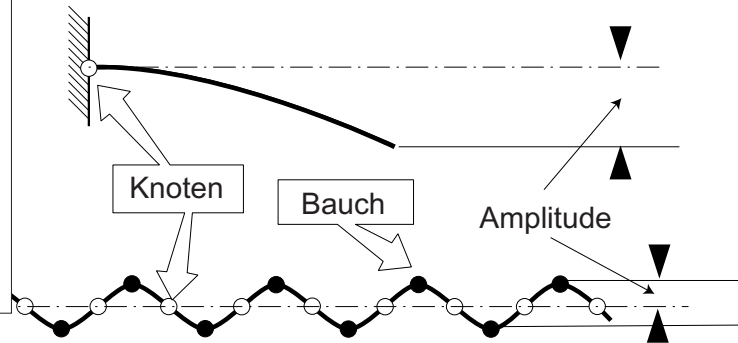
Bei einer „weichen“ Abstützung (Deckband) kann sich eine Biegeschwingung höherer Ordnung ausbilden. Die Folge sind Risse am Übergang der Abstützung und/oder in der äußeren Trägerhälfte (Lit. 5.4.3.1-26).

„H“ zeigt ein gegossenes Turbinenrad einer kleinen Gasturbine. Trotz etlicher Varianten des angegossenen Deckbandes (ungeschlitzt, geschlitzt in verschiedenen Schaufelabständen) kam es immer wieder zu Schwingbrüchen (HCF) an den Schaufeln. Die Bruchlagen befanden sich sowohl in Kranznähe wie auch in Deckbandnähe.

**Bild 5.4.3.1-5:** 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.

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

Der einseitig eingespannte Biegeträger ist in der Grundbiegeschwingung ein Sonderfall, hier ist die höchste Beanspruchung am Schwingungsknoten.



**Bild 5.4.3.1-5**

Je höher die Ordnung der Schwingung, umso schärfer die Krümmung und bei gleicher Amplitude die Beanspruchung am Schwingungsbauch.

Allgemein kann gesagt werden: **Bei gleicher maximaler Auslenkungsamplitude ist die Schwingbelastung eines Bauteils umso höher, je höher die Ordnung der angeregten Eigenschwingung liegt.**

So können Spannbolzen bei einer Biegeschwingung hoher Ordnung mit **Frequenzen bis in den Ultraschallbereich** mit minimaler Auslenkung (z.B. Bereich 0,1 mm) Schwingbrüche erleiden (Bild 5.4.3.1-3 „B“).

**Bild 5.4.3.1-6** (Lit 5.4.3.1-7 und Lit. 5.4.3.1-32): **Scheibenförmige Bauteile** wie Rotorscheiben und Labyrinthträger von **Turbo-maschinen** oder **Radachsen/Radsätze** von Zügen können zu sehr unterschiedlichen **Schwingformen** angeregt werden. Dabei handelt es sich um drei Grundarten:

