

# Aeromechanische Gestaltung fortschrittlicher Triebwerksverdichter

R. Walther, J. Frischbier, R. Selmeier

MTU Aero Engines

D – 80995 München

## 1. Einleitung

Als Folge der fortschreitenden Globalisierung geschäftlicher Beziehungen und industrieller Partnerschaften einerseits und des wachsenden Wohlstandes in Verbindung mit einem zunehmenden Interesse für fremde Länder und Kulturen innerhalb breiter Bevölkerungsschichten andererseits, hat sich der internationale, zivile Luftverkehr zu einem weltweit bevorzugten Transportmittel entwickelt.

Mit einer durchschnittlichen Wachstumsrate von derzeit über 5 % pro Jahr führt der Luftverkehr mindestens alle 15 Jahre zu einer Verdoppelung des Passagierkilometeraufkommens. Zukünftige Anforderungen an zivile Flugtriebwerke werden daher eine kontinuierliche Steigerung der Umweltverträglichkeit durch einen noch günstigeren Brennstoffverbrauch in Verbindung mit weiter sinkenden Lärm- und Schadstoffemissionen enthalten.

Um auch in Zukunft im zivilen Luftverkehr den Marktanforderungen nach umweltfreundlichen und wirtschaftlichen Triebwerken gerecht zu werden, bedarf es für alle Triebwerkskomponenten einer technologisch fortschrittlichen und gleichzeitig effizienten Produktentwicklung, einer qualitätsbewussten und kostengünstigen Herstellung sowie einer zuverlässigen und kundenfreundlichen Wartung.

Insbesondere für die Gestaltung der Verdichterkomponenten ergeben sich dabei eine Reihe komplexer Randbedingungen, die im folgenden aufgezeigt werden.

## 2. Entwicklungstrends für Triebwerksverdichter

Zur Erzielung eines hohen thermischen Wirkungsgrades werden auch zukünftig die Gesamtdruckverhältnisse der Triebwerke weiter ansteigen. Andererseits werden zur Reduzierung von

Herstellungs- und Wartungskosten der Verdichterkomponenten zunehmend kompakte Bauweisen mit möglichst geringen Stufen- und Schaufelzahlen angestrebt. Daraus resultieren deutlich größere Stufendruckverhältnisse, die in erster Linie nur über höhere Umfangsgeschwindigkeiten realisierbar sind.

Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge wurden im Rahmen einer Projektierungsaufgabe für einen Hochdruckverdichter mit einem festen Gesamtdruckverhältnis von 10.5 und einer Pumpgrenzanforderung von 25 % jeweils die Gesamtschaukelzahlen für einen 5-, 6-, 7- und 8-stufigen Entwurf bestimmt. Das Teilungsverhältnis (Umfangsabstand der Schaufeln / Schaufellänge) wurde dabei für alle Entwürfe konstant gehalten. Bild 1 zeigt die sich für die einzelnen Entwürfe ergebenden Gesamtschaukelzahlen in Abhängigkeit vom gewählten Streckungsverhältnis (Schaufelhöhe / Schaufellänge) der Schaufeln. Die Ergebnisse sind auf die Schaufelzahl des 6-stufigen Verdichters mit Streckungsverhältnis 1 bezogen.

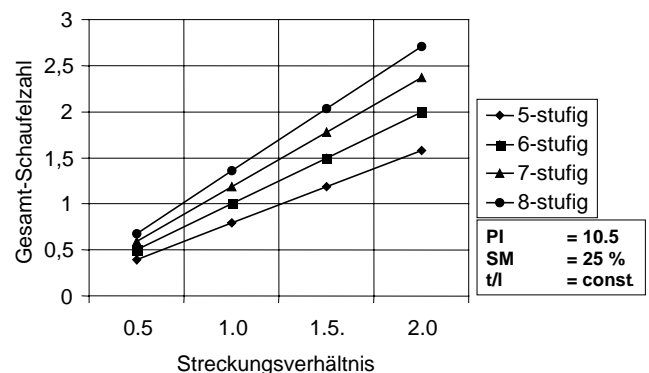


Bild 1: Gesamtschaukelzahl in Abhängigkeit von Stufenzahl und Streckungsverhältnis

Man erkennt den starken Einfluss des Streckungsverhältnisses auf die Schaufelzahl. Obwohl mit zunehmend kleiner werdendem Streckungsverhältnis die Schaufelzahlen stetig abnehmen, haben sich die Streckungsverhältnisse moderner Verdichter auf einen Wert um 1 eingependelt, da

für Werte kleiner als 1 die Baulänge des Verdichters stark zunimmt und damit die Abstimmung der Rotordynamik zunehmend schwieriger wird.

Deutlich sichtbar wird auch das Reduzierungspotential für die Schaufelzahlen durch Wahl einer möglichst geringen Stufenzahl. So benötigt - dieser vereinfachten Projektierungsrechnung zufolge - das 5-stufige Design etwa 40 % weniger Schaufeln als das 8-stufige Design. Allerdings darf die Schaufelzahl nicht linear mit den Herstellkosten verknüpft werden. Da das 5-stufige Design aerodynamisch und mechanisch deutlich höher belastet ist, sind für die Schaufelkonturen kompliziertere 3D-Geometrien erforderlich, deren Stückkosten gegenüber einfacher gestalteten Schaufeln entsprechend höher zu bewerten sind.

Die Zunahme der mechanischen Belastung geht aus Bild 2 hervor. Die reduzierten Drehzahlen sind dabei auf die Drehzahl des 6-stufigen Verdichters mit Streckungsverhältnis 1 bezogen.

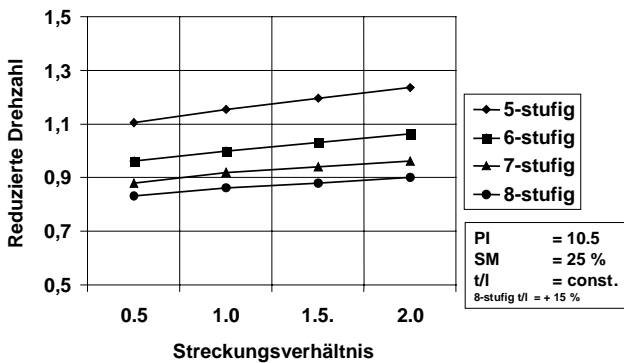


Bild 2: Reduzierte Drehzahl in Abhängigkeit von Stufenzahl und Streckungsverhältnis

Gegenüber dem 8-stufigen Design ergibt sich für die 5-stufige Auslegung eine Steigerung der reduzierten Drehzahl um etwa 30 %. Um eine Überschaufelung des 8-stufigen Verdichters zu vermeiden, wurde dabei das Teilungsverhältnis gegenüber dem 5-stufigen Design bereits um 15 % erhöht. Die Abhängigkeit vom Streckungsverhältnis fällt deutlich geringer aus. Da die schlankeren Schaufeln lediglich eine geringere aerodynamische Belastung ertragen als ein entsprechendes Design mit kleinem Streckungsverhältnis, muss – gleicher Pumpgrenzabstand vorausgesetzt – der jeweilige Verdichter mit höherer Drehzahl betrieben werden.

