

# ZUM SCHWINGUNGSVERHALTEN INTEGRALER HOCHDRUCK-VERDICHTERLAUFRÄDER

A. Kühhorn, B. Beirow, U. Strehlau

BTU Cottbus, Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen  
Siemens-Halske-Ring 14, 03046 Cottbus

## Zusammenfassung

Am Beispiel eines Triebwerksverdichterdemonstrators wird ein Beitrag zum verbesserten Verständnis des komplexen Schwingungsverhaltens hierin verbauter integraler Laufräder geleistet. Hinsichtlich des für eine Bewertung der Schwingungsantwort so wichtigen Mistuningeinflusses wird ein auf Anschlagversuchen basierendes Identifikationsverfahren bereit gestellt, welches die Quantifizierung von Mistuning auch bei stark gekoppelten Blisks gestattet. Hiermit gelingt es, sowohl ein Finite Elemente Modell als auch ein diskretes MKS-Modell an die tatsächlichen Gegebenheiten einer verstimmten Blisk anzupassen. Die Validierung des FE-Modells erfolgt auf der Basis einer Simulation so genannter Wanderwellen, welche zuvor messtechnisch mit Hilfe einer phasengesteuerten elektrodynamischen Anregung und Laserscannings an der ruhenden Blisk ermittelt werden konnten. Die Erweiterung des diskreten Modells um zusätzliche, mit Hilfe von FSI-Berechnungen quantifizierte Elemente zielt darauf ab, eine Berücksichtigung von mitschwingenden Luftmassen, strömungsinduzierten Abstützeffekten zwischen benachbarten Schaufeln und aerodynamischer Dämpfung zu erreichen. Auf diese Weise gelingt es schließlich, einen stark beruhigenden Einfluss der Umströmung auf die erzwungene Schwingungsantwort nachzuweisen.

## 1. EINLEITUNG

Mit der Forderung nach immer umweltfreundlicheren, leistungsfähigeren und hinsichtlich ihres Treibstoffverbrauchs optimierten Flugtriebwerken konnte die so genannte Integralbauweise von Verdichterlaufrädern in den vergangenen Jahren einen immer größeren Stellenwert erlangen. Da aufwendige und gewichtsintensive Schaufelfußkonstruktionen auf Grund der Integralbauweise entfallen, können gegenüber der konventionellen Bauweise höhere Rotationsgeschwindigkeiten und damit ein verbessertes Druckverhältnis erzielt werden [1]. Allerdings weist diese so genannte Blisk (**B**lade **I**ntegrated **D**isk) – Bauweise hinsichtlich ihres strukturdynamischen Verhaltens eine Reihe von Besonderheiten auf, die unter anderem auch durch die fertigungsbedingte Störung der Rotationssymmetrie (Mistuning) hervorgerufen werden [2]. Hierdurch können je nach Ausprägung der modeabhängigen Scheibe-Schaufel-Kopplungen stark lokalisierte und ggf. lebensdauerkritische Betriebsschwingungsformen entstehen, deren Auftreten durch die extrem geringe mechanische Dämpfung von Blisks begünstigt werden. In der mittlerweile mehr als 40 Jahre andauernden Forschungstätigkeit auf dem Gebiet von Schwingungen beschaffelter Scheiben konnten hierbei Verschiebungsschwingungsamplitudenüberhöhungen gegenüber der idealen, unverstimmten Struktur zwischen 20 und 402 % nachgewiesen werden [3-10]. Gleichzeitig sieht man sich mit einem erhöhten Spannungsniveau konfrontiert [3]. Aus diesem Grund fällt der Präsenz aerodynamischer Dämpfung eine besondere Bedeutung zu.

Angesichts des außergewöhnlich komplexen Schwingungsverhaltens von Blisks sollen die nachfolgenden, auf umfangreichen experimentellen und numerischen Untersuchungen basierenden Ausführungen einen Beitrag zum Gesamtverständnis der Bliskschwingungsproblematik bereitstellen. Neben gezielten Schaufeleigenfrequenz- und Dämpfungsmessungen (Mistuningidentifikation) nach

einem patentierten Verfahren steht die Visualisierung so genannter Wanderwellen im Vordergrund experimenteller Betrachtungen. Auf der Grundlage von Messergebnissen werden Methoden für den Abgleich numerischer Modelle (FEM und MKS) bereitgestellt, welche letztlich die Simulation erzwungener Schwingungsantworten gestatten. Während die FEM-Modellierung auf die Berechnung möglichst exakter Ergebnisse ausgerichtet ist, zielt das MKS-Modell darauf auf ab, bestimmte Einflussgrößen qualitativ zu beleuchten. So sollen z. B. Umströmungseinflüsse mittels schaufelindividuell anpassbarer aerodynamischer Parameter Berücksichtigung finden. Neben aerodynamischer Dämpfung sind dies mitschwingende Luftmassen und strömungsinduzierte Versteifungseffekte zwischen benachbarten Schaufeln. Die Anpassung der Parameter basiert auf Ergebnissen einer voll gekoppelten Fluid-Struktur-Interaktions-Berechnung von Schaufelkaskaden. Sämtliche Untersuchungen erfolgen am Beispiel von realen Verdichterstufen (BILD 1).

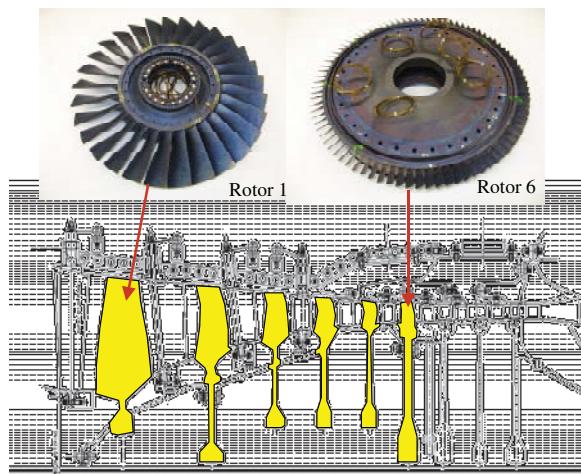


BILD 1. E3E-I-Hochdruckverdichter [11]

## 2. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

### 2.1. Mistuningidentifikation

Mit der messtechnischen Identifikation des Mistuningphänomens, welches stark lokalisierte Schwingungsformen (BILD 2) mit einem erhöhten Verzerrungsniveau nach sich ziehen kann, soll die Basis für einen möglichst realitätsnahen Abgleich von Berechnungsmodellen geschaffen werden. Die in der Fachliteratur vorgestellten Verfahren basieren auf der messtechnischen Ermittlung von Eigenfrequenzen und -formen an der gesamten Blisk [12-15] oder nutzen eine Vollverspannung der Blisk zur gezielten Schaufeleigenfrequenzmessung [16]. Die Validierung der genannten Verfahren erfolgte jedoch an idealisierten Versuchsblisks oder Blisks einer vergleichsweise geringen Anzahl von maximal 24 Schaufeln. Integralräder einer 3-4 mal höheren Schaufelanzahl sind jedoch in modernen Triebwerkshochdruckverdichtern keine Seltenheit, was im Bereich interessanter Schaufelmoden erfahrungsgemäß zu einer sehr hohen Modenanzahl in einem extrem schmalen Frequenzband führen kann. Deshalb gestaltet sich in diesen Fällen die Durchführung der Messung als sehr aufwendig. Auch die Vollverspannung einer realen Blisk ist angesichts der geometrischen Gegebenheiten in der Regel nicht möglich. Gleichzeitig sieht man sich jedoch mit der Forderung der Triebwerkshersteller konfrontiert, möglichst zeiteffizient und gegebenenfalls auch an der verbauten Blisk zu messen.

