

SCHWINGUNGSVERHALTEN INTEGRALER HOCHDRUCKVERDICHTERLAUFRÄDER UNTER BERÜCKSICHTIGUNG VON FLUID-STRUKTUR-WECHSELWIRKUNGEN UND MISTUNING

B. Beirow, A. Kühhorn, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, Deutschland
J. Nipkau, Rolls-Royce Deutschland, Deutschland

Zusammenfassung

Auf der Grundlage einer realen Verdichterrotorstufe wird analysiert, welchen Einfluss variierendes Mistuning und die Modellierung von Umströmungseinflüssen auf die Vorhersage erzwungener Schwingungsantworten ausüben. Hierfür wird auf ein MKS-Ersatzmodell zurückgegriffen, dessen Scheibenparameter unverändert bleiben und die Schaufelparameter wahlweise entsprechend messtechnisch ermittelter Frequenzmistuningverteilungen oder an künstliche Mistuningmuster angepasst werden. Die Modellierung der Fluid-Struktur-Wechselwirkungen erfolgt über so genannte Einflusskoeffizienten. In Abhängigkeit der erregten Schaufelschwingungsform, der Erregerordnung und der Berücksichtigung der aerodynamischen Einflüsse wird schließlich auf der Basis von Optimierungsanalysen sowohl nach den jeweils günstigsten als auch nach den jeweils ungünstigsten Mistuningmustern bzgl. der zu erwartenden, maximalen Schaufelverschiebung gesucht. Insbesondere soll eine Klärung der Frage herbeigeführt werden, ob und inwieweit die Umströmung in Verbindung mit Mistuning sogar zu einer Reduzierung erzwungener Schwingungsantworten im Vergleich zu einer perfekten, unverstimmten Blik beitragen kann.

1. EINLEITUNG

Als Reaktion auf die marktseitigen und zudem vom Gesetzgeber formulierten Anforderungen an moderne Flugtriebwerke hinsichtlich einer Verminderung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei gleichzeitig vergrößerter Leistung konnte sich die Integralbauweise bei Hochdruckverdichtern längst etablieren. Unabhängig von den Vorteilen, welche diese, auch unter dem Begriff ‚Blik-Bauweise‘ bekannte, Technologie mit sich bringt, bestehen im Hinblick auf die Strukturtechnik eine Reihe von Besonderheiten, die unter anderem mit unvermeidbaren, fertigungsbedingten Störungen der Rotationssymmetrie (Mistuning) in Zusammenhang stehen. Infolgedessen können, auch abhängig von der Ausprägung der modeabhängigen Scheibe-Schaukel-Kopplungen, stark lokalisierte Betriebsschwingungsformen entstehen, welche letztlich durch ein gegenüber dem idealen Design erhöhtes Verzerrungsniveau charakterisiert sind. Aufgrund der gleichzeitig sehr kleinen mechanischen Dämpfung fällt dem aerodynamischen Dämpfungsbeitrag für die Begrenzung der Antwortüberhöhung derartiger Schwingungsformen eine Schlüsselrolle zu.

Die negativen Auswirkungen von Mistuning auf erzwungene Schwingungsantworten beschäufelter Laufräder beschäftigen Industrie und Wissenschaftslandschaft seit mehr als 40 Jahren [1-14]. Bereits im Jahre 1966 wurde von Whitehead [2] mit

$$(1) \quad \gamma = \frac{\max u_{\text{mistuned}}}{\max u_{\text{tuned}}} = \frac{1}{2} (1 + \sqrt{N})$$

eine konservative Obergrenze für die maximale Verschiebungsüberhöhung eines verstimmten Laufrades mit N Schaufeln gegenüber dem perfekten Design angegeben. Auf der Basis vorgegebener oder wahlweise gemessener Frequenzmistuningverteilungen konnten i. d. R. Verstär-

kungsfaktoren zwischen 1 und knapp über 2 festgestellt werden [1-4, 6-14]. Petrov [5] gelang es am Beispiel eines Hochdruckturbinenlaufrades mit 92 Schaufeln für die Ermittlung des schlimmsten Mistuningmusters ein Optimierungsproblem zu formulieren. Mit einer Verstärkung von 5,02 konnte er sich dem Whitehead-Limit von 5,30 annähern.

In [17] konnte ebenfalls Petrov zeigen, dass bei Berücksichtigung der Umströmung wachsendes Mistuning zu einer Verringerung der erzwungenen Schwingungsantwort bei kleinen Erregerordnungen sogar unterhalb jener der idealen Blik mit identischen Schaufeln führen kann. Am Beispiel einer Hochdruckverdichterstufe konnte entsprechendes auf der Grundlage von messwertbasierten, zu Analyse Zwecken jedoch hochskalierten Frequenzmistuningverteilungen beobachtet werden [18].

Auch in dieser Arbeit soll der Einfluss der Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) basierend auf der Einflusskoeffizientenmethode [19] im Sinne von Extremwerten der Verschiebungsantwort untersucht werden. Ziel ist es, am Beispiel der Frontstufe eines E3E-Hochdruckverdichters mit 29 Schaufeln (BILD 1), abhängig von der Erregerordnung Verstimmungsverteilungen zu finden, welche zur jeweils kleinsten bzw. größten Antwort führen. Für die Lösung dieses Optimierungsproblems, in dem entsprechend der Schaufelanzahl 29 Designvariablen für die einzelnen Schaufel-eigenfrequenzen („blade-alone“) definiert werden, finden genetische Algorithmen Verwendung. Zielfunktion ist die jeweils kleinste bzw. größte Schaufelschwingungsantwort, deren Berechnung über ein MKS-Modell der Blik erfolgt. Die Ergebnisse werden Vergleichslösungen bei messtechnisch ermittelter Mistuningverteilung sowie Lösungen ohne Berücksichtigung des Umströmungseinflusses gegenübergestellt. Zudem wird die Auswirkung von Mistuning der mechanischen Schaufeldämpfung quantifiziert.

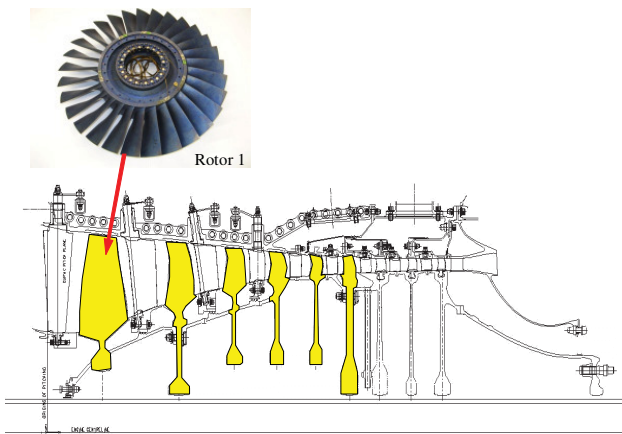


BILD 1. E3E-HPC Versuchsverdichter [15]

