

Mistuning und Dämpfung radialer Turbinen- und Verdichterlaufräder

Turbolader tragen erheblich zur Steigerung des Motorenwirkungsgrads bei. Rotierende Komponenten sind infolge der Fliehkraft, der zur Aufladung notwendigen Strömungsumlenkungen, der instationären Druckschwankungen der Strömung sowie von Temperaturgradienten als hochbelastete Laufräder einzustufen, die unter erheblicher Schwingungsanfälligkeit leiden. Am Lehrstuhl Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen der BTU Cottbus-Senftenberg wurde im Rahmen eines FVV-Forschungsvorhabens der Einfluss der fertigungsbedingten Toleranzen auf eben jenes Schwingungsverhalten untersucht. Es wird nachgewiesen, dass Intentional Mistuning zu signifikant niedrigeren Belastungen führen kann.

AUTOREN



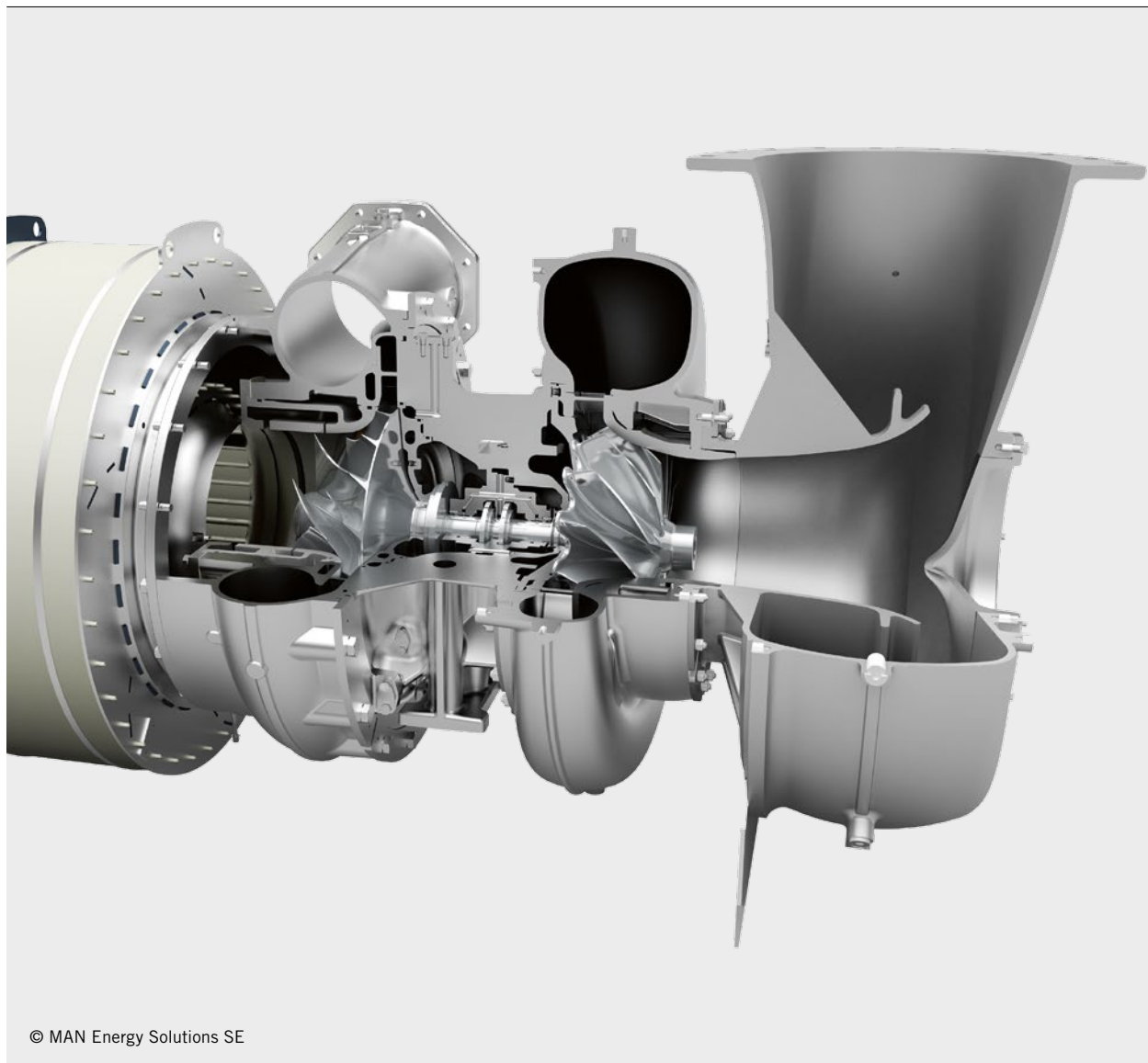
Robby Weber, M. Sc.
ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen der BTU Cottbus-Senftenberg.



