

Theoretische und experimentelle Untersuchungen von Schaufelschwingungen bei Verdichterintegralrädern

Arnold Kühhorn, Bernd Beirow, Thomas Klauke
Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen

Kurzfassung

Basierend auf umfangreichen experimentellen Schwingungsuntersuchungen an realen Hochdruckverdichter-Blisks der Programme TP 400 und E3E und zugehörigen numerischen FE-Simulationen werden zunächst einige grundlegende Schaufelschwingungsphänomene wie fertigungsbedingte Verstimmungen (Mistuning) erläutert. Mit dem Lokalisierungsgrad wird eine Kennzahl definiert, die eine quantitative Bewertung des mistuningbedingten und lebensdauerrelevanten Lokalisierungsphänomens gestattet. Eine Messmethodik zur Identifikation von Mistuningverteilungen wird vorgestellt und an Hand von Berechnungen auf der Grundlage einer Bliskersatzmodellierung verifiziert. Mit Hilfe von angepassten FE-Modellen werden erregungsabhängige Maximalverschiebungen der Schaufeln in Abhängigkeit des Mistunings im Sinne einer statistischen Betrachtung berechnet. Schließlich werden Einflüsse der auf einigen Schaufeln applizierten Dehnungsmessstreifen auf die Mistuningverteilung in Abhängigkeit von der Schaufelgröße aufgezeigt. Abschließend gelingt es, mittels Laserscanning-Untersuchungen Lokalisierungsphänomene zu visualisieren und somit am realen System nachzuweisen.

Abstract

Based on extensive experimental and numerical vibration analyses of high pressure compressor blisks from TP400 and E3E programs a number of basic blade vibration phenomena such as deviations caused by production (mistuning) are explained. Defining a key figure named degree of localisation a quantitative assessment of fatigue-relevant localisation phenomena resulting from mistuning is enabled. An experimental method aiming at the identification of mistuning is presented and numerically verified by means of calculations carried out with a simplified model. Using updated FE-Models, engine order dependent maximum blade displacements considering mistuning are computed within a statistical approach. Finally, considering the blade size, influences of strain gauges to be applied on some blades are pointed out with regard to the mistuning distribution. Closing, localisation phenomena are visualised applying laser-scanning which proves the appearance of localised mode shapes at the real structure.

1 Einleitung

Verbunden mit der Forderung nach immer umweltfreundlicheren, leistungsfähigeren und hinsichtlich ihres Treibstoffverbrauchs optimierten Flugtriebwerken nimmt die so genannte Integralbauweise von Verdichterlaufrädern einen immer größeren Stellenwert ein. Da die Fertigung dieser Strukturen aus einem Stück erfolgt, kann auf aufwendige und gewichtsintensive Schaufelfußkonstruktionen verzichtet werden, so dass auf Grund höherer Rotationsgeschwindigkeiten ein verbessertes Druckverhältnis gegenüber der konventionellen Bauweise erzielt wird. Allerdings weist diese so genannte Blisk (**Bl**ade **i**ntegrated **d**isk)-Bauweise hinsichtlich ihres strukturdynamischen Verhaltens eine Reihe von Besonderheiten auf, die unter anderem auch durch die fertigungsbedingte Störung der Rotationssymmetrie hervorgerufen werden.



Abbildung 1:
Hochdruckverdichter –
Testblisks

2 Grundsätzliches zum Schwingungsverhalten von Blisks

Das Schwingungsverhalten von Blisks weist eine Reihe von Besonderheiten auf, die hinsichtlich deren Lebensdauer von zentraler Bedeutung sind. Im Vordergrund stehen dabei ausgeprägte Kopplungen von Scheiben- und Schaufelbewegung sowie fertigungsbedingte Schaufelverstimmungen (BEIROW et al., 2003), welche letztlich zu kritischen Lokalisierungsphänomenen führen können.

2.1 Kopplungsphänomen

An Hand einer Testblisk mit 29 Schaufeln gemäß Abb. 1 sei zunächst eine Charakterisierung von Schwingformen vorgenommen. Obgleich diese grundsätzlich eine gekoppelte, und sich im Idealfall eines perfekten De-

signs zyklisch rotationssymmetrisch darstellende, Bewegung von Scheibe und Schaufel beschreiben, ist es zunächst sinnvoll, eine prinzipielle Klassifizierung bzgl. der genannten Substrukturen vorzunehmen. Abb. 2 zeigt eine mögliche Zuordnung über die anteilige Verzerrungsenergie.