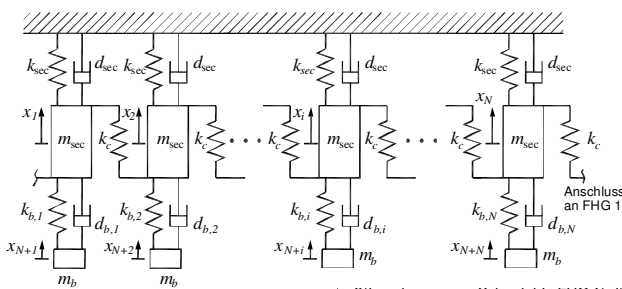


BILD 2. Mechanisches Blik-Ersatzmodell (EBM) [13]

2. REALE VERSTIMMUNGSVERTEILUNG

2.1. Experimentelle Ermittlung von Mistuning

Für die Beschreibung frequenzbasierter Mistunings werden mit Hilfe von Anschlagversuchen schaufeldominierte Eigenfrequenzen nach einem patentierten Verfahren [16] an der ruhenden Blik identifiziert. Auf der Grundlage einer numerischen Simulation der Anschlagversuche [13] mit dem Ziel, für jede Modefamilie jeweils ein mechanisches MKS-Modell – das so genannte EBM (Equivalent Blik Model) – anzupassen, können schließlich die Schaufelsteifigkeiten $k_{b,i}$ identifiziert werden (Bild 2). Die Berücksichtigung der Fliehkraftversteifung an Hand einer in [19] vorgeschlagenen Methodik erfolgt über eine Korrektur Δk der Schaufelsteifigkeiten:

$$(2) \quad \Delta k = (\omega_{CSM\max}^2(\Omega) - \omega_{CSM\max}^2(\Omega = 0)) \cdot m_b$$

Hierin bedeuten:

$\omega_{CSM\max}(\Omega)$: Eigenkreisfrequenz bei maximaler Knotendurchmesserlinienanzahl (hier: $CSM_{\max} = 14$) bei Drehzahl Ω

m_b : effektive Schaufelmasse

BILD 3 zeigt die auf den jeweiligen Mittelwert bezogenen Verteilungen der Schaufeleigenfrequenzen („Blade Alone“) für die Modefamilien Schaufelgrundbiegung (1F), die zweite Schaufelbiegung (2F), die Schaufeltorsion (1T) und die Schaufellängsachsenbiegung (TL, „Tramline“). Da die Schaufeln im MKS-Modell durch jeweils nur einen Freiheitsgrad repräsentiert werden, ist für jede Schaufelmodelfamilie ein eigenes Blikmodell anzupassen. Die Stan-

dardabweichungen der bezogenen Frequenzverteilungen bewegen sich zwischen moderaten 0,118 % (TL) und 0,144 % (2F).

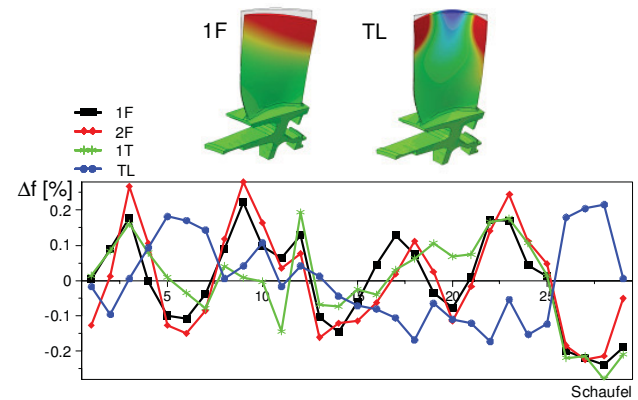


BILD 3. Schaufelfrequenzverteilungen einschließlich Fliehkraftversteifung

2.2. Erzwungene Schwingungsantwort bei Vernachlässigung der FSI

Die Auswirkung der messtechnisch ermittelten Verstimmungen auf erzwungene Schwingungsantworten sei zu Vergleichszwecken zunächst ohne Berücksichtigung der Fluid-Struktur-Wechselwirkung untersucht. Im Sinne einer akademischen Studie wird eine umlaufende Einheitserregung entsprechend der Erregerordnungen von 0 bis 14 auf den Schaufeln verwendet. Im Vordergrund steht eine Quantifizierung der maximalen Schaufelverschiebungsüberhöhung γ gegenüber dem perfekten, verstimmungsfreien Design. Es erfolgt eine Fokussierung auf den Grundbiegemode (1F) und den Tramlinemode (TL). BILD 4 verdeutlicht, dass sich die Bandbreite der Verstärkung für beide Moden in einer vergleichbaren Größenordnung bewegt. Die größte Verstärkung wird mit $\gamma = 1,52$ für eine EO14-Anregung beim Tramlinemode erreicht. Die zugehörige erzwungene Schwingungsantwort aller Schaufeln wird durch BILD 5 dargestellt. Lediglich 8 der 29 Schaufeln übertreffen die Maximalverschiebung des unverstimmten Systems ($\gamma = 1,00$). Die Verstärkungen konzentrieren sich auf die Schaufeln 26 bis 29 sowie schwächer ausgeprägt auf die Schaufeln 4 bis 7.

Es sei angemerkt, dass sich die zu Grunde gelegte, konstante Dämpfung auf einem extrem niedrigen Niveau mit 0,016 % (1F) bzw. 0,020 % (TL) bewegt. Die genannten Werte repräsentieren die mechanische Dämpfung einschließlich der Dämpfungswirkung der ruhenden Luft bei Raumbedingungen und wurden experimentell ermittelt.

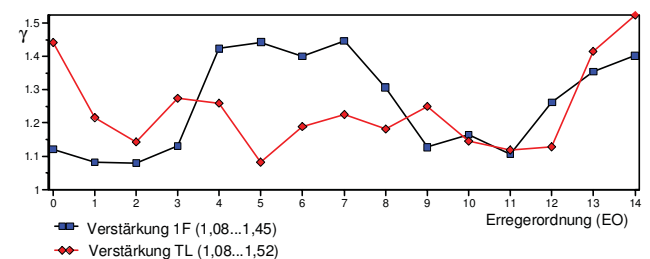


BILD 4. Verstärkung maximaler Schaufelverschiebungen infolge gemessenen Mistunings (ohne Umströmungseinfluss)

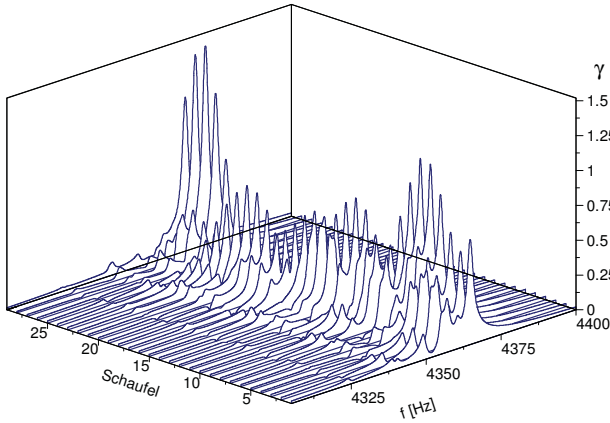


BILD 5. Erzwungene Schwingungsantwort bei EO14 im Bereich TL (ohne Umströmungseinfluss)