Prof. Dr.-Ing. Arnold Kühhorn
ist Leiter des Lehrstuhls Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen der BTU Cottbus-Senftenberg.



Dr.-Ing. habil. Bernd Beirow
ist Oberingenieur am Lehrstuhl Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen der BTU Cottbus-Senftenberg.



© MAN Energy Solutions SE

1	AUSGANGSLAGE
2	ZUFÄLLIGE SCHAUFELVERSTIMMUNG
3	FLUIDDÄMPFUNG
4	GEZIELTE SCHAUFELVERSTIMMUNG
5	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

1 AUSGANGSLAGE

Stetig wachsende Anforderungen in Bezug auf Wirtschaftlichkeit, Leistung und Umweltfreundlichkeit bestimmen die Entwicklung moderner Verbrennungskraftmaschinen. Die Turboaufladung steigert die Motorleistung und die Effizienz von Verbrennungskraftmotoren. Folglich repräsentieren radiale Turbinen- und Verdichterräder in vielfältigen technischen Anwendungen längst den Stand der Technik. Insbesondere mit der Einführung von Abgasturbo ladern in den global außerordentlich bedeutenden Markt von kleinen und mittleren Dieselmotoren konnte eine Steigerung des Motorwirkungsgrads sowie eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Abgas- und Geräuschemissionen erreicht werden.

Zur Vorhersage der Schwingungsbeanspruchung greift die strukturdynamische Analyse oftmals auf die idealisierte Annahme der zyklischen Rotationssymmetrie zurück und identifiziert besonders kritische Resonanzen anhand großer Anregungskräfte [1]. Fertigungs- und materialbedingte Imperfektionen führen unweigerlich zu kleinsten Abweichungen zwischen allen gefertigten Schaufeln. Die Verstimmung einzelner Schaufeln stört die Annahme der zyklischen Rotationssymmetrie und ist zumeist mit einer höheren Belastung verbunden [2]. Die Energiekonzentration auf einen kleinen Bereich des Laufrads erhöht die Rissbildungsgefahr, die zum Schaufelbruch führen kann.

Die innere Dämpfung eines integralen Laufrads reduziert sich aufgrund fehlender Fügestellen auf die Werkstoffdämpfung, hervorgerufen durch Mikrobewegungen im Material. Ein vorangegangenes Forschungsvorhaben [3] hat gezeigt, dass der Beitrag der Werkstoffdämpfung für realitätsnahe Anwendungen gegenüber der aerodynamischen Dämpfung vernachlässigbar ist.

Nachfolgende Betrachtungen greifen Ergebnisse des FVV-Forschungsvorhabens Mistuning und Dämpfung III [4] auf. Aufbauend auf den experimentellen Untersuchungen bezüglich der zufälligen Schaufelverstimmung sowie der Dämpfung wird ein Verstimmungsmuster identifiziert, das die Belastung der Struktur signifikant senkt.

2 ZUFÄLLIGE SCHAUFELVERSTIMMUNG

Die Identifikation der Schaufelverstimmung basiert vornehmlich auf experimentellen Untersuchungen, die die Eigenschwingungen und die dazugehörigen Eigenfrequenzen aller Schaufeln isolieren [5]. In den gemessenen Übertragungsfunktionen, **BILD 1** (a), die ein Maß der Resonanzamplitude darstellen, ist deutlich sichtbar, dass sich die Eigenfrequenzen f_k der einzelnen Schaufeln unterscheiden. Die Verstimmung der benachbarten Schaufeln spiegelt sich in den relativen Frequenzabweichungen Δf_k (Gl. 1) aller Schaufeln zueinander wieder, **BILD 1** (b) [6]. Die Beschreibung der Verstimmung auf Basis von Frequenzabweichungen bringt den Vorteil mit sich, dass nicht alle Fertigungstoleranzen des Laufrads (zum Beispiel Formabweichungen oder Materialinhomogenität) einzeln erfasst werden müssen.

