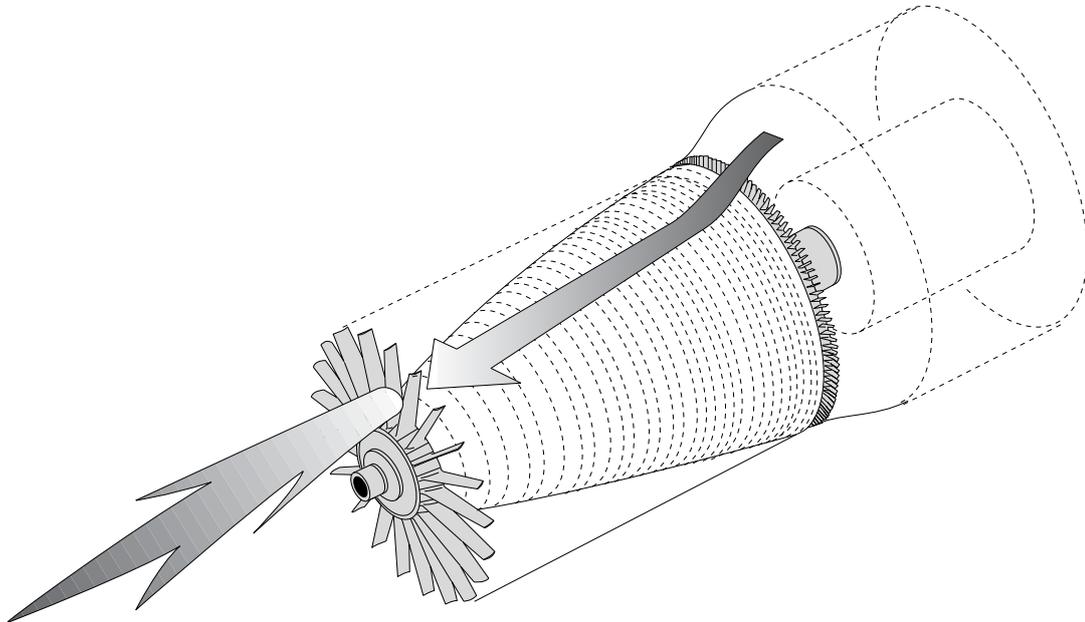


11.2.1.2 Schäden im Verdichterbereich



Die Vielzahl von Schadensmechanismen und Schäden, die in Verdichtern vorkommen können, wurden bereits in Band 1 und Band 2 behandelt oder Kapitel 12 dieses Bands. Im Folgenden soll eine kurze Übersicht gegeben werden.

- Fremdpartikel, Fremdkörperschäden (Band 1, Kapitel 5.2)
 - angesaugte anorganische Fremdkörper (Band 1, Kapitel 5.2.1)
 - Vogelschlag (Band 1, Kapitel 5.2.2)
 - Erosion (Band 1, Kapitel 5.3)
 - Korrosion (Band 1, Kapitel 5.4)
- Wettereinflüsse (Hagel, Regen, Blitzschlag, Band 1, Kapitel 5.1)
- Schwingverschleiß (Fretting, Band 2 Kapitel 6)
- Spitzenspalte und Anstreifprobleme (Band 2, Kapitel 7)
- Containment (Band 2, Kapitel 8)
- Titanfeuer (Band 2, Kapitel 9)
- Staubexplosion (Band 2, Kapitel 9)
- Schwingermüdung (Schaufel- und Scheibenschwingungen, Kapitel 12.6.3)

Dieses Kapitel betrachtet in erster Linie Schäden im Verdichterbereich, die im **Zusammenhang mit Strömungsproblemen** stehen bzw. gesehen werden können.

Strömungsablösungen im Verdichter entstehen nicht nur ursächlich in diesem selbst, sondern werden auch davor und danach ausgelöst. Hierzu gehören die vielen Effekte von **Störungen in der Ansaugströmung** (siehe auch Kapitel 11.2.1.1) und Auswirkungen einer **Druckerhöhung im hinteren Triebwerksteil** (Brennkammer, Turbine, Nachbrenner, Schubumkehrer).

Beispiel 11.2.1.2-1.1 (Lit 11.2.1.2-14):

Zitat: „... (the OEM) is introducing hardware and software modifications affecting almost 1000... (big fan-) engines in service, in an attempt to cure a sporadic surge problem.

In some cases, the problem has caused high pressure (HP) **compressor blade fractures** and was implicated in the grounding of two... (aircraft)... the surges ... were the latest in a series of about 20 incidents affecting ... (different aircraft types)... The initial fix restricts the opening of the variable inlet guide vanes by 5°, to counteract a delay in vane closure during engine deceleration at top climb. A longer-term solution involves software changes to the electronic engine control.

According to an all-operators bulletin from... (the OEM)... the delay in closing the vanes is being caused by mechanical hysteresis in the vane-positioning system. Apart from an airflow surge when the vanes are open further than intended, resonance can occur in the fifth-stage blades at between 92% and 96.5% N2 (HP spool speed).

Kommentar: Auf das Ausmaß dieses Problems weist die große Anzahl der betroffenen Triebwerke hin. Aus den Angaben ist nicht klar, ob die Schaufelblätter direkt vom Strömungsabriss zu derart großen Schwingamplituden angeregt wurden, dass Schwingbrüche auftraten oder ob die Schaufelbrüche als Folge der erwähnten Resonanz mit den Leitschaufeln zu sehen sind.

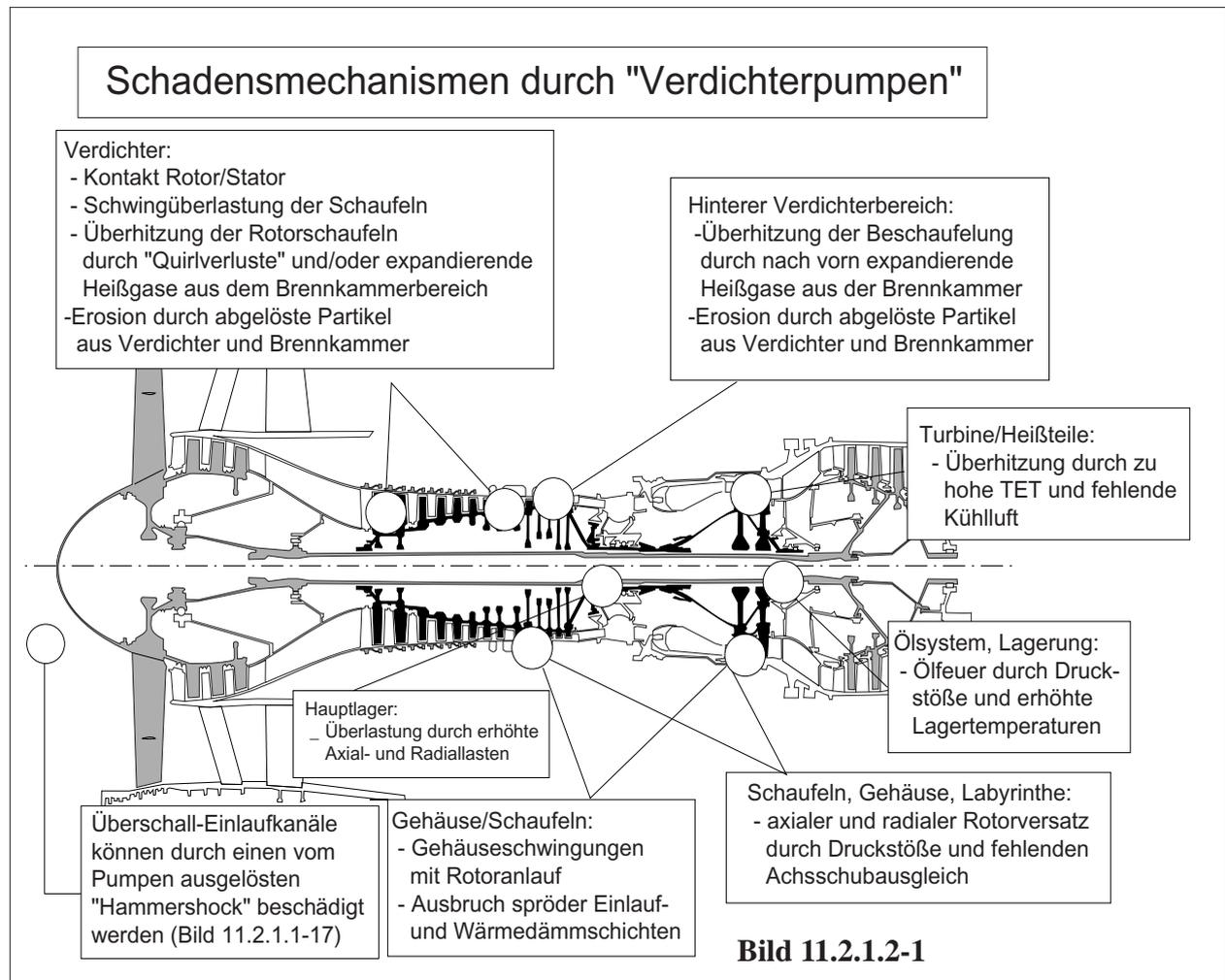
Bild 11.2.1.2-1: Verdichterpumpen (Surge) und begrenzte Verdichterbereiche mit Strömungsabriss (Stall) können zu einer Vielzahl von Schäden im gesamten Maschinenbereich führen. Dieses Bild zeigt Orte typischer Probleme.

Überhitzungen:

Expandieren die Heißgase aus der Brennkammer in den hinteren Verdichterbereich (Bild 11.2.1.2-2 und Bild 11.2.1.2-5) können die Verdichterschaufeln der hinteren Stufen überhitzt werden.

Eine besondere Form der Überhitzung von Verdichterroter-Schaufeln tritt beim Pumpen ein, wenn auf Grund der fehlenden Verdichterströmung die eingebrachte Antriebsleistung von der Turbine in den Verdichter nicht mehr kontinuierlich aus dem Rotor abgeführt wird. **“Quirlverlust”** und Reibungswärme heizen die Schaufeln auf (Lit 11.2.1.2-3). Die dünnen Profile und Hinterkanten moderner Verdichterschaufeln zusammen mit Werkstoffen die eine schlechte Wärmeleitfähigkeit aufweisen (Titanlegierungen, Nickellegierungen) begünstigen Überhitzungen mit **bleibendem Festigkeitsabfall**. Die Bauteiltemperaturen können örtlich um mehrere hundert °C über die normalen Betriebstemperaturen ansteigen. Bei **Titanlegierungen** muss zusätzlich mit Versprödung durch Sauerstoffaufnahme gerechnet werden.

Für solche Überhitzungen sind erfahrungsgemäß Versuchsverdichter besonders gefährdet. Diese erfahren entsprechend ihrer Aufgabe häufiger Strömungsstörungen. Ihr Fremdantrieb (E-Motor oder Gasturbine) speist auch bei einem Strömungsabriss weiter die volle Drehenergie ein (Lit 11.2.1.2-3).



Heißeile sind beim Verdichterpumpen besonders überhitzungsgefährdet. Dabei ist die Überhitzungsgefahr während eines rotating stalls deutlich geringer als bei Pumpvorgängen. Wegen des extrem **geringen Luftdurchsatzes** steigt das Kraftstoff-Luft-Verhältnis extrem an. Zusätzlich erhalten die Heißeile **weniger Kühlluft**. Entsprechend hoch sind die zu erwartenden Übertemperaturen in Brennkammer und Turbine. Um den Überhitzungseffekt besser zu verstehen, kann man sich vor Augen halten, dass jeder Gewichtseinheit Luft, die am Verbrennungsvorgang teilnimmt, ca. 3 Gewichtsteile gegenüberstehen die nicht an der Verbrennung teilnehmen. Diese Luftmenge wird für ein zulässiges Temperaturniveau und eine möglichst gleichmässige Temperaturverteilung des Heißgasstroms vor der Turbine und die Kühlung der Heißeile benötigt. Im Falle des

Pumpens reicht die Luft gerade für die Verbrennung.

Nicht selten zeigt der HDT-Leitapparat direkt hinter der Brennkammer kaum Überhitzungsspuren. Dahinter ist aber die gesamte Turbinenbeschaukelung von extremer Überhitzung zerstört (abgeschmolzen, Beispiel 11.2.1.2-1.2).

Schwingbrüche der Beschaukelung:

Während eines „rotating stalls“ oder einer rotierenden Instabilität (Bild 11.2.1.1-1) laufen Schaufeln durch die Störzonen und werden zu hochfrequenten Schwingungen angeregt. Im Resonanzfall besteht dann die Gefahr von Schwingbrüchen.

Die auslenkenden Kräfte bei Pumpstößen können so hoch sein, dass relativ wenige Lastwechsel LCF-Brüche der Beschau felung auslösen. Typisch ist der Anriss mehrerer Schaufeln weil die extrem hohe dynamische Belastung zum sofortigen Anriss auch ohne besondere Schwachstellen führt (Bild 12.5.1-6, Beispiel 11.2.1.2-1.2).

Erosion der Beschau felung:

Bei einem Pumpvorgang können Staubablagerungen, abplatzende Partikel von Einlaufbelägen und Oxide aus der expandierenden Brennkammer zu ungewöhnlicher Erosion führen. Dies betrifft sowohl die Lage (z.B. Saugseite und/oder in Fußplattformnähe) als auch die Stärke des Abtrags.

Kontakt von Rotorschau feln und Leitapparat:

Die Druckstöße können sowohl den Rotor als auch die Schaufeln so weit axial auslenken, dass es zur „Interferenz“ der Stufen kommt (Beispiel 11.2.1.2-3). Denkbare Folgen sind **Anstreifschäden, Kerben, Schaufelbruch und Titanfeuer**.

Biegeschwingungen des Rotors:

Beim Pumpen kann die unsymmetrische Druckverteilung am Rotorumfang zur Auslenkung und zu Schwingungen führen. Dabei sind heftige Anstreifvorgänge zu erwarten. Leitschau feln können dabei die **Rotortrommel schädigen** (z.B. örtlich überhitzen; Band 2, Bild 7.1.3-5 und Bild 7.1.3-6), Rotorschau feln können unzulässigen Gehäuseausrieb (**große Spalte**) erzeugen (Beispiel 11.2.1.2-1 und Beispiel 11.2.1.2-1.2)

Lagerschäden:

Die extremen radialen und axialen Kräfte auf den Verdichtertrotor bei **den Pumpstößen so-**

wie Druckänderungen, die den erforderlichen Achsschubausgleich verhindern (fehlende Belüftung), **können Lagerüberlastungen** induzieren. Zu erwarten sind z.B. Gewaltbrüche an Haltenasen der Lagerringe oder eine Schädigung der Laufbahn, die später zu Ermüdungsausbrüchen führt.

Labyrinthschäden:

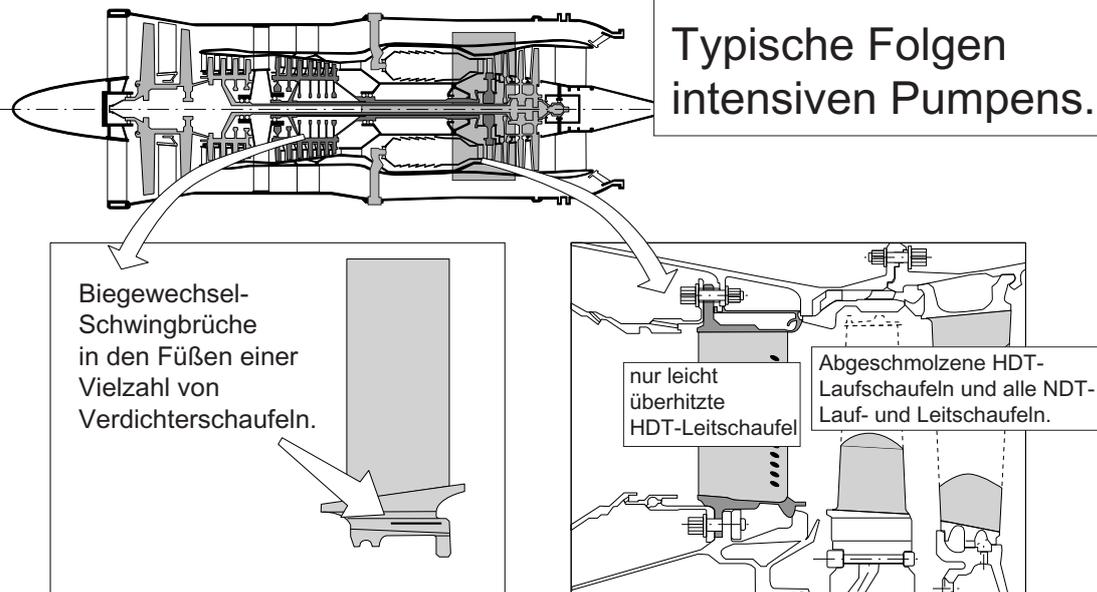
Die Rotorauslenkung kann, ähnlich wie an den Schaufelspitzen, zu exzessivem **Labyrinthausrieb** führen. Typische Folgen sind Deterioration (SFC-Erhöhung; Band 2, Kapitel 7.0) und schadensrelevant veränderte **Lagerbelastungen** im Zusammenhang mit veränderten Drücken in den für die Axialkräfte des Rotors verantwortlichen Ringräumen.