2.3. Erzwungene Schwingungsantwort bei Berücksichtigung der FSI

Die aerodynamische Kopplung der Schaufeln wird mit Hilfe so genannter Einflusskoeffizienten [19-22] berücksichtigt, deren Größe vom Abstand der Schaufeln abhängen. Es sei angemerkt, dass kleine Schaufelverschiebungen und lineare Verhältnisse in der Berechnung zu Grunde gelegt werden. Entsprechend des in BILD 6 dargestellten Schemas wird in einer stationär durchströmten Schaufelkaskade mit N identischen Schaufeln eine Referenzschaufel (Schaufel 0) entsprechend der betrachteten, massenormierten Schaufeleigenform Ψ harmonisch bewegt. Infolgedessen entstehen Störungen im Strömungsfeld, welche instationäre Druckverteilungen und damit modale Kräfte auf der Referenzschaufel selbst und den anderen Schaufeln hervorrufen. Mit zunehmendem Abstand von der Referenzschaufel nimmt die auf die Schaufel i wirkende modale Kraft

$$(3) \underline{f}_i^{\Psi}(t) = \int_A \underline{p}_i(t) \Psi \mathbf{n}_i dA_i$$

für gewöhnlich ab. Hierin beschreibt $\underline{p}_i(t)$ den instationären statischen Druck und \mathbf{n}_i den Normalenvektor auf das Flächenelement dA_i . Der zugeordnete Einflusskoeffizient entsteht durch Bezug auf die modale Verschiebungsamplitude der Referenzschaufel:

$$(4) \hat{\underline{L}}_i^{\Psi}(t) = \frac{\hat{f}_i^{\Psi}}{\hat{q}_0^{\Psi}}$$

Die Einflusskoeffizienten werden schließlich in der Einflusskoeffizientenmatrix der Dimension $2N \times 2N$ platziert:

$$(5) \hat{\underline{L}}^{\Psi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \vdots & 0 & 0 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 & \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & \dots & 0 & \hat{\underline{L}}_0^{\Psi} & \hat{\underline{L}}_{N-1}^{\Psi} & \dots & \hat{\underline{L}}_1^{\Psi} \\ 0 & 0 & \ddots & \vdots & \hat{\underline{L}}_1^{\Psi} & \hat{\underline{L}}_0^{\Psi} & \hat{\underline{L}}_{N-1}^{\Psi} & \dots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 & \dots & \hat{\underline{L}}_1^{\Psi} & \hat{\underline{L}}_0^{\Psi} & \hat{\underline{L}}_{N-1}^{\Psi} \\ 0 & \dots & 0 & 0 & \hat{\underline{L}}_{N-1}^{\Psi} & \dots & \hat{\underline{L}}_1^{\Psi} & \hat{\underline{L}}_0^{\Psi} \end{bmatrix}$$

Für die Bewegungsgleichung unter Berücksichtigung der Einflusskoeffizientenmatrix folgt

$$(6) \underline{M} \ddot{\underline{x}}(t) + \underline{D} \dot{\underline{x}}(t) + \underline{K} \underline{x}(t) = \hat{\underline{L}}^{\Psi} \cdot m_b \underline{x}(t) + \underline{F}^F(t)$$

Hierin bezeichnen \underline{M} , \underline{D} und \underline{K} die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix, \underline{F}^F den Vektor der externen Erregerkräfte und \underline{x} den Verschiebungsvektor. Mit Hilfe der Substitution

$$(7) \hat{\underline{L}} = \hat{\underline{L}}^{\Psi} \cdot m_b,$$

in der die Schaufelmasse m_b als Normierungsfaktor fungiert [19], lässt sich schließlich das Eigenwertproblem

$$(8) \{ \lambda_{a,i}^2 \underline{M} + [\underline{K} - \hat{\underline{L}}] \} \hat{\underline{x}} = \mathbf{0}$$

formulieren. In den Eigenwerten

$$(9) \lambda_{a,i} = -\delta_{a,i} + j\omega_{a,i}$$

von besonderem Interesse ist der aerodynamische Dämpfungsbeitrag $\delta_{a,i}$ des i -ten Modes, welcher in BILD 7 in Gestalt des Lehr'schen Dämpfungsmaßes D_i dargestellt ist:

$$(10) D_i = \frac{\delta_{a,i}}{\omega_{0,i}}$$

Hierin bezeichnet $\omega_{0,i}$ die ungedämpfte Schaufeleigenkreisfrequenz des i -ten Modes, welche nur marginal von der aeroelastischen Schaufeleigenkreisfrequenz $\omega_{a,i}$ abweicht. BILD 7 offenbart eine starke Abhängigkeit der aerodynamischen Dämpfung vom Schaufelzwischenphasenwinkel. Insbesondere bei betragsmäßig großen Schaufelzwischenphasenwinkeln werden vergleichsweise große Dämpfungen erreicht. Zudem wird deutlich, dass im Vergleich zur Schaufelgrundbiegung (1F) der Tramlinemode (TL) von einer drastisch verringerten Dämpfung charakterisiert ist, es werden nur noch zwischen 16 und 45 % des 1F-Niveaus erreicht. Im Vergleich zur mechanischen Dämpfung ist die aerodynamische Dämpfung des Tramlinemodes im Mittel dennoch um etwa den Faktor 20 größer, bei der Schaufelgrundbiegung ist es im Mittel sogar der Faktor 120.

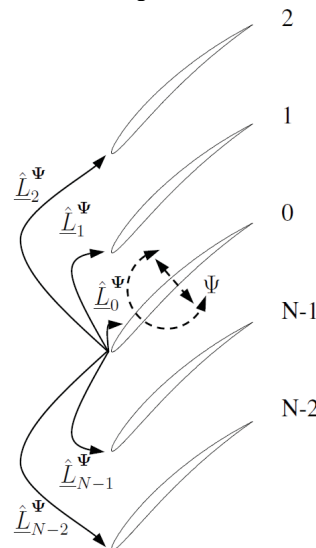


BILD 6. Zur Methode der aerodynamischer Einflusskoeffizienten [19]

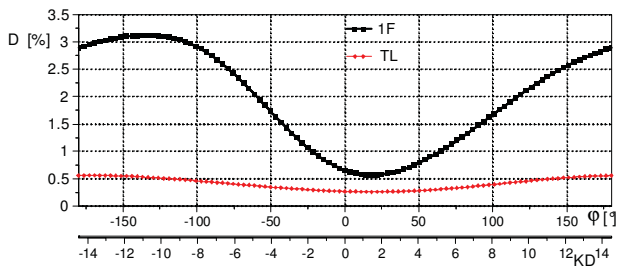


BILD 7. Aerodynamische Dämpfung in Abhängigkeit vom Schaufelzwischenphasenwinkel φ , MTO [18] mit Zuordnung der Knotendurchmesserlinienanzahl

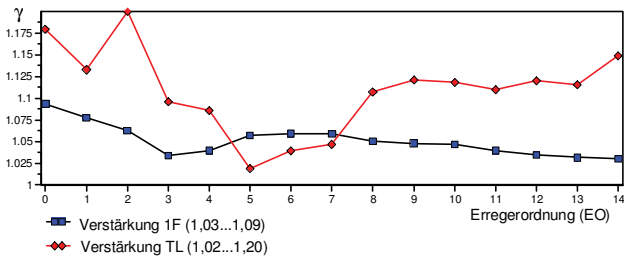


BILD 8. Verstärkung maximaler Schaufelverschiebungen infolge gemessenen Mistunings (mit Umströmungseinfluss)