$$\text{Gl. 1} \quad \Delta f_k = \frac{f_k - \bar{f}}{\bar{f}} \quad \text{mit} \quad \bar{f} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N f_i$$

Die Verstimmungsintensität σ (Gl. 2) ist als Standardabweichung der relativen Frequenzabweichungen definiert. Wesentliche Abhängigkeiten der Verstimmungsintensität von der Baugröße oder dem Fertigungsverfahren ergeben sich anhand der ersten Biegeeigenform. Diese eignet sich, da das Schwingungsprofil auf der Schaufeloberfläche, **BILD 2** (a), dem einer an zwei benachbarten Rändern eingespannten Rechteckplatte ähnelt, **BILD 2** (b).

$$\text{Gl. 2} \quad \sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_{k=1}^N (\Delta f_k - \bar{\Delta f})^2} \quad \text{mit} \\ \bar{\Delta f} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta f_i = 0$$

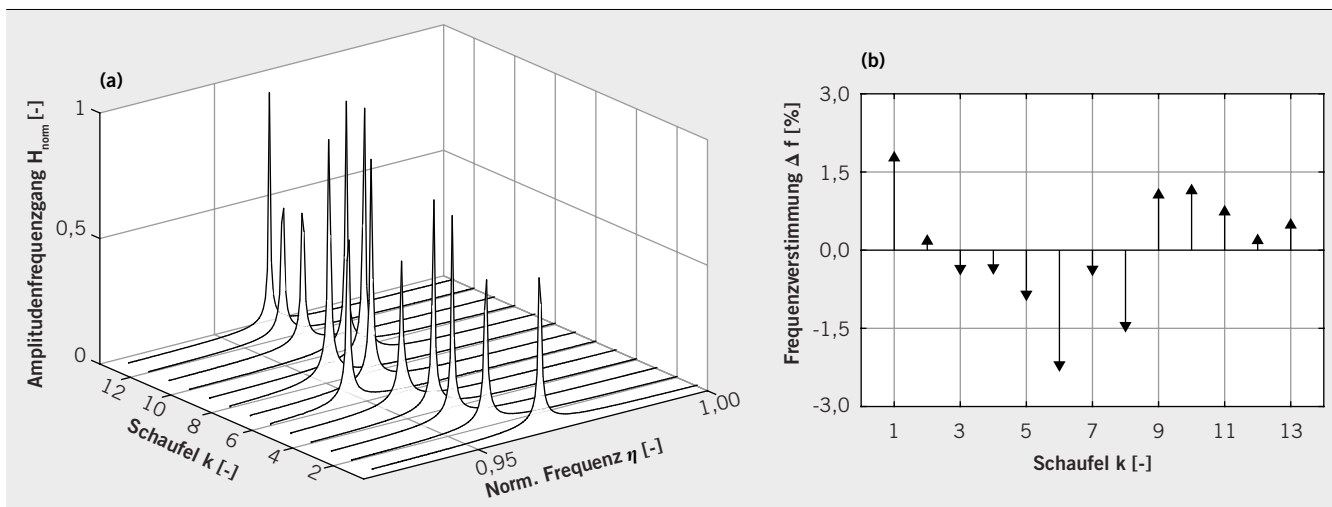


BILD 1 Eigenfrequenzabweichungen eines Turbinenrads: Übertragungsfunktion der Schaufeln (a) und dazugehöriges Verstimmungsmuster (b) © Weber [6]

