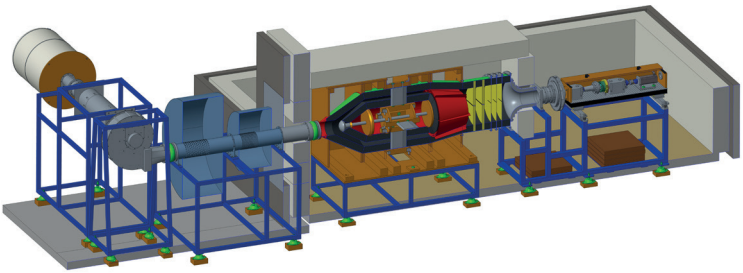
FRIEDRICH-ALEXANDER UNIVERSITÄT ERLANGEN-NÜRNBERG

Thomas Uffinger

Strömungsakustik von Radialventilatoren unter kontrollierten Versuchsbedingungen



Schriftenreihe des Lehrstuhls für Prozessmaschinen und Anlagentechnik

BAND 40

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. E. Schlücker

Strömungsakustik von Radialventilatoren unter kontrollierten Versuchsbedingungen

Der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität
Erlangen-Nürnberg

zur
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.
vorgelegt von

Thomas Uffinger
aus Donauwörth

Als Dissertation genehmigt
von der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der mündlichen Prüfung: 18.09.2019

Vorsitzender des Promotionsorgans: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Lerch

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Stefan Becker
Prof. Dr.-Ing. Reinhard Lerch

Schriftenreihe des Lehrstuhls für Prozessmaschinen und Anlagentechnik

Band 40

Thomas Uffinger

Strömungsakustik von Radialventilatoren unter kontrollierten Versuchsbedingungen

D 29 (Diss. Universität Erlangen-Nürnberg)

Shaker Verlag
Düren 2019

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Zugl.: Erlangen-Nürnberg, Univ., Diss., 2019

Copyright Shaker Verlag 2019
Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-7115-3
ISSN 1614-3906

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren
Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9
Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Inhaltsverzeichnis

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis **V**

Kurzfassung **XI**

Abstract **XIII**

1 Einordnung der Arbeit **1**
1.1 Relevanz der behandelten Thematik 1
1.2 Ursprung und Entwicklung der Thematik in der Literatur 2
1.3 Aktueller Forschungsstand 5
1.4 Problemstellung für die Arbeit 7
1.5 Ziele der Arbeit 9
1.6 Inhaltsübersicht 11

2 Grundlagen der Strömungsmechanik **13**
2.1 Physikalische Grundlagen 13
2.1.1 Kontinuumsmechanik 13
2.1.2 Eigenschaften von Fluiden 13
2.1.3 Bilanzbetrachtungen und Erhaltungssätze 14
2.2 Grundgleichungen der Strömungsmechanik 14
2.2.1 Massenerhaltung 15
2.2.2 Impulserhaltung 16
2.2.3 Zustandsgleichungen 16
2.2.4 Thermische Energiegleichung 17
2.2.5 Resultierendes Gleichungssystem 18
2.3 Turbulente Strömungen 19
2.4 Spezielle Formen der Grundgleichungen 20

3 Grundlagen der Strömungsakustik **21**
3.1 Charakterisierung von Schall 21
3.2 Strömungsakustik als Fachgebiet zwischen Akustik und Strömungsmechanik 22
3.3 Homogene Wellengleichung der Akustik 22
3.4 Akustische Analogie nach Lighthill 23
3.5 Erweiterte Lighthill-Gleichung 26

4 Konzept, Auslegung und Umsetzung des Testlaufrades **33**
4.1 Grundlagen der Turbomaschinen 33
4.2 Berechnungsverfahren zur Laufradauslegung 36
4.3 Realisierung des Testlaufrades 37

4.3.1 Grundkonzept . . . 37
4.3.2 Anforderungen und Auslegungskriterien . . . 38
4.3.3 Laufradgeometrie und Auslegungsdaten . . . 40
4.3.4 Überprüfung und Ergänzung der Laufradauslegung mittels numerischer Strömungssimulationen . . . 43
4.3.5 Konstruktive Realisierung und Bestückung mit Drucksensoren . . . 46