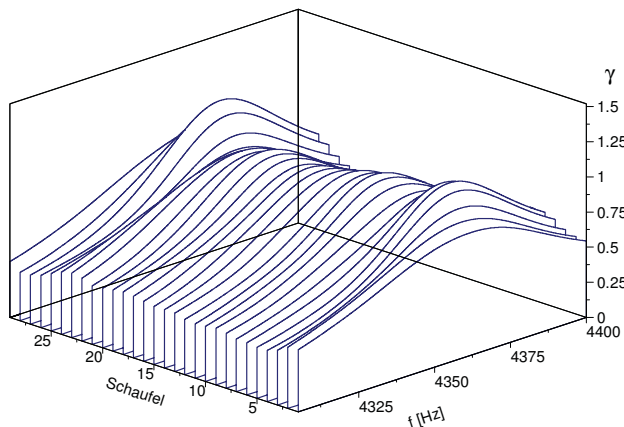


BILD 9. Erzwungene Schwingungsantwort bei EO14 im Bereich TL (mit Umströmungseinfluss)

BILD 8 offenbart den größeren Einfluss der aerodynamischen Dämpfung auf die Verstärkung maximaler Schaufelantworten beim Schaufelgrundbiegemode im Vergleich zum höheren Tramlinemode: Es kommt zu einer Vergleichmäßigung der Schaufelverschiebungen mit Verstärkungen von weniger als 10 %. Abgesehen von den Erregerordnungen 5, 6 und 7 werden hier beim aerodynamisch schwächer gedämpften Tramlinemode höhere Verstärkungen bis 20 % erreicht. Nichtsdestotrotz führt der aerodynamische Dämpfungsbeitrag insgesamt zu einer Abschwächung des Mistuningeinflusses (BILD 9) in Gestalt einer im Vergleich zu BILD 5 stark geglätteten, erzwungenen Schwingungsantwort. Insgesamt 13 Schaufeln erfahren eine, allerdings geringere, Überhöhung der Maximalverschiebung bzgl. der unverstimmten Blisk gegenüber lediglich 8 ohne Berücksichtigung des Umströmungseinflusses. Auch hierin dokumentiert sich eine gleichmäßigere Verteilung der Schwingungsenergie.

3. OPTIMIERUNG

Die in den vorangegangenen Abschnitten durchgeführten Berechnungen basieren auf messtechnisch ermitteltem Schaufelmistuning und sind somit formal auf die Gegebenheiten einer bestimmten Blisk-Hardware begrenzt. Im Sinne eines ‚Worst-Case‘-Szenarios soll deshalb auf der Grundlage einer Optimierung mittels genetischer Algorithmen nach Mistuningverteilungen gesucht werden, welche die größtmöglichen, von der jeweiligen Erregerordnung k abhängigen, Schaufelverschiebungen $^{EOk}u_{\max}$ verursachen. Das Optimierungsproblem wird über die folgende Zielfunktion formuliert:

$$(11) \quad ^{EOk}u_{\max} = \max\{u_i(\mathbf{f})\}, i = 1, 2, \dots, N, k = 0, 1, \dots, 14.$$

Der Ausdruck $\mathbf{f} = \{f_1, f_2, \dots, f_N\}$ repräsentiert den Vektor der Designvariablen und enthält die N Schaufeleigenfrequenzen f_i (‚Blade-Along‘) des betrachteten Schaufelmodus.

3.1. Maximale erzwungene Schwingungsantworten ohne Berücksichtigung von FSI

In Analogie zum zweiten Abschnitt werden die Untersuchungen zunächst auf reine Strukturantworten ohne aerodynamische Kopplungs- und Dämpfungseinflüsse fokussiert. Der Vergleich zu den Ergebnissen bei gemessenem Mistuning (BILD 4) belegt, dass erheblich größere Verstärkungen bis hin zu einem Faktor von $\gamma = 3,16$ erreicht werden (BILD 10), welcher dem Whitehead-Limit von 3,19 bereits sehr nahe kommt. Es sei allerdings angemerkt, dass Schaufelfrequenzabweichungen von bis zu 3 % zugelassen wurden, also einer Größenordnung, welche beispielsweise durch die Instrumentierung mit Dehnungsmessstreifen hervorgerufen werden kann [12]. Als weitere Nebenbedingung ist eine Begrenzung der Standardabweichung der Frequenzmistuningverteilung auf maximal 1 % formuliert. Für Erregerordnungen kleiner EO 7 werden bzgl. der Schaufelgrundbiegung (1F) Lösungen gefunden, für die die Verstärkung der Antworten im Vergleich zum Tramlinemode besonders groß ausfallen. Ab EO 7 bewegen sich die Verstärkungen auf einem ähnlichen Niveau. Auffällig ist der Einbruch bei einer EO 5-Erregung, welcher mit der hier auftretenden, stärkeren Kopplung von Scheiben- und Schaufelbewegung in Zusammenhang steht (BILD 18).

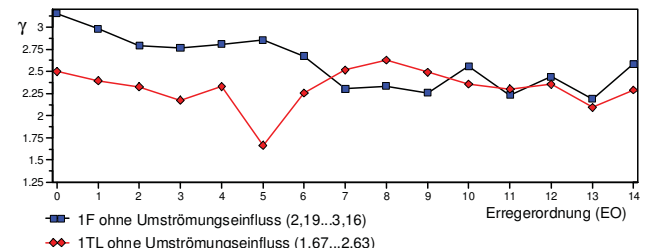


BILD 10. Verstärkung maximaler Schaufelverschiebungen nach erfolgter Optimierung (ohne Umströmungseinfluss)

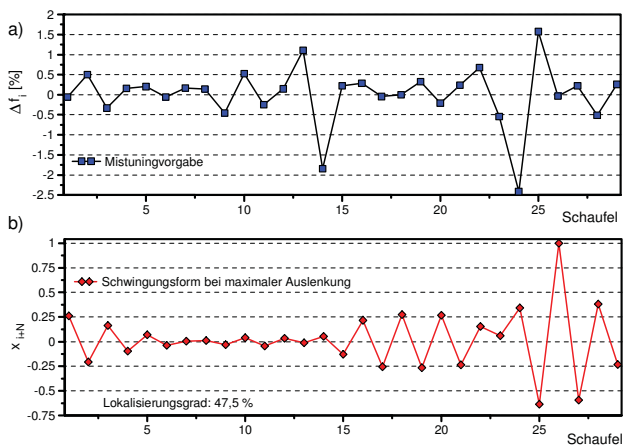


BILD 11. a) maximalwertoptimierte Mistuningvorgabe im Bereich TL, b) Schwingungsform bei maximaler Schaufelauslenkung infolge EO 14 (ohne Umströmungseinfluss)