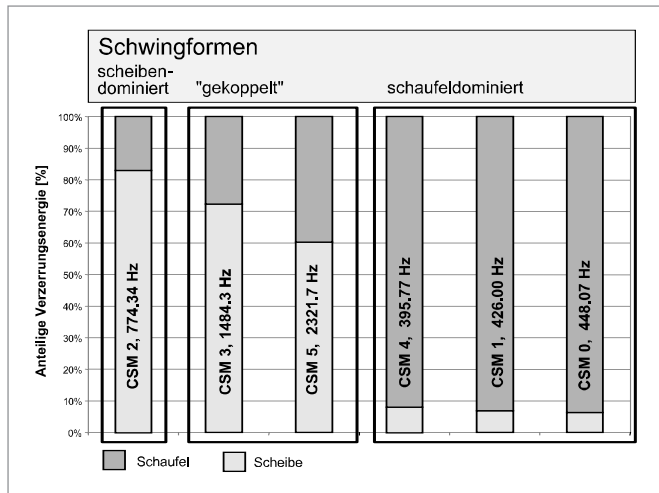


Abbildung 2: Einteilung von Schwingformen mittels anteiliger Verzerrungsenergie

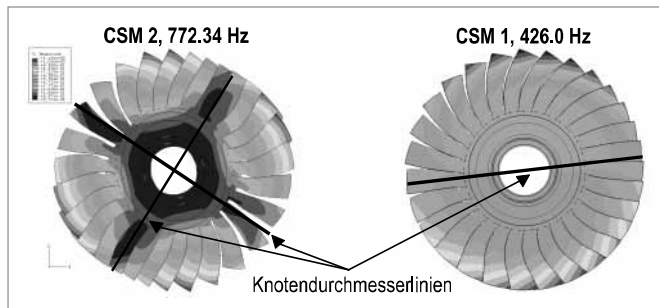


Abbildung 3: Schwingformen: Scheiben- (links) bzw. schaufeldominiert

Im Falle von scheibendominierten Schwingungsformen, welche durch eine Konzentration der Verzerrungsenergie in der Scheibe charakterisiert sind (Abb. 2 und Abb. 3, links), verhalten sich die Schaufeln annähernd als Starrkörper mit geringem Verzerrungsniveau. Die aerodynamische Erregung einer derartigen Schwingungsform stellt sich somit bzgl. der Lebensdauer der Schaufeln prinzipiell als unkritisch dar, obwohl sich in diesem Fall große Schwingungsamplituden einstellen können. Letztgenannter Punkt kann bei amplitudenbasierten Modenidentifikationsverfahren (WITTE & PIANKA, 2000) im Rahmen von Dehnmessstreifenkalibrierungen für Rig-Tests Zuordnungsprobleme mit sich bringen. Die Einteilung der Schwingungsformen erfolgt gemäß ihrer Anzahl an Knotendurchmesserlinien (hier 2) und ggf. an Knotenkreisen (hier 0). Die maximale Anzahl möglicher Knotendurchmesserlinien richtet sich generell nach der Schaufelanzahl N . Bei geradem N beträgt sie $N/2$, bei ungerader Schaufelanzahl $(N-1)/2$. Schaufeldominierte Schwingungsformen verhalten sich entsprechend (Abb. 2 und 3, rechts), allerdings konzentriert sich die Gesamtverzerrungsenergie nunmehr auf die Schaufeln. Fälle einer sich annähernden Verzerrungsenergieverteilung lassen sich dem Begriff „gekoppelte“ Schwingungsformen zuordnen.

Eine allgemein übliche Darstellungsform möglicher Schwingungsformen wird mit einem so genannten Kopplungsdiagramm (Abb. 4) bereitgestellt. Hierin sind Bereiche schaufeldominierter Schwingungsformen markiert. Es wird deutlich, dass sich die in den markierten Bändern angesiedelten Frequenzen mit wachsender Knotendurchmesserlinienanzahl asymptotisch jeweils einem Grenzwert annähern, welcher der tatsächlichen „Blade Alone“-Frequenz, d. h. der zugehörigen Schaufeleigenfrequenz bei vollkommen starrer Scheibe, nahe kommt. Außerhalb dieser Bänder nimmt der Scheibeneinfluss mit wachsendem Abstand zu.

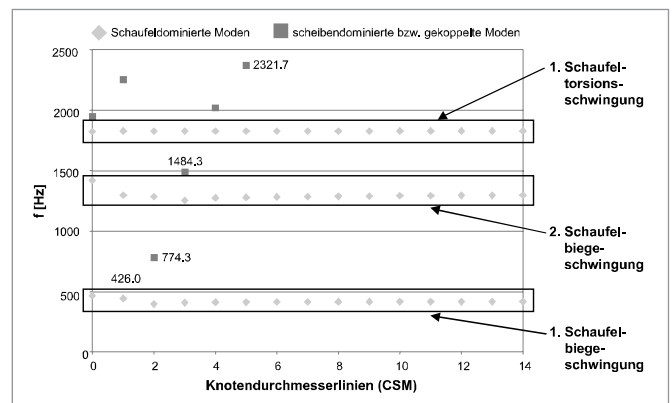


Abbildung 4: Kopplungsdiagramm

2.2 Schaufelmistuning

Infolge unvermeidbarer Fertigungseinflüsse (Mistuning) erhalten die Schaufeln von Blisks jeweils verschiedene „Blade-Along“-Frequenzen und somit ein individuell unterschiedliches Schwingungsverhalten, man spricht in diesem Zusammenhang von Schaufelverstimmung. Infolge unterschiedlicher Schaufeleigenfrequenzen geht zunächst die zyklische Rotationssymmetrie verloren. Hieraus wiederum resultiert einerseits die Aufspaltung ursprünglich doppelter Eigenwerte. Andererseits erhalten vorab gerade Knotendurchmesserlinien einen krummlinigen Verlauf.