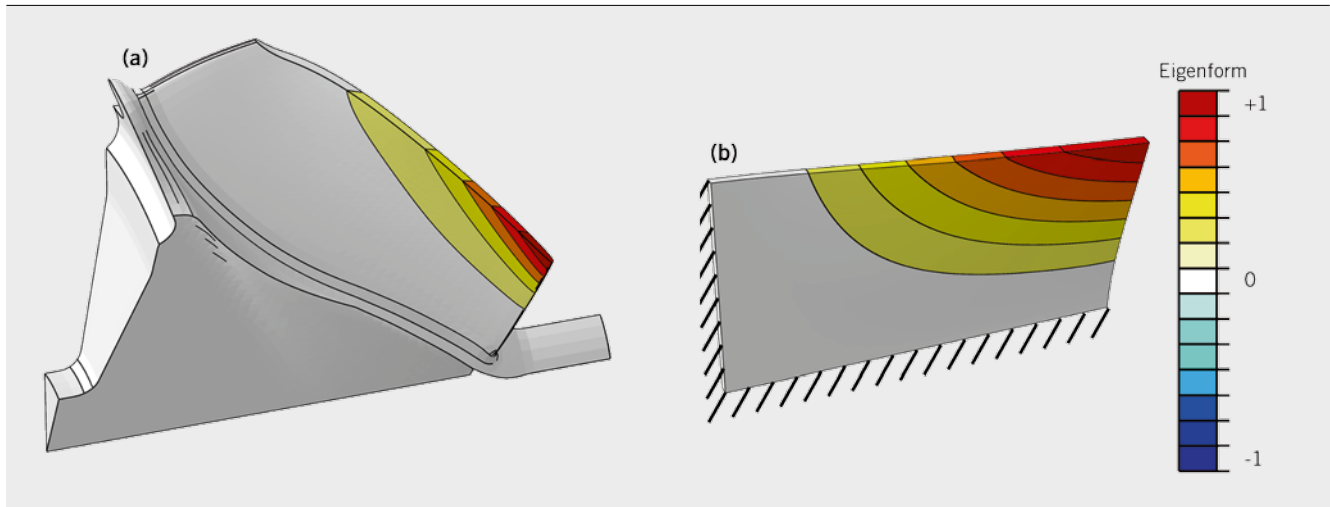


BILD 2 Erste Biegeeigenform einer Turbinenschaufel (a) beziehungsweise einer an zwei benachbarten Seiten eingespannten Rechteckplatte (b) © Weber (6)

Trotz der kleinen Stichprobengröße der untersuchten Laufräder lassen sich die folgenden vier wesentlichen Beobachtungen aus den Verformungsintensitäten, BILD 3, ableiten:

- Die Verformungsniveaus der mittelgroßen Turbinen liegen unabhängig vom Hersteller in der gleichen Größenordnung.
- Das Turbinenrad mit dem kleinsten Scheibendurchmesser zeigt die größte Schaufelverformung. Die Eigenfrequenz des Radialverdichters mit dem größten Außendurchmesser ist 16-mal kleiner als die dieser Turbine. Die Abweichungen der Schaufeln zueinander sind wiederum merklich geringer. Fertigungstoleranzen wirken sich auf dünneren Schaufeln demnach stärker aus.
- Aus Aluminiumlegierungen hergestellte Verdichterräder weisen gegenüber Turbinenrädern aus Inconel kleinere Verformungsniveaus auf.
- Letztlich lassen die Daten den Schluss zu, dass das Fräsen aus einem vorgeschmiedeten Rohling zu deutlich homogeneren Frequenzabweichungen führt als der Gießvorgang.

3 FLUIDDÄMPFUNG

Der dominante Einfluss der Dämpfung auf die Resonanzamplitude zeigt sich bereits am gedämpften 1-Freiheitsgrad-Schwinger

mit konstanter Federsteifigkeit k . Bei harmonischer Anregung (Anregungsfrequenz Ω) hängt der Maximalwert des Amplitudenfrequenzgangs $H(\eta)$ (Gl. 3, 4) von der Federsteifigkeit k sowie vom Dämpfungsgrad ζ ab. Das Frequenzverhältnis η zwischen Anregungs- und Eigenkreisfrequenz ω entdimensionalisiert den Wurzelterm.

$$\text{Gl. 3} \quad H(\eta) = \frac{1}{k} \cdot \sqrt{\frac{1}{(1-\eta^2)^2 + (2\eta\zeta)^2}} \quad \text{mit } \eta = \frac{\Omega}{\omega}$$

$$\text{Gl. 4} \quad \max\{H\} \approx \frac{1}{k} \cdot \frac{1}{2\zeta} \quad \text{mit } \zeta < 0,03$$