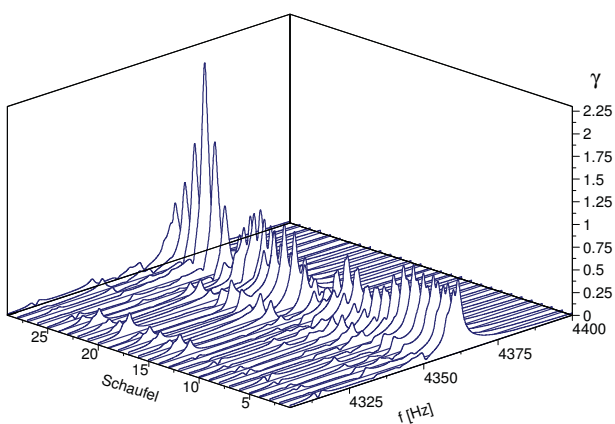


BILD 12. Erzwungene Schwingungsantwort bei EO14 im Bereich TL (ohne Umströmungseinfluss, maximalwertoptimiert)

Bild 11a zeigt exemplarisch eine bezüglich einer maximalen EO 14-Antwort optimierte Frequenzmistuningvorgabe im Bereich des Traminemodes. Es wird deutlich, dass obwohl die erlaubte Abweichung vom Mittelwert ($\pm 3\%$) wie auch die zulässige Standardabweichung von maximal 1 % mit 0,74 % nicht ausgenutzt werden, eine im Bereich der Schaufel 26 lokalisierte Schwingungsform (Lokalisierungsgrad [11]: 47,5 %) entsteht (BILD 11b). Dies wird auch in der spektralen Darstellung von BILD 12 deutlich.

3.2. Extremwerte erzwungener Schwingungsantworten bei Berücksichtigung von FSI

Anders als bei einer unverstimmten Blik, bei der eine bestimmte Erregerordnung EO_i ausschließlich eine perfekte Schwingungsform mit dem festen Schaufelzwischenphasenwinkel

$$(12) \varphi_i = 2\pi \frac{EO_i}{N}$$

zu erregen vermag, z. B. ist gemäß Wilson & Utengen [23] durch eine EO 2 nur eine Schwingform mit 2 Knotendurchmesserlinien (KD 2) anregbar, können bei verstimmt Bliks durch eine Erregerordnung alle Eigen-

schwingungsformen angeregt werden, welche bei einer Fourierzerlegung passende teilharmonische Anteile enthalten (BILD 13). Es wird deutlich, dass der in BILD 13b exemplarisch gezeigte MCSM 2 (modified cyclic symmetry mode 2) infolge eines hier zufälligen gewählten Mistunings i. d. R. alle Teilharmonischen enthält und entsprechend durch alle Erregerordnungen mehr oder minder stark angeregt werden kann.

Vor dem Hintergrund der starken Abhängigkeit der aerodynamischen Dämpfung vom Schaufelzwischenphasenwinkel insbesondere bei der Schaufelgrundbiegung (1F) wird erwartet (BILD 7), dass bei Anregung kleiner Erregerordnungen (z. B. EO 1) durch Beiträge höherer Harmonischer mit höheren aerodynamischen Dämpfungen der antwortverstärkenden Wirkung von Mistuning entgegengewirkt wird. Deshalb wird an dieser Stelle neben einer maximierten auch die minimierte Schwingungsantwort im Sinne einer Optimierung untersucht.

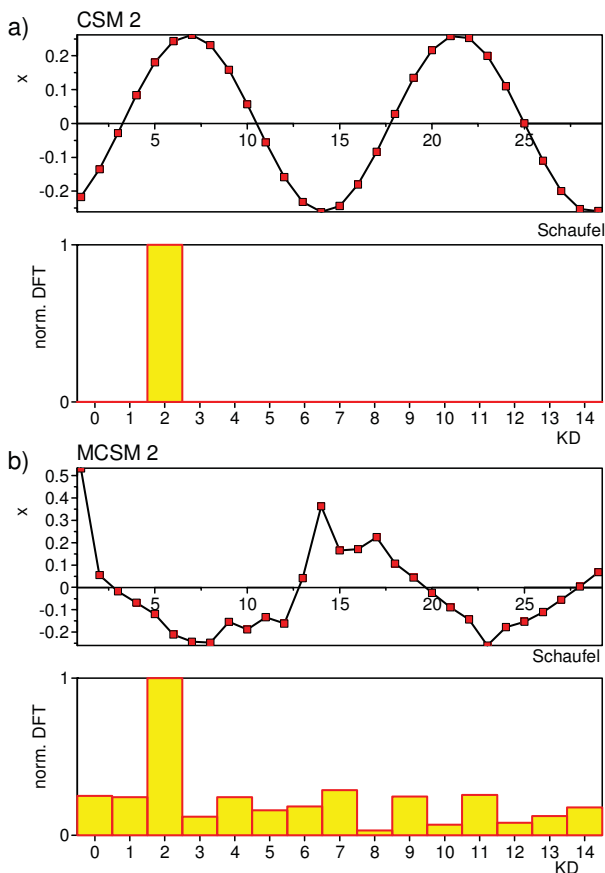


BILD 13. Eigenformabwicklungen (1F) mit Zerlegung in Teilharmonische. a) unverstimmt (tuned), b) zufällig verstimmt (mistuned)

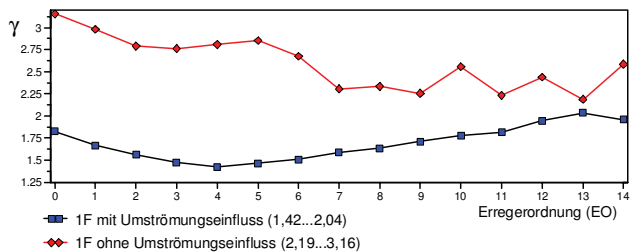


BILD 14. Größte Verstärkungen maximaler Schaufelverschiebungen, maximalwertoptimiert (1F)

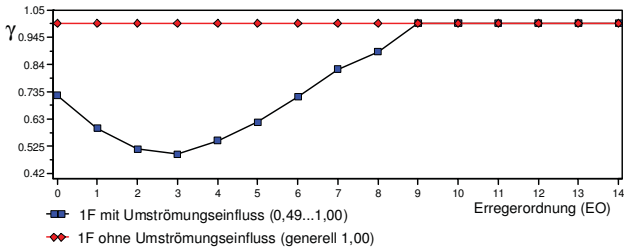


BILD 15. Abschwächung maximaler Schaufelverschiebungen nach erfolgter Minimalwertoptimierung (1F)

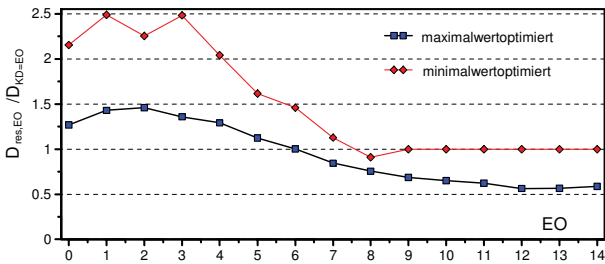


BILD 16. Resultierende Dämpfungsbeiträge (1F) normiert bzgl. der jeweiligen Dämpfung D_{KD} der unverstimmten Blik