Abb. 5 zeigt Schwingungsformen eines verstimmtten Laufrades, welchen jeweils dieselbe Mistuningverteilung zu Grunde liegt. Der in der Abb. 5 links dargestellte Mode ist auf den ersten Blick von jenem einer unverstimmtten Blisk nicht zu unterscheiden und kann einer Schwingungsform mit einer Knotendurchmesserlinie (1. Ordnung) zugeordnet werden. Eine Fourieranalyse der abgewickelten Schwingungsform ausgewählter Punkte an den Schaufelspitzen verdeutlicht jedoch an Hand der auftretenden Nebenbänder, dass sich der Mode im wesentlichen aus der nullten, der dominierenden ersten und der zweiten Ordnung zusammensetzt. Die Schwingungsform erhält daher die Bezeichnung „modified cyclic symmetry mode“ 1 (MCSM 1). Im unverstimmtten Fall wäre nur die erste Ordnung (CSM 1) enthalten. Bei der in der Abb. 5 rechts dargestellten Schwingungsform wird die Auswirkung der Verstimmung erheblich deutlicher, eine sich an zyklischer Rotationssymmetrie orientierende Einordnung ist kaum mehr möglich. Dies verdeutlicht auch die entsprechende Fourieranalyse, welche nunmehr von einer erheblich breiteren Verteilung anteiliger Ordnungen geprägt ist. In der Praxis können Moden vorkommen, welche Anteile aller möglicher Ordnungen enthal-

ten. Diese sind häufig dadurch charakterisiert, dass die Schwingungsbewegung auf wenige oder gar nur eine Schaufel konzentriert ist. Man spricht in diesem Fall von lokalisierten Schwingungsformen.

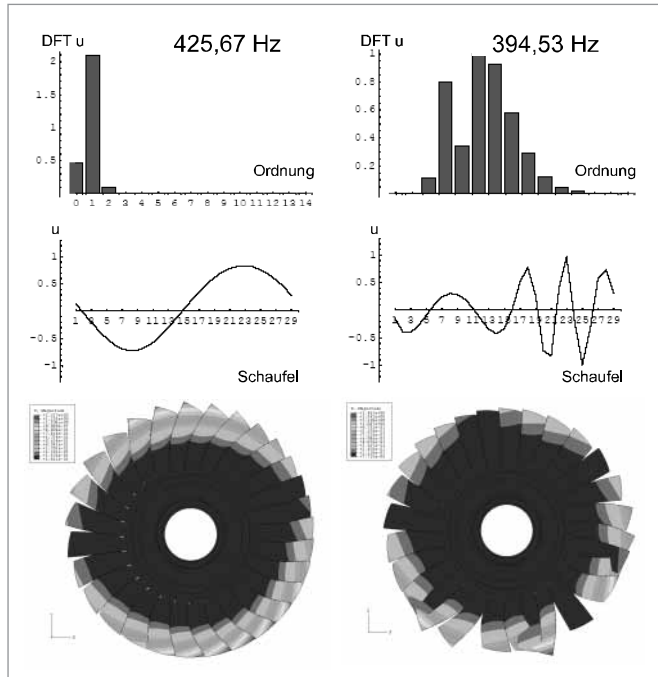


Abbildung 5:
 Verstimte Schwingungsformen

3 Quantifizierung des Lokalisierungsphänomens

Die Anfachung einer lokalisierten Schwingungsform im Betrieb kann gegenüber einem perfekten, unverstimmten Design zu Überhöhungen der maximalen Schaufelschwingungsamplitude um mehr als den Faktor 2 führen (BEIROW et al., 2005). In (PETROV und EWINS, 2003) konnte im Rahmen einer optimierten Suche nach dem schlimmsten möglichen Mistuningmuster bei einem Turbinenlaufrad gar ein Überhöhungsfaktor von mehr als 5 nachgewiesen werden. Besonders kritisch ist die Tatsache, dass in diesem Fall das Verzerrungsniveau einzelner, von der Lokalisierung betroffener Schaufeln besonders groß wird und sich somit negativ auf die Lebensdauer auswirkt.