Die mit Reduzierung der Stufenzahl steigenden Drehzahlen führen neben wachsenden mechanischen Belastungen für die Verdichterscheiben und Schaufel-Scheibe-Anbindungen zu supersonischen Anström-Machzahlen für die Schaufelprofile und zu transsonischen Strömungsverhältnissen

innerhalb der Schaufelgitter. Dabei nehmen die Verluste mit wachsenden Mach-Zahlen stark zu und beeinträchtigen den Verdichterwirkungsgrad, Bild 3. Die Ergebnisse sind auf den isentropen Wirkungsgrad des 6-stufigen Verdichters mit Streckungsverhältnis 1 bezogen.

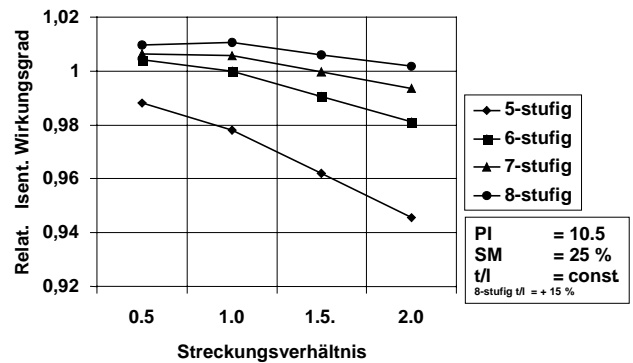


Bild 3: Isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Stufenzahl und Streckungsverhältnis

Als Folge der gestiegenen aerodynamischen Belastung und der höheren Strömungs-Mach-Zahlen ergibt sich mit Reduzierung der Stufenzahl ein deutlicher Abfall des Wirkungsgrades. Mit zunehmendem Streckungsverhältnis nimmt, bei gleicher Stufenzahl, der Wirkungsgrad ebenfalls ab, da dadurch – wie in Bild 2 dargestellt – die Umfangsgeschwindigkeit und damit das Mach-Zahl Niveau zusätzlich ansteigt.

Diesen grundlegenden physikalischen Zusammenhängen zufolge muss demnach die Verringerung der Schaufelzahlen durch Reduzierung der Verdichterstufen und das damit verbundene Einsparpotential an Herstellungskosten mit einer Erhöhung der mechanischen Belastung und mit einer Verschlechterung des Verdichterwirkungsgrades erkauft werden. Dies ist von besonderer Bedeutung, da über die gesamte Lebensdauer eines Triebwerks neben den reinen Herstellungskosten auch die Betriebs- und Wartungskosten zu betrachten sind.

Ein weiterer, wichtiger Gesichtspunkt ist das Komponentengewicht. Mit Reduzierung der Stufenzahlen lässt sich i.a. zunächst ein Gewichtsvorteil erzielen, aufgrund der steigenden mechanischen Belastung - insbesondere in den Verdichterscheiben - nimmt dieser Vorteil jedoch rasch ab und kehrt sich für eine zu klein projektierte Stufenzahl schließlich ins Gegenteil um.

In einer der eigentlichen Entwicklung vorgeschalteten Projektierungsphase werden daher die wesentlichen Hauptauslegungsparameter eines Verdichters sorgfältig optimiert und unter Berücksichtigung des spezifischen Einsatzprofils des zu entwickelnden Triebwerks festgelegt.

### 3. Aeromechanische Anforderungen

Zur Erfüllung der hohen aerodynamischen und mechanischen Anforderungen und zur Gewährleistung attraktiver Herstellungs-, Betriebs- und Wartungskosten müssen bereits während des Gestaltungsprozesses alle physikalischen Reserven optimal ausgeschöpft werden. Dabei dürfen die aerodynamischen Belastungsgrenzen und die Festigkeitsgrenzen der eingesetzten Werkstoffe nicht überschritten werden. Dies setzt die Verfügbarkeit leistungsfähiger Auslegungs- und Analyseverfahren voraus, wobei die aerodynamischen und mechanischen Potentiale umso vollständiger genutzt werden können, je zuverlässiger die verfügbaren Verfahren sind.

#### 3.1 Aerodynamische Gestaltung

Die aerodynamische Auslegung eines Axialverdichters beginnt mit der Dimensionierung der Ringraumgeometrie und der Profilierung der Beschaukelung. Dazu wird die 3-dimensionale Strömung auf die Berechnung zweier überlagerter, 2-dimensionaler Strömungsfelder zurückgeführt. Diese quasi-dreidimensionale Vorgehensweise stellt bis heute ein wirtschaftliches Werkzeug zur aerodynamischen Erstauslegung eines Verdichters dar.

Im Anschluss daran beginnt die eigentliche aerodynamische Optimierung mit Hilfe 3-dimensionaler Navier-Stokes-Verfahren. Die eingesetzten Finite-Volumen-Zeitschrittverfahren werden bei MTU in enger Zusammenarbeit mit dem DLR - Institut für Antriebstechnik - entwickelt und erlauben die gekoppelte, mehrstufige Berechnung der 3-dimensionalen Verdichterströmung. Bild 4 zeigt beispielhaft die Druckverteilung eines 6-stufigen Hochdruckverdichters mit Vorleitrad, die mit Hilfe des 3D-Navier-Stokes-Verfahrens berechnet wurde.

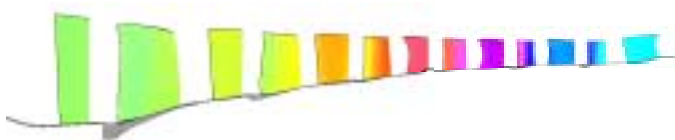


Bild 4: Druckverteilung für einen 6-stufigen HDV mit Vorleitrad, Nachrechnung mit 3D-Navier-Stokes-Verfahren

Führt man derartige Berechnungen für unterschiedliche Drehzahlen und für diese wiederum bei unterschiedlichen Drosselzuständen durch, so erhält man schließlich ein rechnerisch vorhergesagtes Verdichterkennfeld. Allerdings sind die Rechenzeiten für einen Betriebspunkt im Kennfeld auf den derzeit verbreitet zur Verfügung stehenden Workstations noch recht aufwendig, so dass man sich auf besonders interessante Kennlinien beschränken muss.

Bild 5 zeigt ein gemessenes Verdichterkennfeld und die mit dem 3D-Navier-Stokes-Verfahren nachgerechnete Kennlinie bei 100 % aerodynamischer Drehzahl. Die Übereinstimmung kann als sehr gut bezeichnet werden. Bei Androsselung nahe der Pumpgrenze zeigt die Rechnung – ausgehend von den aerodynamisch am stärksten belasteten Gittern - Strömungsablösungen und es ergeben sich zunehmend Konvergenzprobleme in der numerischen Lösung.