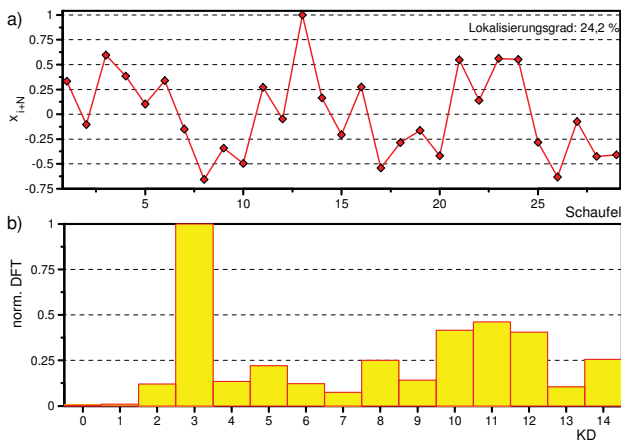


BILD 17. a) Schwingungsform bei minimierter Schaufel-auslenkung infolge EO 3 im Bereich 1F (mit Umströmungseinfluss), b) zugehörige Fourierzerlegung

Die in BILD 14 dargestellten Ergebnisse belegen, dass der Umströmungseinfluss für die Maximalwertoptimierung im Bereich von 1F für alle untersuchten Erregerordnungen zu einer bereichsweise signifikanten Reduktion der Verstärkungen führt. Erst mit wachsender Erregerordnung werden die Unterschiede zu den Berechnungen ohne Umströmungsberücksichtigung geringer. Dieses Verhalten begründet sich mit einer für wachsende Erregerordnungen (ab EO 2) sinkenden resultierenden Dämpfung $D_{res,EO}$ (BILD 16) bei Berücksichtigung der Umströmung. Diese beinhaltet die Dämpfungsbeiträge D_i , welche über eine Fourierentwicklung der verstimmtten Schwingungsform gewichtet und quantifiziert werden gemäß

$$(13) D_{res,EO} = \frac{\sum_{i=1}^{KD_{max}} D_i \cdot DFT_i}{\sum_{i=1}^{KD_{max}} DFT_i} \quad \text{wobei } KD_{max} = 14.$$

Noch deutlicher wird der Effekt der Dämpfungsabhängigkeit im Rahmen der Minimalwertoptimierung: Es wird für Erregerordnungen kleiner als 9 sogar eine Reduktion der maximalen Schaufelverschiebungen gegenüber der unverstimmten Blik erreicht ($\gamma < 1$, BILD 15). Die resultierenden Dämpfungen bei kleinen Erregerordnungen übertreffen den Beitrag der zuzuordnenden und das unverstimmte System kennzeichnenden reinen KD-Form um einen Faktor bis 2,5 (EO 1 und EO 3 in BILD 16). Ein Blick auf die zu EO 3 gehörige Schwingungsform (BILD 17) verrät, dass diese in ihrer Fourierentwicklung neben dem dominierenden dritten Fourierkoeffizienten (KD 3) durch vergleichsweise hohe Beiträge KD 10, 11 und 12 gekennzeichnet ist, welche viel Dämpfung beisteuern (BILD 7). Die Koeffizienten 0 und 1 mit zugeordneter kleiner Dämpfung fehlen nahezu vollständig. Als Zwischenfazit bleibt festzuhalten, dass die Zwischenphasenabhängigkeit der aerodynamischen Dämpfung im Optimierungsprozess gezielt dazu genutzt wird, die resultierende Dämpfung je nach Optimierungsziel entweder zu minimieren oder zu maximieren.

Im Gegensatz zur Schaufelgrundbiegung fallen beim Tramlinemode die Unterschiede zwischen den Berechnungen erzwungener Schwingungsantworten mit bzw. ohne Berücksichtigung der Umströmung erheblich geringer aus (BILD 18). Erklärbar ist dieses Verhalten mit einer sich für diesen höheren Mode abschwächenden Fluid-Struktur-Wechselwirkung, welche sich bereits in dem um den Faktor 2,2 bis 6,4 geringeren aerodynamischen Dämpfungsniveau im Vergleich zur Schaufelgrundbiegung zeigte (BILD 7). Für Erregerordnungen bis EO 2 bzw. größer EO 7 bestätigt sich der verstärkungsreduzierende Einfluss der Umströmung. Für die Erregerordnungen EO 3 bis 6 nehmen die Verstärkungsfaktoren nahezu identische Werte an. In diesem Bereich ist eine wachsende Kopplung zwischen Schaufel- und Scheibenbewegung zu beobachten (BILD 19). Auch die Abschwächung der Verstärkung gegenüber dem idealen Laufrad auf unter 1,7 für die Erregerordnung EO 5 ist hiermit erklärbar.

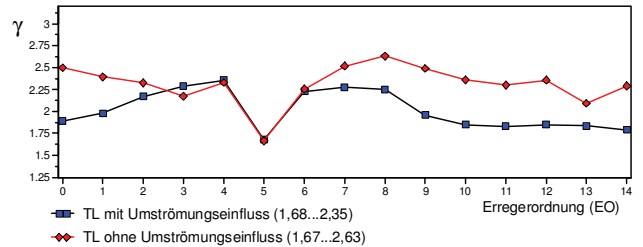


BILD 18. Größte Verstärkungen maximaler Schaufelverschiebungen nach erfolgter Maximalwertoptimierung (TL)

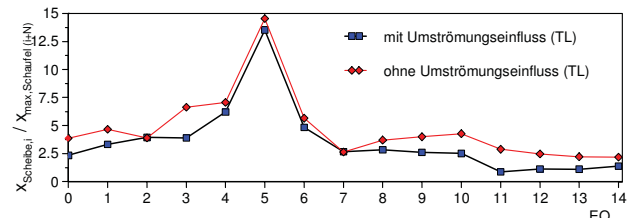


BILD 19. Prozentualer Anteil der Scheibenbewegung des Nachbarfreiheitsgrads $i+N$ bei Verschiebungsmaximum von Schaufel i (TL)

Es sei zudem angemerkt, dass die Optimierung hinsichtlich einer Minimierung der Verstärkung zu keinem Erfolg

führt, d. h. eine Unterschreitung von $\gamma = 1$ wird nicht erreicht. Die hierfür notwendige Abhängigkeit der aerodynamischen Dämpfung vom Schaufelzwischenphasenwinkel ist, zumindest für das hier vorliegende Schaufel-Scheibe-Kopplungsniveau, beim Tramlinemodus zu schwach ausgeprägt. Es lässt sich allerdings zeigen, dass bei einer annähernd starren Scheibe, d. h. einer künstlichen Vergrößerung der Steifigkeit im Sinne einer weitgehenden Entkopplung, das Niveau $\gamma = 1$ unterschritten werden könnte.