Zur Quantifizierung von Lokalisierungen ist es sinnvoll, mit dem Lokalisierungsgrad eine Kennzahl zu definieren, mit der sich Lokalisierungsphänomene effektiv beurteilen lassen. Dieser ist definiert gemäß

$$(1) \text{LokaGra} = \frac{100}{\sqrt{N} - \sqrt{2}} (\zeta - \sqrt{2}) \quad [\%]$$

für $\text{CSM } 1 \leq \text{CSM } i \leq \text{CSM}_{\max}$

bzw.

$$(2) \text{LokaGra} = \frac{100}{\sqrt{N} - 1} (\zeta - 1) \quad [\%] \quad \text{für } \text{CSM } 0,$$

mit

$$(3) \zeta = \frac{U_{i, \max}}{\text{RMS}_{u_i}}$$

Aus den Definitionen (1) und (2) ergibt sich, dass unverstimmte Systeme einem Lokalisierungsgrad von Null entsprechen. Hinsichtlich einer detaillierten Ableitung des Lokalisierungsgrades sei auf (KÜHHORN et al., 2006) verwiesen.

Abb. 6 zeigt lokalisierte Modeabwicklungen der Bereiche der Schaufelgrundbiegung bzw. -torsion einer Verdichterstufe mit 87 Schaufeln, d. h. einer typischen hinteren Stufe. Der Darstellung liegen FEM-Berechnungen an einem Modell zu Grunde, welches auf der Basis einer messtechnisch ermittelten Mistuningverteilung abgeglichen wurde (BEIROW et al., 2003). Der Lokalisierungsgrad von über 90 % Prozent fällt im Fall der Torsion besonders hoch aus, da eine Schaufeltorsionsbewegung von vorne herein mit den axialen Scheibenbewegungen wenig koppelt. Des Weiteren gestaltet sich das Massenverhältnis zwischen Scheibe und Schaufel extremer im Vergleich zu vorderen Stufen, wodurch die Kopplungsproblematik ebenfalls weniger stark in Erscheinung tritt.

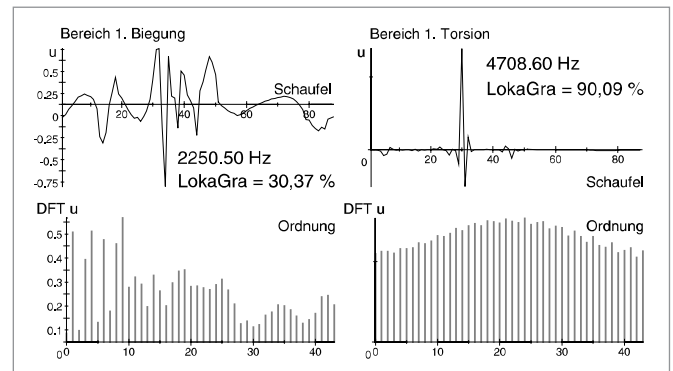


Abbildung 6:
 Modeabwicklungen einer verstimten Testblisk mit 87 Schaufeln (FEM-Berechnung)

4 Messtechnische Ermittlung von Mistuningverteilungen

Die vorab dargestellten Untersuchungen unterstreichen die Bedeutung des Mistuning- und Lokalisierungsphänomens. Erst bei bekannter Mistuningverteilung kann ein der Realität entsprechendes FE-Modell abgeglichen werden mit dem Ziel, erzwungene Schwingungsantworten gemäß der relevanten Erregerordnungen zu berechnen unter Berücksichtigung der aus Lokalisierungen resultierenden Amplitudenüberhöhungen. Basis der Herangehensweise sind so genannte „Blade by Blade“-Untersuchungen, welche eine sukzessive Impulserregung aller Schaufeln bei simultaner Erfassung der Schwinggeschwindigkeitsantwort am Erregerort mittels Laser-Doppler-Vibrometrie vorsieht (Abb. 7). Abb. 9 enthält für die Frequenzbereiche in der Umgebung der ersten drei Schaufelgrundschwingungsformen die auf ihren jeweiligen Mittelwert bezogenen Mistuningverteilungen, welche aus den jeweiligen Maxima in den Übertragungsfunktionen gewonnen werden. Im qualitativ ähnlichen Verlauf der Kurven spiegelt sich der Fertigungsprozess wider. Des Weiteren enthält Abb. 9 eine Gegenüberstellung mit Berechnungsergebnissen, die eine Simulation der Messsituation bei vorgegebener Mistuningverteilung im Sinne eines numerischen Experiments auf der Grundlage einer Ersatzmodellierung (Abb. 8) darstellen (BEIROW et al. 2006). Der nahezu identische Verlauf berechneter und gemessener Verteilungen verifiziert die experimentelle Vorgehensweise.