Aufgrund der guten Übereinstimmung zwischen Nachrechnung und Messung werden heute komplette Neuauslegungen mit Hilfe des 3D-Navier-Stokes-Verfahrens durchgeführt. Dabei ist die Treffsicherheit der Auslegung umso größer, je enger sich die Hauptauslegungsparameter an einen zuvor vermessenen und rechnerisch nachvollzogenen Verdichter - beispielsweise an einen Technologieverdichter - anlehnen. Die rechnerisch vorhergesagten Kennlinien eines auf diese Weise neu ausgelegten Verdichters sind ebenfalls in Bild 5 eingetragen.

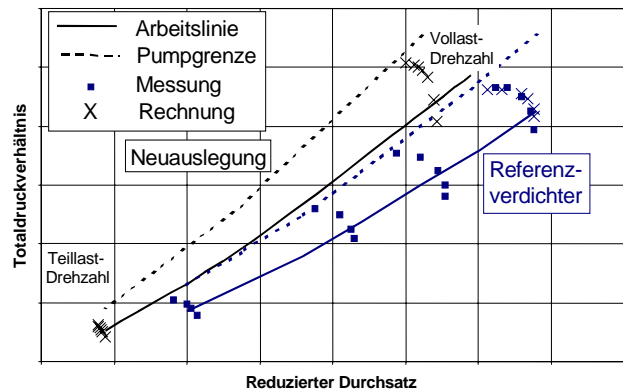


Bild 5: Kennfeldrechnung mit Hilfe des 3D-Navier-Stokes-Verfahrens

Neben der stationären Betriebscharakteristik des Verdichters, dem Pumpgrenzen- und dem drehzahlabhängigen Wirkungsgradverlauf liefert die 3D-Kennfeldrechnung eine Fülle weiterer, wertvoller Informationen. Dazu gehören beispielsweise auch die Verläufe der individuellen Stufenkennlinien und die jeweilige Lage des Arbeitslinienpunktes.

tes. Eine optimale Stufenabstimmung ist i.a. dann gegeben, wenn im Auslegungspunkt alle Stufen bei möglichst hohem Wirkungsgrad und mit ausreichender Androsselfähigkeit betrieben werden. Bild 6 zeigt die Stufenkennlinien für die in Bild 5 dargestellte Neuauslegung. Die mittlere Stufe und die Endstufe werden bei optimalem Wirkungsgrad und gleichzeitig großer Androsselfähigkeit betrieben. Die Fronstufe wird - zugunsten eines besonders großen Drosselbereichs und damit für eine sehr gute Teillaststabilität – etwas außerhalb des Wirkungsgradoptimums betrieben.

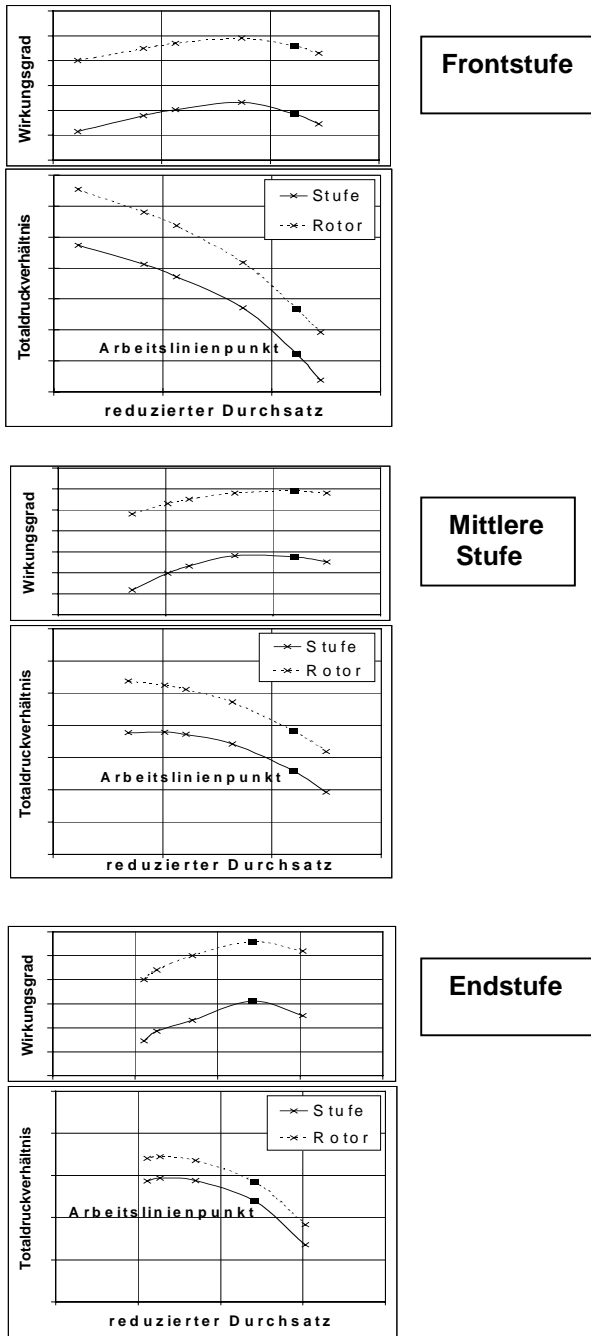


Bild 6: Stufenkennlinien, berechnet mit dem 3D-Navier-Stokes-Verfahren

Zur Einstellung einer gewünschten Stufenabstimmung bedarf es optimal gestalteter Verdichtergitter mit sorgfältig konturierten Schaufelprofilen, die auch den der Hauptströmung überlagerten Sekundärströmungseffekten Rechnung tragen. Mit Hilfe der 3D-Rechenverfahren lassen sich aerodynamisch besonders stark belastete Schaufelregionen erkennen und daraus resultierende, i.a. stark verlustbehaftete Ablösezonen identifizieren. Bild 7 zeigt die Strömungsablösung im Gehäusebereich eines Stators als Folge einer zu großen Strömungsverzögerung.

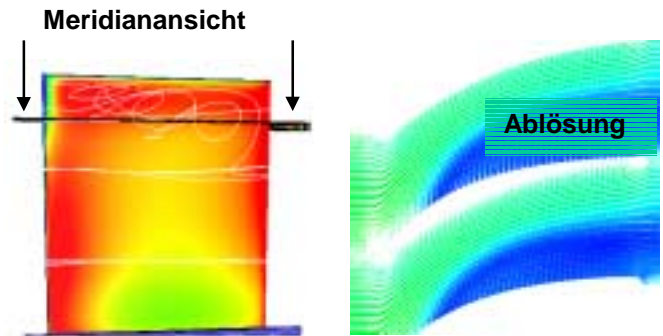


Bild 7: Beispiel einer abgelösten Strömung im Gehäusebereich eines Stators

Die Forderung nach hohen Stufendruckverhältnissen führt zu hohen, supersonischen Strömungsmach-Zahlen in Verbindung mit großen Strömungsumlenkungen und Verzögerungen. Dadurch steigt die aerodynamische Belastung der Gitter an und erschwert eine möglichst verlustarme Schaufelkonturierung bei gleichzeitig breitem Stabilitätsbereich. Darüber hinaus müssen häufig eine Reihe mechanischer Bedingungen berücksichtigt werden, die dem aerodynamischen Optimum entgegen wirken.