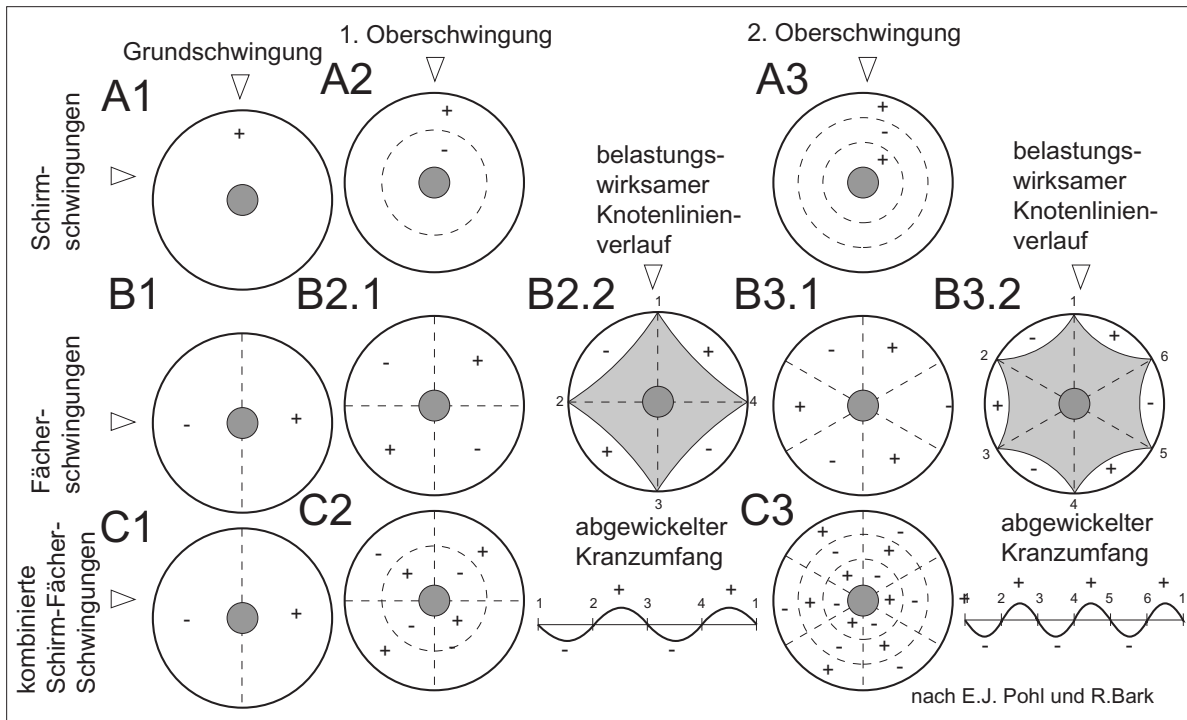
- Schwingungen mit **Knotendurchmessern** (**Fächerschwingungen**, „B“)
- Schwingungen mit **Knotenkreisen** (**Schirmschwingungen**, „A“)
- **Kombinationen** aus Schwingungen mit **Knotendurchmessern** und **Knotenkreisen** („C“).

Die hier dargestellten idealen Knotenlinienverläufe werden in realen Bauteilen auf Grund der Querschnittsverläufe und geometrischen Besonderheiten zu vieleckähnlichen Gebilden verändert („B2.2“ und „B3.2“). Zu solchen Einflüssen gehören Steifigkeitsänderungen wie ein Wuchtbund (mittlere Skizze unten) oder ein Labyrinthsteg. Dadurch werden auch **Lage und Verläufe von Schwinganrissen** beeinflusst, die eigentlich im Bereich von Schwingungsbäuchen der unbeeinflussten Schwingung zu erwarten sind.

Unten sind für alle drei Schwingformen Schäden an einstückig gegossenen Turbinenrädern eines Hubschraubertriebwerks dargestellt. Links entsprechend einer 1-Durchmesser-Schwingung (**Fächerschwingung**, „B1“). Das Schadensbild in der Mitte entstand als Folge einer 3-Durchmesser-Schwingung (Fächerschwingung „B3.1“). Der Schaden rechts dürfte sich einer **Schirmschwingung**, (wahrscheinlich „A2“) zuordnen lassen. Kombinationen von Schwingformen sind dabei nicht auszuschließen.

Schaufeln die mit der tragenden Scheibe integral verbunden sind, sog. **Blisks** (Bild 5.4.3.3-9), werden nicht wie eingesetzte Schaufeln von der Reibung an den Fußauflagen gedämpft. Deshalb macht sich hier das Problem des **Mistuning**, besonders bemerkbar. Es entsteht durch kleine fertigungsbedingte **Maßabweich-**

### Schwingungsformen an Rotorscheiben



Integrale Turbinenräder (einstückig gegossen) aus einer Ni-Basis-Gusslegierung

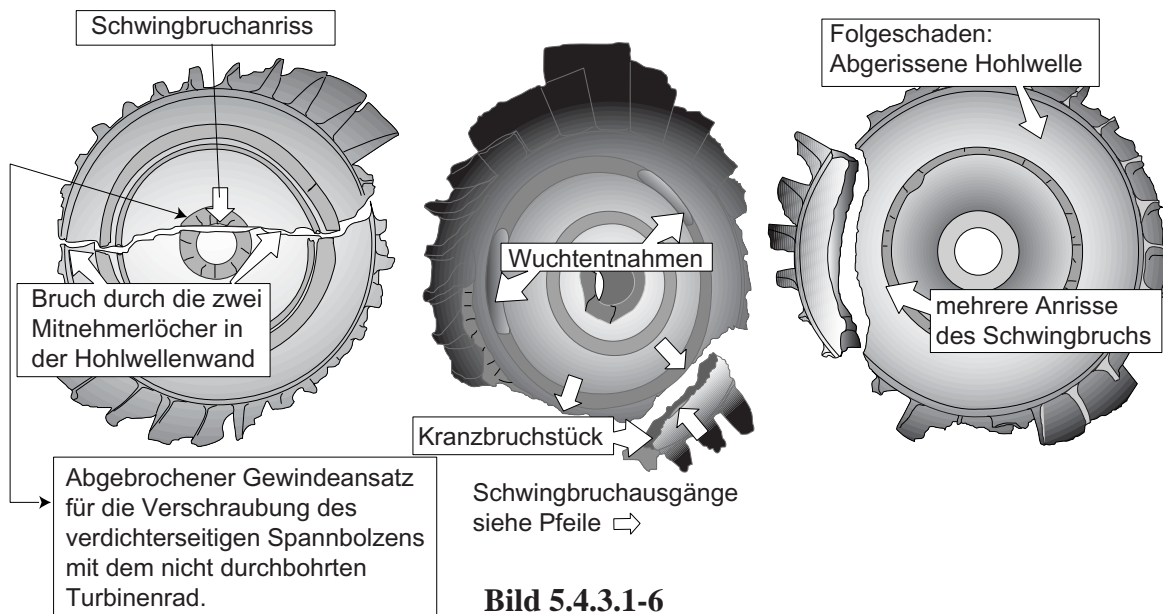


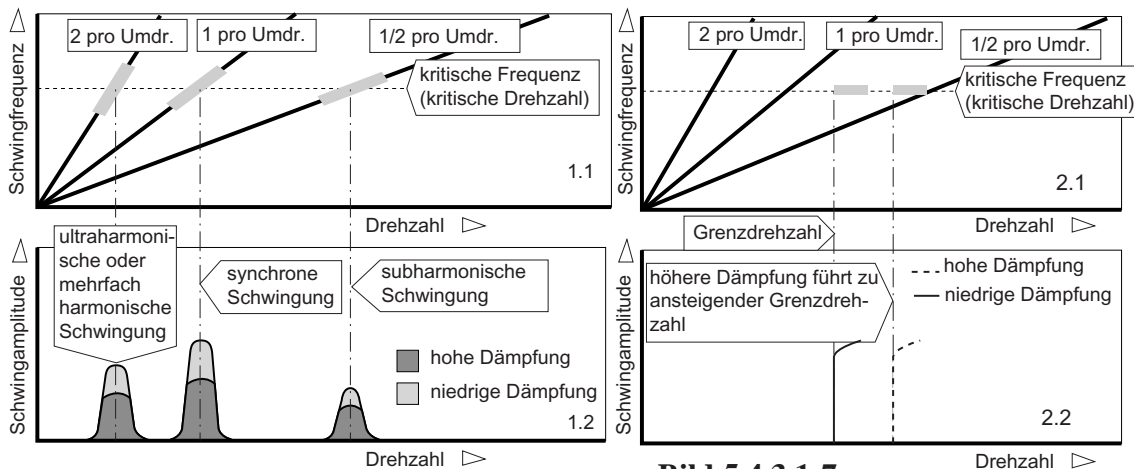
Bild 5.4.3.1-6

**ungen** innerhalb der sonst üblichen zulässigen Toleranzen. Dadurch können einzelne Schaufeln bei **ungünstiger Frequenzkombination mit den Nachbarschaufeln** mehrfach höhere Schwingbelastungen als der Mittelwert der

Beschaufelung erfahren. **Mistuning** als eine Maßnahme der Verstimmung und Vermeidung von Resonanzschwingungen ist deshalb problematisch. Bei **Flatterschwingungen** kann es sich jedoch zur Abhilfe eignen.

## Merkmale zur Identifizierung von Schwingungserregungen

Erregung 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. Im Resonanzfall gilt dies nicht, weil hier nur die Dämpfung begrenzend wirkt.	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 Einführen von Abhilfen	Abstimmung der kritischen Frequenzen aus dem Betriebs-Drehzahlbereich. 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. ↔ Dämpfungsmaßnahmen um die Grenzdrehzahl über die Betriebsdrehzahl anzuheben. nach F.F. Ehrlich



**Bild 5.4.3.1-7**

**Bild 5.4.3.1-7 (Lit 5.4.+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.