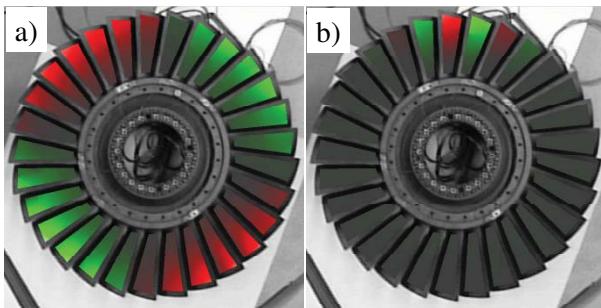


BILD 2. Laserscan einer regelmäßigen (a) und einer stark lokalisierten (b) Schwingungsform (Rotor 1, E3E-I)

Eine Methodik zur Mistuningidentifikation, welche diesen Forderungen gerecht wird und so genannte „Blade by Blade“-Untersuchungen an der in der Regel frei gelagerten Blisk nutzt, sei nachfolgend vorgestellt. Hierbei werden die Schaufeln sukzessive durch einen Miniaturhammerimpuls erregt und simultan die Schwinggeschwindigkeitsantwort derselben Schaufel auf der Basis von Laser-Doppler-Vibrometrie erfasst (BILD 3), so dass für jede Schaufel jeweils eine Übertragungsfunktion pro Schaufelmode ermittelt wird. Sämtliche aktuell nicht gemessenen Schaufeln werden hierbei mit mindestens einer Zusatzmasse belegt [17], deren Befestigung mit Hilfe von Bienenwachs erfolgen kann. Ohne die Applizierung der Zusatzmassen besteht bei stark ausgeprägten Kopplungen zwischen Scheiben- und Schaufelbewegung [18] die Gefahr, dass im interessierenden Frequenzband eine Reihe von Amplitudenpeaks in den Übertragungsfunktionen auftreten (BILD 4) und eine eindeutige Identifizierung schaufeldominierter Frequenzen unmöglich machen. Mit den Zusatzmassen wird deshalb angestrebt, die infolge Mistunings ohnehin schon gestörte zyklische Rotationsymmetrie vollkommen zu zerstören und störende Peaks

aus dem interessierenden Frequenzband zu schieben. Aus den entstehenden isolierten Peaks lässt sich im Anschluss die für die Ableitung von Verteilungen schaufel dominierter Frequenzen (BILD 5) notwendige Frequenzinformation problemlos ablesen.

Im Falle einer schwach ausgeprägten Scheibe - Schaufelkopplung, wie sie bzgl. der ersten drei Schaufelmoden des E3E-I-Rotors 6 (BILD 1) vorliegt, kann auf die Verwendung von Zusatzmassen verzichtet werden [19]. Unabhängig von der Zusatzmassenapplizierung sei an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, dass es sich hierbei auf Grund nach wie vor noch vorhandenen Kopplungen noch nicht um die so genannte „Blade-Alone-Frequenzverteilung“ handelt. Diese wird erst im Nachgang im Rahmen einer inversen Vorgehensweise im Zuge des Berechnungsmodellabgleichs gewonnen.

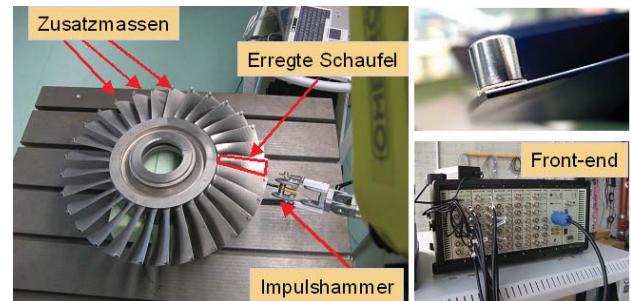


BILD 3. Versuchsaufbau zur Mistuningidentifikation

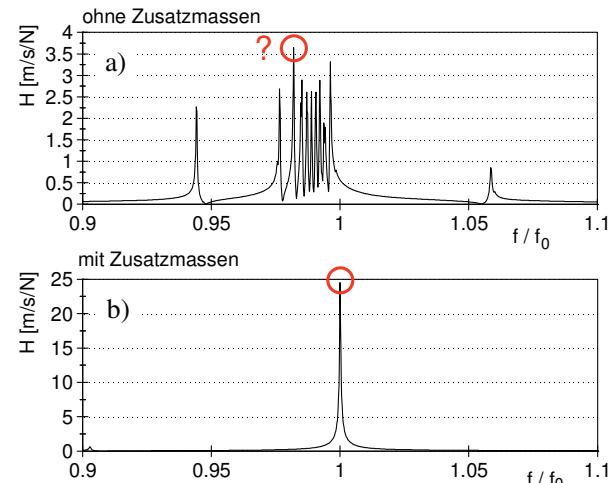


BILD 4. Übertragungsfunktionen mit (a) bzw. ohne (b) Applizierung von Zusatzmassen (Messung „Blade by Blade“)

Die in BILD 5 dargestellte und auf ihren Mittelwert bezogene Verteilung schaufeldominierter Frequenzen des ersten Schaufelbiegemodes dokumentiert ein maximales Schaufelmistuning von über 0,4 %. Im vorliegenden Fall wird die Verteilung neben fertigungsbedingten Imperfektionen auch durch die Instrumentierung mit Dehnungsmessstreifen (DMS) zur Überwachung von Triebwerkstestläufen geprägt. Insbesondere die Applizierung der Hochtemperatur-DMS auf den Schaufeln 3, 9 und 12 verdeutlicht mit den hier auftretenden lokalen Frequenzmaxima den Instrumentierungseinfluss. Als maßgeblicher Auslöser dieses DMS-induzierten Mistunings ist der Steifigkeitszuwachs infolge der DMS-Einbettung in keramischen Zement [11] zu betrachten. Bei Verwendung kon-

ventioneller Folien-DMS (Schaufeln 18, 26 und 29) besteht diese Problematik zwar nicht, ihr Einsatz auf weiter stromabwärts platzierte Rotoren scheidet mangels Temperaturbeständigkeit jedoch aus.

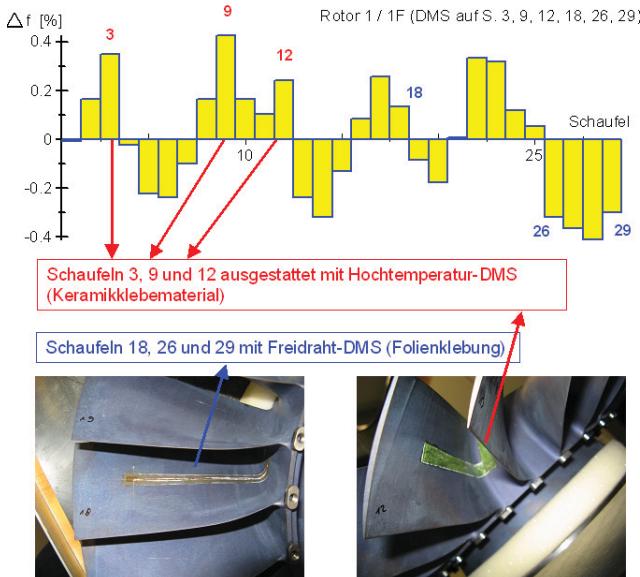


BILD 5. Verteilung schaufeldominierter Frequenzen (E3E-I, Rotor 1 DMS-instrumentiert)

Hinsichtlich eines sicheren Betriebes integraler Laufräder im Hinblick auf Ermüdungsfragen stellt sich die Frage, inwieweit die Verstimmung erzwungene Schwingungsantworten negativ beeinflusst. Neben den Größtwerten der Schwingungsantwort sind hierbei angesichts der möglichen Fehlinterpretation von DMS-Signalen infolge der DMS-Schaufel-Wechselwirkung insbesondere die DMS-instrumentierten Schaufeln von Interesse. Da die DMS-Instrumentierung nachweislich das Auftreten lokalisierter Schwingungsformen begünstigt [20], liegt es nahe, deren Einfluss im Rahmen von Modellableichen zu berücksichtigen.

## 2.2. Erregung von Wanderwellen

Die messtechnische Erregung von Wanderwellen soll zumindest in Bezug auf die Erregung erzwungener Schwingungen entsprechend höherer drehzahlharmonischer Anteile, ausgelöst beispielsweise durch Druckfluktuationen hinter Statorschaufeln, die Verhältnisse bei Betrieb des Triebwerks nachstellen. Versuchsgegenstand sei wiederum die Frontstufe E3E-R1, welche ruhend gelagert und im Bereich so genannter Doppelmoden erregt wird.

Zur Erregung werden vier elektrodynamische Schwingerreger verwendet. Diese werden um den Umfang der Blisk so verteilt, dass die, von der initialen Verstimmungsverteilung abhängige, Sinus- und Kosinusform möglichst gleichartig erregt werden. Dabei ist ein genauer Zeitversatz zwischen den harmonischen Erregersignalen unverzichtbar, um drehende Schwingformen in der ruhenden Blisk zu erregen. So wird die im Triebwerk örtlich konstante (raumfestes Bezugssystem) Anregung einer rotierenden Blisk mittels einer „rotierenden“ Anregung einer ruhenden Blisk imitiert.

Die Schwingerreger werden über geklebte Koppelstellen am Scheibensegment mit der Blisk verbunden (BILD 7). Eine denkbare Ankopplung an der Schaufel würde zu einer zusätzlichen Verstimmung der Blisk führen und ist zudem nicht praktikabel.



BILD 6. Experimenteller Aufbau zur Messung von Umlaufwellen



BILD 7. Schwingerreger an E3E-1 Rotor 1

Die Antwortmessung erfolgt berührungslos mit einem Scanning Laser Vibrometer, wobei Schwinggeschwindigkeiten aufgenommen werden. Mit diesem ist es im getriggerten Betrieb möglich, drehende Schwingformen zu messen und zu visualisieren. Die Triggerfrequenz  $f_{trig}$  ist abhängig von der Erregerfrequenz  $f_{er}$  und der Erregerordnung

$$(1) \quad f_{trig} = \frac{f_{er}}{EO}.$$

Die BILDER 6 und 7 zeigen den Versuchsaufbau mit einem Scanning-Laser-Vibrometer des Typs PSV 400 sowie die Anordnung und Befestigung der Swingerreger an der Blisk.

### 3. MODELLIERUNG

Für die strukturelle Modellierung von Blisks fanden bislang prinzipiell drei wesentliche Ansätze Verwendung:

- 1) Finite Elemente Modelle (FEM),
- 2) reduzierte Modelle (ROM<sup>1</sup>) und
- 3) diskrete Modelle.

Die FEM-Modellierung repräsentiert zweifellos den Stand der Technik in Bezug auf quantitativ hochwertige Ergebnisse, ist jedoch für die Durchführung von Sensitivitätsanalysen angesichts einer Freiheitsgradanzahl von häufig mehr als einer Million [2] wenig geeignet. Zu diesem Zweck, aber auch motiviert durch weniger leistungsfähige Rechner in der Vergangenheit, konnten mit dem Einsatz von Reduktionsmethoden Reduktionsgrade von bis zu 2,5 % der ursprünglichen Freiheitsgradanzahl erreicht werden [21]. Sind in erster Linie qualitative Aussagen hinsichtlich erzwungener Schwingungen von Interesse, etwa zum Einfluss varierender Verstimmungsverteilungen, ist die Modellierung mittels diskreter Feder-Masse-Dämpfer-Modelle als die effektivste Variante zu betrachten. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein derartiges Modell in erster Linie zur Abschätzung des Umströmungseinflusses Verwendung finden. Darüber hinaus erfolgt eine Modellierung mittels finiter Elemente. Beide Modelle werden mit Hilfe der messtechnisch identifizierten Mistuninginformationen abgeglichen.

#### 3.1. Finite-Elemente-Modell

Das Vollmodell der Rotorstufe 1 des E3E/1 Versuchshochdruckverdichters von Rolls-Royce besteht aus rund 208.000 quadratischen Tetraederelementen (BILD 8), dies enthält ca. 1,2 Millionen Freiheitsgraden.

Für den Anpassungsprozess ausgehend vom unverstimmten Modell hin zum verstimmten Modell werden für jede Schaufel zwei Parameter iterativ angepasst. Die Parameter werden aus den für jede Schaufel gemessenen Übertragungsfunktionen gewonnen. Die jeweils ermittelte schaufeldominierte Eigenfrequenz wird zur schaufel-individuellen Anpassung des jeweiligen Elastizitätsmoduls, die maximale Amplitude wird zur Anpassung eines schaufelspezifischen massenproportionalen Dämpfungswertes verwendet. Diese iterative Anpassung wird so lange durchgeführt, bis die gemessene und berechnete Übertragungsfunktion die gleiche Resonanzüberhöhung an gleicher Stelle zeigen. Dieser Anpassungsprozess ist für den Schaufelmodus 1 (Grundbiegung) durchgeführt und kann prinzipiell für jeden Mode angewendet werden, für den eine eindeutige Verstimmungsverteilung gemessen werden kann.



BILD 8. FE-Vollmodell E3E-1 Rotor 1

Mit dem für den Schaufelmodus 1 abgestimmten Modell wird die Erregung der Umlaufwellen simuliert. Dabei stimmen die Erregerflächen der Simulation mit jenen des Experiments überein. Die normierten Schwinggeschwindigkeitsantworten aller 29 Schaufeln sind in BILD 9 dargestellt. Darin ist das sogenannte „Peak-Splitting“ oder die Aufteilung der im unverstimmten Fall noch doppelt auftretenden Eigenwerte deutlich zu erkennen.

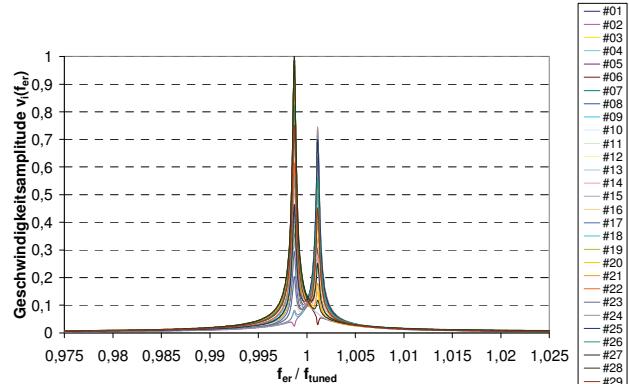


BILD 9. Normiertes Antwortspektrum bei EO 2-Erregung

BILD 10 zeigt einen Vergleich zwischen Messung und Berechnung zweier Schwingformen über eine Periode  $T$ . Die stehende Schwingform gehört zur linken Resonanz, die drehende Schwingform ist zwischen beiden Resonanzen gemäß BILD 9 aufgenommen. Die Erregung (EO 2) ist in beiden Fällen umlaufend in Richtung des Uhrzeigersinns. Während sich vor und nach der Doppelresonanz Schwingformen einstellen, die mit der Erregung umlaufen, stellen sich zwischen den Resonanzen zur Erregung gegenläufige Schwingformen ein. Dagegen werden in den beiden Resonanzen stehende Schwingformen erregt, obwohl die Erregung ebenfalls im Uhrzeigersinn umläuft. Diese Schwingformen repräsentieren die Sinusform und Kosinusform des Doppelmodus im unverstimmten Fall. Für den Modus 1 unterscheiden sich diese Schwingformen kaum vom unverstimmten Fall.

<sup>1</sup> Reduced Order Models

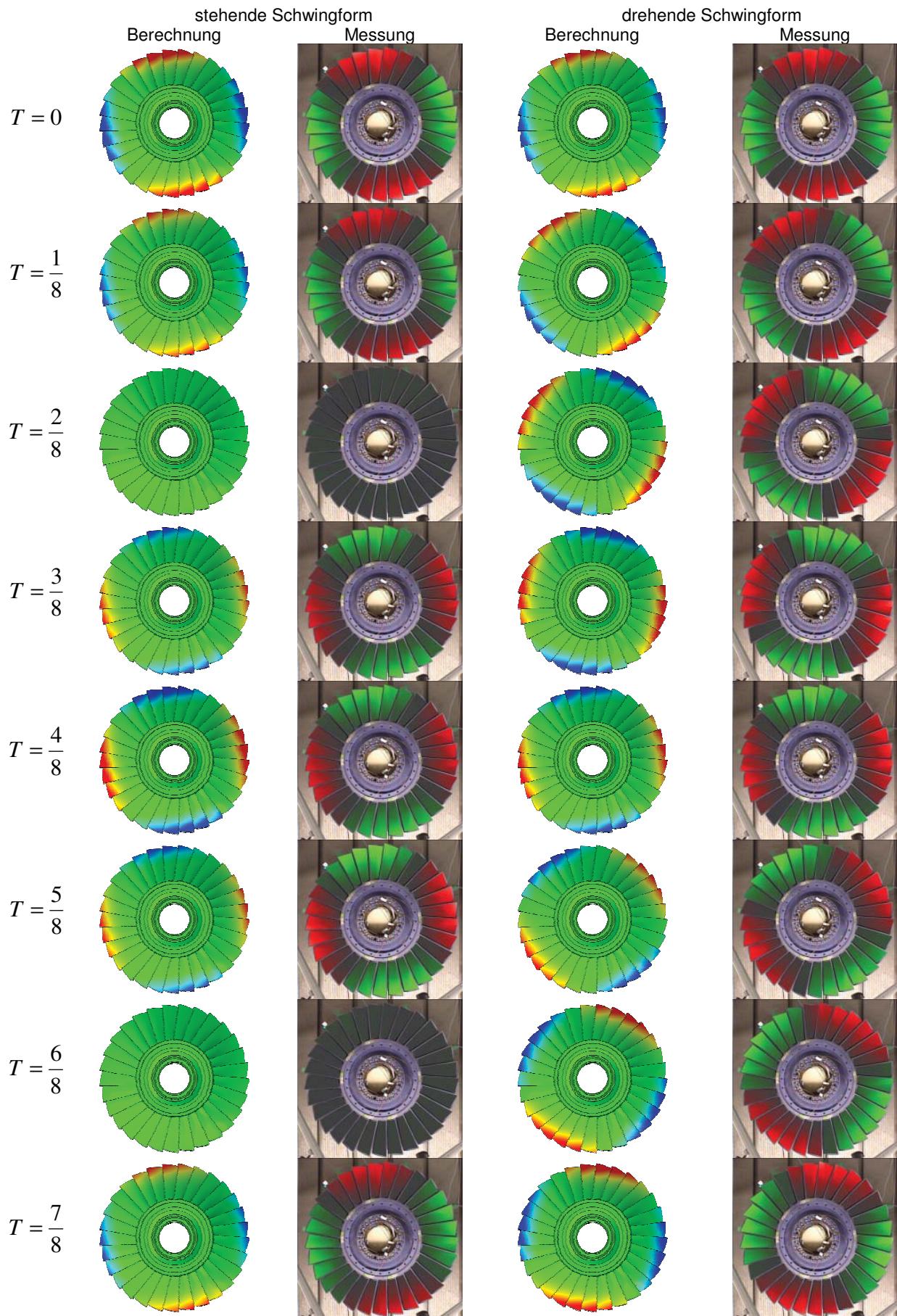


BILD 10. Vergleich einer stehenden und einer umlaufenden Schwingungsform; Berechnung/Messung

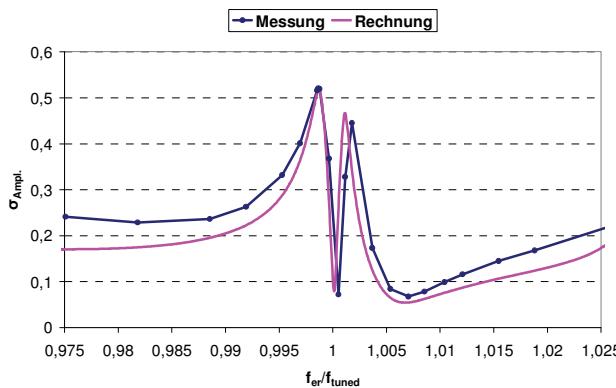


BILD 11: Standardabweichung der Geschwindigkeitsamplituden

Über die frequenzindividuelle Auswertung der Standardabweichung  $\sigma_{Amp.}$  der Geschwindigkeitsamplituden über alle Schaufeln ist es möglich, drehende von stehenden Schwingformen zu unterscheiden. Ist die Standardabweichung gering, zeigen alle Schaufel die gleiche Amplitude und es handelt sich um eine drehende Schwingform. Ist die Standardabweichung groß, zeigen die Schaufeln ausgeprägte Schwingungsbäuche und Knoten, was als stehende Schwingform identifiziert wird. Die Übergänge sind fließend. BILD 11 zeigt den Vergleich der Auswertung der

Standardabweichung der Geschwindigkeitsamplituden für die Berechnung im Vergleich zur Messung.

### 3.2. Diskretes Modell

Die Ableitung einer diskreten Modellierung von Blisks soll insbesondere den folgenden Aspekten genügen: Der Verfügbarkeit eines einfachen Modells

- 1) zur Identifizierung der tatsächlichen 'Blade-Alone-Frequenzverteilung' im Rahmen einer inversen Vorgehensweise,
- 2) zur Durchführung von Sensitivitätsanalysen insbesondere im Hinblick auf Mistuning und
- 3) zur Berücksichtigung des Umströmungseinflusses in Form von mitschwingenden Luftmassen, Abstützefekten über die Luft zwischen benachbarten Schaufeln und aerodynamischer Dämpfung.

Die Modellierung (BILD 12) beruht auf einer Zuordnung von jeweils zwei Freiheitsgraden pro Blisksektor, so dass jede Schaufel und jedes Scheibensegment einen eigenen Freiheitsgrad erhält. Die in schwarzer Farbe skizzierten Elemente kennzeichnen hierin den strukturellen Anteil des Modells. Im einzelnen bedeuten:

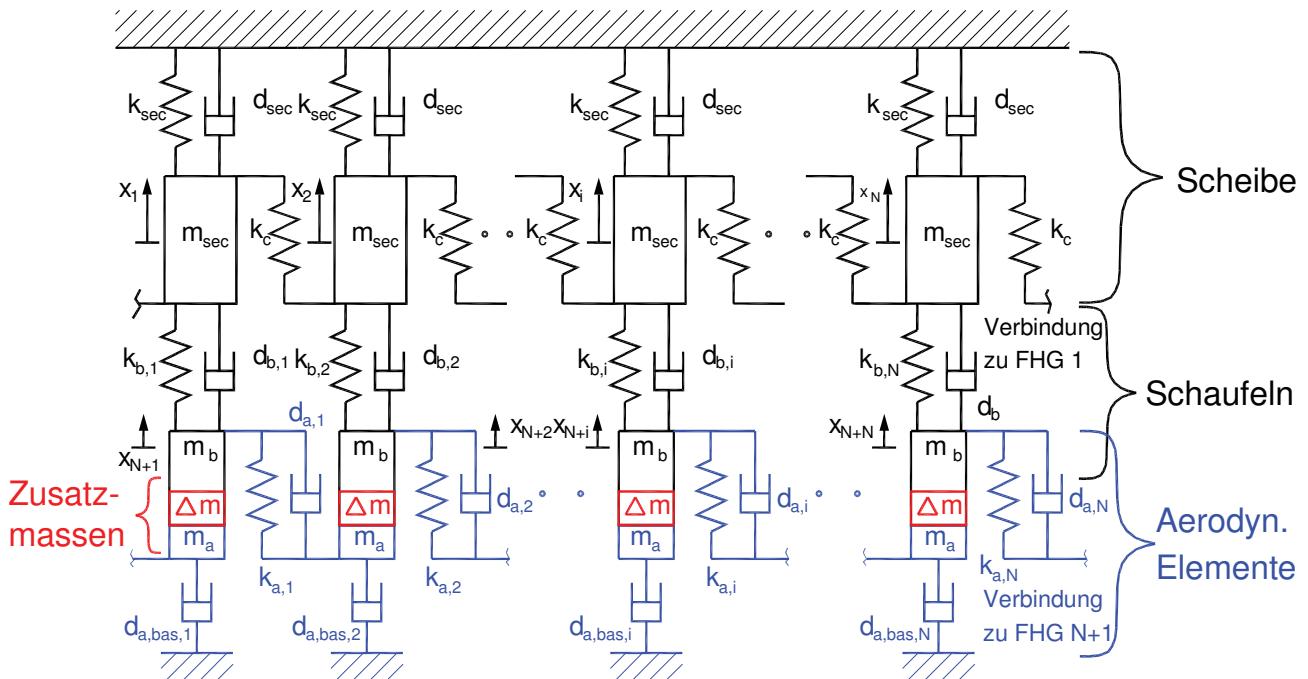
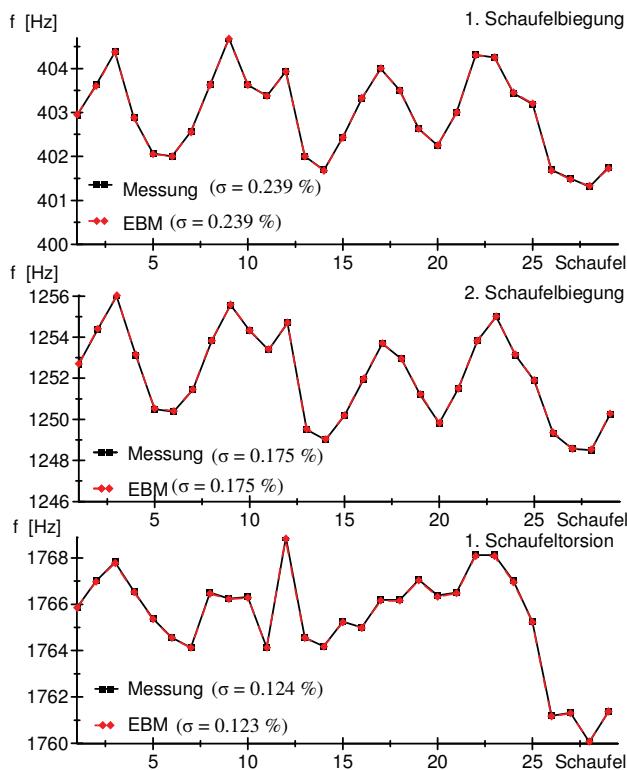


BILD 12. Diskretes Bliskmodell (EBM<sup>2</sup>)

<sup>2</sup> Equivalent Blisk Model

BILD 13. Validierung des EBM (schaufeldominierte Frequenzverteilungen E3E-R1,  $\sigma$ : Standardabweichung)

$N$  Anzahl der Schaufeln

$k_{b,i}$	Steifigkeit der $i$ -ten Schaufel (abhängig vom Schaufelmodus $j$ ), $i = 1 \dots N$
$k_{sec}$	Sektorsteifigkeit
$k_c$	Kopplungssteifigkeit
$m_b$	effektive Schaufelmasse
$m_{sec}$	Scheibensektormasse
$d_{b,i}$	mechanische Schaufeldämpfung
$d_{sec}$	mechanische Scheibensektordämpfung
$\Delta m$	Zusatzmasse (nur für Modellanpassung)
$m_{a,i}$	mitschwingende Luftmassen
$k_{a,i}$	aerodynamische Steifigkeit infolge Abstützung
$d_{a,i}$	Schaufelzwischenphasenabhängige aerodynamische Dämpfung
$d_{a,bas,i}$	aerodynamische Basisdämpfung

Die Gültigkeit des Modells beschränkt sich auf jeweils eine Schaufelmodefamilie, d. h. für jede Schaufelmodefamilie muss eine separate Anpassung der Schaufeleigenfrequenzen erfolgen. Kernpunkt der Ableitungsstrategie des strukturellen Teils des Modells ist die Anpassung an die gemessenen Verteilungen schaufeldominiierter Frequenzen. Diesbezüglich erfolgt eine Simulation der „Blade by Blade“ - Messungen und einer gleichzeitigen iterativen Anpassung der Schaufelsteifigkeiten  $k_{b,i}$  und Schaufeldämpfungen  $d_{b,i}$ . BILD 13 verdeutlicht, dass die Frequenzanpassung für die ersten drei Verteilungen schaufeldominiierter Frequenzen nahezu exakt durch die Berechnung wiedergegeben wird. Entsprechendes gilt für

die Übertragungsfunktionen, für die in BILD 14 eine repräsentative Auswahl zu entnehmen ist. Aus der Verteilung der angepassten Schaufelsteifigkeiten lässt sich im Nachgang schließlich gemäß

$$(2) \quad \omega_i^{(j)} = \sqrt{\frac{k_{b,i}^{(j)}}{m_{b,i}^{(j)}}}$$

die Blade-Alone-Frequenzverteilung der  $j$ -ten Schaufelschwingungsform angeben. Hierin beschreibt  $m_{b,i}^{(j)}$  die effektiv mitschwingende Masse, die im Rahmen des Anpassungsprozesses ebenfalls ermittelt wird. Hinsichtlich der Details zur strukturseitigen Ableitung sei auf die Ausführungen in [22] verwiesen.

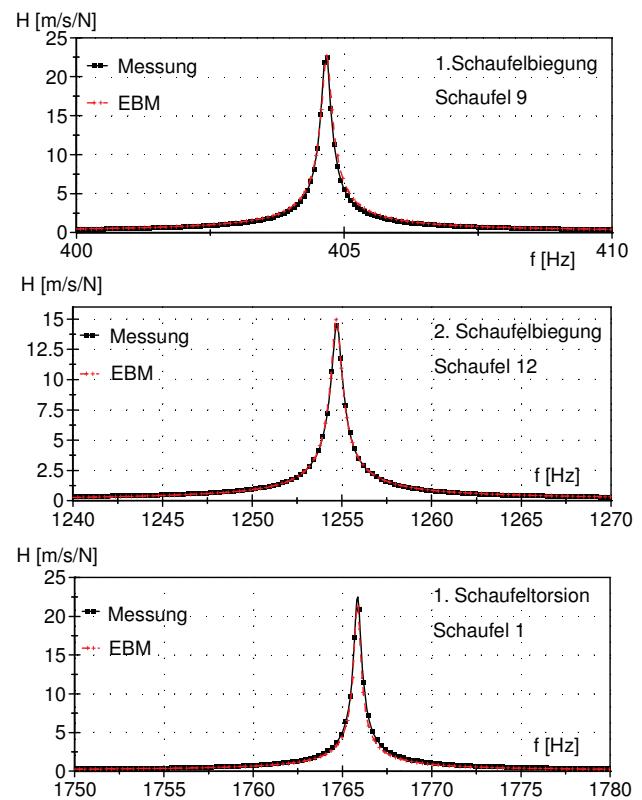


BILD 14. Validierung des EBM (Übertragungsfunktionen E3E-R1)

### strömungsinduzierte Dämpfer / Federn

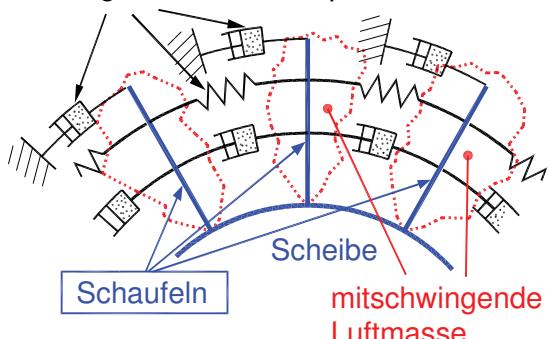


BILD 15. Modellierung von Umströmungseinflüssen

Nachdem die strukturelle Anpassung abgeschlossen ist, erfolgt die Erweiterung des EBM zur Berücksichtigung von Umströmungseinflüssen. Entsprechend der Darstellung in BILD 15 sollen hierbei mitschwingende Luftmassen, strömungsinduzierte Abstützeffekte zwischen benachbarten Schaufeln und aerodynamische Dämpfung Berücksichtigung finden. Hierbei werden die zusätzlich in das EBM zu implementierenden diskreten Größen (in BILD 12 in blauer Farbe dargestellt) schaufelzwischenphasenwinkelabhängig definiert. Die Quantifizierung der zusätzlichen Elemente erfolgt auf der Grundlage vollgekoppelter FSI-Berechnungen an Schaufelkaskaden [23]. Eine detaillierte Beschreibung der Anpassungsstrategie ist in [24] aufbereitet. Die Zwischenphasenwinkelabhängigkeit<sup>3</sup> bedingt bei der Berechnung erzwungener Schwingungen im Fall einer verstimmten Blisk, wo insbesondere bei lokalisierten Schwingungsformen große Unterschiede der Zwischenphasenwinkel auftreten, eine iterative Vorgehensweise.

#### 4. ERZWUNGENE SCHWINGUNGEN

Um die Bedeutung des Umströmungseinflusses auf erzwungene Schwingungen mit Hilfe der diskreten Modellierung besonders deutlich zu dokumentieren, konzentrieren sich nachfolgende Untersuchungen auf einen Extremfall: Einen Start bei maximalem Abfluggewicht, der Betrachtung des Rotors 6 (E3E-I) mit sehr kleinen Schaufelmassen, aber bereits stark verdichteter Strömung, und der Fokussierung auf die Schaufelgrundbiegung. Zu Vergleichszwecken sei bei der hier maßgeblich EO 9 - Anregung die Fluid-Struktur-Wechselwirkung zunächst vernachlässigt (BILDER 16 und 17). Bei der am stärksten antwortenden Schaufel 17 wird die Sensitivität der Verschiebungsantwort infolge Mistunings besonders deutlich: Im Vergleich zu einer idealen Blisk (tuned) ergibt sich eine Überhöhung von 51 % und eine in diesem Fall (2256,09 Hz) sehr deutlich ausgeprägte lokalisierte Schwingungsform (BILD 16). Diese wird begünstigt durch die hier zugrunde gelegte, messtechnisch ermittelte mechanische Dämpfung von lediglich 0,01 % und einer wenig ausgeprägten Kopplung von Scheiben- und Schaufelbewegung. Die Folge ist ein sehr hoher Lokalisierungsgrad [18] von 75,7 %, mit dem sich die Ausbildung lokalisierter Schwingungsformen quantifizieren lässt. Beim Lokalisierungsgrad handelt es sich um ein normiertes Verhältnis von Effektiv- zu Maximalwert der betreffenden Schwingungsform. Ein Lokalisierungsgrad von 0 % beschreibt dabei eine ideal sinusförmige Schwingungsform der unverstimmten Blisk, ein Lokalisierungsgrad von 100 % repräsentiert eine Schwingungsform, bei der nur eine Schaufel von Null verschiedene Verschiebungen aufweist. Auch die starken Schwankungen der schaufel- und frequenzindividuellen Maximalverschiebungen belegen einen außergewöhnlich starken Mistuningseinfluss (BILD 17). Zwischen der am stärksten und am schwächsten antwortenden Schaufel (Schaufeln 17 und 47) findet man einen Faktor  $u_{\max}/u_{\min}$  von knapp 5,5.

Finden die entsprechend Abschnitt 3.2 identifizierten diskreten aerodynamischen Elemente in einer auf Grund der Schaufelzwischenphasenabhängigkeit hier iterativ durchzuführenden Berechnung Berücksichtigung, so verändert sich die erzwungene Schwingungsantwort

grundlegend. Die am stärksten antwortende Schaufel ist nunmehr die Schaufel 5, das zugehörige Frequenzspektrum ist durch lediglich noch einen, infolge der etwa um den Faktor 100 vergrößerten Dämpfung stark verbreiterten, Peak geprägt. Die Amplitude vermindert sich deshalb ebenfalls außergewöhnlich stark (BILD 18, oben). Die zugehörige abgewickelte Schwingungsform nähert sich einer sinusförmigen Gestalt an, der Lokalisierungsgrad geht auf nur noch 4,0 % zurück (BILD 18, unten). Diese starke Beruhigung der Schwingungsantwort infolge der Umströmung bestätigt sich in einer Vergleichsmäßigung der Verteilung schaufelindividueller Verschiebungen, ausgedrückt durch das Verhältnis von  $u_{\max}/u_{\min} = 1,32$  (BILD 19). Die Überhöhung der größten Verschiebungsantwort reduziert sich von 51 % auf gut 11 %. Nichtsdestotrotz belegt die Darstellung aller Frequenzspektren der Verschiebungsantworten (BILD 20), dass die Schwingungsantwort nach wie vor durch Mistuning dominiert wird, da die Verbindungsline der Maximalwerte qualitativ die zugrundegelegte Mistuningverteilung wiederspiegelt.

Es sei erwähnt, dass analoge Berechnungen für den stärker gekoppelten Rotor 1 (E3E-I) bei einer hier maßgeblichen EO 3-Anregung zu einer Verringerung des Lokalisierungsgrades von 5,7 % auf 1,5 % führt. Die Überhöhung der Verschiebungsantwort geht von 12 % auf 7 % zurück. Insbesondere aufgrund der erheblich höheren Schaufelmasse und der noch weniger verdichteten Luft bei dieser Stufe im Vergleich zur sechsten Stufe wirkt sich der Umströmungseinfluss zwar weniger stark aus, führt aber ebenfalls zu einer deutlichen Beruhigung der Schwingungsantwort.

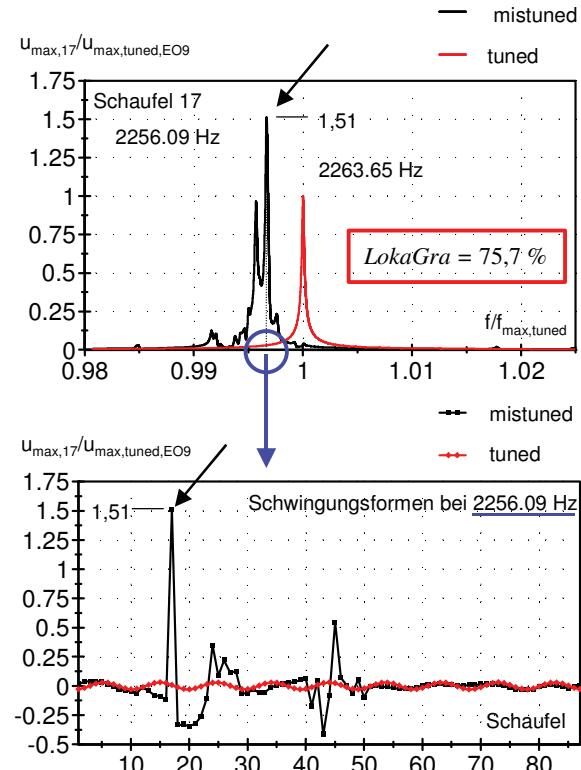


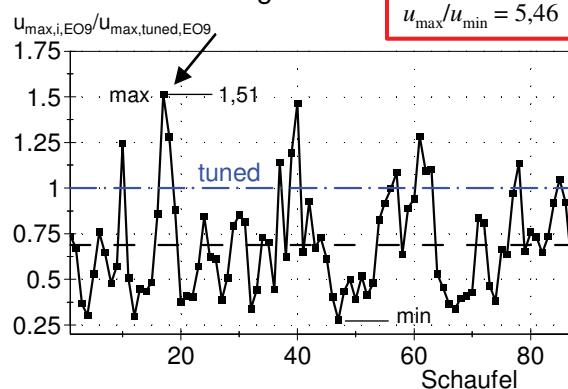
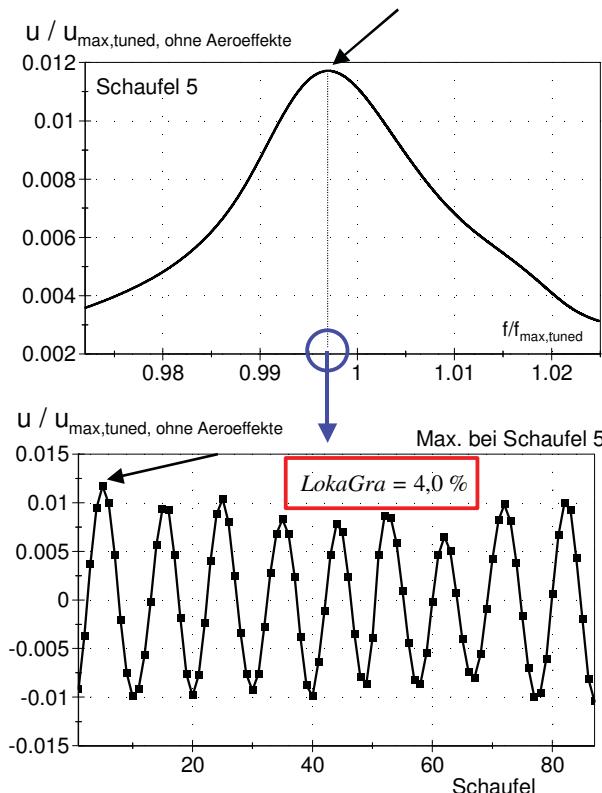
BILD 16. Maximale Verschiebungsantwort bei EO 9  
(E3E-I, R6, ohne Umströmungseinfluss)

<sup>3</sup> Zwischenphasenwinkel  $\phi$ :

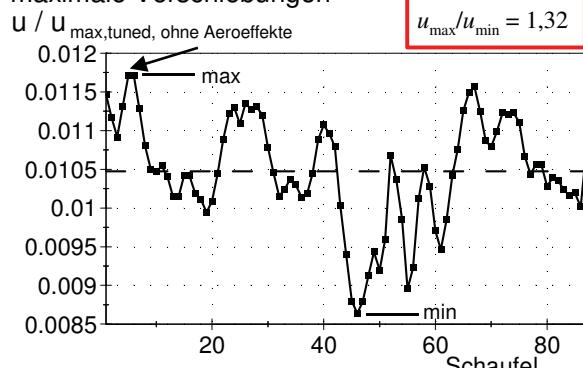
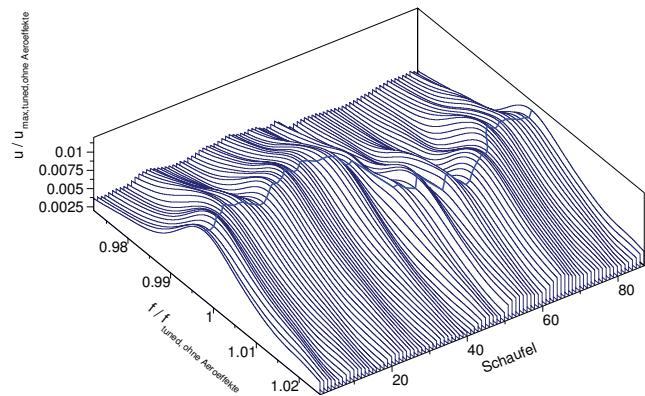
$\phi = 0^\circ$  - benachbarte Schaufeln schwingen in Phase

$\phi = 180^\circ$  - benachbarte Schaufeln schwingen in Gegenphase

## maximale Verschiebungen

BILD 17. Schaufelindividuelle Maximalverschiebung bei EO 9 (E3E -I, R6, ohne Umströmungseinfluss)BILD 18. Schaufelindividuelle Maximalverschiebung bei EO 9 (E3E -I, R6, mit Umströmungseinfluss)

## maximale Verschiebungen

BILD 19. Schaufelindividuelle Maximalverschiebung bei EO 9 (E3E -I, R6, mit Umströmungseinfluss)BILD 20. Antwortenspektren der Schaufelverschiebungen bei EO 9 (E3E-I, R6, mit Umströmungseinfluss)

## 5. SCHUSSFOLGERUNGEN

Mit der Bereitstellung eines robusten, schauleigenfrequenzbasierten Messverfahrens zur Identifikation von Mistuning, welches auch im Falle starker Scheiben-Schaufel-Kopplungen zu eindeutigen Ergebnissen führt, wird eine wichtige Lücke auf diesem Gebiet geschlossen. Insbesondere die Zeiteffizienz, die Einfachheit des Versuchsaufbaus und die Anwendbarkeit auch bei verbauter Blisk sind hierbei in den Vordergrund zu stellen.

Die Durchführung von Wanderwellenexperimenten zielt darauf ab, auch an der ruhenden Blisk die Gegebenheit einer umlaufenden Erregung im Triebwerk zu simulieren und die Einflüsse von Mistuning auf die Ausbildung von Wanderwellen zu dokumentieren. Mit der Simulation der Experimente mit Hilfe von FEM-Berechnungen gelingt es schließlich, die experimentellen Ergebnisse zu bestätigen und somit eine weitere Basis zur Validierung des FEM-Modells bereitzustellen.

Abschließend konnte mit Hilfe einer diskreten Modellierung das Auftreten stark lokalisierter Schwingungsformen zunächst ohne Berücksichtigung der Umströmung bestätigt werden. Dieses aus Mistuning resultierende Phänomen wird durch die extrem geringe mechanische Dämpfung und schwach ausgeprägter Kopplungen bei dem untersuchten hinteren Hochdruckverdichterrotor begünstigt. Zur Berücksichtigung von Umströmungseinflüssen ist eine Erweiterung des diskreten Modells durch zusätzliche Elemente, die auf der Basis einer voll gekoppelten FSI-Berechnung quantifiziert werden, notwendig. Legt man schließlich die extremen Bedingungen eines Starts bei maximalem Abfluggewicht zu Grunde, lässt sich eine starke Beruhigung der erzwungenen Schwingungsantworten nachweisen. Diese äußert sich darin, dass lokalisierte Schwingungsformen nahezu verschwinden. Nichtsdestotrotz bestimmt Mistuning nach wie vor die maximale Verschiebungsantwort, wenn auch auf stark reduziertem Niveau.

## DANKSAGUNG

Die Autoren bedanken sich bei Rolls-Royce Deutschland für die fachliche und finanzielle Unterstützung für die in dieser Veröffentlichung dargestellten Untersuchungen. Die Untersuchungen sind Teil des Vorhabens VIT II (Vir-

tual Turbo Machinery), welches durch das Land Brandenburg gefördert wird (Förderkennzeichen: BBT 0701).

## LITERATUR

- [1] Waschka, W., Rüd, K., Metscher, M., Michel, A., 2005, "ATFI-HDV: Design of a new 7 stage innovative compressor for 10 – 18 klf thrust". Proceeding on ISABE2005 Conference, Paper ISABE-2005-1266.
- [2] Castanier, M. P., Pierre, C., 2006, "Modelling and Analysis of Mistuned Bladed Disk Vibration: Status and Emerging Directions", Journal of Propulsion and Power, **22**, No. 2, pp. 384-396.
- [3] Ewins, D. J., 1969, "The Effects of Detuning Upon the Forced Vibrations of Bladed Disks", Journal of Sound and Vibration, **9**, pp. 65-79.
- [4] Griffin, J. H., Hoosac, T. M., 1984, "Model Development and Statistical Investigation of Turbine Blade Mistuning", ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, And Reliability in Design, **106**, pp. 204-210.
- [5] Basu, P., Griffin, J. H., 1986, "The Effect of Limiting Aerodynamic and Structural Coupling in Models of Mistuned Bladed Disk Vibration", J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, **108**, pp. 132-139.
- [6] Whitehead, D. S., 1998, "The Maximum Factor by Which Forced Vibration of Blades Can Increase Due to Mistuning", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, **120**, pp. 115-119.
- [7] Judge, J., Pierre, C., Mehmed, O., 2001, "Experimental Investigation of Mode Localization and Forced response Amplitude Magnification for a Mistuned Bladed Disk", ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, **123**, pp. 940-950.
- [8] Petrov, E. P., Ewins, D. J., 2003, "Analysis of the Worst Mistuning Patterns in Bladed Disk Assemblies", ASME Journal of Turbomachinery, **125**, pp. 623-631.
- [9] Kenyon, J. A., Griffin, J. H., Feiner, D. M., 2003, "Maximum Bladed Disk Forced Response From Distortion of a Structural Mode", ASME Journal of Turbomachinery, **125**, pp. 352-363.
- [10] Beirow, B., Kühhorn, A., Golze, M., Klauke, Th., Parchem, R., 2005, "Experimental and Numerical Investigations of High Pressure Compressor Blades Vibration Behaviour Considering Mistuning", 10<sup>th</sup> International NAFEMS World Congress, Malta.
- [11] Klauke, T., Kühhorn, A., Beirow, B., Parchem, R., 2008, "Blade Vibration Phenomena of HPC Blisks Considering Manufacturing Effects and Strain Gauge Application", Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Paper GT2008-50683, Berlin, Germany, June 9-13.
- [12] Kruse, M. J., Pierre, C., 1997, "An Experimental Investigation of Vibration Localization in Bladed Disks, Part I: Free Response", Proc. of the 42<sup>nd</sup> ASME Gas Turbine & Aeroengine Congress, User's Symposium & Exposition, Orlando, Florida.
- [13] Feiner, D. M., Griffin, J. H., 2004, "Mistuning Identification of Bladed Disks Using a Fundamental Mistuning Model – Part I: Theory", ASME Journal of Turbomachinery, **126**, pp. 150-158.
- [14] Feiner, D. M., Griffin, J. H., 2004, "Mistuning Identification of Bladed Disks Using a Fundamental Mistuning Model – Part II: Application", ASME Journal of Turbomachinery, **126**, pp. 159-165.
- [15] Laxalde, D., Thouverez, F., Sinou, J.-J., Lombard, J.-P., Baumhauer, S., 2007, "Mistuning Identification and Model Updating of an Industrial Blisk" (review Article), International Journal of Rotating Machinery, Volume 2007, Article ID 17289.
- [16] Sever, I. A., 2004, "Experimental Validation of Turbomachinery Blade Vibration Predictions". PhD-Thesis, Department of Mechanical Engineering, Imperial College London.
- [17] Kühhorn, A., Beirow, B., 2008, Method for determining blade mistuning on integrally manufactured rotor wheels, registered at the European Patent Office by Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, Patent No.: 08153755.7 – 1524.
- [18] Kühhorn, A., Beirow, B., Parchem, R., Klauke, Th., 2006, Schaufelschwingungen bei realen Verdichterintegraleldern (Blisk). Beitrag DGLR-2006-211, Band I+II, Braunschweig, 06.-09.11.2006.
- [19] Beirow, B., Kühhorn, A., Golze, M., Parchem, R., Johann, E., 2003, Experimentelle und numerische Untersuchungen hinsichtlich einer Festigkeitsauslegungsoptimierung von Hochdruckverdichter-Schaufelscheiben unter besonderer Berücksichtigung von Mistuningeffekten. DGLR-Kongress München, 17.-20. November 2003.
- [20] Beirow, B., Kühhorn, A., Nipkau, J., 2009., On the influence of Strain Gauge Instrumentation on Blade Vibrations of Integral Blisk Compressor Rotors Applying a Discrete Model. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Paper GT2009-59207, ISBN 978-0-7918-3849-5, Orlando/FL, 8.-12. Juni 2009
- [21] Castanier, M. P., Óttarsson, G., Pierre, C., 1997, "A Reduced-Order Modeling Technique for Mistuned Bladed Disks", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 119, No. 3, pp. 439-447.
- [22] Beirow, B., Kühhorn, A., Schrape, S., 2007, Blisk Vibration Phenomena in Consideration of Fluid Structure Interaction. Proc. of 11<sup>th</sup> Int. NAFEMS World Congress, Vancouver.
- [23] Schrape, S., Kühhorn, A., 2006, FSI of a Simplified Aero Engine Compressor Cascade Configuration. Proc. of GAMM Annual Meeting, March 27-31, Berlin, 2006.
- [24] Beirow, B., Kühhorn, A., Schrape, S., 2007, Influence of Air Flow on Blisk Vibration Behaviour. Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2007 / CEAS 2007, Paper CEAS-2007-058, Berlin, 10.-13.09.2007