Die 3-dimensionale Gestaltung der Schaufelgeometrie bietet dem Aerodynamiker zusätzliche Freiheitsgrade, um lokale Belastungen zu reduzieren und damit Verlustquellen und Ablösetendenzen zu vermeiden. Dadurch können der Gesamtwirkungsgrad und der Stabilitätsbereich des Verdichters spürbar verbessert werden. Mit Hilfe der 3D-Rechenverfahren lässt sich die Wirkung der 3-dimensionalen Gestaltung quantifizieren, so dass - meist nach mehreren Iterationsschritten mit der Strukturmechanik - eine optimale Schaufelgeometrie entwickelt werden kann. Bild 8 zeigt als Beispiel eine 3-dimensional gestaltete Leit-schaukel mit ‚Bow‘, eine Kontur, bei der die Schaufel im Naben- und Gehäusebereich über die Saugseite in Umfangsrichtung gebogen ist.

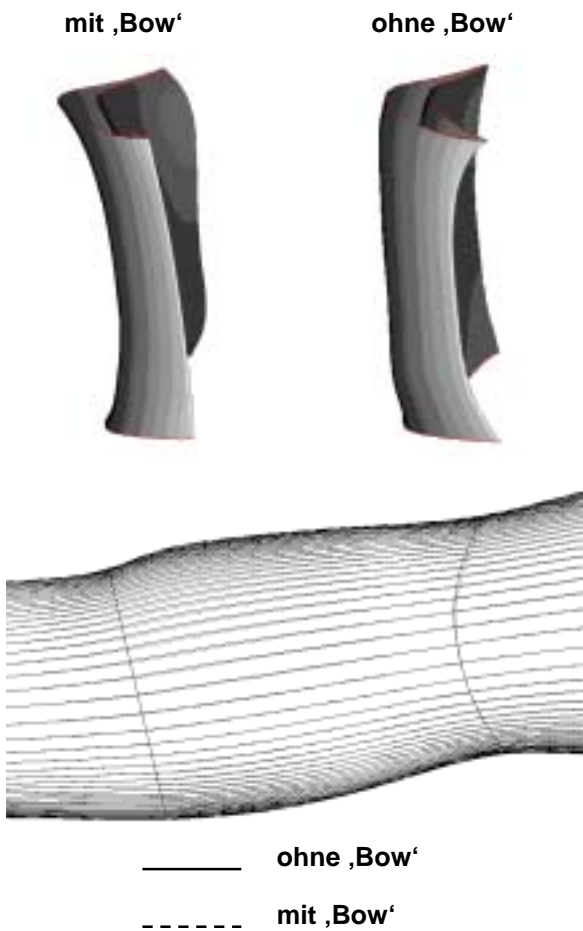
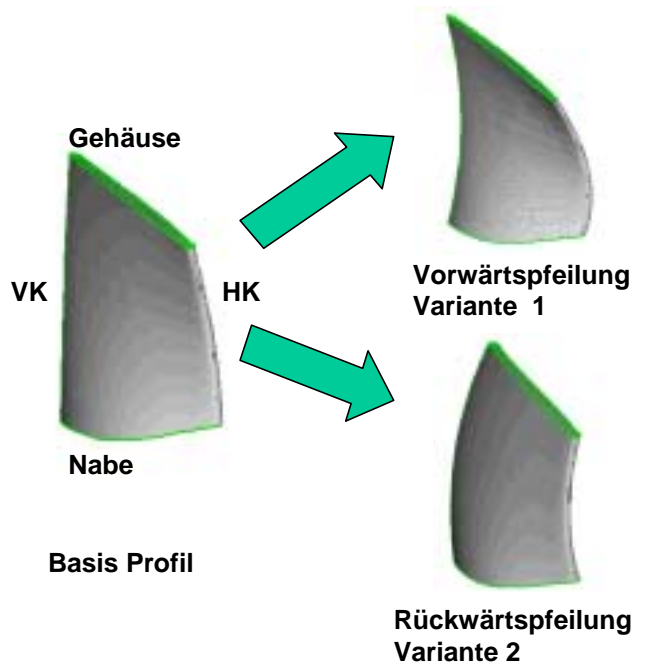


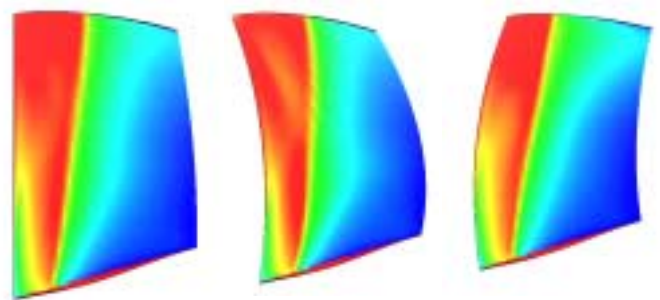
Bild 8: Ausführung und Wirkung einer 3D-gestalteten ,Bow'-Leitschaufel

Aus dem Stromlinienverlauf lässt sich die Wirkungsweise der ,Bow'-Gestaltung erkennen. Während im vorderen Bereich der Schaufel die Stromlinien im Naben- und Gehäusebereich nach innen gezogen werden - und damit auf eine Geschwindigkeitsverzögerung hindeuten -, werden sie im hinteren Bereich nach außen gedrängt und charakterisieren eine Beschleunigung. Insgesamt ergibt sich dadurch für den Gehäuse- und Nabenbereich eine geringere Strömungsverzögerung und damit eine spürbare aerodynamische Entlastung der besonders kritischen Schaufelbereiche.

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung des Stabilitätsverhaltens einer Verdichterstufe bietet die Pfeilung (,Sweep') der Rotorschauflern im Tipbereich. Auch in diesem Fall stellt die 3D-Strömungsberechnung ein unverzichtbares Auslegungswerkzeug für die optimale Gestaltung der Schaufel dar. Bild 9 zeigt eine Rotorschaufler, an welcher der Einfluss der Pfeilung systematisch untersucht wurde. Um zu einem tieferen Verständnis der physikalischen Phänomene zu kommen, wurden dabei eine Vorwärts- und eine Rückwärtspfeilung analysiert.