5 Konzept, Auslegung und Umsetzung einer Versuchseinrichtung zur Untersuchung des Testlaufrades 55
5.1 Konzeption der Gesamtanlage . . . 55
5.1.1 Hauptanforderungen an die Versuchseinrichtung . . . 55
5.1.2 Gesamtes Anforderungsspektrum . . . 56
5.1.3 Konzept für die Versuchseinrichtung und Anlagenübersicht . . . 58
5.1.4 Integration der Anlage in einen reflexionsarmen Schallmessraum . . . 61
5.2 Anlagenbaugruppen . . . 63
5.2.1 Ansaugbaugruppe . . . 63
5.2.2 Drosselelement . . . 68
5.2.3 Hilfsgebläse . . . 75
5.2.4 Schalldämpfer . . . 78
5.2.5 Einheit zur Strömungshomogenisierung . . . 90
5.2.6 Antriebsmodul . . . 93
5.2.7 Strömungskonditionierung . . . 106
5.2.8 Anlagensteuerung . . . 113

6 Messtechnik und Datenerfassung 115
6.1 Schallmesstechnik . . . 115
6.2 Sensortelemetrie . . . 116
6.2.1 Elektrische Systemeigenschaften . . . 116
6.2.2 Systemkalibrierung . . . 118
6.2.3 Praktische Handhabung der Kalibrierdaten . . . 124
6.3 Einfluss der Zentrifugalkraft auf die Drucksensoren im Testlaufrad . . . 125
6.4 Datenerfassung . . . 128
6.5 Aspekte der Datenauswertung . . . 129

7 Experimentelle Evaluierung von Testlaufrad und Versuchseinrichtung 131
7.1 Dichtheit der Versuchseinrichtung gegenüber der Umgebung . . . 131
7.2 Betriebsverhalten des Drosselelementes . . . 133
7.3 Betriebsverhalten des Hilfsgebläses . . . 135
7.4 Dämpfungseigenschaften der Schalldämpfer . . . 137
7.5 Leerlaufdrehmoment des Testlaufradantriebes . . . 143
7.6 Eigenschaften verschiedener Varianten der Strömungskonditionierung . . . 145
7.6.1 Strömungsmechanische Eigenschaften . . . 146
7.6.2 Hydraulische und akustische Kennlinien . . . 152
7.6.3 Akustische Eigenschaften . . . 155
7.7 Betriebsverhalten des Testlaufrades bei verschiedenen Zuströmbedingungen 159
7.7.1 Hydraulische und akustische Kennlinien . . . 159
7.7.2 Analyse der Wanddrücke auf den Testlaufradschaufeln . . . 164

7.7.3 Spektrale Eigenschaften des Drehmomentes beim Betrieb des Testlaufrades . . . 189
7.7.4 Akustische Laufradeigenschaften . . . 189

8 Zusammenfassung und Ausblick 195

A Detaillierte Literaturübersicht 201
A.1 Strömungsbedingte Schallentstehungsmechanismen an Turbomaschinen . 201
A.1.1 Schallquellen durch die Verdrängungswirkung von Schaufeln . . . 201
A.1.2 Schallquellen durch strömungsbedingte Schaufelkräfte . . . 202
A.1.3 Schallquellen aus Inhomogenitäten in einer Strömung . . . 210
A.1.4 Schallentstehung bei Turbomaschinen radialer Bauart . . . 210
A.2 Aktuelle Forschungsaktivitäten im behandelten Themengebiet . . . 211
A.2.1 Analytisch-theoretische Arbeiten . . . 212
A.2.2 Numerische Simulationsverfahren . . . 214
A.2.3 Entwicklungen im Bereich der Messtechnik . . . 217

B Ergänzende Informationen zum Testlaufrad 221
B.1 Skelettlinienkoordinaten der Laufradschaufeln . . . 221
B.2 Ergänzende Angaben zu den Drucksensoren im Testlaufrad . . . 223

C Ergänzende Informationen zur Versuchseinrichtung 225
C.1 Details zum Rechengang im Zuge der Drosselauslegung . . . 225
C.2 Details zur Auslegung der Baugruppe des Hilfsgebläses . . . 229
C.3 Ergänzungen zum Rechengang bei der Auslegung der beiden Rohrschalldämpfer . . . 231