Integrale Laufräder gelten klassischerweise als schwach gedämpft ($\zeta < 0,03$), da Dämpferelemente zwischen Scheibe und Schaufel fehlen. Folglich ist die Resonanzamplitude enorm hoch und die Vorhersage und Analyse der Dämpfung besonders wichtig. Während sich Massen- beziehungsweise Steifigkeitseigenschaften direkt aus Geometrie, Dichte und Elastizitätsmodul ermitteln lassen, gibt es eine solche Analogie für die Dämpfung nicht. Witta [7] vereinfacht die komplexen, zur Dämpfung beitragenden Wechselwirkungen einer schwingenden Rechteckplatte und nimmt eine reine Schallabstrahlung an. Unter der Bedingung, dass der Schall ins Fernfeld ausgestrahlt wird, führt er den frequenzabhängigen Dämpfungsgrad (Gl. 5) auf die Luftdichte ρ_{Fluid} , die Schallgeschwindigkeit c_{Fluid} , die Materialdichte ρ_{Schaufel} sowie die mittlere Schaufeldicke h zurück.

$$\text{Gl. 5} \quad \zeta(\omega) = \frac{\rho_{\text{Fluid}} \cdot c_{\text{Fluid}}}{\omega \cdot \rho_{\text{Schaufel}} \cdot h}$$

Die Einfachheit der Formel ermöglicht eine schnelle Analyse des Dämpfungsgrads auf Grundlage globaler, thermischer Zustandsgrößen. Die Vorhersage der Dämpfung ruhender Laufräder bei

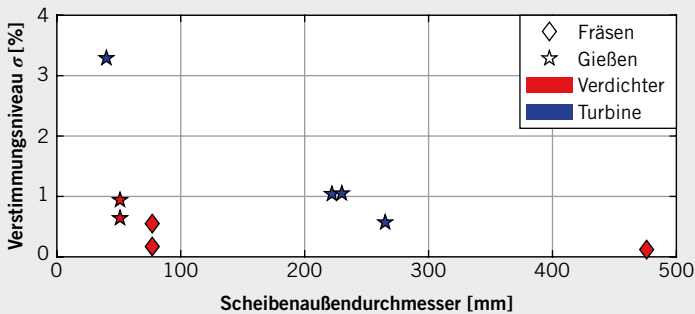


BILD 3 Verformungsintensität der ersten Biegeeigenform der untersuchten Laufräder © Weber (6)

Schwingungsmessungen geschieht somit ohne nennenswerten Aufwand. Mit Blick auf rotierende Laufräder und der damit einhergehenden Strömungsumlenkung sind lokale Druck- und Temperaturfelder im Betrieb zu erwarten. Folglich ist weder die Fluid-dichte noch die Schallgeschwindigkeit global konstant. Beirou et al. [8] veröffentlichten eine Formel (Gl. 6) zur Vorhersage der Fluiddämpfung auf Grundlage modaler Eigenschaften (Index m , Eigenkreisfrequenz ω sowie Eigenform φ) und lokaler Fluid-dichten ρ_k beziehungsweise Schallgeschwindigkeiten c_k auf den Oberflächenelementen k eines Finite-Element-Modells.

Die Formel kann ebenfalls in der Vorauslegung ohne Messaufwand bedient werden. Die benötigten Größen werden frühzeitig im Rahmen einer numerischen Modalanalyse sowie Strömungsanalyse gewonnen.

Der Vergleich [4] zwischen experimenteller Auswertung, analytischer Lösung (Gl. 5 nach Witta [7]) sowie modaler Vorhersage (Gl. 6 nach Beirou et al. [8]) zeigt die Anwendbarkeit dieser Dämpfungsabschätzung an acht verschiedenen Laufrädern. Die Bedingung der Schallabstrahlung ins Fernfeld ist ab einem akustischen Kriterium $\kappa \leq 1,8$ (Gl. 7) zwischen benachbarten Schaufeln erfüllt, **BILD 4**.

$$\text{Gl. 6} \quad \zeta_m = \frac{1}{\omega_m} \cdot \sum_k \rho_k \cdot c_k \cdot \varphi_{k,m}^T \cdot (\varphi_{k,m} \cdot n_k) \cdot \frac{n_k}{|n_k|}$$

$$\text{Gl. 7} \quad \kappa = \frac{\lambda_{\text{Schall}}}{a_{\text{Schaufel}}} = \frac{c_{\text{Fluid}}}{f \cdot a_{\text{Schaufel}}}$$