Mach-Zahl Verteilung Saugseite



Basis Variante 1 Variante 2

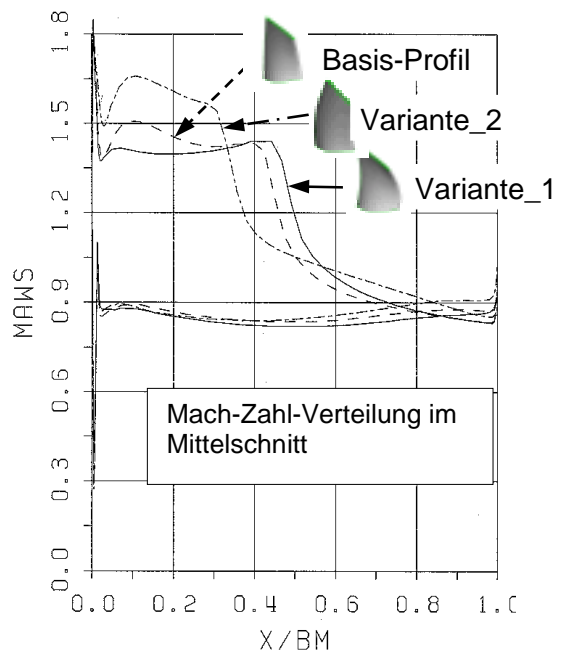


Bild 9: Ausführung und Wirkung einer gepfeilten (,Sweep'-) Rotorschaufler

Durch die Pfeilung der Schaufelspitze wird die Lage der Stoßfront auf der Schaufelsaugseite beeinflusst. Im Vergleich zur ungepfeilten Kontur wandert im Fall der Vorwärtspfeilung die Stoßfront relativ zur Profillänge betrachtet weiter stromab, während sie bei Rückwärtspfeilung weiter stromauf zu liegen kommt. Die Machzahl-Verteilung im Mittelschnitt zeigt darüber hinaus für die vorwärtspfeilte Vorderkante eine geringere Vorstoß-Mach-Zahl. Beide Phänomene zusammen führen zu einer verlustärmeren Verzögerung und damit zu einem besseren Wirkungsgrad sowie zu einer größeren Androsselfähigkeit und damit zu einem breiteren Stabilitätsbereich des Rotors mit Vorwärtspfeilung.

## 3.2 Mechanische Gestaltung

### 3.2.1 Anbindung Schaufel-Scheibe

Die Tendenz in der Verdichterentwicklung zu schnelllaufenden, transsonischen Stufen mit Blattspitzenumfangsgeschwindigkeiten bis zu 500 m/s und mit - im Vergleich zu früheren Auslegungen - einer reduzierten Anzahl von breiteren Schaufelblättern mit einem Streckungsverhältnis um 1 (,Wide-Chord Design') hat bei konventionell ausgeführten Schaufel-Scheiben-Systemen, d.h. gesteckte Schaufeln mit Schwalbenschwanzfuß, zu stetig wachsenden, mechanischen Auslastungsniveaus in den Schaufelfuß-Scheibenhöcker-Verbindungen geführt.

Gleichzeitig werden heute für moderne Ziviltriebwerke von den Verdichterschaufeln Einsatzzeiten von über 12 000 Betriebsstunden verlangt. Dies entspricht bei typischen innereuropäischen Flugmissionen ( 500 naut. Meilen, 90 Min. Flugzeit) mit einer Auslastung von 6 und mehr Flügen pro Tag einer Einsatzzeit von über 4 Jahren. Darüber hinaus gehen für neue Ziviltriebwerke die Zuverlässigkeitsanforderungen in Richtung von weniger als einem ,Engine In Flight Shutdown' pro 10 Millionen Flugstunden im Durchschnitt der Flotte.

Für Verdichterschaufeln aus Titan sind diese Anforderungen ohne aufwendige Verschleißschutz- und Gleitmittelbeschichtungen auf den mit extrem hohen Flächenpressungen beaufschlagten Kontaktflächen des Schaufelfußes zum Scheibenhöcker nicht mehr erfüllbar. Darüber hinaus müssen die Bereiche Plattform-Hals-Fuß der Schaufeln sowie die Konturen der Scheibenhöcker mit Hilfe rechenzeitintensiver, analytischer Verfahren bis ins letzte kleine Detail optimal gestaltet werden, um die aus der Fliehkraftbelastung resultierenden lokalen statischen Spannungen auf einem abgesicherten Niveau zu halten.

MTU setzt zu diesem Zweck u.a. seit etwa 4 Jahren das kommerzielle Finite-Element-System ABAQUS für nichtlineare, reibungsbehaftete Kontaktpressungsanalysen in der Fußauslegung ein. Bild 10 zeigt exemplarisch das Modell einer Schaufel mit Scheibensegment und die berechneten qualitativen Spannungsverteilungen unter Fliehkraftbelastung. Neben den besonders kritischen Flächenpressungen in den Kontaktflächen sind dabei - schaufelseitig - die unter Umständen lebensdauerbestimmenden Zugspannungen im Übergang von der Plattformunterseite zum Hals und im Übergang vom Hals zur Tragflanke des Schaufelfußes sowie - scheinseitig - die Spannungskonzentrationen am Scheibenhöcker im Übergang zum Scheibenkörper und im Nutgrund von besonderem Interesse.

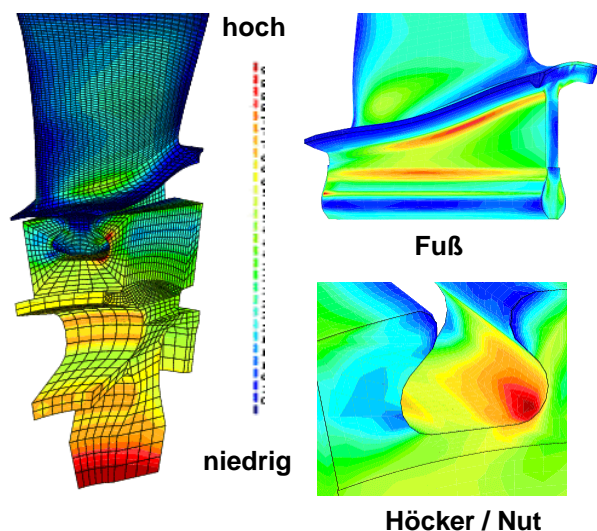


Bild 10: FE-Modell und Fliehkraftspannungen eines Schaufel-Scheibe-Segments

Zur Verbesserung der beobachteten Tragbilder im Kontaktbereich – mit dem Ziel, die Empfindlichkeit gegenüber Fertigungstoleranzen zu verringern – werden bei MTU in den aktuellen Verdichterentwicklungen ,ballig' geschliffene Fußkonturen (Tragflanken) erprobt. Bild 11 zeigt dazu die für verschiedene Kontaktpaarungen berechneten normierten Flächenpressungsverläufe (Strecke A-B) an den Fußkanten. Im oberen Teil des Bildes sind die zugehörigen Kontaktgeometrien schematisch in der Projektion Fuß – Scheibentragflanke normal zur Räumrichtung dargestellt.

Der im Triebwerksbau bisher als Sollgeometrie angestrebte Standardzustand ist der links dargestellte, als koplanar bezeichnete Fall ideal paralleler, ebener Kontaktflächen. Der zugehörige Flä-

chenpressungsverlauf zeigt Spitzen an den Kontaktändern A und B, deren Intensität im wesentlichen vom Reibungsbeiwert gesteuert wird.