Abbildung 7:
 Experimentelle Ermittlung einer Mistuningverteilung

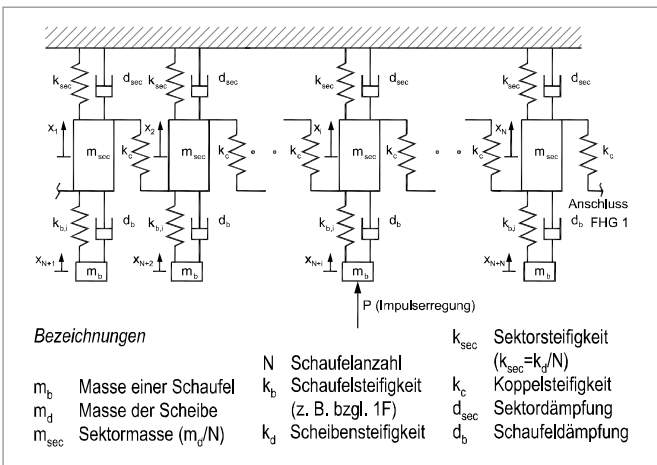


Abbildung 8:
 Bliskersatzmodellierung

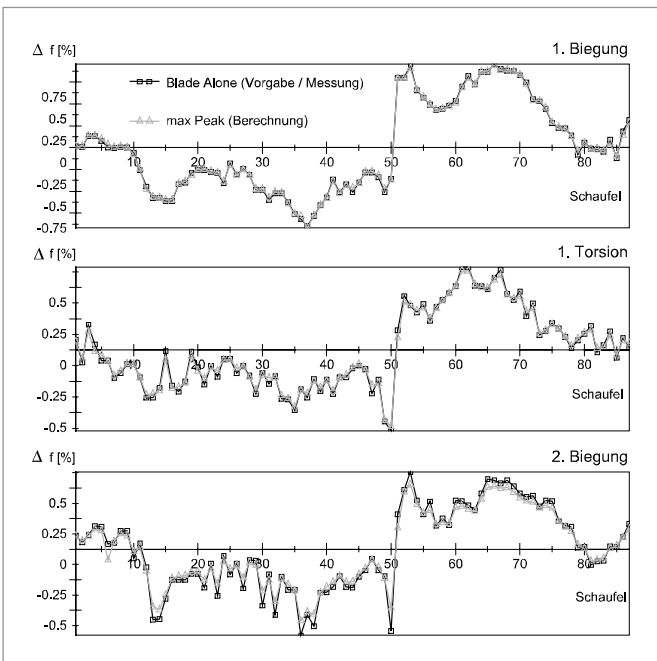


Abbildung 9:
 Gemessene und berechnete Mistuningverteilungen $\Delta f_k = \frac{f_k - \bar{f}_k}{\bar{f}_k}$

5 Berechnungen erzwungener Schwingungsantworten

Ein auf der Basis identifizierter Mistuningverteilungen abgeglichenes FE-Modell stellt schließlich den Ausgangspunkt für die Berechnung erzwungener Schwingungsantworten und somit für die Klärung der Auswirkungen des Mistuningphänomens auf die maximal zu erwartenden Schaufelamplituden dar. In diesem Sinne durchgeführte statistische Berechnungen für eine Testblisk mit 87 Schaufeln sollen den Unterschied maximal zu erwartender Schaufelüberhöhungen infolge Mistunings im Vergleich zu einem perfekten Design verdeutlichen (Abb. 10). Die Berechnungen basieren auf der Vorgabe von insgesamt 500 Mistuningverteilungen entsprechend einer Latin-Hypercube-Verteilung zugeordneter Standardabweichungen des Mistunings vom jeweiligen Mittelwert. Dargestellt ist die Situation für die Schaufelgrundbiegung bei einer Anregung gemäß der 8. Erregerordnung. Der Fall eines perfekten Designs ohne jegliche Verstimmung entspricht einer Standardabweichung von Null und einem Verhältnis der Amplituden $U_{\max, \text{mistuned}}/U_{\max, \text{tuned}}$ von 100%.

Weiterhin im Diagramm enthalten ist eine Berechnung, die auf der Grundlage der messtechnisch ermittelten Mistuningverteilung realisiert wurde. Aus der Lage der Messsituation wird folgendes deutlich: Würde die Blisk mit einer geringeren Verstimmung gefertigt, hieße dies, dass auch die Standardabweichung verringert würde. Abb. 10 verdeutlicht jedoch, dass sich hieraus nicht unbedingt ein Vorteil ergeben würde, im Gegenteil, es bestünde die Gefahr, dass die Messsituation in den Bereich maximaler Verschiebungsüberhöhungen geschoben wird. Erst eine Fertigung nahe des perfekten Designs würde eine Amplitudenverringernung garantieren, allerdings dürfte ein derartiges Vorhaben aus Kostengründen kaum Praxisrelevanz besitzen.