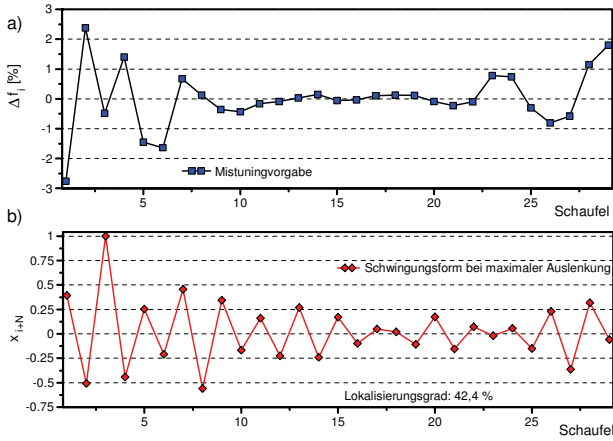


BILD 20. a) maximalwertoptimierte Mistuningvorgabe im Bereich TL, b) Schwingungsform bei maximaler Schaufelauslenkung infolge EO 14 (mit Umströmungseinfluss)

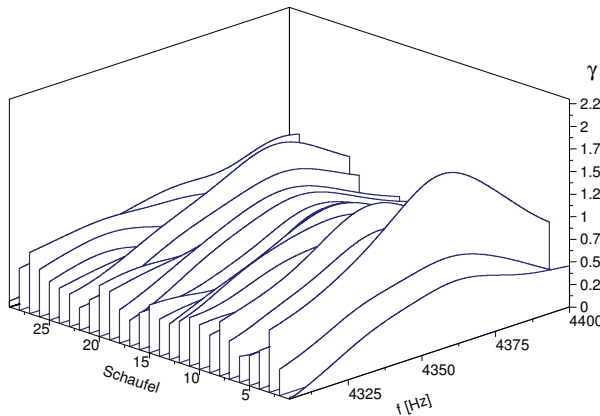


BILD 21. Erzwingene Schwingungsantwort bei EO14 im Bereich TL (mit Umströmungseinfluss, maximalwertoptimiert)

In Bild 20a wird wiederum exemplarisch eine bezüglich einer maximalen EO 14 Antwort optimierte Frequenzmistuningvorgabe dargestellt, welche im Vergleich zum Fall ohne berücksichtigten Umströmungseinfluss die erlaubte Abweichung vom Mittelwert ($\pm 3\%$) besser ausfüllt. Die zugelassene Standardabweichung von maximal 1 % wird voll ausgenutzt. Bei EO 14 Anregung resultiert hieraus eine um Schaufel 3 lokalisierte Schwingungsform (Lokalisierungsgrad: 42,4 %, BILD 20b). Im Vergleich zum Fall ohne berücksichtigte Umströmung sinkt der Lokalisierungsgrad somit um rund 5 %. Der antwortberuhigende Einfluss in Form einer Vergleichmäßigung der erzwungenen Schwingungsantwort wird durch die spektrale Darstellung in BILD 21 bestätigt.

3.3. Dämpfungsmistuning

Abweichend von den vorangestellten Abschnitten seien nachfolgend konstante Schaufeleigenfrequenzen, jedoch unterschiedliche mechanische Schaufeldämpfungen einschließlich der Dämpfungswirkung der ruhenden Luft angenommen. Für die Suche nach Schaufeldämpfungs-kombinationen, welche eine Maximierung der erzwungenen Schwingungsantwort bewirken, wird eine Optimierung gemäß der Zielfunktion

$$(14) \quad u_{\max}^{EOk} = \max\{u_i(\mathbf{D})\}, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad k = 0, 1, \dots, 14$$

mit dem Vektor der Schaufeldämpfungen $\mathbf{D} = \{D_1, D_2, \dots, D_N\}$ auf der Basis Lehr'scher Dämpfungsmaße D_i verwendet.

Von einer Berücksichtigung des Umströmungseinflusses wird in dieser auf die Schaufelgrundbiegung (1F) beschränkten Studie abgesehen. Als Nebenbedingung wird formuliert, dass der jeweilige Mittelwert der Schaufeldämpfungen jenem der Messung entspricht. Es werden Einzelabweichungen vom Mittelwert von bis zu 50 % und eine Standardabweichung der Verteilung von bis zu 15 % zugelassen. Angesichts der extrem kleinen mechanischen Dämpfung sind Schwankungen in dieser Größenordnung, etwa infolge der Applizierung von Dehnungsmessstreifen [12], durchaus realistisch.

BILD 22 a) zeigt die mittels genetischer Algorithmen gefundenen Verteilungen der Dämpfungen, die für unterschiedliche Erregerordnungen optimiert sind und in Bezug auf die Gestalt der Verteilung weitgehend unkorreliert erscheinen. Wie empfindlich sich Dämpfungsmistuning letztlich auf die erzwungenen Schwingungsantworten auswirkt verdeutlicht BILD 22 b): Es werden Verschiebungsüberhöhungen im Vergleich zur ideal unversetzten Blisk von bis zu 34 % (EO 13) erreicht. Die Gegenüberstellung mit den Ergebnissen aus gemessenem Mistuning (Frequenzvorgabe entsprechend BILD 3, konstante Dämpfung) belegt zwar, dass absolut gesehen mit maximal knapp 45 % (EO 7) eine größere Verstärkung aus der Messwertvorgabe resultiert, punktuell jedoch reines Dämpfungsmistuning zu größeren Verschiebungsantworten führt (insbesondere EO 9 bis EO 13).

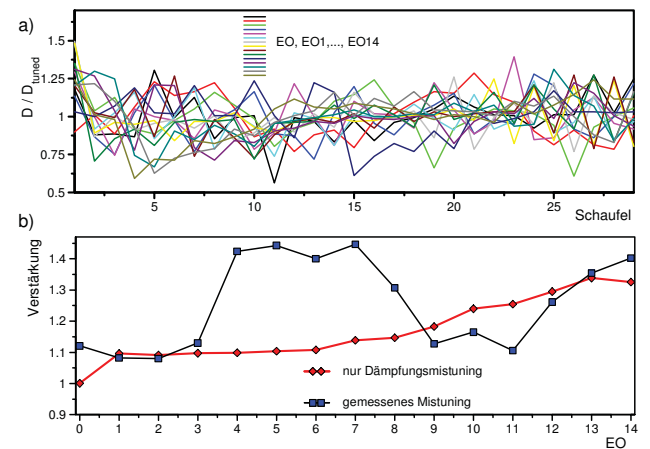


BILD 22. a) Dämpfungsmistuningvorgaben (optimiert) und b) Verstärkung γ maximaler Schaufelverschiebungen für 1F-Schaufelmode

4. ZUSAMMENFASSUNG

Am Beispiel eines realen Hochdruckverdichterlaufrades in Bliskbauweise mit 29 Schaufeln wird die Auswirkung von Schaufelmistuning auf erzwungene Schwingungsantworten untersucht. In der hierfür verwendeten MKS-Modellierung werden Schaufelparameter an vorgegebene Frequenzmistuningmuster angepasst, welche entweder messtechnisch über Schaufelanschlagversuche ermittelt oder künstlich generiert werden. Die künstliche Generierung erfolgt im Sinne einer Optimierung mittels genetischer Algorithmen mit dem Ziel, Mistuningmuster zu identifizieren, welche unter Berücksichtigung der Erregerordnung zu maximierten bzw. minimierten Schaufelverschiebungen führen. Die Berechnungen bis zu einer Erregerordnung 14 erfolgen wahlweise ohne bzw. mit Berücksichtigung des Umströmungseinflusses auf der Basis von Einflusskoeffizienten und fokussieren sich auf den Schaufelgrundbiegemode (1F) und den höheren Schaufellängsbiegemode (Tramline, TL). Die Auswertung konzentriert auf Verstärkungen der Antworten gegenüber dem idealen Design (tuned).