4 GEZIELTE SCHAUFELVERSTIMMUNG

Eine Reduktion der Schwingungsamplitude wird durch die hohe Anzahl an möglichen Resonanzen erschwert. Das Campbell-Diagramm, **BILD 5**, zeigt drei erfüllte Resonanzbedingungen in einem Betriebspunkt. Es ist nicht unwahrscheinlich, dass ein verstimmtes Laufrad die erzwungene Schwingungsantwort der ersten Schwingungsfamilie mit der dritten Erregerordnung (S1 EO3) mindert, aber zeitgleich das dynamische Verhalten der vierten Schwingungsfamilie (S4 EO9) beziehungsweise der siebten Familie (S7 EO15) negativ beeinflusst.

Im Sinne der parallelen Reduktion der erzwungenen Schwingungsantwort werden drei Modelle des Laufrads erstellt, die ihrerseits nur in einem Frequenzbereich gültig sind. Vereinfachend wird angenommen, dass die Verstimmungsmuster der drei Modelle jeweils identisch sind. Eine Mehrkriterienoptimierung liefert das beabsichtigte Verstimmungsmuster, **BILD 6** (d). Die Reduktion der Schwingungsamplitude ist durch den Vergleich der Übertragungsfunktionen sichtbar. Im Vergleich der nominalen Schwingungsantwort zeigt die erste Schwingungsform das größte Potenzial zur Amplitudenreduktion mit etwa 60 %. Die Amplituden der vierten und siebten Schwingungsform können um 15 % gemindert werden.

5 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Umfangreiche experimentelle Untersuchungen liefern Hinweise über die Abhängigkeit der Verstimnungsintensität von Geometrie, Material und Fertigungsprozess. Demnach weisen kleine, gegossene Laufräder deutlich höhere Verstimnungsintensitäten auf als

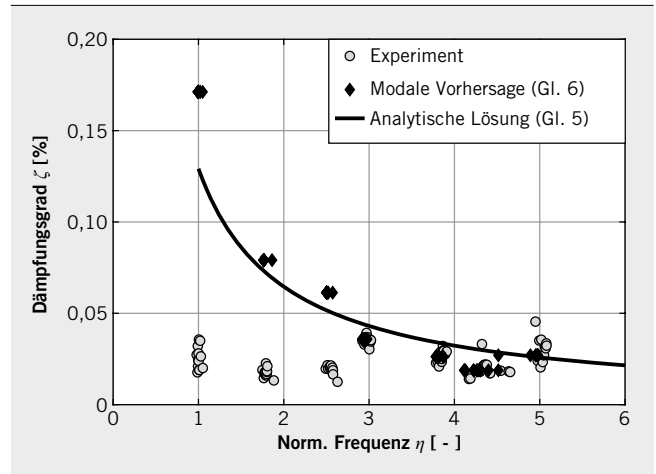


BILD 4 Vergleich zwischen den experimentell ermittelten mit den vorhergesagten Dämpfungsgraden (© Weber [6])

vergleichbare gefräste Laufräder. Zudem sind größere Laufräder mit dickeren Schaufeln unempfindlicher gegenüber zufälliger Schaufelverstimmung als kleinere Laufräder.

Die reine Materialdämpfung ist vernachlässigbar. Allerdings ist die Abschätzung der Gesamtdämpfung auf Grundlage reflexionsfreier Schallabstrahlung ins Fernfeld validiert. Für höhere Schwingungsformen kann die Dämpfung mit einem Fehler von unter 10 % vorhergesagt werden.