Ölfeuer (Band 2, Kapitel 9.2):

Die während der Pumpstöße elastischen Rotor- und Gehäuseverformungen sowie Undichtigkeiten von **Lagerkammerdichtungen** (Labyrinthausrieb) können zu Ölaustritt führen und so zur Gefahr eines Ölfeuers. **Druckstöße**, wie sie bei Pumpvorgängen zu erwarten sind, stehen im Verdacht Ölfeuer in Lagerkammern zu zünden.

Ausbrechen von Beschichtungen in Gehäusen:

Spröde Schichten (z.B. keramische Schichten) und/oder Schichten mit geringer Eigen- und Haftfestigkeit (z.B. Ni-Grafit-Einlaufschichten) können bei den elastischen Verformungen der Gehäuse unter den Druckstößen ausplatzen.



Typische Folgen intensiven Pumpens.

Biegewechsel-Schwingbrüche in den Füßen einer Vielzahl von Verdichterschaufeln.

nur leicht überhitzte HDT-Leitschaufel
Abgeschmolzene HDT-Lauf- und Leitschaufeln.

Beispiel 11.2.1.2-2.1 (Lit 11.2.1.2-19):
Während des Steigflugs trat ein lauter Knall auf. Das Wartungspersonal fand lediglich Überhitzungsanzeichen an den HDT-Leitschaufeln (Nozzle). Die **dahinter liegenden HDT-Rotorschaufeln und alle NDT-Schaufeln waren teilweise abgeschmolzen**. Schmelze fand sich in der Austrittsdüse. **Eine große Zahl von Verdichterschaufeln wies Schwingbrüche**

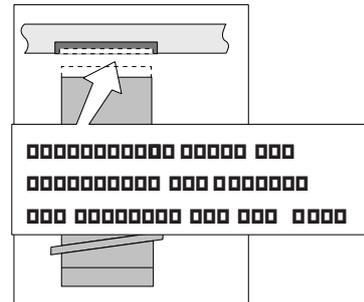
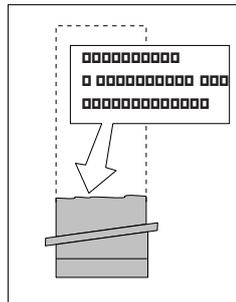
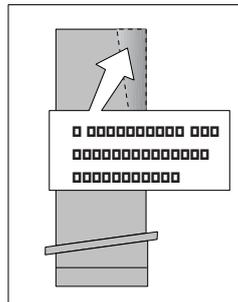
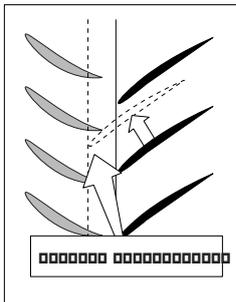
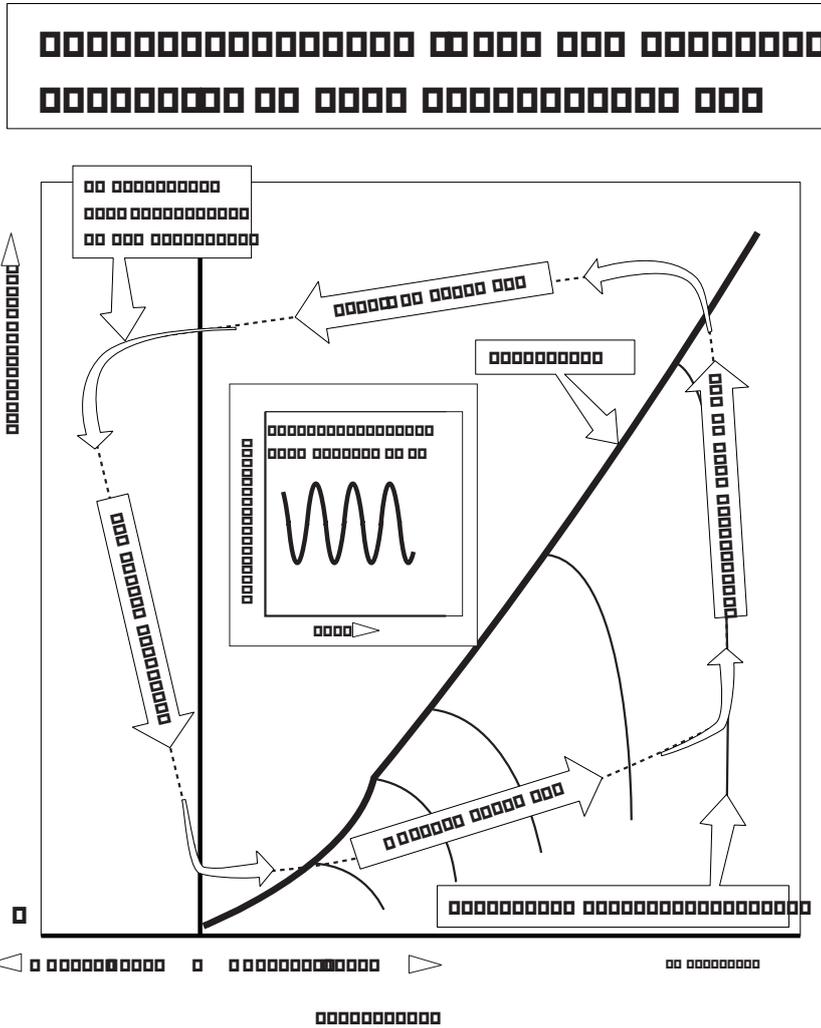
durch Biegewechselbeanspruchung auf. Dies sind typische Merkmale für eine **Kurzzeitüberlastung durch mehrere Pumpstöße** (Bild 12.2-18). Nach Protokollen waren diese bereits am Tag vorher beim Hochfahren und Beschleunigen auf Leerlauf aufgetreten. Danach wurde die vorgeschriebene Inspektion des Verdichters nicht durchgeführt.

Beispiel 11.2.1.2-2.2 (Lit 11.2.1.2-13):

Zitat: „... (The OEM) is modifying ...its powerplants manufactured with **reduced clearances** in the rear stages of the high-pressure compressor after finding that the new clearances **could cause compressor stability problems**...powerplants manufactured with reduced clearances...are affected by the modification...the compressor problem has been resolved by changing the clearances back to a previous clearance standard. The reduced compressor clearances, which were based on simulation and field data, were introduced into the engine design earlier this year as one modification in...an improvement package. The reduced clearances were found to be the potential problem in May, when a ...(engine)

incorporating the new clearances stalled during ground acceptance test...Subsequent tests and evaluations determined that the **stall was caused by compressor clearances that were too tight.**“

Kommentar: Erstaunlich ist, dass offenbar eine Spaltverkleinerung zur Strömungsinstabilität des Verdichters führte. Angenommen, der OEM stellt diesen Vorgang nicht bewusst missverständlich dar, ließe er sich wie folgt interpretieren. Eigentlich wäre das Gegenteil zu erwarten. Es kann spekuliert werden, dass die engen Toleranzen zu extremen **selbstverstärkenden Anstreifvorgängen** (Band 2, Bild 7.1.2-5) mit großem Abrieb und Schädigungen der Beschaukelung führten, die dann erst einen Strömungsabriss begünstigten.



Kompressorstauung

Bild 11.2.1.2-2

Bild 11.2.1.2-2 (Lit 11.2.1.2-1, Lit 11.2.1.2-2): Beim **“Verdichterpumpen”** (engl. surge, siehe auch Seite 11.2.1.1-5) handelt es sich um die bekannteste Verdichterinstabilität. Es ist ein sehr energiereicher, nicht rotations-symmetrischer Vorgang (Lit 11.2.1.2-2) und als **niedrigfrequente Schwingung** (5-30 Hz) wahrnehmbar (Bild 11.2.1.3-3). Ursache ist ein sich mehrfach wiederholender **Strömungsabriss auf dem gesamten Umfang**. Typisch sind **detonationsartige Geräusche** mit stoßartigen Vibrationen der Maschine. Dieser Vorgang tritt beim Überschreiten der Pumpgrenze (Abreißgrenze) ein. Der Mechanismus erklärt sich wie folgt:

Ähnlich wie beim rotierenden Strömungsabriss (engl. stall) entsteht eine örtliche Ablösezone, die sich jedoch über den gesamten Umfang ausbreitet und **nicht umläuft**. Kann der notwendige Verdichterausstrittsdruck nicht mehr erreicht werden, ist die Folge ein Strömungsabriss im gesamten Verdichter. Es entsteht eine **Druckwelle, die mit Schallgeschwindigkeit zum Einlass läuft** (Bild 11.2.1.2-3 und Bild 11.2.1.2-4), wobei entweder kein Luftdurchsatz mehr stattfindet oder sogar eine Strömung zum Einlaß hin erfolgt, weil sich die Brennkammer durch den Verdichter **“stromauf”** entleert (im Extremfall mit **Flammenaustritt**). Der nun abgefallene Druck bewirkt ein Anlegen der Strömung, sodass der Verdichter wieder fördert. Ist ein Enddruck erreicht, der oberhalb der Pumpgrenze liegt, wiederholt sich der beschriebene Vorgang so lange bis die Ursache für die Strömungsablösung beseitigt ist.

Es gibt jedoch auch den gefürchteten Fall eines **nicht auflösbaren Pumpvorganges**, des sogenannten **“Lock-in surge”** (Bild 11.2.1.2-14). Dieser kann z.B. die Folge einer schweren Verdichterbeschädigung durch einen Fremdkörper oder durch den Ermüdungsbruch einer Schaufel sein. Aber auch eine fehlerhafte Regelung, die auf Druckschwankungen des Stalls falsch reagiert, kommt als Ursache in Frage. Im Fall des **Lock-in surge bei Rotating Stall im tiefen Drehzahlbereich**, kann eine Unter-

brechung der Kraftstoffzufuhr für zumindest 1-2 Sekunden (**“fuel blipping”**) helfen. Reicht dies nicht aus, muss das **Triebwerk abgeschaltet und neu gestartet** werden.

Bei höheren Drehzahlen muss die äußere Umgebung geändert werden. Typische Maßnahmen sind Änderungen der **Schubdüsenposition** oder das **Vermeiden einer Eintrittsstörung**.

Verständlicherweise führt ein lock-in surge zu extremen dynamischen Belastungen mit unterschiedlichen Folgen:

- Auslenkungen der Beschaukelung mit Gefahr der Interferenz von Rotor- und Statorschaufeln („1“).

- Schwingungsanregung der Schaufeln mit Schaufelbrüchen („2“).

- Schwingungen des Rotors infolge unsymmetrischer Druckverteilung (Bild 11.2.1.2-3) mit gefährlichen Anstreifvorgängen.

- Hohe Lagerkräfte in axialer Richtung durch den pulsierenden Druckabfall und Druckaufbau (Bild 11.2.1.2-3).

- Hohe Belastung der Triebwerksaufhängung durch stoßartige Kräfte und Torsionsmomente (Bild 11.2.1.2-3).

- Spaltveränderungen an Schaufelspitzen und Dichtungen. Pulsierende Kräfte auf Rotor und Gehäuse führen zu gefährlichen Anstreifvorgängen. Entstehen große Radialspalte („3“) auf Grund des Ausriebs, wird die Pumpgrenze bleibend abgesenkt.

- Überhitzung und Erosion der Schaufelhinterkanten als Folge eines aus der Brennkammer nach vorne expandierenden Gasstroms und/oder einer „Quirlströmung“ (Bild 11.2.1.2-5), die Antriebsleistung der Turbine in sehr ineffektiver Weise in Wärme umgesetzt.

Bild 11.2.1.2-3 (Lit 11.2.1.2-2): Wie bereits in Bild 11.2.1.2-2 beschrieben, geht Verdichterpumpen mit starken Druckstößen einher. Diese wirken in radialer und axialer Richtung auf Rotor, Leitapparate und Gehäuse.

Die Skizze oben zeigt typische Bauteile, die von Pumpstößen mechanisch hoch belastet werden:

- Gehäuse
- Verdichterbeschaukelung
- Triebwerksaufhängung
- Hauptlager

Die Schockwelle bei der Entwicklung der Rückströmung zum Verdichtereintritt beginnt in einem Sektor, (Bild 11.2.1.2-4) der sich sehr schnell auf den ganzen Umfang ausdehnt. Dem Vorgang „Surge“ wird damit ein eindimensionaler Charakter verliehen. Die Kräfte auf die Bauteile entstehen durch die anfängliche unsymmetrisch Verteilung zur Rotorachse.

Die Diagramme zeigen Messdaten aus dem Hochdruckverdichter eines großen Fantriebwerks.

In Diagramm „1“ ist der statische örtliche Druck im Verhältnis zum Gesamtdruck (statisch + dynamisch) am Eintritt über der jeweiligen axialen Position (Verdichterstufe) aufgetragen. Die durchgezogene Kurve repräsentiert den typischen axialen Druckverlauf. Die gestrichelte Linie kennzeichnet den Druckverlauf in der nach vorne sich ausbreitenden **Schockwelle (Druckwelle)**. Der Druckverlauf nach dem Strömungsabriss ist nahezu linear. Man erkennt, dass z.B. in der 5. Stufe der Druck in der Druckwelle ca. doppelt so hoch ist wie der Verdichterdruck vor dem Strömungsabriss. Dieser Druckunterschied ergibt in Abhängigkeit von der Größe und Verteilung der Druckwelle am Umfang eine **hohe Radialkraft, die den Rotor auf Biegung belastet**. Am Verdichter-

eintritt ist der relative Druckanstieg (nicht der absolute Druck) am größten (vergleiche auch unteres Diagramm).

Das Diagramm „2“ zeigt den Druckverlauf während der „**blow down**“ Phase über der axialen Position (Bild 11.2.1.2-2). Nach ca. 5 Millisekunden ist der Druckanstieg durch die Schockwelle am höchsten und fällt dann schnell ab. Bei 50 Millisekunden liegt der Druck in der Schockwelle bereits nahezu auf der gesamten Axiallänge des Verdichters unterhalb der Drücke bei normalem Betrieb. Daraus erkennt man, dass die **eigentlichen gefährlich starken Druckstöße einen Zeitraum von 10 Millisekunden überdecken**.

Aus dem Diagramm „3“ ist zu entnehmen, dass der Druckanstieg im Vergleich zum normalen Betriebsdruck am Eintritt besonders schnell ist. Mit diesen Angaben lässt sich grob auch **auf mechanische Pumpbelastungen betroffener Komponenten rückschließen**.

Bild 11.2.1.2-4: Entsprechend der Literatur 11.2.1.2-2 werden Hinweise zur Abschätzung der Belastungen von Komponenten während eines Pumpstoßes gegeben. Wer sich intensiver mit der Belastungsermittlung für einen konkreten Fall beschäftigen muss, dem wird empfohlen die angegebene Literatur zurate zu ziehen.

Gehäusebelastungen:

Der Druckanstieg in der Schockwelle kann die Verdichtergehäuse gefährlich hoch belasten. Er lässt sich grob aus den mittleren Diagrammen abschätzen. Dabei ist die Kraftverteilung (auch auf den Rotor) entsprechend der Ausbildung der Druckwelle komplex. Die Druckverteilung hängt von Einflüssen wie dem Oberflächenzustand der Schaufelblätter (Erosion), Spitzenspaltgröße und -verteilung und dem „Muster“ von Strömungsstörungen am Verdichtereintritt ab. Allgemein kann festgehalten werden, dass eine gefährlich hohe unsymmetrische Kräfteinwirkung typischerweise bei Verdichtern großer

Die Druckstöße beim Pumpen des Verdichters können zur mechanischen Überlastung von Triebwerkskomponenten führen.