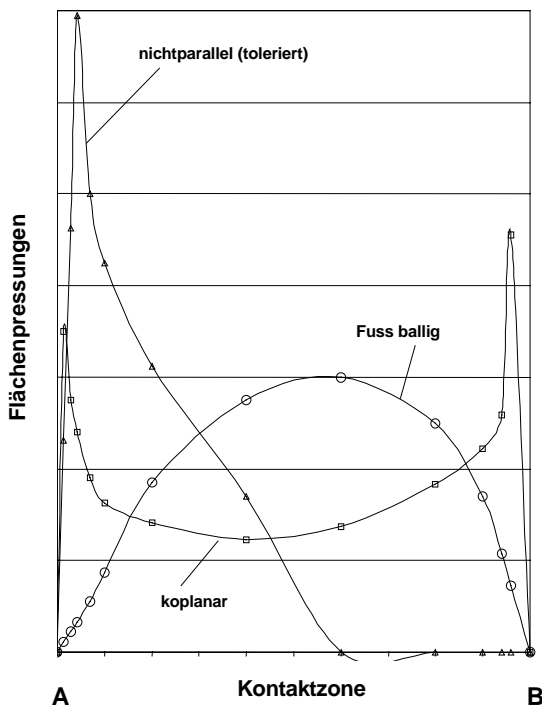
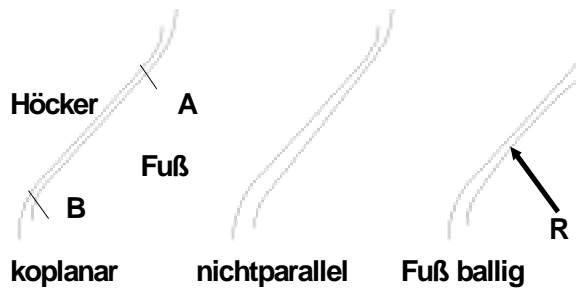


Bild 11: Flächenpressungsverläufe in der Kontaktfläche Fuß-Höcker

Der in der Mitte gezeigte Fall ist das in der Praxis häufig in mehr oder weniger ausgeprägter Form auftretende Derivat dieses Sollzustands: ebene aber nicht exakt parallele Kontaktflächen innerhalb der definierten Fertigungstoleranzen. Im Extremfall führt dies dazu, dass lediglich nur die halbe vorgesehene Kontaktfläche ‚trägt‘ mit entsprechend hohen Kontaktpressungen am Rand A bzw. im anderen Extremfall bei B. Diese Geometrien sind besonders gefährdet in Hinblick auf direkt unter der Verschleißschicht auftretende Low-Cycle-Fatigue-Risse und auf erhöhte Schutzschichtabtragungsraten.

Die rechts dargestellte Konfiguration mit ‚balligem‘ Fuß zeigt sich demgegenüber ausgesprochen ro-

bust gegenüber tolerierten, fertigungsbedingten Abweichungen von der Nominalgeometrie. Bei Variation des Nockenflankenwinkels wandert der tangentielle Berührungspunkt (Maximum des Druckberges) entweder in Richtung A oder B, der parabolische Pressungsverlauf bleibt aber im wesentlichen unverändert erhalten.

### 3.2.2 Frequenzabstimmung

Ähnlich wie bei der statischen Dimensionierung der Schaufeln erschwert die zunehmende Leistungsdichte moderner Verdichter auch die Frequenzabstimmung der Beschauflung im iterativen Auslegungsprozess zwischen Aerodynamik und Festigkeit. Auslegungsziel der Festigkeit ist es dabei, den Betriebsbereich des Verdichters von kritischen Resonanzen zwischen Eigenschwingungsmoden der Schaufeln und drehzahlharmonischen Anregungen freizuhalten. Beispiele für potentielle Anregungen sind Unwuchten, ‚Misalignment‘, Gehäuseovalisierungen sowie strömungsmechanische Effekte wie Nachlaufdübeln, akustische Wellen und lokale Strömungsablösungen.

Die ständig steigenden Stufendruckverhältnisse in Verbindung mit dem konstruktiven Bemühen nach möglichst kleinen Schaufelgitteraxialabständen erfordern die Berücksichtigung einer immer größer werdenden Anzahl von potentiellen, harmonischen Anregungsordnungen. Ein typisches Beispiel sind Nachlaufdübeln, die in früheren Auslegungen lediglich im unmittelbar stromab folgenden Gitter zu relevanten Schwingungsanregungen führten, während sie heute selbst noch zwei Stufen stromabwärts eine zur Verursachung von Schwingungsrisen genügend starke Intensität aufweisen können.

Der Trend zu ‚Wide-Chord‘-Schaufeln mit kleinen Streckungsverhältnissen hat gleichzeitig zu einer höheren modalen Dichte mit einer steigenden Anzahl abzustimmender Schwingungsformen geführt. Plattenschwingungsformen (‚Chordwise‘ Moden), beispielsweise, sind bei schlanken, langen Beschauflungen mit großem Streckungsverhältnis extrem hochfrequent und liegen daher oberhalb aller relevanten Anregungsfrequenzen. Bei ‚Wide-Chord‘-Schaufeln sind sie in der Regel sehr viel niederfrequenter und ihre Abstimmung stellt in Verbindung mit anderen Schwingungsformen oftmals eines der Hauptprobleme in der Schaufelauslegung dar.

Nicht zuletzt führt die hohe aerodynamische Belastung heutiger Verdichtergitter schließlich zu einer stärkeren Anfälligkeit für lokale Strömungsablösungen in ‚Offdesign‘-Betriebspunkten. Dies bedeutet potentielle, überproportional starke Schwingungsanregungen in bislang eher unkritischen Teillastgebieten. Die Ablösungen lassen

sich meist nur durch zusätzliche Verstellstatoren verhindern mit ungünstigen Auswirkungen auf Herstellungskosten, Gewicht und Zuverlässigkeit.

Für die Verschiebung der Resonanzstellen im Rahmen der Frequenzabstimmung hat sich mittlerweile die numerische Optimierung der Profilgeometrieparameter - wie z.B. Sehnenlängen, Dickenverteilungen - mit Hilfe von Sensitivitätsanalysen zu einem wichtigen, ergänzenden Standardwerkzeug entwickelt. Der Anwendungsschwerpunkt liegt dabei im Bereich der rechnergestützten, geometrischen Feinabstimmung für besonders schwierige Konfigurationen. Diese sind beispielsweise dann gegeben, wenn Frequenzen verwandter Schwingungsmoden ursprünglich eng beieinander liegen und in der angestrebten Lösung auseinander geschoben werden sollen.

Die in Abschnitt 3.1 dargestellte 3-dimensionale Optimierung der Schaufelgeometrie bietet nicht nur für die aerodynamische Auslegung große Vorteile, sondern eröffnet auch für die Frequenzabstimmung weitere, wirkungsvolle Gestaltungsfreiheitsgrade. Als Beispiel zeigt Bild 12 das Frequenzdiagramm eines neuausgelegten Hochdruckverdichterstators.