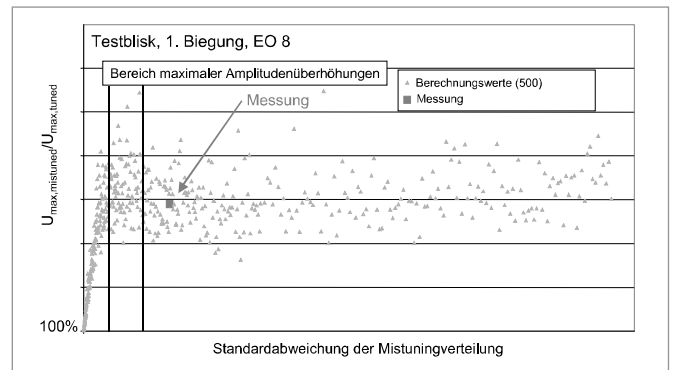


Abbildung 10:
 Maximale Überhöhung axialer Verschiebungen infolge Mistunings bei Anregung mit Engine Order 8

6 Applizierung von Dehnungsmessstreifen

Die Erprobungsphase von Hochdruckverdichtern wird durch eine Reihe so genannter Rig-Tests begleitet. Zur Überwachung des Testbetriebs wird eine Instrumentierung von Dehnungsmessstreifen (DMS) vorgenommen, welche überwiegend auf Schaufeln platziert werden. Zulässige Grenzwerte der DMS-Signale werden vorab im Rahmen einer DMS-Kalibrierung (WITTE & PIANKA, 2000) festgelegt. Abb. 11 (oben)

zeigt eine typische DMS-Instrumentierung einer hinteren Hochdruckverdichterblick. Aus der DMS-Instrumentierung ihrerseits resultiert je nach Abmessung von Schaufel und DMS eine Beeinflussung des Schaufelschwingungsverhaltens, welche sich schwingungsformübergreifend in einer zusätzlichen Schaufeldämpfung sowie einer Erhöhung der Schaufeleigenfrequenz und somit einem zusätzlichen Mistuning äußert. Letztgenannter Punkt ist mit der Gefahr verbunden, dass hieraus zusätzliche von Lokalisierungen geprägte Schwingungsformen entstehen können. Die Abhängigkeit der DMS-induzierten Verstimmung von der Geometrie lässt sich in einfacher Weise mit Hilfe einer normierten Schaufellänge beschreiben (Abb. 12). Dabei wird der wachsende Einfluss der DMS für immer kürzer werdende Schaufeln hinterer Stufen für alle Schaufelgrundschwingungsformen deutlich.

Als Konsequenz der offensichtlich versteifenden Wirkung der DMS einschließlich ihres Klebmaterials sollte die Auswahl der zu applizierenden Schaufeln in der Art erfolgen, dass insbesondere jene Schaufeln mit einem niedrigen Frequenzniveau, d. h. Schaufeln, die im ursprünglichen Mistuningband dessen unterer Begrenzung am nächsten kommen, berücksichtigt werden. Auf diese Weise könnte dem Umstand entgegengetreten werden, dass Schaufeleigenfrequenzen nach der Applizierung aus dem ursprünglichen Mistuningband bei gleichzeitig erhöhter Dämpfung herausgeschoben werden wie in Abb. 11 (unten) dargestellt. Dies brächte die Gefahr mit sich, dass mögliche Resonanzen anderer Schaufeln bei Hochläufen unter Umständen nicht mehr erkannt werden könnten.

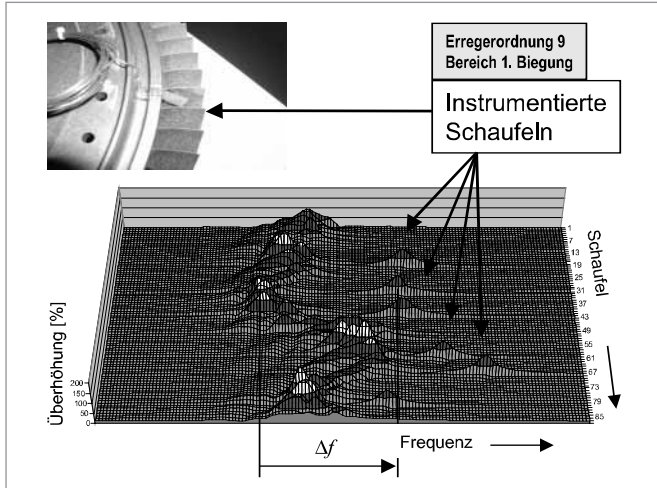


Abbildung 11:
 Typische Schaufelinstrumentierung und deren Auswirkung auf erzwungene Schwingungsantworten

7 Visualisierung von Schwingungsformen mittels Laserscannings

Mit dem Laserscanningverfahren wird eine Messmethodik bereit gestellt, mit der es gelingt, das Auftreten vorab diskutierter Lokalisierungsphänomene mittels einer Schwingungsformvisualisierung am realen System nachzuweisen. Exemplarisch sei an dieser Stelle eine auf Schaumstoff gelagerte Testblik mit 29 Schaufeln und einer normier-

ten Schaufellänge von 0,90 unter Gleitsinuserregung betrachtet (vgl. Abb. 12). Die Blik ist bereits mit DMS appliziert, deren Anbindung wahlweise über einen temperaturbeständigen Keramikkleber (K-DMS) oder klassisch über Folien (F-DMS) erfolgt. Die Folienanbindung ist bei dieser vorderen Stufe auf Grund der hier vergleichsweise geringen Temperaturen im Bereich von ca. 100 °C im Betrieb noch möglich.