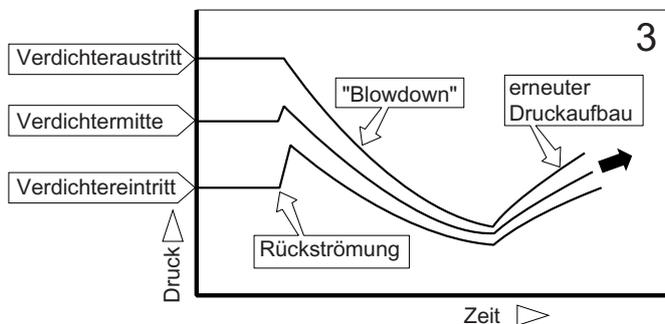
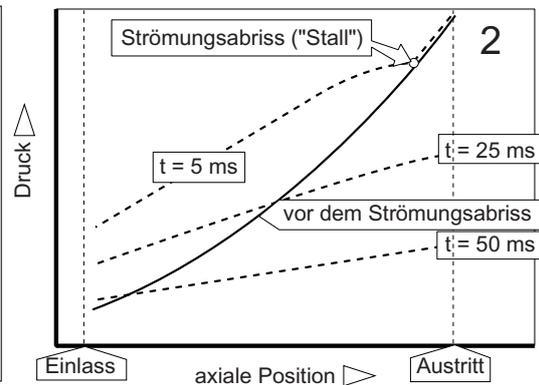
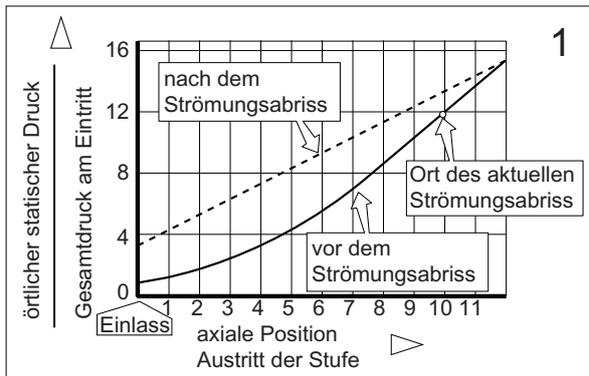
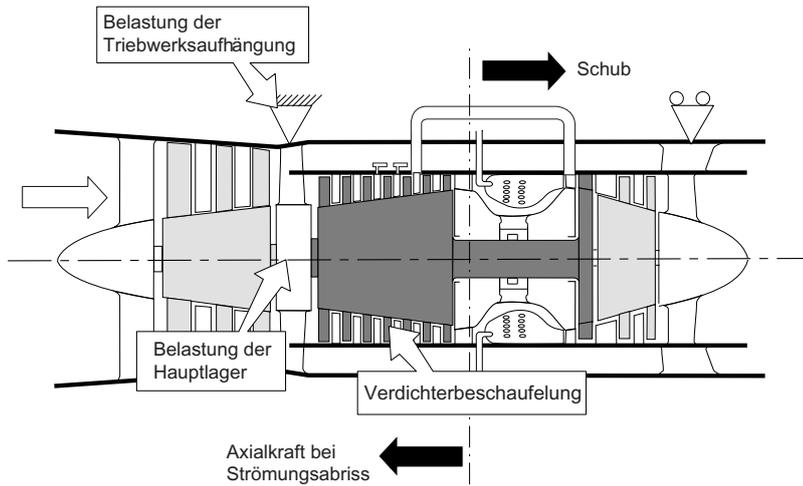


Bild 11.2.1.2-3

Fan-Triebwerke etwa während zwei Rotorumdrehungen anhält. Damit überschreitet sie deutlich die Zeitspanne welche die Schockwelle benötigt, um sich nach vorne zum Verdichtereintritt auszubreiten (Bild 11.2.1.2-2).

Die Gehäusebelastung unter der Schockwelle ist von der Gehäusegeometrie und dem zeitlichen Anstieg des Schockimpulses abhängig. Die Impulszeit wird von der Ausbreitungs-

geschwindigkeit der Schockwelle und der Verdichterlänge beeinflusst. Obwohl der Surge gewöhnlich nicht von der letzten Stufe ausgeht, bezieht man die Kraftwirkung auf die gesamte Verdichterlänge. Der dadurch zu erwartende Fehler bei der Abschätzung der Impulszeit liegt erfahrungsgemäß bei ca. 10%. Für die Kraftwirkung beträgt der relevante Weg der Schockwelle maximal ca. 20-30% der Axiallänge des Verdichters. Dieser Weg hängt mit dem unterschiedlichen Staffelwinkel (engl. stagger) von Rotor- und Statorschaufeln der Stufen zusammen.

Eine Abschätzung der Gehäusebelastung erfordert auch die **Kenntnis der Fortschrittsgeschwindigkeit der Schockwelle**. Die Schock-Machzahl (relativ zur Machzahl des normalen Luftstroms) ist eine Funktion der **Schockstärke**. Diese wird vom lokalen Überdruck repräsentiert (Diagramm „4“). Diagramm „5“ gibt einen Eindruck von der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Schockwelle zum Verdichtereintritt. Die relative Machzahl liegt am Verdichteraustritt bei 1 und erreicht am Eintritt ein Maximum.

Aus Diagramm „5“ lässt sich ersehen wie sich die Machzahl („M“) der Schock-Fortschrittsgeschwindigkeit über die Axiallänge des Verdichters ändert. So ist die Schock-Ausbreitungsgeschwindigkeit v_{schock} für jede axiale Position mit der Beziehung

$$v_{\text{schock}} = (M_{\text{schock Rel}} - M_{\text{Flow}}) \cdot c_{\text{lokal}}$$

abschätzbar. Weil die Schock-Machzahl etwa im gleichen Mass abfällt wie die Schallgeschwindigkeit (c_{lokal} = lokale Schallgeschwindigkeit) nach hinten auf Grund der Temperaturerhöhung ansteigt, ist v_{schock} über die gesamte Verdichterlänge nahezu konstant gleich dem Wert am Eintritt. Daraus ergibt sich für die Zeit des von der Schockwelle ausgelösten Druckstoßes für jede axiale Verdichterposition

$$\Delta t_{\text{belastung}} = \text{Verdichtertlänge} / v_{\text{schock einlass}}$$

Es wird empfohlen das Überdruckverhältnis am Splitter ohne Fan (Bypassverhältnis Null) zu ermitteln. Die Fortschrittsgeschwindigkeit im Fan kann über das Nebenstromverhältnis (engl. bypass ratio) ermittelt werden. Die so erhaltene Ausbreitungsgeschwindigkeit im Fan liegt etwas tief, weil die Schockwelle Zeit benötigt um aus dem Verdichter des Kerntriebwerks ganz in den Fan zu expandieren. Die Kürze des Fan erlaubt es im Fan eine konstante Expansionsgeschwindigkeit zum Eintritt hin anzunehmen.

Auslenkung der Rotorschaufeln:

Die zur Auslenkung der Rotorschaufeln (Beispiel 11.2.1.2-1 und Beispiel 11.2.1.2-2.1) wirksame Kraft entsteht aus einem **Zusammenspiel von Schockwelle und Rückströmung am Schaufelgitter**. Eine exakte Berechnung der Kräfte ist wegen der komplexen Vorgänge offenbar nicht möglich, so dass es gewöhnlich bei qualitativen Abschätzungen bleiben muss. Die Schockwelle wird teilweise an den Hinterkanten der Rotorschaufeln reflektiert. Der andere Teil tritt durch das Gitter. Die Rotationsgeschwindigkeit der Schaufeln verstärkt die Reflexion des Schocks. Die Reflexion ist weniger vom auftreffenden Schock selbst als von den Geschwindigkeitsdreiecken an der Schaufelhinterkante abhängig. Typische Umfangsgeschwindigkeiten moderner Verdichter liegen am Verdichtereintritt im Bereich der Schallgrenze. Damit sind Verstärkungsfaktoren von 2,5 bis 3,0 denkbar. Bei modernen Triebwerken liegen die Umfangsgeschwindigkeiten zum teil deutlich über der Schallgeschwindigkeit (450-480 m/s). Zu solche Bedingungen werden in der bereits älteren Literatur (Anfang der 80er-Jahre) keine Angaben gemacht.

Triebwerksaufhängung:

Als Folge der Asymmetrie der Strömung belasten axiale Kräfte und Torsionsmomente die Triebwerksaufhängung. Die Axialkraft des Pumpvorgangs F_{surge} (siehe hierzu Diagramm

Diagramme zur Abschätzung der mechanischen Triebwerksbelastung beim Verdichterpumpen.

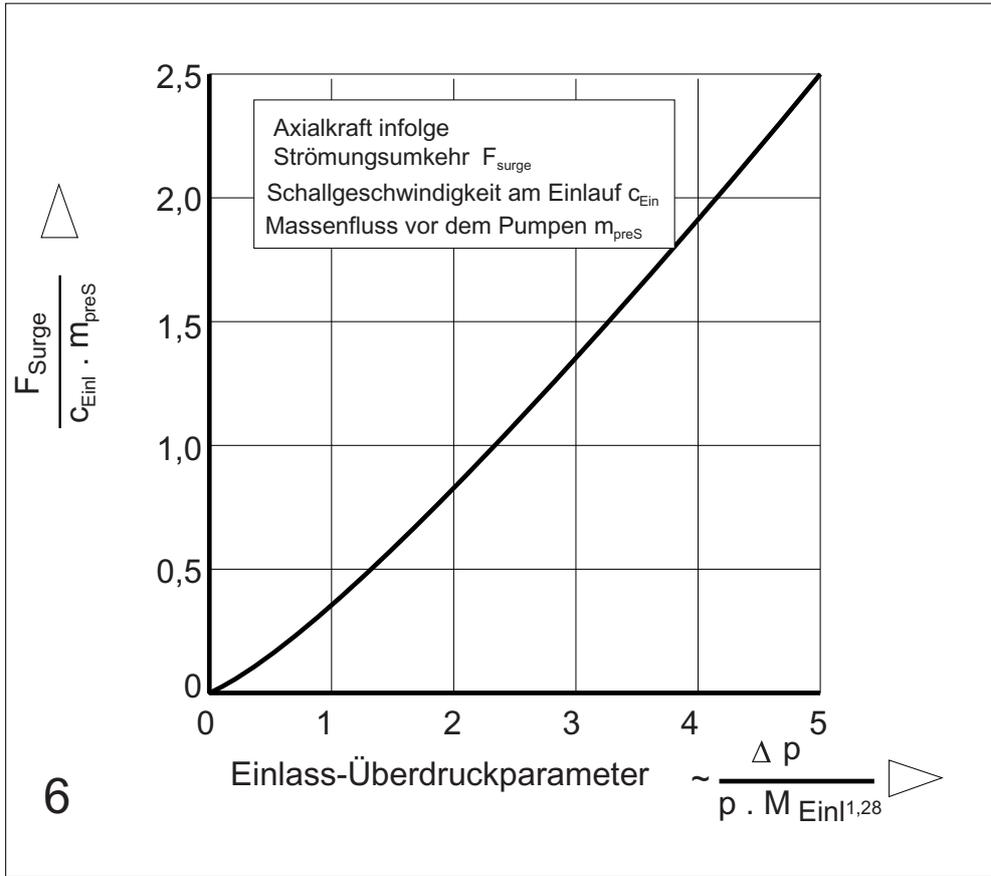
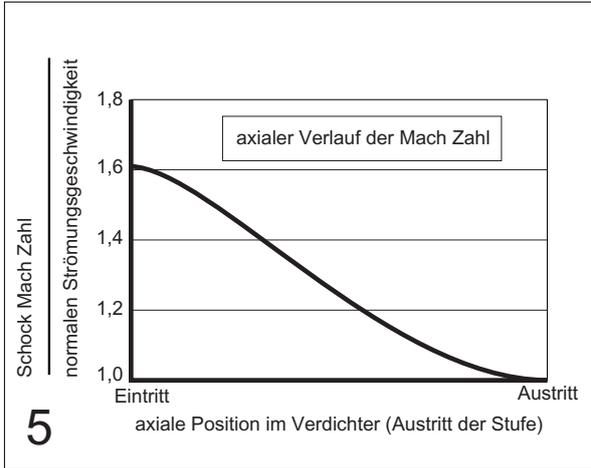
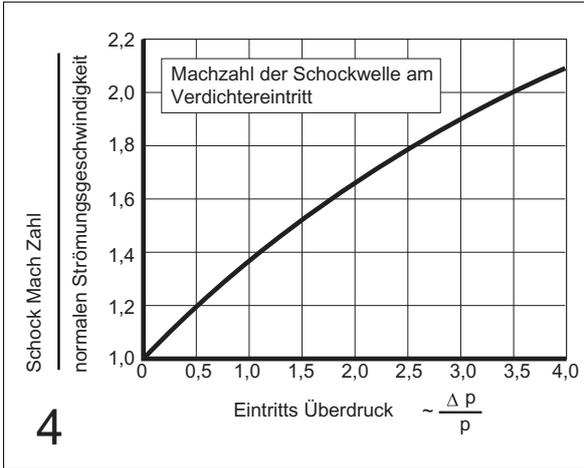


Bild 11.2.1.2-4

„6“ berechnet sich aus den Masseströmen m_{postS} (nach dem Pumpvorgang, engl. post surge), m_{preS} (vor dem Pumpvorgang, engl. pre surge) und der mittleren Schallgeschwindigkeit c entsprechend der Beziehung

$$F_{Surge} = m_{preS} \cdot c \cdot (1 - m_{postS} / m_{preS})$$

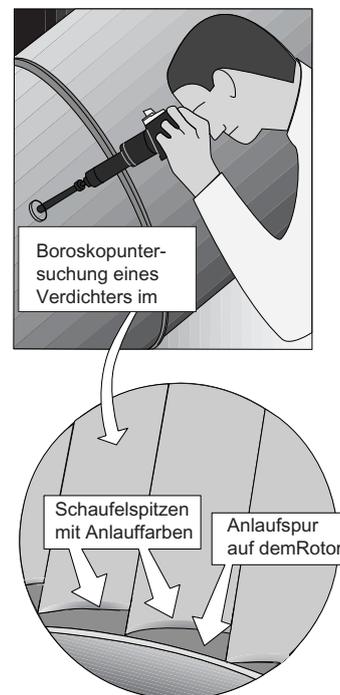
F_{Surge} ist entgegengesetzt zur Reaktionskraft des Schubs nach hinten gerichtet. Es genügt ein konservativer Ansatz um das, aus der Asymmetrie des Pumpvorgangs entstehende Moment auf die Triebwerksaufhängung, abzuschätzen. Angenommen wird dafür, dass sich die Schockwelle auf dem halben Umfang verteilt hat. So ergibt sich ein **Moment aus der halben Kraft F_{surge} das im Mittelpunkt des Kerntriebwerks angreift.**

Hauptlager:

In erster Linie werden die Festlager (Schublager) des Triebwerks von den Pumpstößen belastet. Die auslegungsgemäßen Lagerkräfte ergeben sich aus den Kolbenkräften auf Grund der Druckunterschiede an den Scheibenflächen und den Schaufelblättern (Band 2, Kapitel 7.2.1). Ein Pumpvorgang bedeutet in erster Linie schnelle Druckunterschiede an den Verdichterschaufeln. Die Turbine ist durch die dämpfende Wirkung des Brennkammer volumens weniger betroffen. Die Schockwelle ist zu schnell, um durch die Dichtspalte hindurch (Labyrinth) Drücke in den Ringräumen deutlich zu verändern. Die resultierende Kraft ergibt sich aus der Wirkung der Schockwelle auf die Ringflächen und die Rotor- und Stator-schaufeln (Projektions-Querschnitte). Die so abgeschätzte, nach hinten wirkende, stoßartige Last auf den Rotor entspricht etwa der halben Gesamt-Axialkraft aus dem Pumpvorgang. Diese Gesamtkraft ist deutlich höher als die Einzelkraft von der Reflexion der Schockwelle an einem einzelnen Schaufelgitter.

Bild 11.2.1.2-5(Lit 11.2.1.2-2): Im Ablauf des Verdichterpumpens (Bild 11.2.1.2-2) kann es zur **Rückströmung der heißen Brennkammern-gase** in den Verdichter kommen. Damit ist eine Überhitzung der Verdichterbeschaufelung wahrscheinlich. Die **dünnen Kanten und Querschnitte der Schaufeln** moderner Verdichter zusammen mit der schlechten Wärmeleitung von Titanlegierungen und der auch

nicht besonders guten von Nickellegierungen (in den hintersten Stufen) begünstigt eine **gefährliche örtliche Temperaturerhöhung**. Bei besonders hohen Temperaturen sind Gefügeveränderungen mit einem Festigkeitsabfall zu erwarten. Titanlegierungen können zusätzlich eine **Versprödung** durch Sauerstoffaufnahme erleiden, was einen gefährlichen **Abfall der Schwingfestigkeit** erwarten lässt (insbesondere bei Fremdkörpereinwirkung).