Die zufällige und unvermeidbare Verstimmung von Schaufeln wirkt sich zu meist negativ auf die Lebensdauer der Komponenten aus. Dennoch ist es gelungen, ein Verstimmungsmuster zu finden, das die Schwingungsamplitude signifikant reduziert. Ein experimenteller Nachweis dieses Ansatzes durch Schwingungs-

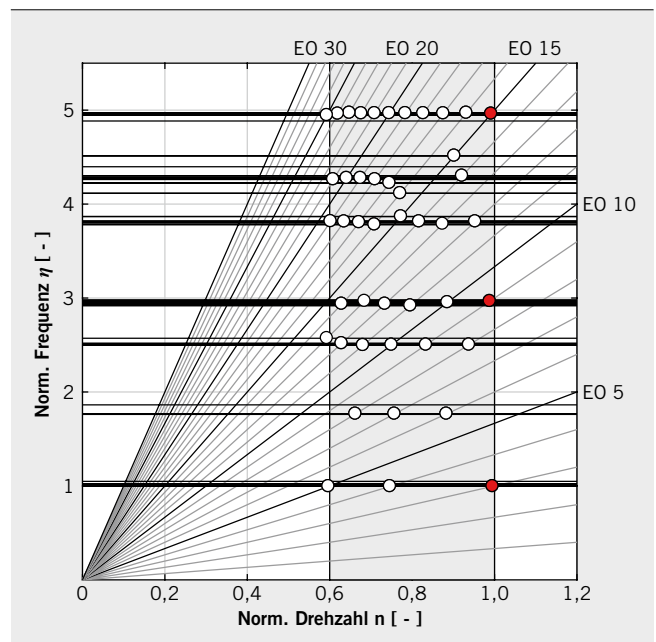


BILD 5 Campbell-Diagramm eines Turbinenläufers mit drei erfüllten Resonanzbedingungen bei einer Drehzahl (© Weber [6])

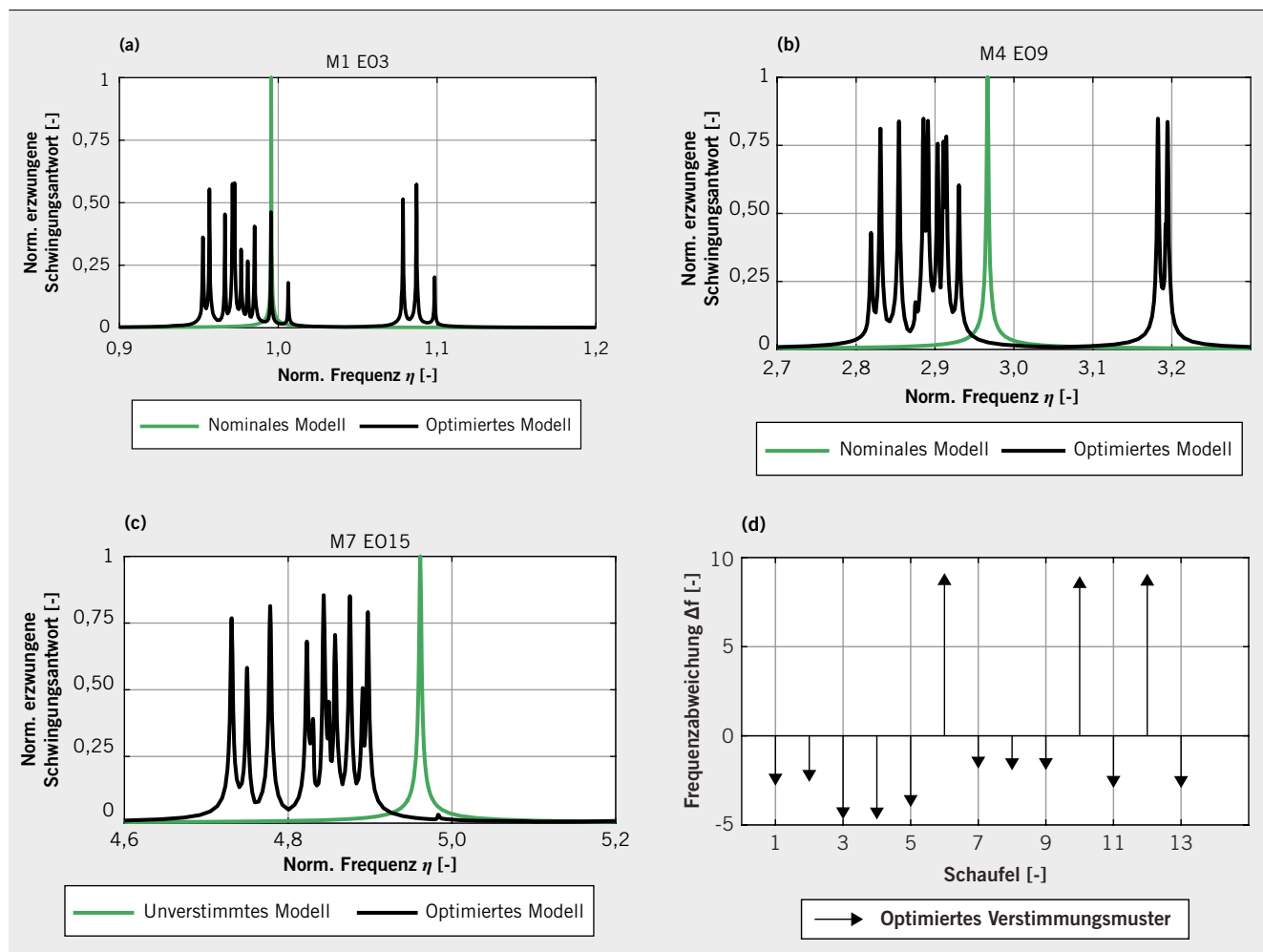


BILD 6 Reduktion der erzwungenen Schwingungsamplitude eines Turbinenläufers durch gezielte Schaufelverstimmungen: S1 E03 (a), S4 E09 (b), S7 E015 (c) und das optimierte Verstimmungsmuster (d) © Weber [6]

messungen rotierender Laufräder unter realen Bedingungen bleibt offen. Ein entsprechendes Forschungsvorhaben, das sowohl die strukturelle Modellierung des Laufrads als auch die aerodynamische Beschreibung des Systems verbindet, ist in Vorbereitung.

LITERATURHINWEISE

[1] Müller, T.; Waldherr, C.; Kovachev, N.; Rakut, C.; Esper, A.; Lenzen, C.; Wunderlich, M.: Charakterisierung der aerodynamischen Anregung von Schaufelschwingungen in einer Radialturbine mit variabler Leitschaufelgeometrie mit Hilfe der Simulation des Strömungsfeldes. Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 1189 (IGF-Nr. 18568N), Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), Heft 1156-2018, 2018
 [2] Klauke, T.: Schaufelschwingungen integraler, realer Verdichterräder im Hinblick auf Verstimmung und Lokalisierung. Cottbus, Brandenburgische Technische Universität, Dissertation, 2007
 [3] Maywald, T.; Kühhorn, A.: Mistuning und Dämpfung von Radialturbinen II. Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 1104 (AiF-Nr 17451 BR), Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), Heft 1047-2014, 2014
 [4] Weber, R.; Kühhorn, A.: Mistuning und Dämpfung radialer Turbinen- und Verdichterlaufräder. Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 1229 (FVV-EM 6012290), Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV): Heft 2018, in Vorbereitung
 [5] Kühhorn, A.; Beirow, B.: Verfahren zur Ermittlung der Schaufelverstimmung bei Laufrädern in Integralbauweise. Europa Patent EP 1988391A2, 3. März 2008

[6] Weber, R.: Ein Beitrag zur schwingungssicheren Auslegung von radialen Turbomaschinen mit Fokus auf Mistuning und Dämpfung. Cottbus, Brandenburgische Technische Universität, Dissertation in Vorbereitung, 2019
 [7] Witta, L.: Entwurf und Realisierung interaktiver modaler Berechnungs- und Optimierungsverfahren für gekoppelte Struktur-Fluid-Systeme. München, Technische Universität München, Dissertation, 2001
 [8] Beirow, B.; Maywald, T.; Figaschwesky, F.; Heinrich, C.R.; Kühhorn, A.; Giersch, T.: Simplified Determination of Aerodynamic Damping for Bladed Rotors. Part1: Experimental Validation at Rest. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, GT2016-56535, 2016

DANKE

Die Forschungsergebnisse entstanden im Rahmen des von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. aus Eigenmitteln geförderten Forschungsvorhabens Mistuning und Dämpfung III (FVV-EM Nr. 6012290). Die Autoren danken herzlich der FVV, dem Arbeitskreis sowie dem Obmann des Projekts Thomas Winter für die Unterstützung.



READ THE ENGLISH E-MAGAZINE

Test now for 30 days free of charge: www.mtz-worldwide.com