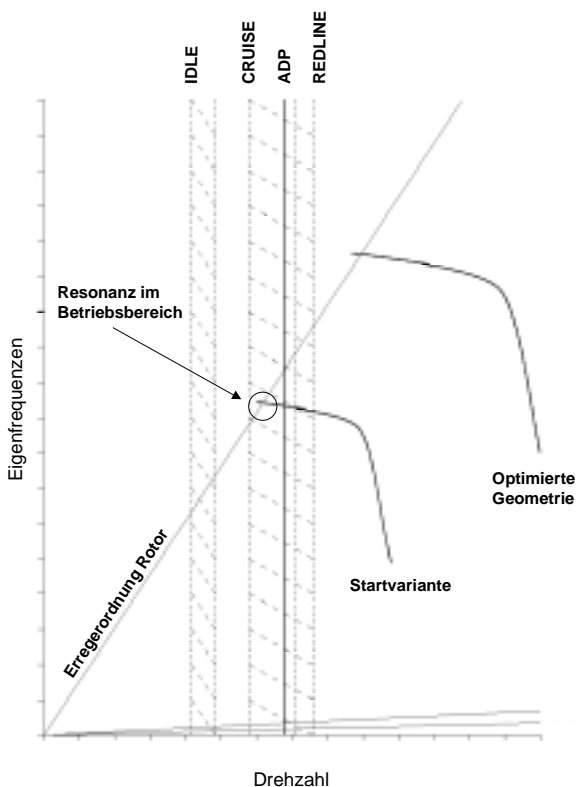


Bild 12: Frequenzdiagramm für Ausgangs- und Endvariante des Stators

Zu Beginn der Profilauslegung wurde für die zunächst „konventionell“ profilierte Ausgangsvariante der Leitschaukel eine unzulässige Resonanz des Grundmodes (Eintrittskantenbiegeschwingung) mit den Nachlaufdellen des stromauf liegenden Rotors im Hauptbetriebsbereich des Triebwerks (‘Cruise’ – ‘Aerodynamic Design Point’) vorausgerechnet. Um diese Resonanz mit den notwendigen Reserven aus dem Betriebsbereich herauszuschieben, wurden verschiedene Möglichkeiten zur Frequenzanhebung untersucht.

Als mit Abstand effektivstes Mittel erwies sich dabei ein zur mittleren Stromlinie hin zunehmender Sehnenrückschnitt der Vorderkante in Verbindung mit Sehnenverlängerungen im Naben- und Gehäusebereich, Bild 13. Diese Maßnahme reduziert die träge Masse unmittelbar am Schwingungsbauch und erhöht die Steifigkeiten an den Schwingungsknoten, womit die ungewöhnlich große Frequenzanhebung von über 30% (Bild 12) mit der in Bild 13 dargestellten, moderaten Sehnenveränderung erzielt wurde.

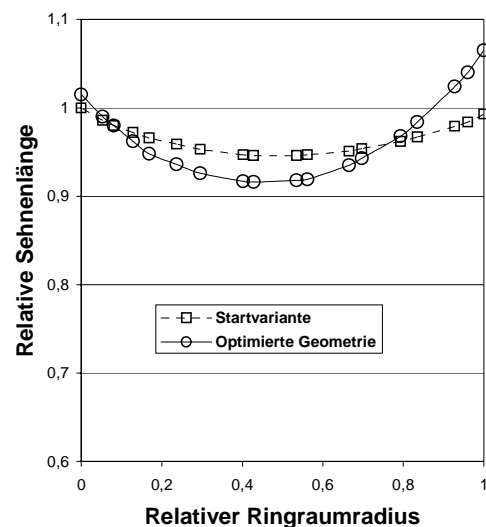
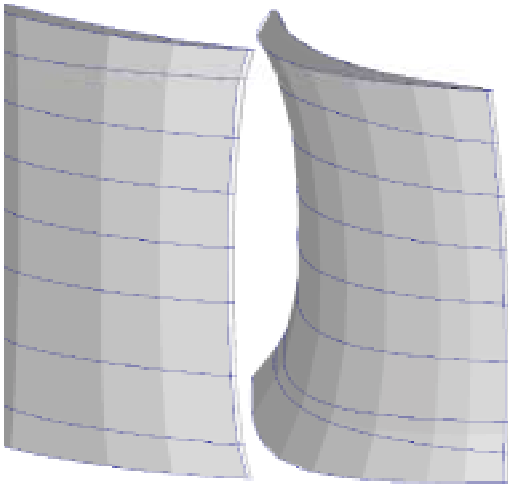


Bild 13: Sehnenlängenverlauf der Statorvarianten

Der für die Aerodynamik eher ungünstige Verlauf der Sehnenlänge konnte teilweise wieder über eine ‚Bow‘-Geometrie kompensiert werden. Diese weist allerdings wiederum einige Nachteile für die statische Spannungsverteilung auf. Schließlich stellt die in Bild 14 dargestellte Statorgeometrie eine sowohl für die Aerodynamik als auch für die Mechanik akzeptable Kompromisslösung dar und charakterisiert damit gleichzeitig den typischen, interdisziplinären Auslegungsprozess aktueller Schaufeldesigns.



**Ausgangsschaufel      Optimierte Schaufel**

Bild 14: Axialansicht der ursprünglichen und optimierten Schaufelgeometrie

Für die Vorhersage der Resonanzamplituden unter Voraussetzung nominaler Verhältnisse - bezüglich Geometrie, Materialeigenschaften, Betriebsbedingungen - haben sich mittlerweile analytische Verfahren, die auf einer Kombination strukturdynamischer Finite-Element-Codes mit instationären, aerodynamischen Rechenverfahren beruhen, als wichtiges Hilfsmittel in der Auslegung der Beschauflung etabliert. Dies gilt besonders in den Fällen, in denen eine geringe Sensitivität in Bezug auf Abweichungen vom Nominalzustand – dies sind z. B. ungleichmäßige Frequenzschwankungen durch toleranzbedingte Variationen der Schaufelgeometrie, durch Schwankungen in den Materialeigenschaften oder durch Reparaturmaßnahmen - auftritt.

Ein weiterer Schwerpunkt der analytischen Methodenentwicklung beinhaltet den Einsatz statistischer Verfahren für stochastisch sensitive Resonanzen – wie z.B. tuning / mistuning Effekte in schwach gedämpften Systemen – um zuverlässige Aussagen zu den Ober- und Untergrenzen der Schwingungsamplituden machen zu können. Dies ist insofern von Interesse, da erfahrungsgemäß ein nahe am Nominalzustand laufendes ‚typisches‘ Versuchstriebwerk nicht unbedingt einen repräsentativen Überblick über die später in der Flotte zu erwartenden Grenzamplituden gibt.