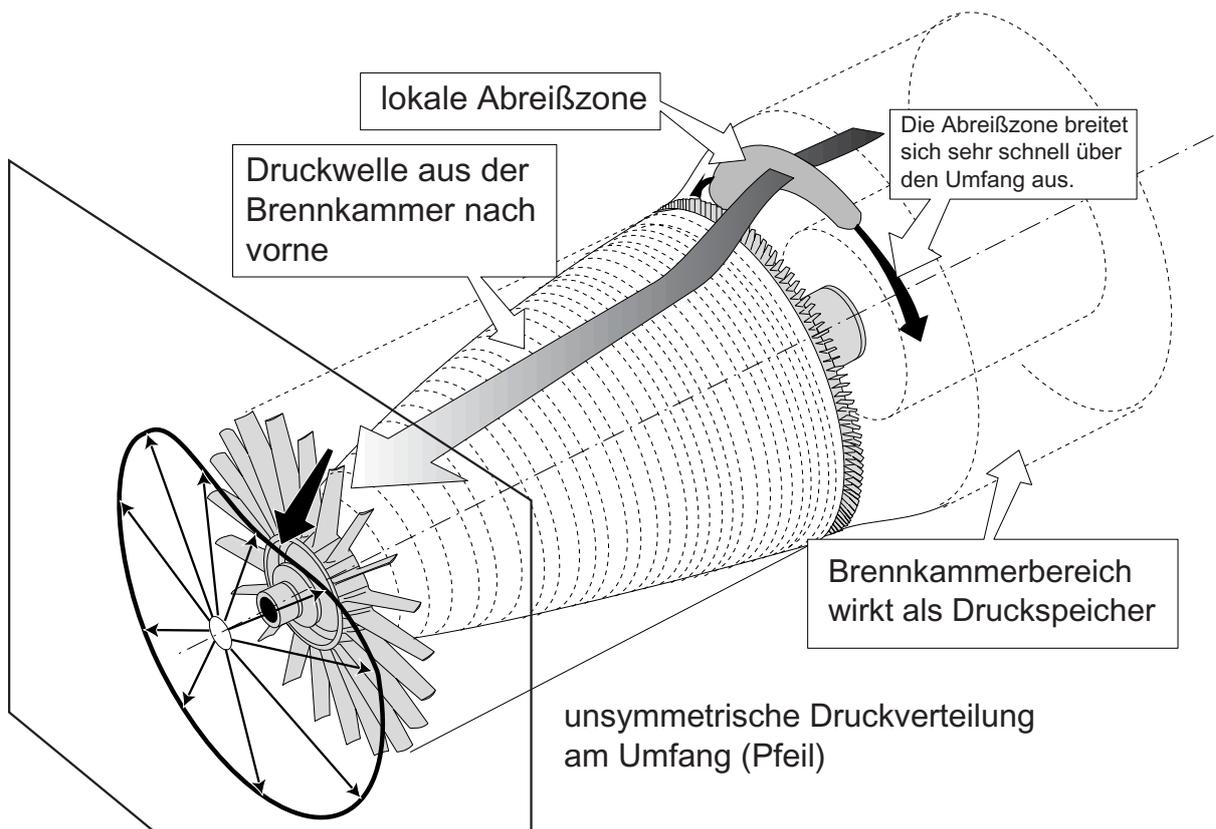


Beispiel 11.2.1.2-3 (Lit 11.2.1.2-15):

Zitat: „In a second emergency AD, any engine surge from a ...(business jet engine) series must be followed up by an inspection before the next flight....If the inspection reveals evidence of **rubbing between the compressor rotor and the second stage stator vanes**, the engine must be replaced.“

Kommentar: Der Kontakt zwischen Verdichter-Rotorschaufeln und dem benachbarten Leitapparat bei einem surge ist durch axiales Auslenken der Schaufeln und/oder des Rotors infolge der Druckstöße zu erklären.

Betriebsbelastungen auf die Triebwerkskomponenten durch Verdichterpumpen



- Sehr energiereiche, niederfrequente, nicht rotationssymmetrische Impulse verursachen:
 - Dynamische Belastungen auf Schaufeln, Wellen und Lager mit der Gefahr von Schäden durch Schwingermüdung und Interferenz der Schaufelreihen.
 - Gehäuseverformungen
 - Verformungen der Gehäuse und Rotorschwingungen lösen heftige Anstreibvorgänge aus. Der Aus- und Abrieb führt zu großen Spalten mit hohen Leckverlusten, was die Pumpneigung des Verdichters weiter erhöht.
- Überhitzung der Verdichterbeschaufelung:
 - Aufheizung durch Quirlverluste
 - Aufheizung durch Expansion der Brennkammern in den Verdichter
- Weitere Schädigungen:
 - Erosion und Aufrauung der Schaufeln durch Verunreinigungen in den rückströmenden Gasen

Bild 11.2.1.2-5

Bild 11.2.1.2-6 (Lit 11.2.1.2-1): Als Folge der verringerten Wirkungsgrade in Gebieten mit rotierender Ablösung verschlechtert sich der thermodynamische Kreisprozess einer Gasturbine unter Umständen gefährlich. In einem solchen Fall lässt sich das Triebwerk nach dem Anlassen (siehe auch Bild 11.1-16) nicht mehr beschleunigen, die Drehzahl stagniert (sog. „**hängen bleiben**“, engl. **hang up**, stall stagnation, stagnation stall). Gerät der Verdichter nach Überschreiten der Abreißgrenze in den Bereich tertiärer Charakteristiken (Bild 11.2.1.1-6), verschlechtert sich der Kreisprozess des Triebwerks extrem. Es kommt, unter Absinken der Drehzahl, zu einem rapiden Anstieg der Turbineneintrittstemperatur mit den entsprechenden Überhitzungsproblemen. Moderne, **schnell ansprechende** (elektronische bzw. digitale) **Regler können einen Überhitzungsschaden abfangen** indem sie den Kraftstofffluss ausreichend und schnell genug reduzieren. Nun besteht die Möglichkeit, dass der Verdichter nach der Entdrosselung auf die Primärcharakteristik zurückkehrt und das Triebwerk kann normal beschleunigt werden. Falls jedoch der Verdichter in der tertiären Charakteristik verbleibt, d.h. die Drehzahl so lange absinkt bis ein neuer, sehr ineffizienter Gleichgewichtszustand eintritt, muss das Triebwerk abgestellt werden.

Jede rotierende Ablösung bewirkt, dass die Schaufeln eine leichte periodische Schwankung des statischen und besonders des dynamischen Drucks beim Durchlaufen der Ablösezellen wahrnehmen. Die Frequenz dieser periodischen Druckstöße hängt von der Umlauffrequenz des Rotors und der Ablösezellen sowie der Zellenzahl (Skizzen oben) ab. Die Druckstöße verlaufen rechteckig **BIS DREIECKIG** (Skizze unten links) und enthalten deswegen viele harmonische Anteile ihrer Grundfrequenz. Damit besteht eine erhöhte Wahrscheinlichkeit, dass die Schaufeln in eine Resonanz mit einer ihrer Biege- oder Torsions-Eigenfrequenzen geraten. Als Folge sind Schwingbrüche im Blatt oder im Schaufelfuß zu erwarten (Skizze unten rechts).

Auswirkungen des rotierenden Strömungsabrisses:

Begrenzte Strömungsablösungen und im Extremfall ein Strömungsabriss des gesamten Luftstroms können umfangreiche Schäden nicht nur im Verdichter selbst, sondern auch in vielen anderen Bereichen des Triebwerks (z.B. Heißeile, und Lager) direkt und indirekt auslösen. (Bild 11.2.1.2-1).

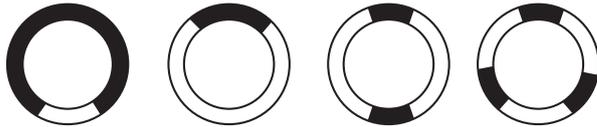
Eine rotierende Strömungsablösung kann sich, wenn nur kleine Verdichterbereiche betroffen sind, lediglich in einer geringen Abnahme des Luftdurchsatzes äußern. In diesem Fall erfolgt kein merklicher schneller Temperaturanstieg im Heißeil (Mild Stall, Cold Stall). Wirkt eine rotierende Strömungsablösung ausreichend lange auf die Verdichterbeschaufelung ein, kann es zu einer unbemerkten Schädigung kommen. Im späteren betrieb kann dies zu spontanem, katastrophalen Versagen durch einen Schwingbruch einer Verdichterschaufel führen.

Beim **Deep Stall** liegt eine so große Ablösezone vor, dass sich die Gasturbine nach dem Anlassen **nicht mehr beschleunigen lässt (hang up, Bild 11.2.1.2-7)**. Eine Drehzahlerhöhung ist nicht mehr möglich, die Maschine bleibt „hängen“. Die Leistungsbilanz Verdichter-Turbine wird so schlecht, dass die Turbine keine ausreichende Beschleunigungsenergie zuführen kann. Im Extremfall führt der Regler so viel Kraftstoff zu, dass es zu **unzulässigen Temperaturen am Turbineneintritt** mit der unmittelbaren Gefahr umfangreicher Überhitzungsschäden kommt.

Rotierende Ablösungen können zu **Biege- und Torsionsschwingungen** der Beschaufelung führen (Bild 11.2.1.2-10). Weil kleinere Ablösungen bisher äußerlich nicht zu erkennen sind, können unbemerkt Resonanzschwingungen auftreten, die an den Bauteilen **Ermüdungsschäden** (Schaufelbruch) auslösen.

Komponenten: Verdichter Schäden

Die Verdichterschaufeln sind durch die hohen Drehzahlen und die hohen Temperaturen im Verdichterschnittbereich stark beansprucht. Durch die Beanspruchung können die Verdichterschaufeln durch Ermüdung oder durch mechanische Beschädigung durch Fremdkörper (z.B. Vögel, Insekten) versagen. Dies führt zu einer Verformung der Verdichterschaufeln, was zu einer Verringerung der Verdichtereffizienz und zu einer Erhöhung des Verdichterschnittbereichs führt.



Die Verdichterschaufeln sind durch die hohen Drehzahlen und die hohen Temperaturen im Verdichterschnittbereich stark beansprucht.

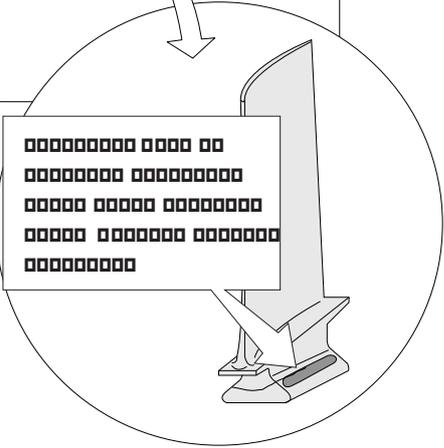
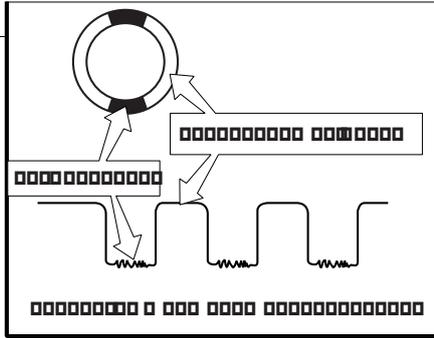
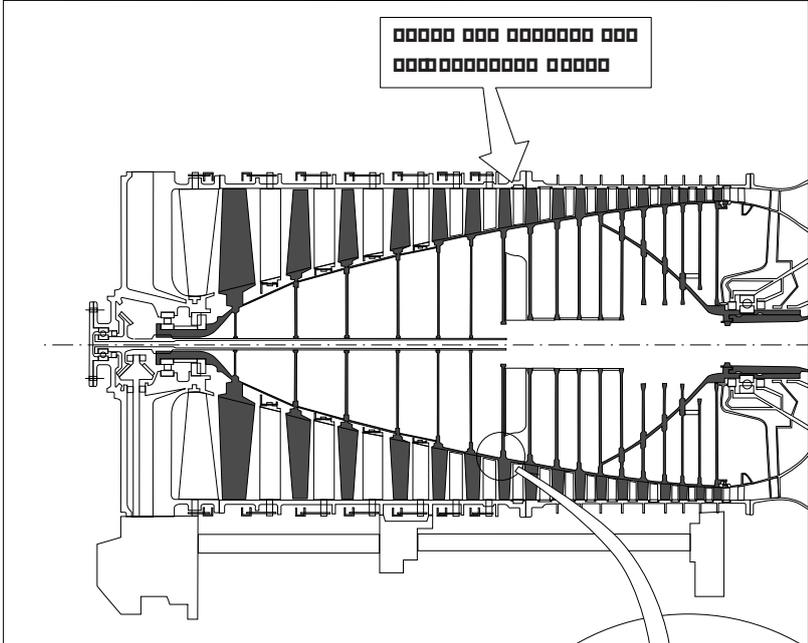


Bild 11.2.1.2-6

Bild 11.2.1.2-7: Ältere Triebwerkstypen sind mit mechanisch/hydraulischen Kraftstoffreglern ausgerüstet. Kommt es hier in der Startphase oder im Zuge einer Betriebsbesonderheit wie ungünstiger Einlassströmung oder FOD zum Verdichterstall sind die Heißeile, insbesondere die Turbinenbeschaufelung überhitzungsgefährdet.

Im dargestellten Fall wurde das Personal am Prüfstand bei einem Abnahmelaufl abgelenkt, so dass eine zu schnelle Beschleunigung eingeleitet wurde. Es kam zum Stall mit Strömungsablösung an ausreichend vielen Schaufeln (siehe Bild 11.2.1.2-6). Bei diesem, als „**hang up**“ bezeichneten Vorgang (Diagramm Mitte links, siehe auch Bild 11.2.1.1-6) handelt es sich nicht um ein ausgeprägtes Pumpen mit typischen Druckstößen. Das liegt an der relativ geringen Strömungsenergie **bei niedrigen Drehzahlen**.

Der Regler war nicht in der Lage schnell genug den Kraftstoff entsprechend der geringen Luftmenge zu drosseln. **Innerhalb von Sekunden wurden die Turbinenschaufeln entsprechend der untersten Skizze extrem überhitzt**. Die entstandene Schadenssumme entsprach einem hohen Anteil des Werts des Gesamttriebwerks.

Merksatz:

Die **Ablenkung des Prüfstandspersonals** während eines Prüflaufs, z.B. durch Besucher, ist **unbedingt zu vermeiden!**

Weitere typische Schadensbilder überhitzter Turbinen sowie Überhitzungsmerkmale an Heißeilen bei denen Überhitzungsverdacht vorliegt sind in Kapitel 11.2.3.2 und Kapitel 12.4 dargestellt.

Die **Identifikation und Bewertung von Überhitzungen** ist von erheblicher Bedeutung, weil in vielen Fällen Angaben in den Wartungshandbüchern vorliegen, welche die weitere Nutzung bestimmter Heißeile vom Ausmaß einer möglichen Schädigung abhängig machen. Wegen ungerechtfertigter Verschrottung verwend-

barere Teile oder der Weiterverwendung unzulässig geschädigter Teile können Fehlinterpretationen teuer und/oder gefährlich werden.

Bei modernen Triebwerkstypen mit elektronischen Reglern (**digitale Regler**) ist die Überhitzungsgefahr bei einem Verdichterstall erfahrungsgemäß deutlich zurück gegangen. Diese Systeme reagieren offenbar ausreichend schnell und in geeigneter Weise.

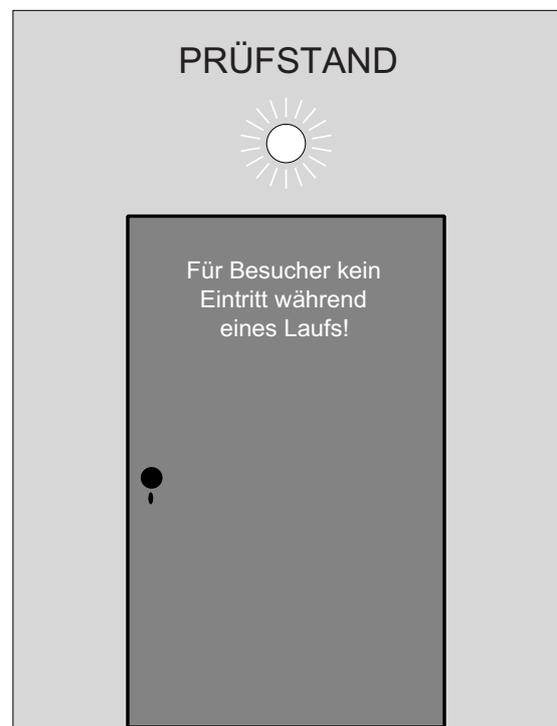


Bild 11.2.1.2-8: Die normale Strömung in einem Verdichter führt über Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr zu Schaufeltemperaturen, die sich in der Nähe der örtlichen Kompressionstemperatur stabilisieren. Die kurzzeitig unterbrochene Luftströmung beim Pumpen (Bild 11.2.1.2-1 und folgende) heizt sich und die **Beschaufelung durch Reibung und Verwirbelung auf (Quirlverluste)**, weil sie keine Wärme abführt. Die Folge können sehr hohe örtliche Bauteiltemperaturen sein. Diese Temperaturen können, je nach Werkstoff, unzulässige Schädigungen der Verdichterschaufeln durch Gefügeveränderungen, Festigkeitsabfall und Versprödung erzeugen (Lit 11.2.1.2-3).

Fortsetzung auf Seite 19

Komponenten: Verdichter Schäden

Bei dem Hängenbleiben während eines missglückten Startvorgangs schwer überhitzter Hochdruckturbinenrotor.

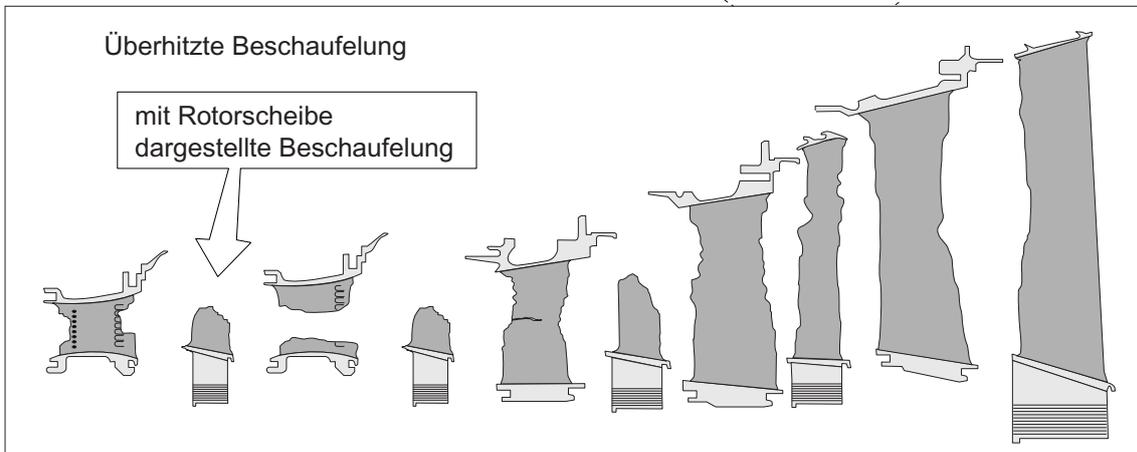
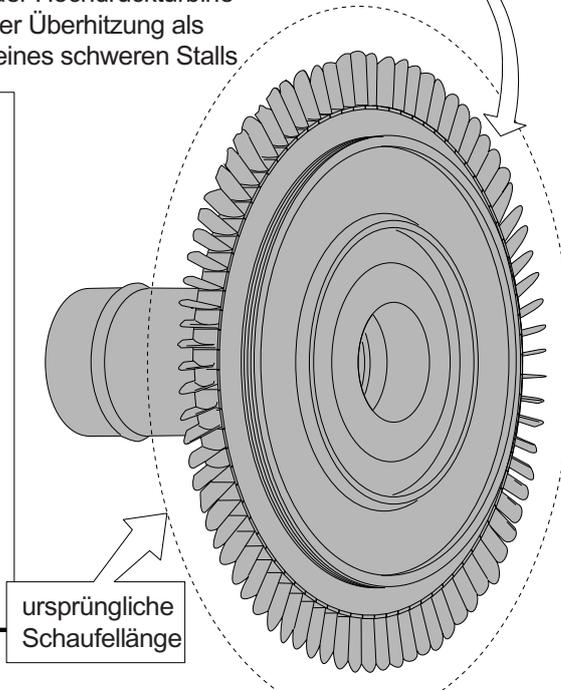
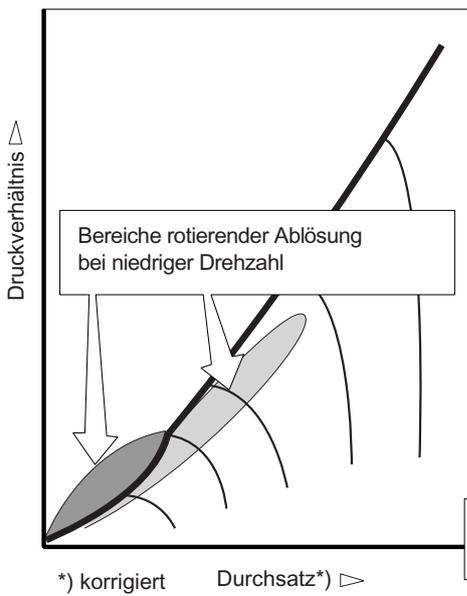
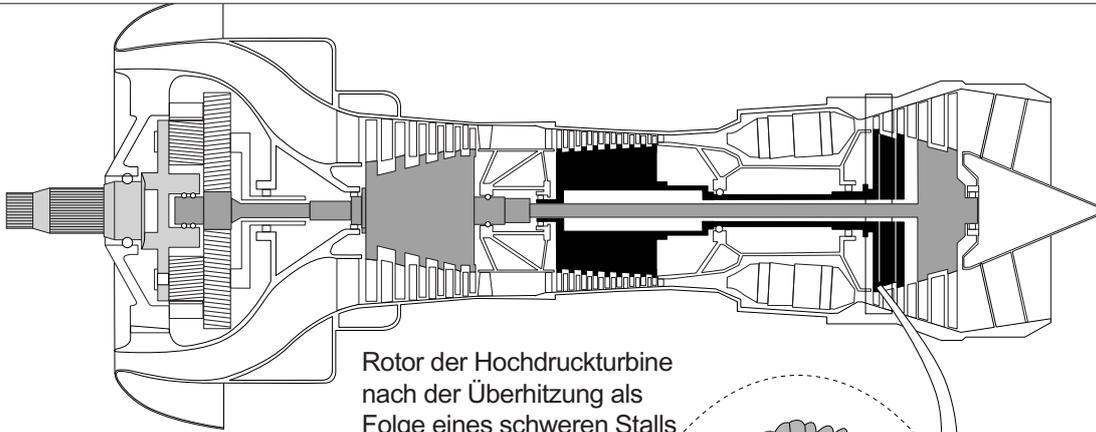


Bild 11.2.1.2-7

Quirlverluste können beim Verdichterpumpen und in Schleuderständen zu gefährlicher Überhitzung von Verdichterschaufeln führen.

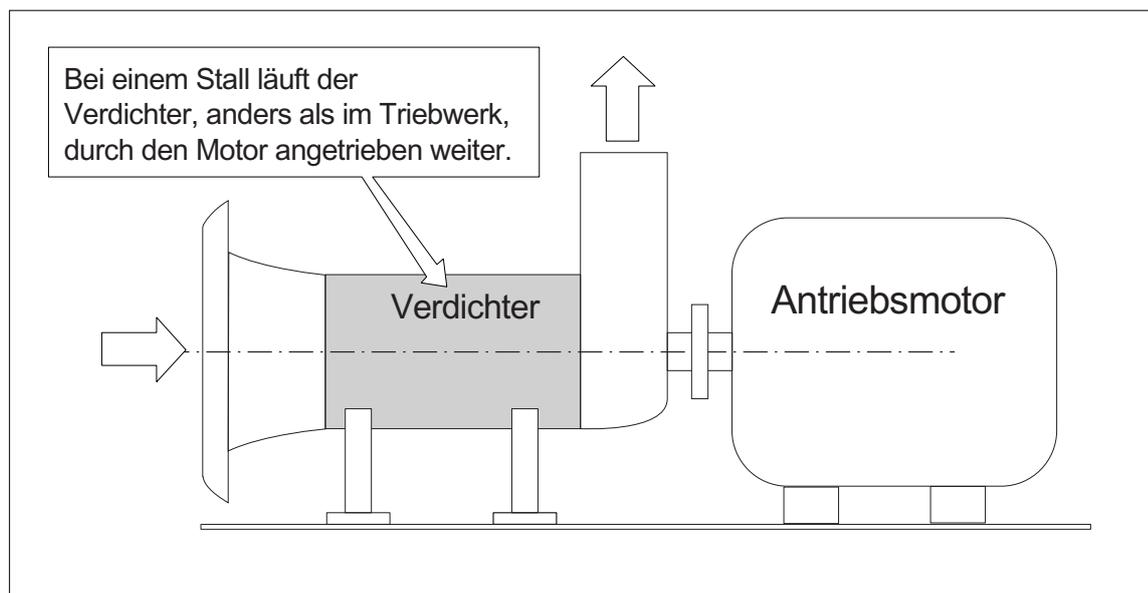
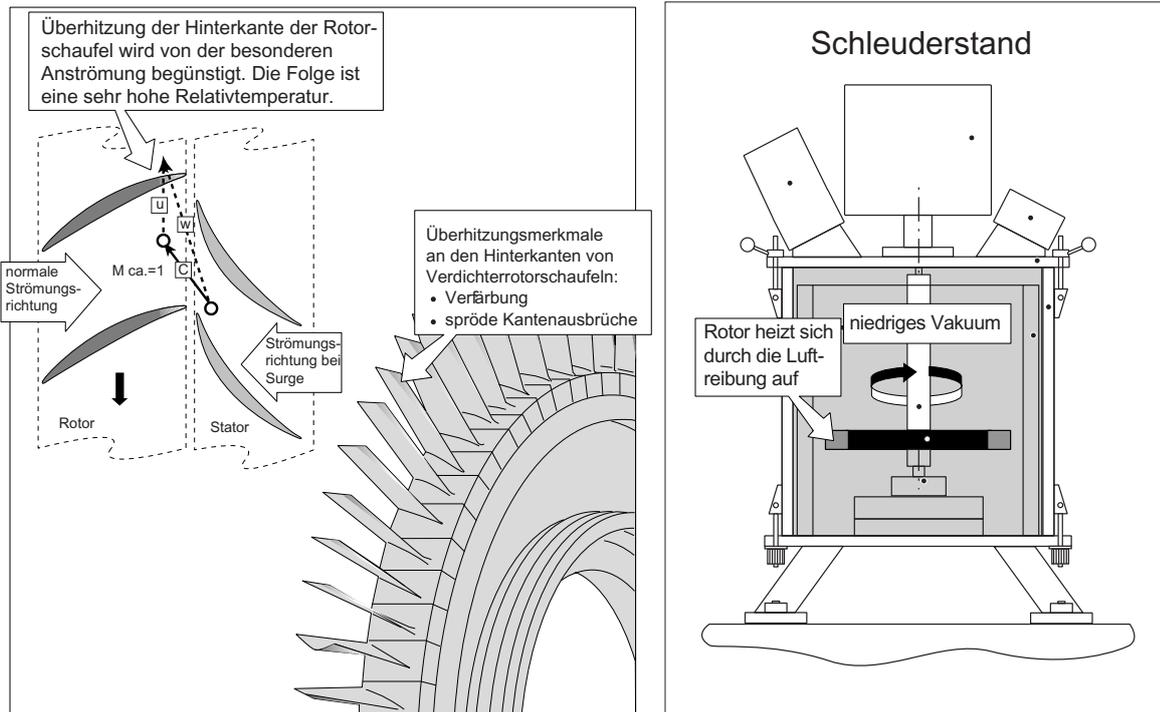


Bild 11.2.1.2-8

Fortsetzung von Seite 17

Besonders gefährdet sind erfahrungsgemäß die dünnen (Hinter-) **Kanten der Rotorschaukeln** (Skizze oben links). Verfärbungen und/oder Veränderungen des Oberflächenglanzes (matt) sind Merkmale von Überhitzungszonen.

Schäden dieser Art werden besonders an **fremd angetriebenen Verdichtern in Industrieanwendungen** oder bei fremd angetriebenen **Versuchsverdichtern** beobachtet (Skizze unten). Der Fremdantrieb sorgt für die Einspeisung ausreichend hoher Antriebsenergie, unabhängig vom gelieferten Luftstrom.

Quirlverluste treten auch in **Ringkanälen**, die von rotierenden Flächen wie Scheiben, Zwischenstufenringen und Labyrinthen begrenzt sind, auf (Lit 11.2.1.2-18). Dabei können sich die Bauteile merklich aufheizen. Besonders in **Labrinthdichtungen mit ungenügend starker Leckströmung** kann es so zu einer gefährlichen Aufheizung kommen. Eine Temperaturerhöhung von über 100°C ist unter ungünstigen Bedingungen durchaus möglich.

Ein ähnlicher Effekt kann in **Vakuum-Schleuderständen** auftreten, wenn während des Abstellens bei noch zu hohen Drehzahlen bereits Luft eingelassen wird (Skizze oben rechts).

Ein ähnlicher, jedoch nicht mit Quirlverlusten zu verwechselnder, Überhitzungseffekt der Hinterkanten ist durch eine **Heißgasrückströmung aus der Brennkammer** bei einem Surge denkbar.

Bild 11.2.1.2-9 (Lit 11.2.1.2-16): **Flatterschwingungen** (Bild 11.2.1.1-3 und Bild 11.2.1.1-4) können innerhalb von Sekunden zum Schaufelbruch führen. In diesem Fall handelt es sich um den ungewöhnlichen Fall von **LCF-Brüchen infolge einer hochfrequenten Schwingung** (Bild 12.6.1-17). Diese Belastungen treten spontan auf, sind extrem hoch und lassen sich infolge ihres Erregungsmechanismus, anders als bei einer Resonanz, nicht durch eine Drehzahländerung ausreichend schnell abfangen. Es kann erfahrungsgemäß zu einer **Schwingüberlastung mehrerer Schaufelblätter** kommen.

Mehrere Schaufelbrüche mit vergleichbarer Schwingbruchlage, Schwingbruchgröße und hoher stetiger Rissfortschrittsgeschwindigkeit (LCF-Bereich) sind ein **Hinweis auf Flattern** als Schadensmechanismus.

Besonders gefährdet für diesen Schadensmechanismus sind große schlanke Schaufeln mit dünnen Profilen wie man sie im Fanbereich von Kampfflugzeug-Triebwerken und vorderen HDV-Stufen findet.

Das Bild zeigt einen solchen Fall. In einem Zweiwelientriebwerk (Skizzen oben) kam es trotz Clapper in 65 % der Blatthöhe, zu **Schwingrissen in den Fan-Blättern** der ersten Rotorstufe (Skizze unten links). Risse oberhalb der Clapper wurden nach **Prüfstandsläufen** bei simulierten **hohen Flugmachzahlen** beobachtet. Das Schaufelprofil war für hohe Spitzen-Umfangsgeschwindigkeiten konstruiert. Im Flightenvelope traten **bei Flugbetrieb** statt dessen die Schäden bei **Unterschall (Flug-!) Machzahlen** auf. In diesem Betriebszustand lagen offenbar wegen der Flughöhe und Anströmbedingungen am Verdichtereintritt, **im Gegensatz zum Prüfstandsbetrieb, hohe Machzahlen an den Schaufelspitzen** (Diagramm unten rechts) vor. Die **Anströmwinkel des Blattprofils befanden sich dabei im Abrissbereich** (Bild 11.2.1.1-3). Wider Erwarten wurde das Flattern auch vom Eintrittsdruck am Verdichter beeinflusst. Die Betriebsbedingungen und das Schadensbild wiesen entsprechend den dargestellten Überlegungen auf „**Stall-Flattern**“ als Schadensmechanismus hin. Es handelte sich in erster Linie um eine **Torsionsschwingung mit großen Amplituden**. Interessanterweise hatten Berechnungen und frühere Prüfläufe kein aeroelastisches Problem erkennen lassen. Das Flattern konnte durch Verkleinerung des Anströmwinkels und Absenkung der reduzierten Anströmgeschwindigkeit vermieden werden. Zusätzlich wurde die Eigenfrequenz des Blattes mit einer Profilloptimierung und Veränderung der Clapper-Position so angehoben, dass eine **auslösende Resonanz** nicht mehr eintrat (Bild 12.2.1.3-11).

Flutterproblem in der Entwicklungsphase des Fans eines Kampfflugzeugtriebwerks.