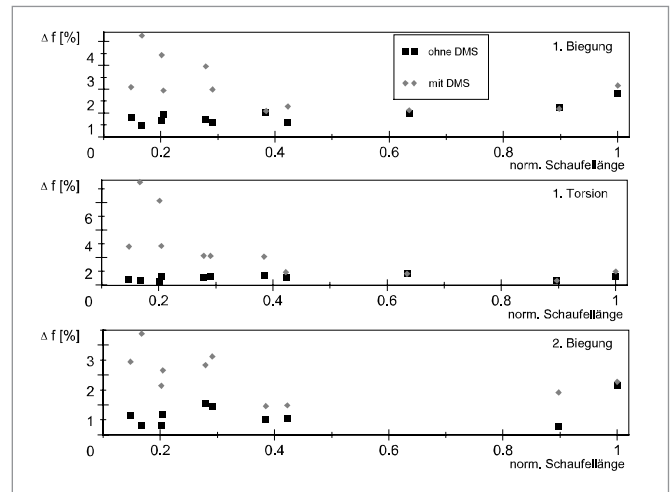


Abbildung 12:
 Maximales Mistuning bei Testblik unterschiedlicher Geometrie in Abhängigkeit von der DMS - Applizierung

Abb. 13 enthält eine Auswahl visualisierter Schwingungsformen. Die von starker Kopplung der Scheiben- und Schaufelbewegung geprägten Schwingungsformen (Abb. 13, oben) entsprechen annähernd jenen eines perfekten Designs und gestatten eine Zuordnung nach allerdings gekrümmten („modifizierten“) Knotendurchmesserlinien (hier MCSM 2 und 3). Des weiteren gelingt es, eine Reihe durch Lokalisierungsphänomene geprägte Schwingungsformen zu visualisieren (Abb. 13, Mitte und unten). Eine genauere Betrachtung verrät, dass deren überwiegender Teil offensichtlich durch die DMS-Applizierung hervorgerufen bzw. zumindest begünstigt wird. Dies gilt insbesondere für die mittels Keramikkleber befestigten DMS, welche verglichen mit den Folien-DMS formal einen höheren Steifigkeitsbeitrag leisten. Es sei in diesem Zusammenhang angemerkt, dass infolge der DMS-Applizierung zumindest keine merkliche Frequenzverstimmung festgestellt werden konnte und dennoch Lokalisierung auftritt. Eine Ausnahme stellt der Mode bei 401,7 Hz dar, bei dem nicht instrumentierte Schaufeln von Lokalisierung geprägt sind. Eine genauere Betrachtung verdeutlicht jedoch, dass es sich hierbei um einen Mischmode handelt, der sich aus der Lokalisierung und einer Einknotendurchmesserschwingungsform zusammensetzt.

8 Ausblick

Vorab dargestellte Untersuchungen sind auf das lebensdauerrelevante Thema Mistuning und daraus resultierende Lokalisierungsphänomene fokussiert. Hieran schließen sich eine Reihe von Fragestellungen an, deren Beleuchtung Gegenstand zukünftiger Untersuchungen sein wird. Hierzu gehört beispielsweise generell die messtechnische Untersuchung

weiterer Blisks hinsichtlich Mistuning, DMS-Einfluss und Schwingungsformen sowie darauf aufbauend eine statistische Aufbereitung der Ergebnisse in Abhängigkeit von der Bliskgeometrie. Von besonderem Interesse ist die Berücksichtigung des DMS-Einflusses in zukünftige DMS-Applizierungs- und Kalibrierungsstrategien. Mit der Auswertung von DMS-Signalen im Rahmen der Laserscanningmessungen könnte den Erkenntnissen zum DMS-Einfluss ein weiterer Baustein hinzugefügt werden, der einen direkten Bezug zu Fragen der Lebensdauer herstellt.

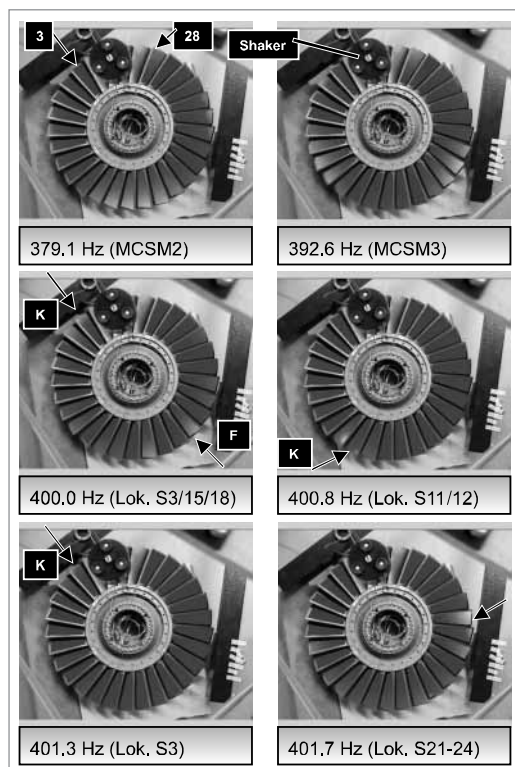


Abbildung 13:
Visualisierte
Schwingungs-
formen
(K: Keramik-
kleber-DMS;
F: Folien-DMS)