Die Berechnungen auf der Basis gemessenen Mistunings führen für 1F bzw. TL zu einem in der Größenordnung ähnlichen Verstärkungsniveau im Bereich von $\gamma = 1,08 \dots 1,52$, wenn der Umströmungseinfluss unberücksichtigt bleibt. Im Falle einer Berücksichtigung des Umströmungseinflusses wird vornehmlich infolge der aerodynamischen Dämpfungswirkung, welche für 1F besonders ausgeprägt ist, die Verstärkungswirkung auf den Faktor 1,09 (1F) bzw. 1,20 (TL) begrenzt. Alle berechneten Verstärkungsfaktoren sind von der Erregerordnung abhängig. Generell vergleichmäßigen sich die Schwingungsantworten in Bezug auf Lokalisierungserscheinungen als Folge der Fluid-Struktur-Interaktion.

Die auf der Basis genetischer Algorithmen gewonnenen Mistuningverteilungen führen bei Vernachlässigung der Umströmung für 1F mit bis zu $\gamma = 3,16$ zu Überhöhungen, die an das Whitehead-Limit (3,19) heranreichen. Für den TL-Mode werden maximal 2,63 erreicht. Weitere Optimierungen bei betrachteter Fluid-Struktur-Wechselwirkung begrenzen den Verstärkungsfaktor für 1F infolge der großen und stark schaufelzwischenphasenabhängigen aerodynamischen Dämpfung auf 2,04. Im Rahmen einer minimierenden Optimierung bzgl. der größten Schaufelauslenkung gelingt es für niedrige Erregerordnungen einen Faktor $\gamma = 0,49$ (EO 3) zu erreichen, d. h. in etwa eine Halbierung der Antwort des idealen Laufrades. Die Beteiligung höherer teilharmonischer Anteile in der Fourierentwicklung der zugehörigen Schwingungsform bewirkt im Idealfall eine Vergrößerung der resultierenden Dämpfung, welche dem an sich antwortverstärkenden Charakter des Mistunings entgegenwirkt. Die Zwischenphasenabhängigkeit der aerodynamischen Dämpfung im Optimierungsprozess wird gezielt dafür genutzt, die resultierende Dämpfung entsprechend des Optimierungsziels entweder zu minimieren oder zu maximieren.

Beim Tramlinemode ist der Umströmungseinfluss und damit verbunden die aerodynamische Dämpfung weniger stark ausgeprägt bzgl. Absolutwert und Schaufelzwischenphasenwinkelabhängigkeit. Folglich führen maximalwertorientierte Optimierungen auf Verstärkungsfaktoren bis immerhin 2,35. Eine Verringerung der größten Schaufelauslenkung unter das Niveau des idealen Lauf-

rades gelingt nicht.

Ergänzende Untersuchungen offenbaren zudem eine starke Sensitivität der untersuchten Blisk gegenüber Mistuning der Strukturdämpfung einschließlich des Einflusses der ruhenden Luft.

DANKSAGUNG

Die Autoren bedanken sich bei Rolls-Royce Deutschland für die fachliche und finanzielle Unterstützung. Die dargestellten Untersuchungen sind zudem Teil des BMW-geförderten Projekts AeRoBlisk (Teilprojekt: Robustes Blisk Schaufel Blattdesign) mit dem Förderkennzeichen 20T0901C.

LITERATUR

- [1] Whitehead, D. S., 1966, "Effect of Mistuning on the Vibration of Turbomachine Blades Induced by Wakes", *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 8, pp. 15-21.
- [2] Ewins, D. J., 1969, "The Effects of Detuning Upon the Forced Vibrations of Bladed Disks", *Journal of Sound and Vibration*, **9**, pp. 65-79.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] Jugde, 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.
- [7] 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.
- [8] Beirow, B., Kühhorn, A., Golze, M., Parchem, R., Johann, E., 2003, Experimentelle und numerische Untersuchungen hinsichtlich einer Festigkeitsauslegungsoptimierung von Hochdruckverdichterschaufelscheiben unter besonderer Berücksichtigung von Mistuningeffekten. DGLR-Kongress 2003 München.
- [9] Sever, I. A., 2004, "Experimental Validation of Turbomachinery Blade Vibration Predictions". PhD-Thesis, Department of Mechanical Engineering, Imperial College London.
- [10] 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.
- [11] Klauke, T., 2008, „Schaufelschwingungen realer integraler Verdichterräder im Hinblick auf Verstimmung und Lokalisierung“. Dissertationsschrift BTU

Cottbus. Der Andere Verlag.

- [12] 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
- [13] Beirow, B., 2009, „Grundlegende Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Verdichterlaufrädern in Integralbauweise“, Habilitationsschrift BTU Cottbus, Shaker, Aachen.
- [14] Strehlau, U., 2011, „Schaufelschwingungen realer integraler Verdichterlaufräder bei zusätzlicher Berücksichtigung höherer Moden“, Dissertationsschrift BTU Cottbus, Shaker, Aachen.
- [15] Klinger, H., Lazik, W., Wunderlich, T., 2008, "The Engine 3E Core Engine", Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Paper GT2008-50679, Berlin, Germany, June 9-13.
- [16] 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.
- [17] Petrov, E. P., 2009, "A Method for Forced Response Analysis of Mistuned Bladed Disk with Aerodynamic Effects Included". Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Paper GT2009-59634, ISBN 978-0-7918-3849-5, Orlando/FL., 8.-12. Juni 2009
- [18] Beirow, B., Kühhorn, A., Nipkau, J., 2011, "An Equivalent Blisk Model Considering the Influence of the Air Flow on Blade Vibrations of a Mistuned Compressor Blisk". Proceedings in Physics 139: Vibration Problems ICOVP 2011, pp. 549-555, Springer, ISBN 978-94-007-2068-8.
- [19] Nipkau, J., 2011, "Analysis of Mistuned Blisk Vibrations Using a Surrogate Lumped Mass Model with Aerodynamic Influences". Dissertationsschrift BTU Cottbus, Shaker, Aachen.
- [20] Hanamura, Y., Tanaka, H. and Yamaguchi, K., 1980, "A simplified method to measure unsteady forces acting on the vibrating blades in cascade". Bulletin of JSME, 23(180-12): 880–887.
- [21] Kahl, G., 2002, "Aeroelastic Effects of Mistuning and Coupling in Turbomachinery Bladings". Thèse N° 2629, École Polytechnique Fédérale de Lausanne.
- [22] Kielb, R. E., Feiner, D. M., Griffin, J. H., Miyakozawa, T., 2004, „Flutter of mistuned bladed disks and blisks with aerodynamic and FMM structural coupling“, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Paper GT2004-54315, Wien.
- [23] Wilson, A., Utengen, T., 1993, "Turbine blade dynamics and blade-vane interaction in a radial inflow turbine". AGARD CP 537, pp. 35/1-35/11.