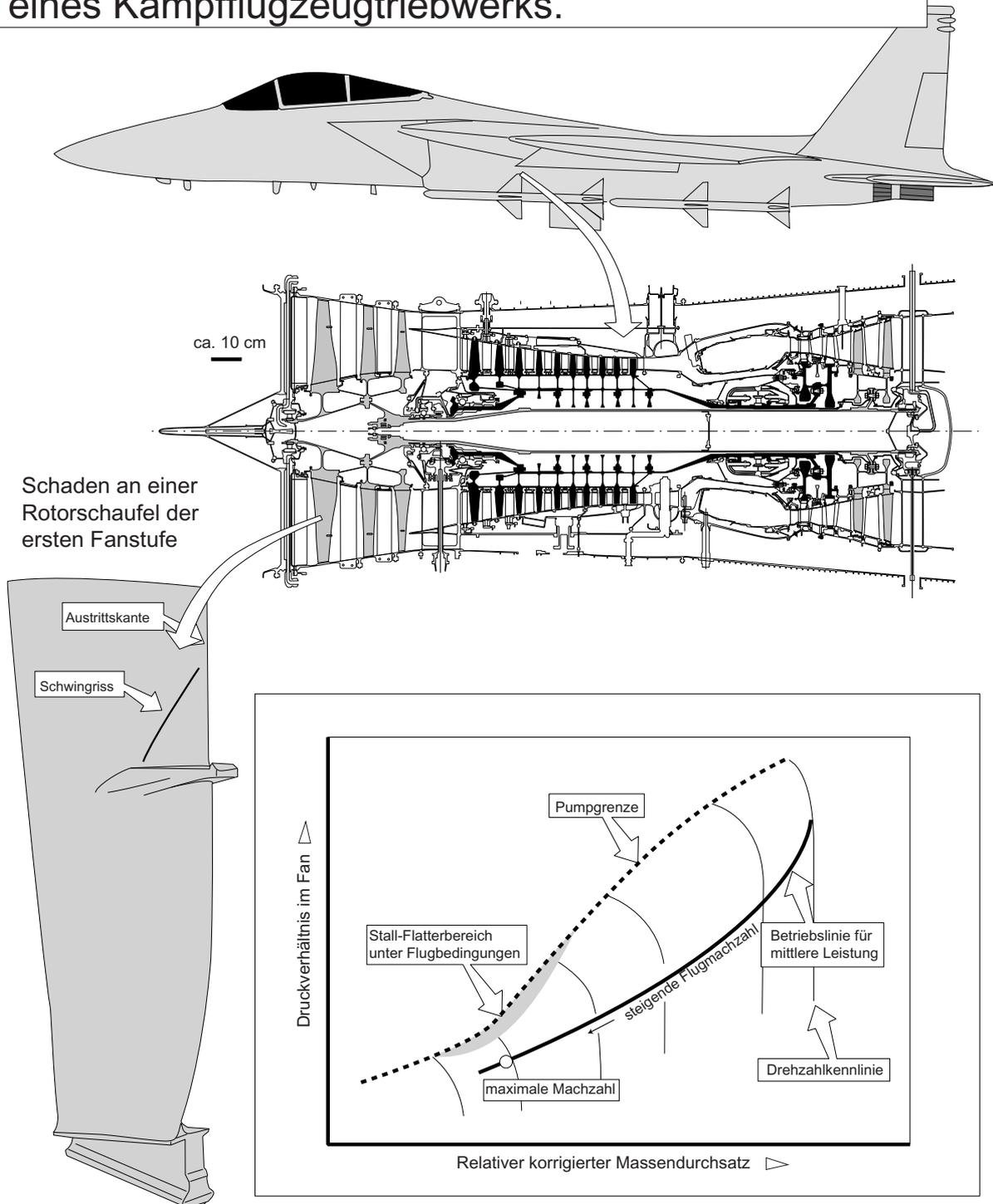
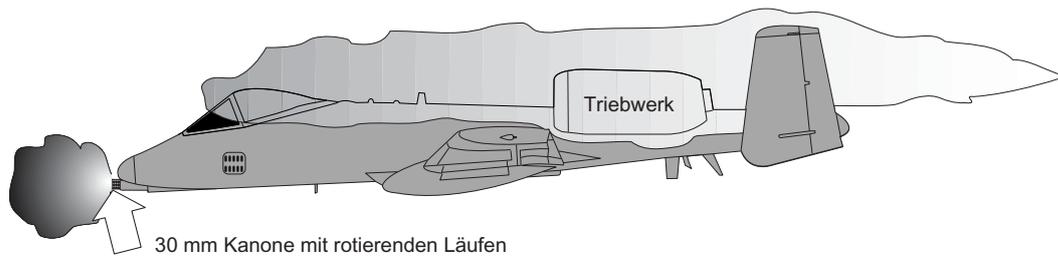


Bild 11.2.1.2-9

Bildbeschreibung vorhergehende Seite.

Beispiel für Verdichterpumpen durch Einflüsse der Kanone.



Besondere Einflüsse der Kanone auf die Neigung des Verdichters zum Strömungsabriss (Stall):

1. Verringerung des Pumpgrenzenabstands durch Ablagerungen aus den Verbrennungsrückständen der Munition auf der FAN- und Verdichterbeschaufelung führt zu Rauigkeitserhöhung und Profiländerungen.
2. Hohe Temperatur der Verbrennungsgase ergibt eine erhöhte Ansaugtemperatur und ungleichmäßige Temperaturverteilung im Eintritt.
3. Druckwellen beeinflussen die Druckverteilung im Verdichtereintritt.

Bild 11.2.1.2-10

Bild 11.2.1.2-10 (Beispiel 11.2.1.2-3, Lit. 11.2.1.2-9 und 11.2.1.2-10): Bordwaffen und Raketen können die Ansaugströmung eines Triebwerks kurzzeitig durch Temperatur- und Druckänderungen so ungünstig beeinflussen, dass es zu einem gefährlichen Verdichterpumpen kommt (Bild 11.2.1.3-2.1). Außerdem steigt die Pumpgefahr deutlich, wenn sich **Rückstände in den Abgasen auf den Verdichterschaufeln ablagern**. Die Ablagerungen können Rauigkeit und die Profile unzulässig verändern und damit die Aerodynamik der

Beschaufelung verschlechtern (siehe Bild 11.2.1.1-9). Natürlich wird ein Stall durch weitere Einflüsse begünstigt. Hierzu gehört eine erhöhte Umgebungstemperatur und ein niedriger Ansaugdruck (größere Höhen). Dies sollte in der Auslegung des Triebwerks durch einen ausreichend großen Pumpgrenzenabstand berücksichtigt sein. Wesentlich ist die richtige Positionierung der Kanone relativ zum Lufteinlauf, da eine ungehinderte Ansaugung der Heißgaswolke unvermeidlich zum Pumpen führt,

Beispiel 11.2.1.2-4 (Bild 11.2.1.2-10):

Lit. 11.2.1.2-4, **Zitat:** „U.S. Air force is investigating several new instances of compressor stalls and flame outs of ... turbofan engines on ... attack aircraft during gunnery runs using the ... GAU-8-mm, cannon. The incidents thus far have been encountered only by units operating the aircraft from Davis-Monthan AFB, Ariz. **Hot weather conditions**, possible variations in ammunition and characteristics of individual batches of engines are all being examined as possible causes. No aircraft have been lost because of the incidents.“

Kommentar: Die an der an der Rumpfspitze angeordnete Maschinenkanone hat mehrere rotierende Läufe.

Lit. 11.2.1.2-5, **Zitat:** „U.S. Airforce and ... (the aircraft manufacturer) are flight testing several possible modifications... in an attempt to eliminate a gun gas ingestion problem that continues to plague the aircraft. Modifications being evaluated involve the nose configuration...as well as the aircraft's... turbofan engines and the nose mounted 30 mm ...cannon. The gas generated by the cannon's ammunition has been blamed for an increasing number of engine stalls, particularly during **gun firing at higher altitudes**.

The gas has been leaving a residue on the fan and compressor blades...This **residue accumulates, gradually reducing the stall margin** of the engines until additional gun firing causes full stalls to develop on the engines.

...tests generally indicated that engine compressor disturbances, or spikes, occurred during the gun firing but were normally self-recovering at low altitude.

In the **summer**..., however, the Air Force encountered an **increased frequency** of engine disturbances during gun firing that did not recover and resulted in hard engine stalls.

...Further flight testing...suggested the problem was related to **ambient temperature**, but the relationship could not be quantified...but the tests

did indicate a direct correlation of the disturbances with **increased altitudes**.

(The Air Force said)' ...We could not **correlate the frequency of the disturbances with a single factor or a group of factors.**'

...For the intermediate term, a **modified guide vane „twitcher“** that partially closes the engine inlet guide vanes during gun firing has been installed and tested...The tests showed a reduction but not elimination of gun fire induced engine stalls.

One disadvantage of the inlet guide vane closure solution is that there is an accompanying thrust loss during the period the vanes are closed.

...Several other alternatives are being examined... One of the devices, a muzzle brake, ...is similar to those used on large-caliber field weapons...“

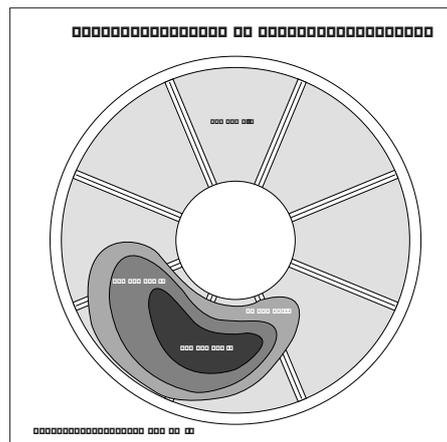
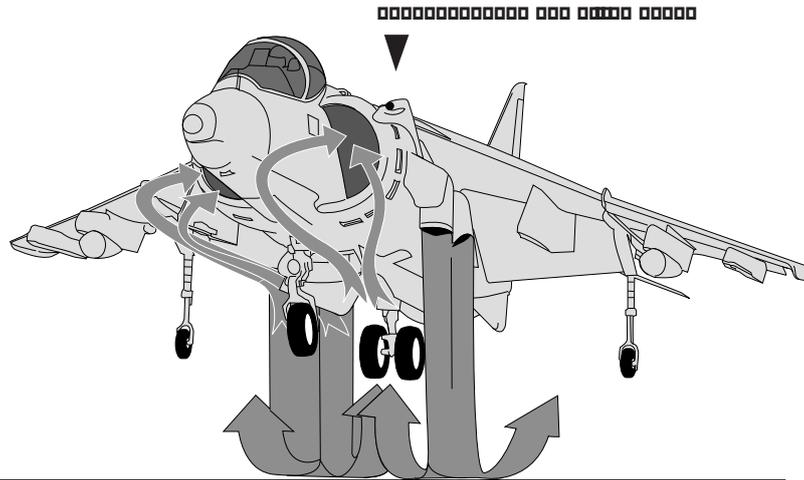
...In the meantime, the... engines... are **washed every 100 hr.** with soap and water, the fan blades by hand and the compressor blades with a special spray system in the engine nacelle.

Kommentar: Interessant ist, dass in diesem Fall offenbar durch die Pulvergase ein „Verdichterfouling“ ausgelöst wird, das die Pumpgrenze soweit absenkt, dass relativ geringe Einflüsse wie erhöhte Umgebungstemperaturen und niedriger Eintrittsdruck (größere Höhe) zu einem gefährlich „stabilen“ Strömungsabriss im Verdichter führen.

Offenbar genügte das übliche Zudrehen der Verdichter-Eintrittsleitschaufeln nicht, um beim Abfeuern der Kanone einen Stall sicher zu vermeiden.

Anscheinend wurden deswegen viele Abhilfemaßnahmen diskutiert. Hierzu gehören Veränderungen im Bereich der Flugzeugnase, wo sich die Mündung der Kanone befindet, der Einsatz von Munition mit weniger ablagerungsbildendem Rauch und Mündungsbremsen oder „Gasverteiler“ („stripper“) um die Temperatur und Drücke der Pulvergase besser zu verteilen. Als Zwischenlösung wird ein Verdichterwaschen durchgeführt, ähnlich wie bei Industrie Gasturbinen..

Die Reizirkulation von Triebwerks-Heißgasen ist besonders bei senkrecht startenden Flugzeugen von großer Bedeutung.



Die Eintrittstemperatur in den Verdichter kann entsprechend den Literaturangaben auf ca. 15 % der Gasaustrittstemperatur ansteigen,

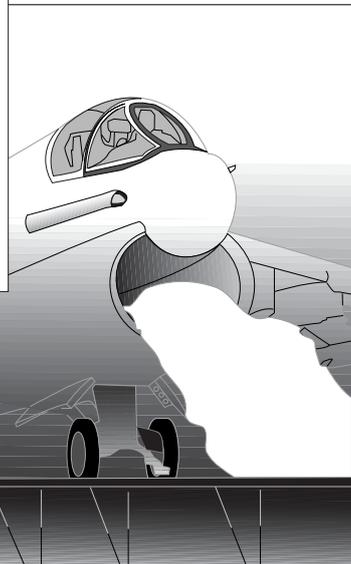


Bild 11.2.1.2-11

Bild 11.2.1.2-11: Die Reizirkulation von Triebwerks-Heißgasen ist besonders bei **senkrecht startenden Flugzeugen** (Skizze oben) von großer Bedeutung (Lit 11.2.1.2-7). Das Design des Flugzeugs muss dieses Problem berücksichtigen. Die Eintrittstemperatur in den Verdichter kann entsprechend den Literaturangaben auf ca. 15 % der Gasaustrittstemperatur ansteigen,

d.h. für ein typisches Einkreis-Hubtriebwerk (Turbojet) um über 140 °C, dagegen nur um etwa 30 °C bei einem Turbofan-Hubtriebwerk. Diese Werte sind erst richtig einzuschätzen wenn man bedenkt, dass eine Erhöhung der Eintrittstemperatur um ca. 7°C einen Schubverlust von 3- 4 % auslöst.

Aber auch bei Verkehrsflugzeugen und Hubschraubern kann es unter besonderen Betriebsbedingungen wie Schubumkehrer-Betätigung oder ungünstigen Windverhältnissen (siehe Bild 11.2.1.2-12) zum Ansaugen eigener Heißgase kommen.

Kampfflugzeuge können während des Katapultstarts auf Flugzeugträgern heißen Wasserdampf ansaugen. Dies führt zu instabilem Verdichterverhalten und „surge“ (Lit 11.2.1.2-6). Drei Effekte sind in diesem Fall von besonderem Einfluss:

- die Störung der Verteilung der **Eintrittstemperatur** am Verdichter (mittlere Skizze)
- Ungleichmäßige Verteilung der physikalischen **Gaseigenschaften** am Verdichtereintritt (Gaskonstante „R“, spezifische Wärme)
- Ansaugen flüssigen **Kondensats**.

Eine stallauslösende Druckverteilung wurde bei Messungen während Katapultstarts mit Dampfansaugung nicht gefunden. Zur Auslösung eines Stalls kann eine ungünstige Veränderung der Verdichterspalte auf Grund der hohen „g-Lasten“ bei Katapultstart beitragen (siehe Band 2 Kapitel 7).

*Ein weiterer, einen Surge begünstigender Einfluss scheint mit der Ausbildung einer **Bodenvortex** in Zusammenhang zu stehen (siehe Band 1 Kapitel 5.2 und Bild 11.2.1.1-16).*

Abhilfe brachte die Betätigung des Abblasventils im Hochdruckverdichter das beim untersuchten Triebwerkstyp normalerweise beim Start des Triebwerks und schnellen Beschleunigungen zur Vermeidung eines Stalls benutzt wird.

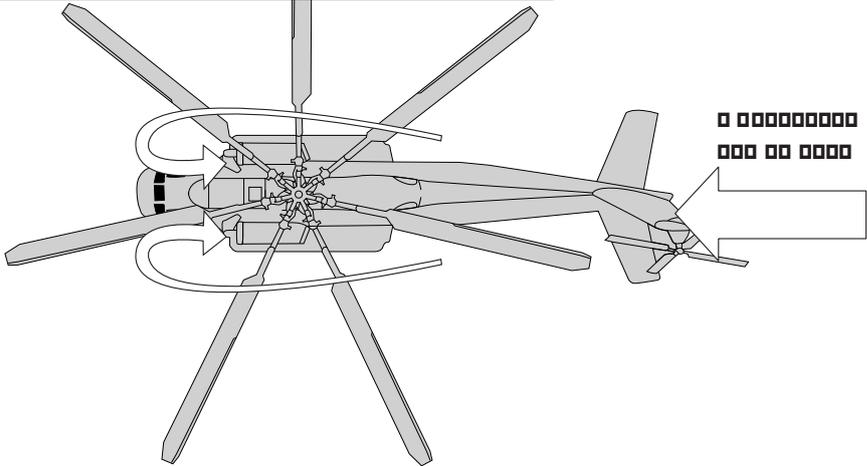
Bild 11.2.1.2-12: Die Skizze unten zeigt ein vierstrahliges Verkehrsflugzeug mit großen Fan-Triebwerken der ersten Generation. Hier trat bei einer Betätigung der **Schubumkehrer** Verdichterpumpen an den Außentriebwerken auf (siehe auch Bild 11.2.1.2-15). Diese saugten Heißgase der Innentriebwerke an, die aus deren Schubumkehrern austraten (Lit 11.2.1.2-8).

*In der oberen Skizze ist ein großer **Hubschraubertyp** zu erkennen. Während die Triebwerke bei zu starkem **Rückenwind** am Boden hochgefahren wurden, konnten deren Heißgase und die der APU in unzulässiger Menge angesaugt werden.*

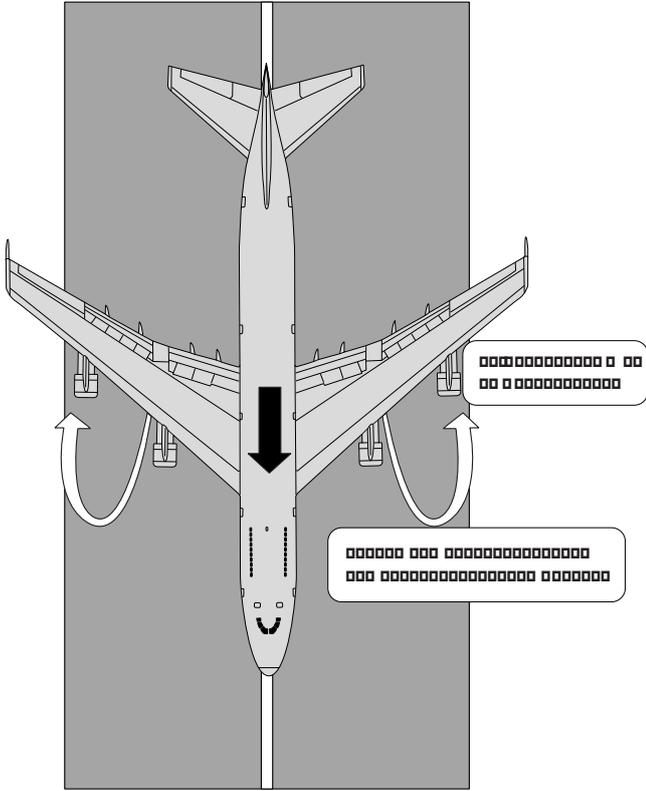
Komponenten: Verdichter Schäden

Die Verdichter sind die wichtigsten Komponenten des Triebwerks, die für die Verdichtung des Frischluftstroms verantwortlich sind. Ein Schaden an den Verdichtern kann zu einer erheblichen Leistungsabnahme und im schlimmsten Fall zum Triebwerksausfall führen.

Die Verdichter sind in zwei Hauptgruppen unterteilt: den Niederdruckverdichter (NVD) und den Hochdruckverdichter (HVD). Die NVD-Komponenten sind für die Verdichtung der Frischluft bis zum Verdichtungsgrad des Niederdruckturbinenstroms verantwortlich, während die HVD-Komponenten die Frischluft bis zum Verdichtungsgrad der Hochdruckturbinen verdichten.



Die Verdichtungsblätter sind in zwei Hauptgruppen unterteilt: die Niederdruckverdichtungsblätter und die Hochdruckverdichtungsblätter.

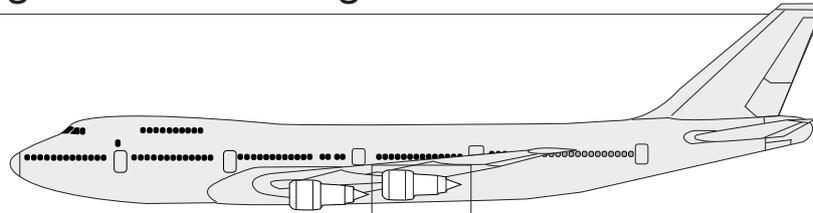


Die Niederdruckverdichter sind für die Verdichtung der Frischluft bis zum Verdichtungsgrad des Niederdruckturbinenstroms verantwortlich.

Die Hochdruckverdichter sind für die Verdichtung der Frischluft bis zum Verdichtungsgrad der Hochdruckturbinen verantwortlich.

Bild 11.2.1.2-12

Eine Strömungsstörung kann sich sehr weit gegen die Strömung auswirken.



Strömungsstörung vom Pylon kann nach vorne in den Gaserzeuger wirken

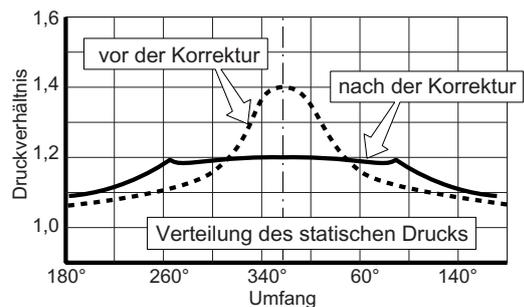
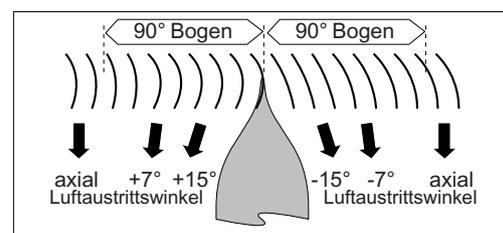
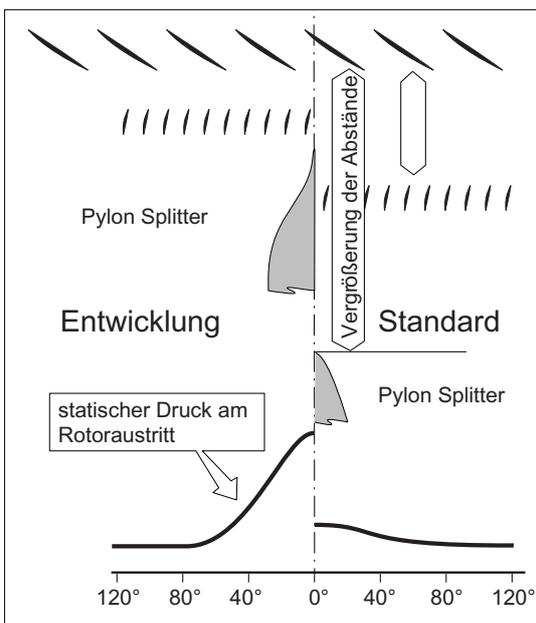
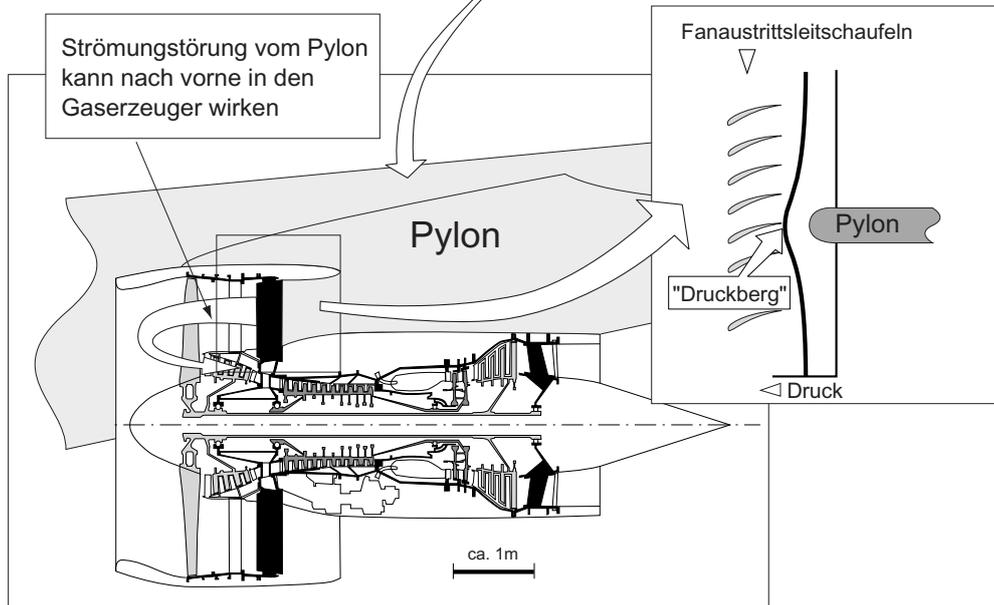


Bild 11.2.1.2-13

Bild 11.2.1.2-13: In der Entwicklungsphase der großen Fantriebwerke der ersten Generation störte an allen drei konkurrierenden Triebwerkstypen der **Pylon** die Fanströmung. Dabei wurden die Fan-Schaufeln zu gefährlichen **Schwingungen angeregt** (Lit 11.2.1.2-9). Der Druckanstieg vor dem Pylon reichte in einem Fall weit genug nach vorne, dass er über den Splitter in das Kerntriebwerk, d.h. den Hochdruckverdichter hineinwirkte. Dies begünstigte **Verdichterstalls**.

Bei anderen Triebwerkstypen wurden die **Fan-schaufeln zu gefährlichen Schwingungen** angeregt.

Abhilfe wurde auf unterschiedliche Weise erreicht:

Die Strömungsstörung wurde, zur Verbesserung der Betriebsstabilität des Verdichters, mit Hilfe **unterschiedlicher Austrittswinkel** der Fan-Austrittsleitschaufeln im Bereich des Pylons gemildert (Skizze unten rechts, Lit. 11.2.1.2-9). Eine alternative Lösung zeigt die linke Skizze. In diesem Fall wurde der **axiale Abstand** des störenden Pylonquerschnitts zum Fan Rotor und den Austrittsleitschaufeln vergrößert.

Zusätzlich dürfte eine **günstigere Formgebung des Pylonquerschnitts** hilfreich gewesen sein.

Bild 11.2.1.2-14 (Lit. 11.2.1.2-11): Die **Nachbrenner** der ersten Serien eines Kampfflugzeugtriebwerks der 80-er Jahre (Entwicklung 70-er Jahre) hatten wegen nicht ausreichender Luftzufuhr Probleme in großen Höhen (ca. 13 000 m) bei Geschwindigkeiten von ca. 830 km/h zu zünden und/oder einen stabilen Betrieb aufrecht zu erhalten (Beispiel 11.2.4-2). Den „kritischen“ Bereich zeigt der „Flight Envelope“ (Diagramm unten).

Bei einer verzögerten oder erneuten Zündung des Nachbrenners wurde die entstandene Kraftstoffwolke im Nachbrenner gezündet. Es kam zu einer **Verpuffung** deren Druckwelle bei **noch geschlossener Schubdüse** besonders intensiv ist. Die **Druckwelle breitete sich nach vorne bis in den Fan aus** (mittlere Skizze).

Dies löste einen **Strömungsabriss im Fan** und im Hochdruckverdichter aus, der nicht ausreichend schnell auf übliche Weise durch geeignete Leistungsrücknahme beendet werden konnte („**stall stagnation**“ = „**hung stall**“, Bild 11.2.1.1-6). Die ungenügende Luftzufuhr bei einem Surge lässt den Nachbrenner erneut verlöschen. Die sich nun bildende **Kraftstoffwolke entzündet** sich in dem Augenblick wenn der Verdichter wieder arbeitet und ausreichend Luft in den Nachbrenner strömt. Dieser Vorgang kann sich mehrfach wiederholen. Es kam zu **schweren Verbrennungen im Heißteilerbereich**. Offenbar war in einigen Fällen ein erneutes Hochfahren des Triebwerks, nachdem es aus dem Surge heraus kam, nicht mehr möglich. Diese besondere und „hartnäckige Form eines Strömungsabrisses wurde besonders beim Übergang von militärischen Einwellenmaschinen (Turbojet) zu **Fantriebwerken (turbofan)** beobachtet. Der Stall wird durch den Raum zwischen Fan, Kerntriebwerk und Bypass begünstigt. Anscheinend spielt es eine Rolle, wenn Fan und Hochdruckverdichter zu ungünstigen Zeitpunkten aus dem Stall herauskommen. Dies ist im Zusammenhang mit den Druckwellen beim Pumpen des Hochdruckverdichters (Bild 11.2.1.2-2 und Bild 11.2.1.2-3) zu sehen. Es entsteht ein Unterdruckimpuls der einen rotating stall im Hochdruckverdichter auslöst. Erst ein Absenken der Drehzahl unter den Leerlauf löst diesen Stall auf.

Interessant ist, dass dieses Phänomen zwar bereits in der Entwicklungsphase auftrat, dort aber in seiner Gefährlichkeit für den Serienbetrieb nicht richtig eingeschätzt wurde.

Die folgenden **Maßnahmen** scheinen Abhilfe gebracht zu haben:

- („1“) Verlängerung des „**Splitters**“ nach vorne, um den Eintritt der Druckwelle aus dem Nachbrenner über den Bypass-Kanal in den Hochdruckverdichter zu erschweren.

Ein Strömungsabriss im Verdichter ist auch heute noch ein ernstes Problem.

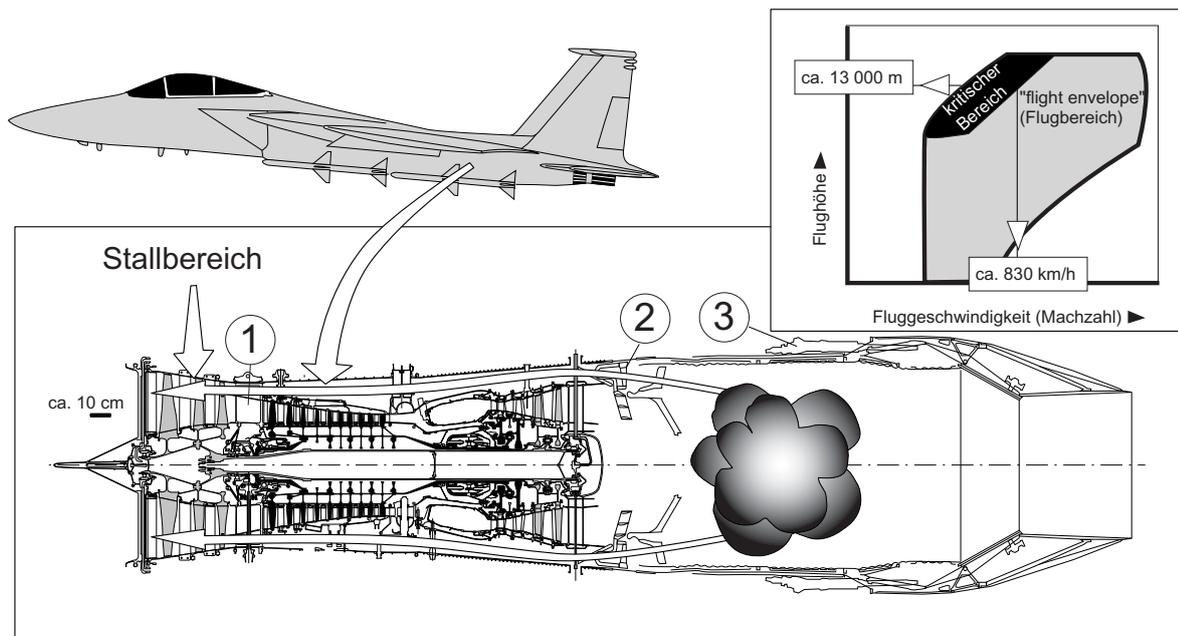


Bild 11.2.1.2-14

- („2“) *Einstellung des Nachbrennerkraftstoffreglers, dass im Fall einer Fehlzündung des Nachbrenners der Kraftstoffzufluss, selbst wenn der Pilot den Leistungshebel auf Volleistung geschoben hat, minimiert wird.*

- („3“) *Einstellung des elektronischen Schubdüsenreglers, dass sich die Schubdüse bei einer missglückten Nachbrennerzündung öffnet.*

In wie weit eine Alternative besteht, die Schubdüse kurz vor der Zündung des Nachbrenners zu öffnen, ist der vorliegenden, älteren Literatur nicht zu entnehmen.

Heute geht man entsprechend vor. Bei höheren Nebenstromverhältnissen entsteht jedoch bei dieser Vorgehensweise das Problem, dass damit der Druck im Nachbrenner sinkt und die Verbrennung erschwert wird.

Vortexbildung kann das Ansaugen von Fremdkörpern und Schwingungen der Fanschaufeln begünstigen.