Wie sich Mistuning im Betrieb von Triebwerken tatsächlich auswirkt, lässt sich abschließend erst klären, wenn die Wechselwirkung von Schaufelbewegung und Umströmung in die Betrachtungen mit einbezogen wird. Aerodynamische Dämpfung, mitschwingende Luftmassen und Abstützeffekte spielen in diesem Zusammenhang eine Rolle. Ausgehend von gekoppelten Berechnungen der Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) werden diesbezüglich zur Zeit am Lehrstuhl vereinfachte Modelle für den Auslegungsprozess von Verdichterschaufeln in der Pre-Design-Phase entwickelt. Erste Ergebnisse dieser Untersuchungen sind u. a. in (SCHRAPE & KÜHHORN, 2006) und (SCHRAPE et al., 2006) dokumentiert.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei Rolls-Royce Deutschland für die fachliche und finanzielle Unterstützung der in dieser Veröffentlichung dargestellten Untersuchungen. Die Untersuchungen sind Teil des Vorhabens DeSK Blisk Validierung (FKZ: 80121978), welches durch das Land Brandenburg und mit Mitteln des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (efreinfo@mw.brandenburg.de) gefördert wird.

Literatur

- 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 2003, München.
- WITTE, H.; PIANKA, C.; 2000:** Validierung einer Verdichter-Schaufelscheibe (Blisk) in der Erprobung – Echtzeit-Signalanalyse und iterative Modellanpassung, VDI-Berichte Nr. 1550.
- BEIROW, B.; KÜHHORN, A.; GOLZE, M.; KLAUKE, TH.; PARCHEM, R.; 2005:** Experimental and Numerical Investigations of High Pressure Compressor Blades Vibration Behaviour Considering Mistuning; 10th International NAFEMS World Congress, 17.-20. Malta. ISBN 1 874 376 03 4.
- PETROV, E. P.; EWINS, D. J.; 2003;** In: Analysis of the Worst Mistuning Patterns in bladed Disk Assemblies. Journal of Turbomachinery, Vol. 125, pp-623-631.
- KÜHHORN, A.; BEIROW, B.; PARCHEM, R.; KLAUKE, T.; 2006:** Schaufelschwingungen bei realen Verdichterintegralrädern. DGLR-Kongress 2006, Braunschweig.
- KÜHHORN, A.; BEIROW, B.; KLAUKE, T.; 2006:** Lokalisierungsphänomene bei Hochdruckverdichterschaufelscheiben, VDI-Schwingungstagung Fulda, VDI-Berichte Nr. 1968.
- SCHRAPE, S.; KÜHHORN, A.; 2006:** FSI of a Simplified Aero Engine Compressor Cascade Configuration. GAMM Annual Meeting, March 27-31, Berlin, 2006.
- SCHRAPE, S.; KÜHHORN, A.; GOLZE, M.:** Simulation fluidgedämpfter Strukturschwingungen mittels partioniertem Kopplungsansatz via MpCCI. Fachbeitrag in NAFEMS Magazin, Nr. 2-2006, Ausgabe 4, NAFEMS Kontakt DACH und Nordic, Juli 2006.



v. l. n. r.:
Bernd Beirow,
Arnold Kühhorn,
Thomas Klauke

Prof. Dr.-Ing. Arnold Kühhorn, 1956 in Weisendorf/Bayern geboren. 1977 bis 1982 Studium des allgemeinen Maschinenbaus an der FH Coburg. 1982 bis 1985 Studium des theoretischen Maschinenbaus an der TU Berlin. 1985 bis 1988 Entwicklungstätigkeit in der Luft- und Raumfahrtindustrie. 1988 bis 1992 wissenschaftlicher Mitarbeiter am 2. Institut für Mechanik der TU Berlin. 1992 bis 1999 Professor für Mechanik an der FH Lausitz. Seit 1999 Universitätsprofessor und Inhaber des Lehrstuhls Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen an der BTU Cottbus. Seit 2004 Direktor des Rolls-Royce University Technology Centers (UTC) „Multidisciplinary Process Integration“ an der BTU Cottbus.

Dr.-Ing. Bernd Beirow, 1967 in Calw geboren. 1987-1993 Studium der Luft- und Raumfahrttechnik an der TU Berlin. 1994 bis 2000 wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Statik und Dynamik der BTU Cottbus. 2000 bis 2001 Gutachterstätigkeit im Bereich Baudynamik. Seit 2001 Oberingenieur am Lehrstuhl.

Dipl.-Ing. Thomas Klauke, 1977 in Zittau geboren. 1997-2003 Maschinenbaustudium an der BTU Cottbus. Seit 2003 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl.