

Prüfstandskonfiguration zur Untersuchung einer industrieähnlichen Radialverdichterstufe

Radialverdichter sind ein wesentlicher Bestandteil der industriellen Landschaft und unterliegen damit der Anforderung nach einem möglichst effizienten Betrieb in weiten Teilen des Verdichterkennfelds. Im Rahmen des FVV-Forschungsvorhabens Nr. 1279 „Design und Aufbau des FVV Industrieverdichters“ wurde an der RWTH Aachen University eine neue Verdichterstufe als Forschungsplattform ausgelegt, um die Grundlage für die Untersuchung der Stabilitätsgrenze zu schaffen sowie Interaktionsphänomene im Teillastbetrieb aufzuspüren.

AUTOREN



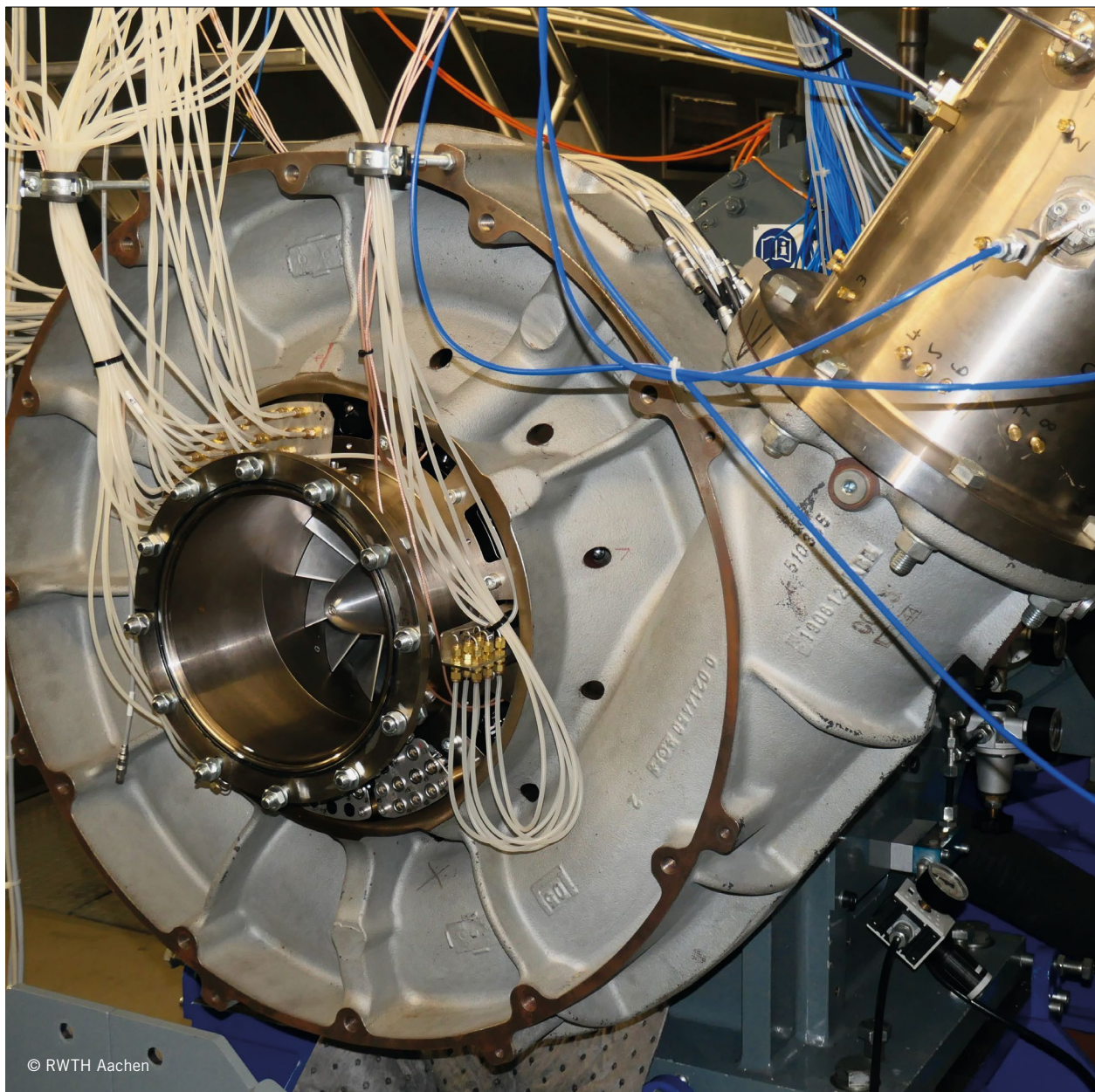
Loic Reymond, M. Sc.
ist Wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Strahlantriebe und Turbomaschinen (IST) der RWTH Aachen.



Julian Stemmermann, M. Sc.
ist Wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Strahlantriebe und Turbomaschinen (IST) der RWTH Aachen.

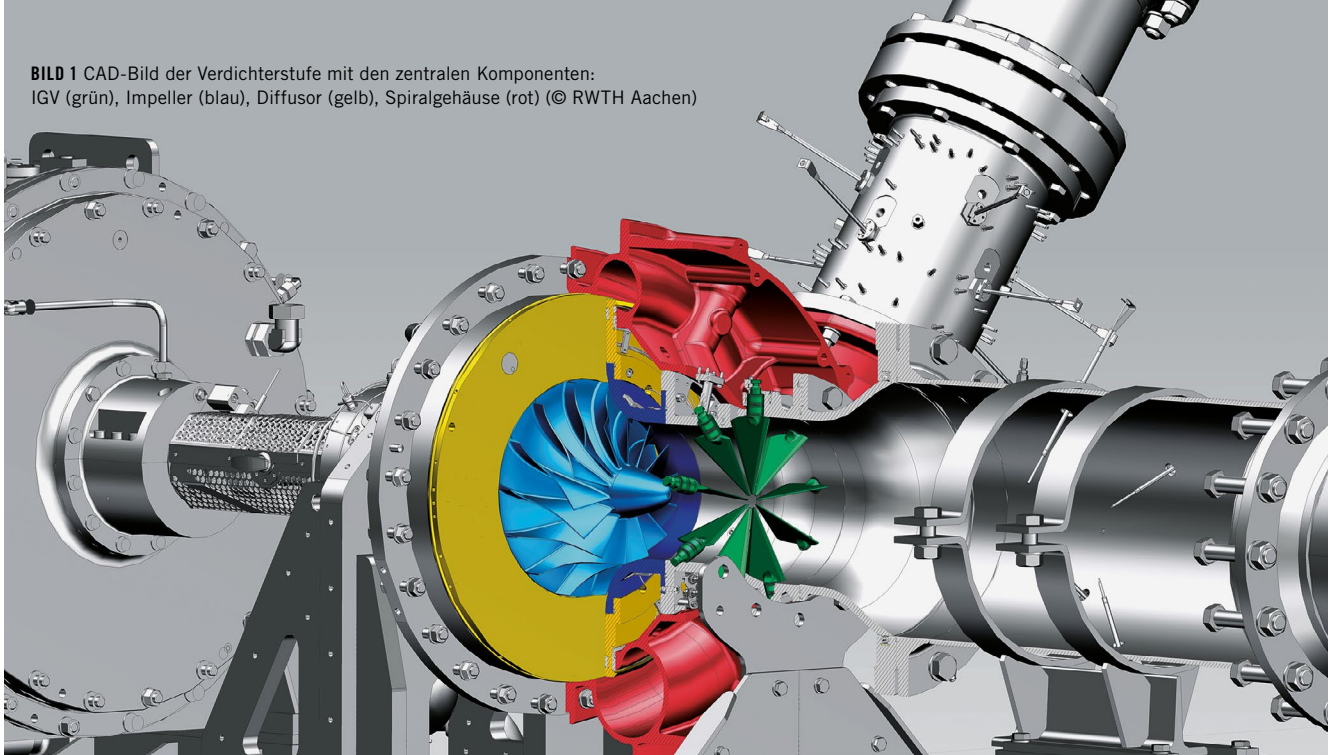


Prof. Dr.-Ing. Peter Jeschke
ist Leiter des Instituts für Strahlantriebe und Turbomaschinen (IST) der RWTH Aachen.



© RWTH Aachen

BILD 1 CAD-Bild der Verdichterstufe mit den zentralen Komponenten: IGV (grün), Impeller (blau), Diffusor (gelb), Spiralgehäuse (rot) (© RWTH Aachen)



1	MOTIVATION
2	AUSLEGUNGSPROZESS
3	MESSKONZEPT
4	MESSERGEBNISSE
5	FOLGEPROJEKTE
6	ZUSAMMENFASSUNG

1 MOTIVATION

Am Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen (IST) der RWTH Aachen University wird seit 2011 ein Prüfstand zur Untersuchung verschiedener Radialverdichter betrieben. Den in der Industrie weit verbreiteten Radialverdichtern wird ein nicht unwesentlicher Teil des Energiebedarfs zugeordnet. Effizienz ist unter anderem durch den flexiblen Betrieb im gesamten Verdichterkennfeld zu erreichen, was ein gutes Verständnis des Teillastverhaltens erfordert. Mit der im Folgenden beschriebenen Prüfstandskonfiguration können industrieähnliche Radialverdichterstufen untersucht werden.

2 AUSLEGUNGSPROZESS

Der Auslegungsprozess ist wie bei allen Verdichterstufen interdisziplinär geprägt, wobei nach einem Top-Down-Prinzip vorgegangen wird. Mittels einfacher analytischer O-D-Modelle wird ein Lastenheft zur Definition der Spezifikationen erstellt. Das Analyseverfahren wird durch empirische Modelle ergänzt, wodurch strömungsmechanische Verluste abgeschätzt werden können. Danach sind die wesentlichen Größen der Verdichterstufe bekannt. Hierauf aufbauend wird erst die Geometrie weiter ausgearbeitet, dann werden Kennfelder mittels stationärer Strömungssimulationen berechnet. Mit deren Hilfe werden Designs ausgewählt und einer strukturellen Betrachtung unterzogen. Zur Überprüfung zweier wesentlicher Kriterien wird auf die Finite-Elemente (FE)-Methode zurückgegriffen: Zum einen dürfen die Spannungen die material-spezifischen Grenzwerte nicht übersteigen; zum anderen dürfen die Eigenfrequenzen nicht im Bereich potenzieller Resonanzen liegen, da es durch Störungen oder Interaktionen mit anderen Komponenten zu einer Anregung von Schaufelschwingungen kom-

men kann. Aufgrund dieser Berechnungen können Modifikationen der Geometrie notwendig werden, wobei speziell mit der Schaufeldicke Einfluss genommen werden kann. Dadurch ändern sich auch die aerodynamischen Eigenschaften des Profils, sodass die Kennfelder neu bestimmt werden müssen. Dieses iterative Vorgehen wird wiederholt, bis alle Zielvorgaben erfüllt sind. Anschließend erfolgt die Integration in das Gesamtsystem des Prüfstands, die weitere sicherheitsrelevante Untersuchungen erfordert.

Das finale Design der Verdichterstufe ist in **BILD 1** mit Laufrad, unbeschaukeltem Diffusor sowie Spiralgehäuse dargestellt. Deren Parameter sind in **TABELLE 1** aufgelistet. Zusätzlich ist ein Vordrallregler (Inlet Guide Vane, IGV) in die Saugleitung eingebaut, wodurch sich neben der Drehzahl und der Drosselstellung eine weitere Stellgröße ergibt, mit der die Verdichterstufe geregelt werden kann.

3 MESSKONZEPT

Das vorgestellte Projekt zielt auf den Entwurf der neuen Verdichterstufe ab, deren Prototyp anschließend in einem hochinstrumentierten Prüfstand detailliert untersucht wird. Für die Vermessung des Verdichterkennfelds muss die Stufe bilanziert werden. Zum einen wird der Luftmassenstrom über eine ISA-1932-Einlaufdüse bestimmt. Zum anderen sind am Verdichtereintritt (VDE) und -austritt (VDA) sowohl Totaldruck- als auch Totaltemperatursonden verbaut, die durch statische Wanddruckbohrungen ergänzt werden. Damit ist der thermodynamische Zustand durch die Messgrößen vollständig definiert; Kenngrößen wie Wirkungsgrad, Druckverhältnis und Durchflusskenngröße können berechnet werden.

BILD 2 stellt die Messpositionen innerhalb der Verdichterstufe zur detaillierten Vermessung der Stufe dar. Linien repräsentieren eine Verteilung von Messpositionen in meridionaler Richtung, während Symbole eine Verteilung in Umfangsrichtung abbilden. So gibt Position (a) in **BILD 2** die Messung des Umfangsdruckverlaufs an verschiedenen Positionen wieder. Hier kann erfasst werden, inwiefern das Spiralgehäuse das Druckfeld über den Umfang beeinflusst und wie sich dieses stromauf ausbreitet. Der meridionale Druckaufbau über die Verdichterstufe, **BILD 2** (b), kann durch Wanddruckbohrungen gegenüber der Spiralzunge ermittelt werden. Mit Zugängen für pneumatische Sonden kann die Strömung intrusiv erfasst werden: Es

Geometrische Randbedingungen	
Durchmesser Laufradrücken	$D_2 = 330 \text{ mm}$
Durchmesser Diffusoraustritt	$D_4 = 570 \text{ mm}$ ($\frac{D_4}{D_2} = 1,73$)
Diffusorbreite	$b_4 = 21 \text{ mm}$
Laufrad Metallwinkel am Austritt	$\beta_{2,s} = 120^\circ$
Schaufelzahl	$Z = 14$
Aerodynamischer Designpunkt	
Auslegungsdrehzahl	$N_{AP} = 21.992/\text{min}$
Auslegungsmassenstrom	$\dot{m}_{AP} = 5,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Auslegungsdurchflusskoeffizient	$\varphi_{AP} = \frac{A\sqrt{u_2}}{\pi D_2 u_2} \approx 0,13$

TABELLE 1 Geometrische und aerodynamische Designparameter der Verdichterstufe (© RWTH Aachen)

können sowohl die Laufradanströmung, **BILD 2** (c), in Abhängigkeit des IGV-Winkels als auch die Diffusorströmung, **BILD 2** (d), in Kanalhöhenrichtung vermessen werden. Zur Untersuchung der Stabilitätsgrenze dieser Stufe sind instationäre piezoresistive Drucksensoren verbaut, **BILD 2** (e). Insbesondere ist hier das Messfeld an vier Umfanganpositionen mit jeweils vier äquidistant über die Meridionalrichtung verteilten Sensoren zu nennen. Mit dieser Anordnung können umlaufende Ablösezellen erkannt und eindeutig charakterisiert werden. Dieses als Rotating Stall bekannte Strömungsphänomen ist charakteristisch für die Stabilitätsgrenze.

4 MESSERGEBNISSE

Im Auslegungspunkt erreicht die Verdichterstufe einen total-zu-totalen Wirkungsgrad $\eta_{tt, VDA} = 82,02 \%$ bei einem total-zu-totalem Druck-

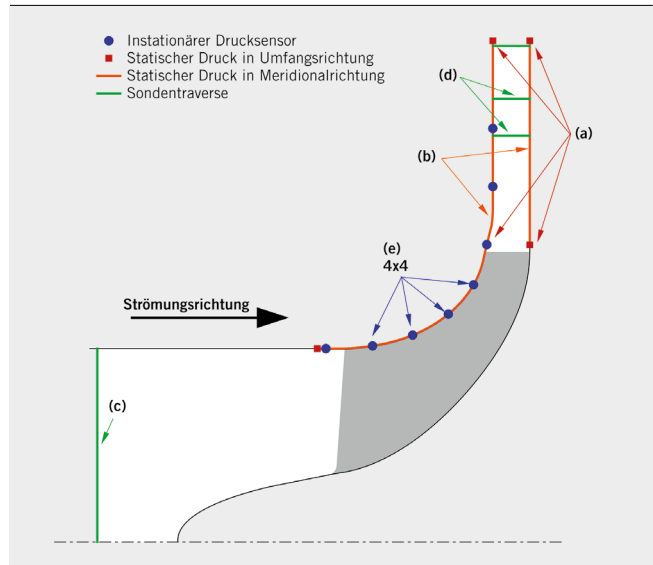


BILD 2 Schematische Darstellung der Messstellen zur Detailuntersuchung des Prüfstands (© RWTH Aachen)

	Einheit	EXP	CFD	ΔI	Messunsicherheit
Wirkungsgrad $\eta_{s,tt,VDA}$	%	82,0154	-	-	0,7917
Druckverhältnis $\pi_{tt,VDA}$	-	2,3685	-	-	0,0150
Wirkungsgrad $\eta_{s,ts,DA}$	%	73,9243	73,9952	0,0709	0,4896
Druckverhältnis $\pi_{ts,DA}$	-	2,1945	2,1878	0,0068	0,0068

TABELLE 2 Experimentell-numerischer Vergleich des Auslegungspunkts bei $N_{red} = 21.992/\text{min}$ und $\dot{m}_{red} = 5,1 \text{ kg/s}$ (© RWTH Aachen)

verhältnis $\pi_{tt, VDA} = 2,37$. Da im Rahmen der Auslegung die Spirale nicht mitmodelliert worden ist und somit keine Verluste dieser Komponente bekannt sind, bietet sich ein Vergleich des Wirkungsgrads

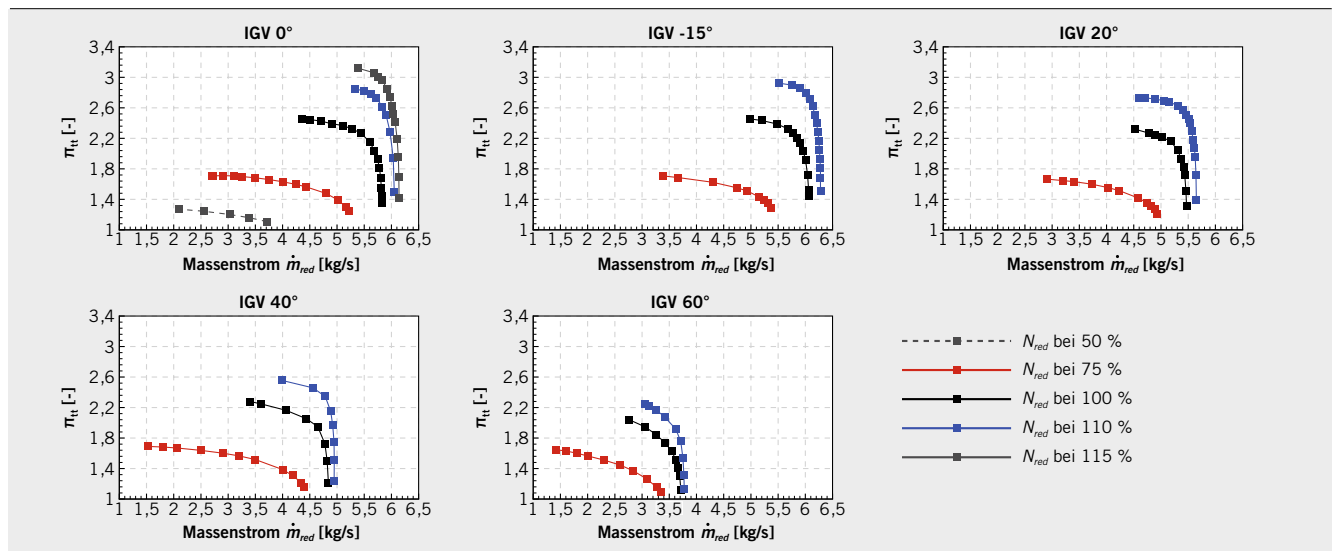


BILD 3 Gesamtes Drehzahl- und Vordrallkennfeld mit dem Druckverhältnis $\pi_{tt, VDA}$ über dem reduzierten Massenstrom \dot{m}_{red} (© RWTH Aachen)

am Diffusoraustritt (DA) an. In dieser Ebene ist nur eine total-zu-statische Bilanzierung des Experiments möglich. Bei diesen total-zu-statischen Kenngrößen ist eine gute Übereinstimmung zwischen der numerischen Simulation (Computational Fluid Dynamics, CFD) und dem Experiment (EXP) festzustellen, wobei die Abweichungen nur geringfügig die Messunsicherheiten im Experiment übersteigen, **TABELLE 2**. Ein Vergleich des meridionalen Druckaufbaus zeigt über weite Teile des Kennfelds ebenso eine gute Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment.

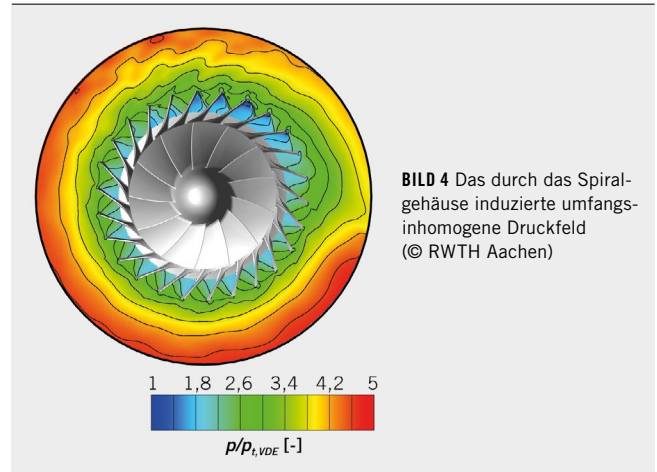
Die in **BILD 3** dargestellten Stufenkennfelder zeigen das erwartete Verhalten. Mit steigender Drehzahl bildet sich eine immer stärker ausgeprägte Schluckgrenze aus, die von der CFD-Simulation auch sehr gut vorausgesagt wird. Bei niedrigeren Drehzahlen wird das Kennfeld durch den Anlagenwiderstand bereits vor der Schluckgrenze begrenzt. Durch Einstellen eines Gegendralls in der Laufradanströmung kann der Massenstrom, das Druckverhältnis und somit auch die benötigte Leistung erhöht werden. Dies wird auch anhand der Eulerschen Turbinengleichung deutlich, mit deren Hilfe sich die Arbeitsumsetzung P_{therm} in einer Stufe abschätzen lässt, Gl. 1:

$$\text{Gl. 1} \quad P_{therm} = \dot{m} \Delta h_t = \dot{m} \omega (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1)$$

Wird der Prüfstand ohne Vordrall ($c_{u1} = 0$ m/s) betrieben, fällt der zweite Summand weg. Bei Gegendrall ($sgn(c_{u2}) \neq sgn(c_{u1})$) erhöht der zweite Summand hingegen betragsmäßig die Arbeitsumsetzung, sodass die benötigte Leistung steigt. Im Betriebspunkt mit der maximalen Leistungsaufnahme ergibt diese 821 kW, wohingegen die gemessene mechanische Antriebsleistung im Auslegungspunkt 551 kW beträgt. Insgesamt führt dies zu einem Kennfeld, das ein maximales Druckverhältnis von $\pi_{tt,max} = 3,12$ und eine Massenstromspannweite zwischen minimal 1,41 kg/s und maximal 6,28 kg/s aufweist.

5 FOLGEPROJEKTE

Mit Projektabschluss steht eine Forschungsplattform zur Verfügung, mit der schwerpunktmäßig aerodynamische und akustische Untersuchungen an einem Industrieverdichter durchgeführt werden. In einem Folgeprojekt wird die Stabilitätsgrenze untersucht. Durch das Messkonzept ergeben sich sehr gute Möglichkeiten, existierende Vorhersagemodelle wie zum Beispiel von Senoo et al. [1] zu validieren sowie die Strömungsphänomene dezidiert zu untersuchen. In einem weiteren Projekt wird die Komponenteninteraktion untersucht. Beispielsweise wird ein Spiralgehäuse nur in einem Betriebspunkt pro Drehzahllinie optimal angeströmt; in jedem anderen Betriebspunkt wird durch das Spiralgehäuse ein umfangsinhomogenes Druckfeld induziert, das sich bis in das Laufrad ausbreitet. Damit unterliegt jede einzelne Passage an einer Umfangsposition einem anderen Gegendruck, sodass zusätzliche instationäre Verluste entstehen. Diesen Mechanismus stellt **BILD 4** dar. Mit einem bereits ausgelegten, noch in einem weiteren Projekt zu untersuchenden beschauften Diffusor kann ein direkter Vergleich zur Konfiguration mit einem unbeschauften Diffusor erfolgen. Des Weiteren ist ein Austausch des Spiralgehäuses vorgesehen, sodass der Prüfstandsaufbau nur noch selbst entwickelte Komponenten umfasst – den FVV-Mitgliedsunternehmen stehen somit sämtliche Messdaten und Geometrien als offener Testfall zur Validierung eigener Vorhersagewerkzeuge zur Verfügung. Bereits an einem vorherigen



Prüfstandsaufbau ist ein neuartiges akustisches Messkonzept etabliert worden, mit dem die in die Druckleitung abgestrahlte Schallleistung bestimmt wird und nun auch am Industrieverdichter zum Einsatz kommt [2]. Somit kann der Einfluss der einzelnen Komponenten sowohl auf die Akustik als auch auf die Aerodynamik erfasst werden.

6 ZUSAMMENFASSUNG

Das Kennfeld der ausgelegten und in Betrieb genommenen Industrie-Radialverdichterstufe zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Vorhersage, sodass der aufgebaute Prüfstand sich als Forschungsplattform für zukünftige Projekte eignet. In diesen soll zum einen die Stabilitätsgrenze der Verdichterstufe und zum anderen die Komponenteninteraktionen sowohl aerodynamisch als auch akustisch untersucht werden, damit eine bessere Abstimmung der Komponenten erfolgen kann.

LITERATURHINWEISE

- [1] Senoo, Y.; Kinoshita Y.: Limits of rotating stall and stall in vaneless diffuser of centrifugal compressors. In: Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Nr. 78-GT-19, V01AT01A019, 1978
 [2] Faßbender, A.: Tonale Schalleistungsbestimmung am Austritt einer transsonischen Radialverdichterstufe auf Basis von Azimutalmodenanalysen. Aachen, Technische Hochschule, Dissertation, 2021

DANKE

Das Forschungsvorhaben (FVV-Projekt-Nr. 1279) wurde am Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen (IST) der RWTH Aachen unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Peter Jeschke durchgeführt. Es wurde mit FVV-Eigenmitteln finanziell gefördert und von einem Arbeitskreis unter der Leitung von Dr. sc. techn. Matthias Schleer (Howden Turbo GmbH) begleitet. Die Autoren bedanken sich bei dem Fördergeber, der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e. V. Weiterer Dank gilt Howden Turbo sowie MAN Energy Solutions für die Unterstützung während der Projektlaufzeit sowie der Bereitstellung von Rohmaterial und einzelner Komponenten. Weiterer Dank gebührt der ABB Turbocharging für die Unterstützung bei der Beurteilung der Prüfstandssicherheit.



READ THE ENGLISH E-MAGAZINE

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