#### 4. Beispiele fortschrittlicher Verdichtergestaltung

Eine weitgehende Entschärfung des Kontaktproblems an der Schaufel-Scheibe Anbindung lässt sich mit Hilfe fortschrittlicher, integraler Bauweisen wie BLISK (Blade Integrated Disk) oder BLING (Blade Integrated Ring) erreichen. Durch den Wegfall der Schaufelfußmasse lassen sich erhebliche Gewichtseinsparungen für die Schaufel erzielen. Diese führen wiederum zu einer Reduzierung der Randlasten für die Scheiben und zu einer Verringerung des Spannungsniveaus im Übergangsbereich Schaufel-Scheibe. Darüber hinaus werden bei diesen integralen Bauweisen die lebensdauerkritischen und analytisch nur schwer erfassbaren Reibungsschubspannungen an den Kontaktoberflächen zwischen Schaufel und Scheibe von vornherein vermieden.

Die BLISK-Bauweise mit den zugehörigen Herstellungs- und Reparaturverfahren wurde bei MTU im Rahmen der Entwicklung des EJ200 Niederdruckverdichters bis zur Serienreife vorangetrieben. Neben einer deutlichen Gewichtseinsparung von etwa 20 % führte diese Bauweise zu einer deutlichen Steigerung der Schaufellebensdauer und damit zu einer Reduzierung der Wartungskosten. Die guten Erfahrungen, die mit dieser Technologie gemacht wurden, ermöglichen auch deren zukünftige Anwendung in militärischen und zivilen Hochdruckverdichtern, Bild 15.

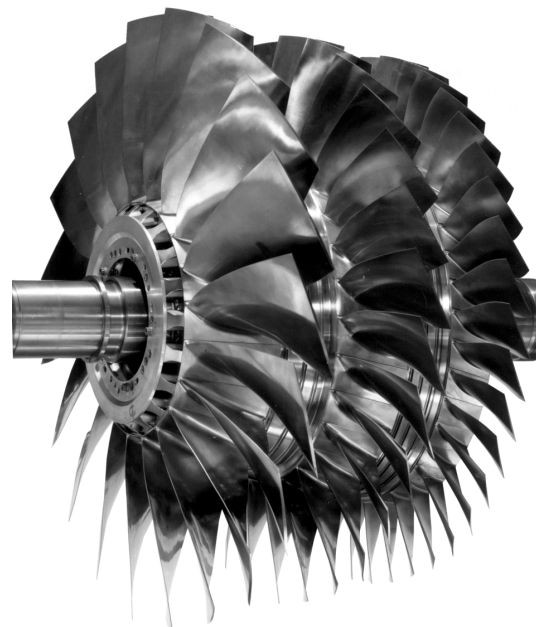


Bild 15: All-BLISK-Rotor des 3-stufigen EJ200 NDVs

Ein weiteres Potential zur Gewichtseinsparung bietet der Einsatz von faserverstärktem Titan (MMC, Metal-Matrix-Composites). Bei diesem Faserwerkstoff wird das Grundmaterial Titan durch Siliziumkarbidfasern verstärkt und lässt sich - aufgebaut aus einzelnen, durch hydrostatisches Pressen miteinander verbundenen, einfachen Ringstrukturen - zur Herstellung einer BLING einsetzen. Im Rahmen einer Technologieaufgabe arbeitet MTU seit einiger Zeit an der Auslegung, Herstellung und Erprobung von MMC-BLINGs. Bild 16 zeigt das Modell einer MMC-BLING, bei dem die Randlast durch Beschauelung mitsimuliert wird. Mittelfristiges Ziel ist - nach Durchführung systematischer Schleudertestreihen - diese anspruchsvolle Technologie versuchsweise in mechanisch hochbelastete Nieder- und Hochdruckverdichter einzusetzen.



Bild 16: Modell einer MMC-BLING mit Randlast-Simulation

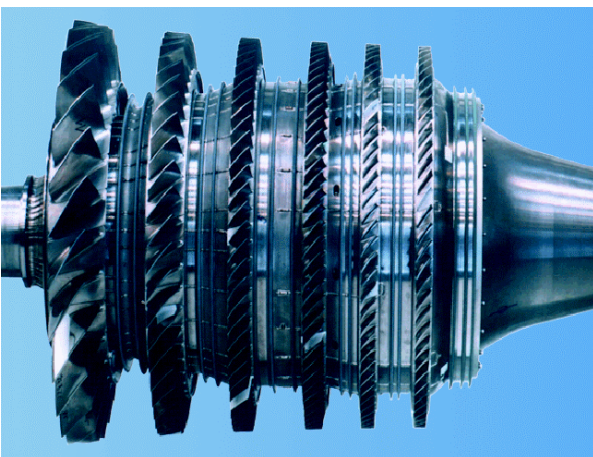


Bild 17: Rotor eines 6-stufigen HDVs für zivile Triebwerke

In jüngerer Vergangenheit gelang es MTU, ihre langjährige Erfahrung in der Entwicklung militärischer Triebwerksverdichter auf den zivilen Bereich zu übertragen. Unterstützt durch ein von der Bundesregierung gefördertes Technologie-Programm wurde ein aerodynamisch und mechanisch hochbelasteter Hochdruckverdichter für zivile Anwendungen entwickelt. Der Hochdruckverdichter liefert in 6 Stufen ein Druckverhältnis um 11 und wurde mit den in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Auslegungs- und Analyseverfahren aerodynamisch und mechanisch optimiert. Er weist eine Vielzahl der dort dargestellten Gestaltungsmerkmale auf. Bild 17 zeigt den montierten Rotor des derzeit vor der Erprobung stehenden Hochdruckverdichters.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Die Realisierung der hohen Anforderungen an heutige Triebwerksverdichter in Hinblick auf Leistungsverhalten, Lebensdauer sowie Herstellungs- und Wartungskosten bedingt neben der Verfügbarkeit und Anwendung fortschrittlicher Technologien die systematische Nutzenanwendung zuverlässiger, aeromechanischer Auslegungs- und Analyseverfahren.

Um den auch in Zukunft wachsenden Anforderungen mit noch leistungsfähigeren, analytischen Werkzeugen begegnen zu können, sind ständige Erweiterungen und Verbesserungen unabdingbar. Einige Beispiele für den kurz- und mittelfristigen Zeitrahmen sind:

- ◆ Ständige Überprüfung und Validierung der Auslegungswerkzeuge mit Hilfe detaillierter Messungen an aktuellen Verdichtern
- ◆ Direkte Simulation bedeutender geometrischer Details wie z.B. ‚Cavities‘, Leckagen, ‚Casing-Treatments‘
- ◆ Einführung instationärer Verfahren zur Quantifizierung instationärer Strömungseffekte
- ◆ Einsatz statistischer Verfahren für stochastisch sensitive Resonanzen zur zuverlässigen Vorhersage oberer und unterer Schwingungsamplituden

Die Verfügbarkeit leistungsfähiger und zuverlässiger Auslegungs- und Analyseverfahren – eingesetzt, gepflegt und weiterentwickelt von erfahrenen, kompetenten und engagierten Entwicklungsingenieuren – wird entscheidend zur zukünftigen Rolle der MTU als unverzichtbarer Partner des Verdichterbaus im Rahmen internationaler Triebwerksprogramme beitragen.