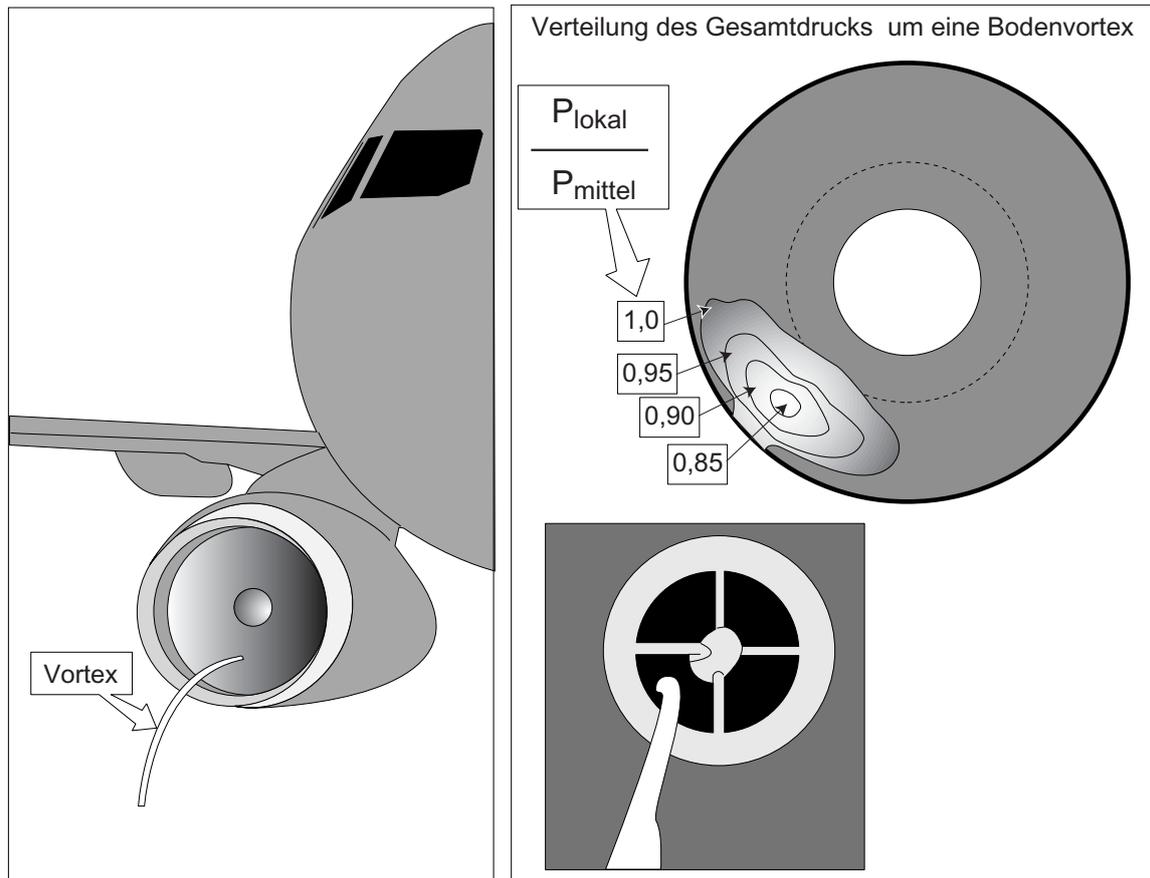


Bild 11.2.1.2-15

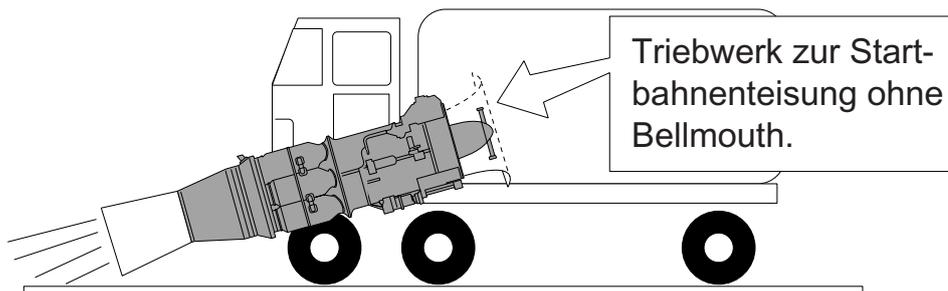
Bild 11.2.1.2-15 (Lit 11.2.1.2-12): Abhängig von Seitenwind, Rollgeschwindigkeit des Flugzeugs, Betätigung des Schubumkehrers (Bild 11.2.1.1-16) und Leistung des Triebwerks (siehe Band 1, Kapitel 5.2.1.2) kann sich ein Bodenvortex ausbilden (Skizze rechts, Lit. 11.2.1.2-17). Entscheidend sind das Verhältnis von Triebwerksdurchmesser zu Bodenabstand und die Einsauggeschwindigkeit (siehe Band 1, Bilder 5.2.1.2-5 bis -7)

Eine Bodenvortex kann auf mehrfache Weise einen Verdichter gefährden:

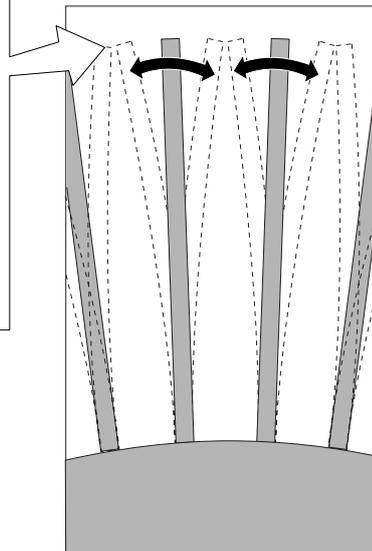
- Auslösung eines **Pumpvorgangs (Surge)** durch eine örtliche Druckstörung der Eintrittsströmung.
- Die Unförmigkeit der Ansaugströmung im Bereich einer Bodenvortex (Skizze rechts) kann die Fanschaufeln und die ersten HDV-Rotor-schaufelstufen zu gefährlichen **Schwingungen** anregen.
- Eine Bodenvortex ist in der Lage massive **Fremdkörper** vom Boden anzusaugen. Aus diesen Gründen kann ein gewisser Aufwand zur Vermeidung einer Bodenvortex gerechtfertigt sein (Band 1, Bild 5.2.1.2-9).

Wird ein Einlauftrichter ("Bellmouth") nicht montiert, sind schwere Verdichterschäden durch Schaufelschwingungen zu erwarten.

Startbahnteisung mit dem Triebwerks-Abgasstrahl



Mit einem Stroboskop war zu sehen, dass die Rotorschaukeln der ersten Verdichterstufe derartig in Schwingungen gerieten, dass sich ihre Spitzen nahezu berührten.



An der Gehäusekante verwirbelte Eintrittsströmung.

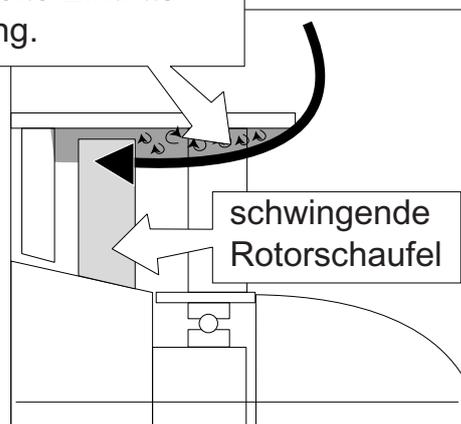
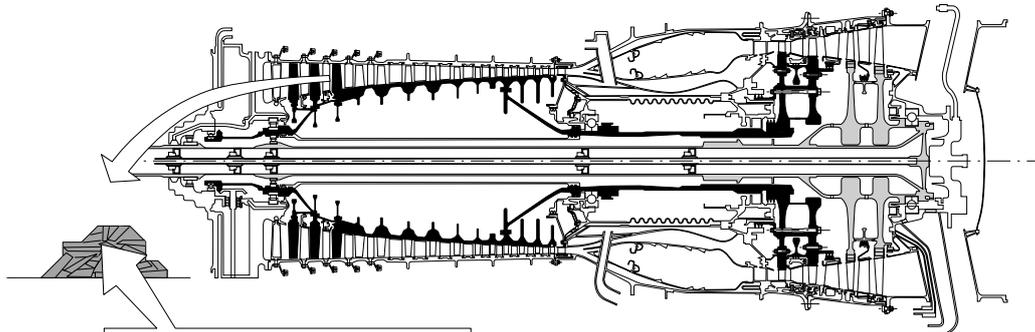
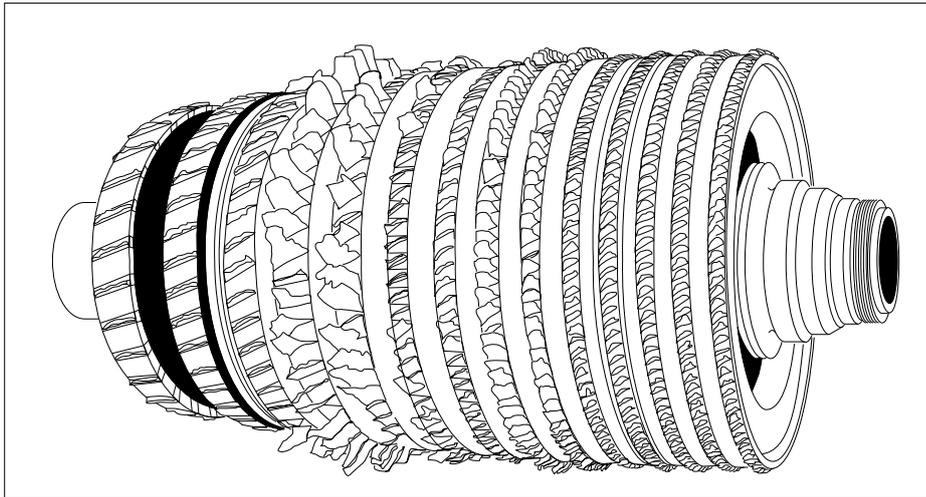


Bild 11.2.1.2-16

Bild 11.2.1.2-16: An Turbojet-Triebwerken älterer Bauart, die zur **Startbahnenteisung** verwendet wurden (Skizze oben) traten ungewöhnlich häufig schwere Verdichterschäden auf, die von einem Schwingbruch einer Schaufel der ersten Rotorstufe ausgingen. Eine Recherche zeigte, dass die betroffenen Triebwerke **ohne Einlauftrichter** (engl. „Bellmouth“) betrieben wurden. Im Rahmen einer Schadensanalyse wurde ein Triebwerk auf dem Prüfstand ebenfalls ohne Bellmouth betrieben. Dabei zeigte sich, dass offenbar die scharfe Gehäusekante am Verdichtereintritt eine starke Strömungsablösung mit Verwirbelung der Ansaugströmung hervorrief (Skizze unten). Die Beobachtung des Triebwerkseinlasses mit einem Stroboskop zeigte, dass dabei die Verdichter-Rotorschaukeln der ersten Stufe so stark zu Schwingungen angeregt wurden, dass sich ihre Spitzen zu berühren schienen. Bei einer derart starken Schwingbeanspruchung war ein **Schwingbruch der Schaufeln nach wenigen Minuten** zu erwarten.

Daraus folgt: Niemals ein Triebwerk am Prüfstand (z.B. einem Feldprüfstand) betreiben, wenn kein oder nicht das zugehörige, „Bellmouth“ angebracht ist.

Bei einem schweren Verdichterschaden kann der Bruch der gesamten Beschau-
felung derart spontan auftreten, dass die entspannenden Gase der Brennkammer
Schaufelbruchstücke nach vorne aus dem Triebwerk herausschleudern.



Bei einem schweren Verdichterschaden kann der Bruch der gesamten Beschau-
felung derart spontan auftreten, dass die entspannenden Gase der Brennkammer
Schaufelbruchstücke nach vorne aus dem Triebwerk herausschleudern.

Bild 11.2.1.2-17

Bild 11.2.1.2-17: Bei einem schweren Verdichterschaden kann der Bruch der gesamten Beschau-
felung derart spontan auftreten, dass die entspannenden Gase der Brennkammer **Schaufelbruchstücke nach vorne aus dem Triebwerk herausschleudern**. In diesem Fall eines Eisschlags an einem Hubschraubertriebwerk wurde dieses Phänomen beobachtet (Band 1, Bild 5.1.4-5).

Mehrere Einflüsse die zur Erklärung für dieses Phänomens dienen können zusammenwirken:

- Die Schaufeln erzeugen eine nach vorne gerichtete Auftriebskraft, welche sie nach vorne zieht.
- Der nach hinten ansteigende Druck im Verdichter wirft die Schaufeln nach vorne.
- Es kommt durch die Zerstörung der Verdichterbeschau-
felung zu einer Expansion des Brennkammervolumens nach vorne.

Literatur zu Kapitel 11.2.1.2

- 11.2.1.2-1** A.Schäffler, „Einfluss des Grenzschichtzustandes der Schaufelgitterströmung auf das Betriebsverhalten mehrstufiger Axialverdichter“, Seminarvortrag an der TU-München vom 17. Januar 1978.
- 11.2.1.2-2** R.S.Mazzawy, „Surge-Induced Structural Loads in Gas Turbines“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, January 1980, Vo, 102, Seite 162-168.
- 11.2.1.2-3** „Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1772, Bestell-Nr. TV fb 6, Seite 230.
- 11.2.1.2-4** Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, „Industry Observer“, September 17, 1979, Seite 11.
- 11.2.1.2-5** R.R. Ropelewski, „A-10 Engine, Gun Tested in Gas Ingestion“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“, February 25, 1980, Seite 40.
- 11.2.1.2-6** N.R. Tomassetti, „Steam Ingestion by Aircraft Gas Turbine Engines“, Proceedings of the Seventh Annual National Conference on Environmental Effects on Aircraft and Propulsion Systems, Nr. 67-ENV-12, Seite 93 bis 105.
- 11.2.1.2-7** A.E.Harris, J.A. Marbert, J.W. Tatom, „VTOL Transport Exhaust Gas Ingestion Model Tests“, Proceedings of the Seventh Annual National Conference on Environmental Effects on Aircraft and Propulsion Systems, Nr. 67-ENV-17, Seite 145 und folgende.
- 11.2.1.2-8** „Interavia Luftpost“, Nr. 7077, 27 August 1970-B.
- 11.2.1.2-9** J.M.S.Keen, „Development of the Rolls-Royce RB.211 turbofan for airline operation“, SAE Proceeding 700292 vom „National Air Transportation Meeting, New York,N. Y. April 20-23, 1979, Seite 7.
- 11.2.1.2-10** M.C.Hemsworth, „TF39, das erste Triebwerk mit hohem Bypass-Verhältnis, Entwicklung und Erfahrungen“, Zeitschrift „Luftfahrttechnik Raumfahrttechnik“ (LRT), VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, Band 16 (1970) Nr.2 Februar, Seite 33.
- 11.2.1.2-11** Zeitschrift „Aircraft Engineering“, „Goodbye Stagnation: America’s Finest Fighter Engine Outgrows a Childhood Ailment“, November 1979, Seite 15 und folgende.
- 11.2.1.2-12** D.L.Motycka, „Ground Vortex- Limit to Engine/Reverser Operation“, Zeitschrift „Journal of Engineering for Power“, Transactions of the ASME, April 1976, Seite 258-264.
- 11.2.1.2-13** „Pratt & Whitney Recalls 38 PW4000 Engines for High-Pressure Compressor Modifications“, Zeitschrift „Aviation Week & Space Technology“ July 2, 1990, Seite 58.

- 11.2.1.2-14** G.Norris, J. Bailey, „P&W tries PW4000 surge cure“, Zeitschrift „Flight International“ J10-18 March, 1993, Seite 13.
- 11.2.1.2-15** „Engine surges trigger directives from FAA“, Zeitschrift „Flight International“ 28. October-3.November, 1998, Seite 20.
- 11.2.1.2-16** J.F. Jeffers II, C.E. Meers Jr. „F100 Stall Flutter Problem Review and Solution“, Zeitschrift „Journal of Aircraft“, April 1975, Vol. 12, No. 4, Seite 350 - 357.
- 11.2.1.2-17** J.L. Colehour, B.W. Farquhar, „Inlet Vortex“, Zeitschrift „Journal of Aircraft“, January 1971, Vol. 8, No. 1, Seite 39-43.
- 11.2.1.2-18** C. Lechner, J. Seume, „Stationäre Gasturbinen“, Springer- Verlag Heidelberg New York, 2003, ISBN 3-540-42831-3, Seite 592-595.
- 11.2.1.2-19** Service Difficulty Advisory AV 2004-05 vom 1. Dezember 2004, „Pratt & Whitney Canada, JT8D-17 Series Engine Compressor Failures“, Seite 1.