D Offset-Empfindlichkeiten des Telemetriesystems 233

E Ergänzende Ergebnisse 237

Literaturverzeichnis 241

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Buchstaben

A	Fläche
a_0	Schallgeschwindigkeit
A_i	gerichtete Fläche (Flächennormale in i-Richtung)
$A_{\mathrm{AD,\,s}}$	lichte Querschnittsfläche in einem Absorptionsschalldämpfer
$A_{\mathrm{Diff,\,Austr}}$	Austrittsquerschnittsfläche des Diffusors des Drosselelementes
$A_{\mathrm{Diff,\,Eintr}}$	Eintrittsquerschnittsfläche des Diffusors des Drosselelementes
A_{d}	Querschnittsfläche des Drosselkörpers
a_{PG}	Parameter in den Auslegungsrechnungen zum Profilgitter
$A_{\mathrm{RSD,\,L}}$	Fläche eines Einzelloches der Perforation des Rohrschalldämpfers
$A_{\mathrm{RSD,\,S}}$	Kammerstirnfläche des Rohrschalldämpfers
$a_{\mathrm{DS,n}}$	Beschleunigung normal zur Drucksensormembran, hervorgerufen durch Rotation des Testlaufrades
b	Laufradbreite
b_{LD}	Kammbreite der Labyrinthdichtung
C_1, C_2, C_3	freie Parameter in der Bestimmungsgleichung der Querschnittsfläche des Drosselkörpers
c_{c}	charakteristische Geschwindigkeit
c_{md}	Geschwindigkeit im Strömungsquerschnitt der Messdüse
c_{v}	isochore Wärmekapazität
c_i	Geschwindigkeit in i-Richtung
$c_{\mathrm{PG,\,0}}$	Anströmgeschwindigkeit beim Profilgitter
$c_{\mathrm{PG,\,max}}$	maximale Geschwindigkeit stromab des Profilgitters
$c_{\mathrm{PG,\,min}}$	minimale Geschwindigkeit stromab des Profilgitters
C_{PG}	Parameter in den Auslegungsrechnungen zum Profilgitter
D	Laufraddurchmesser
D_{a}	Laufradaußendurchmesser
D_{N}	Nabendurchmesser
$d_{\mathrm{AD,\,1}}$	anströmseitiger Anschlussdurchmesser des Absorptionsschalldämpfers
$d_{\mathrm{AD,\,8}}$	abströmseitiger Anschlussdurchmesser des Absorptionsschalldämpfers
$d_{\mathrm{AD,\,K}}$	strömungsführender Außendurchmesser im zylindrischen Bereich des Absorptionsschalldämpferkerns
$d_{\mathrm{AD,\,M}}$	strömungsführender Innendurchmesser im zylindrischen Bereich des Absorptionsschalldämpfermantels

d_{AD}	Dicke der absorbierenden Schaumstoffschicht im Absorptionsschalldämpfer
$D_{\mathrm{LD,\,1}}$	Innendurchmesser des äußersten Kammes der Labyrinthdichtung
$D_{\mathrm{LD,\,8}}$	Innendurchmesser des innersten Kammes der Labyrinthdichtung
d_{PG}	Stabdurchmesser beim Profilgitter
$d_{\mathrm{RSD,\,a}}$	Außendurchmesser des Rohrschalldämpfers
$d_{\mathrm{RSD,\,i}}$	Innendurchmesser des Rohrschalldämpfers
d_{RSD}	Lochdurchmesser der Perforation des Rohrschalldämpfers
d_{SB}	Drahtdurchmesser bei Sieben
d_{WB}	Durchmesser der Röhrchen eines Wabengleichrichters
e	eulersche Zahl
$\widetilde{e}$	spezifische Laufradarbeit
e	Abstand Schwerpunkt – Drehpunkt in der Achsnormalebene eines Rotors
f	Frequenz
$f\left(x_i, t\right)$	Hilfsfunktion zur Beschreibung bewegter Oberflächen
$f_{\mathrm{AD,\,u}}, f_{\mathrm{AD,\,o}}$	untere und obere Eck-Frequenz im Auslegungsverfahren für Absorptionsschalldämpfer
f_{c}	charakteristische Frequenz
f_{LD}	Faktor in der Berechnung zur Labyrinthdichtung
$f_{\mathrm{RSD,\,c}}$	cut-on-Frequenz des Rohrschalldämpfers
g	Erdbeschleunigung
g_j	Beschleunigung in j-Richtung
$H\left(x\right)$	Heaviside-Funktion
H_{AD}	Kanalhöhe bei der Auslegung von Absorptionsschalldämpfern
h_{d}	axialer Abstand der Nasenspitze des Drosselkörpers vom Anströmrohrquerschnitt im Falle einer vollständigen Öffnung des Drosselelements
H_{LD}	Kammhöhe der Labyrinthdichtung
h_{LD}	Spaltweite der Labyrinthdichtung
h_{PG}	Höhe des betrachteten Strömungsgebietes beim Profilgitter
i	imaginäre Einheit
i, j, k	Indizes
K_{L}	Korrekturfaktor für die Lastabhängigkeit der Sensortelemetrie
$K_{\mathrm{PG,\,0}}$	räumlich gemittelter Widerstandsbeiwert des Profilgitters
K_{DS}	Beschleunigungsempfindlichkeit der Drucksensoren
L	Längenmaß
l_{c}	charakteristische Länge
l_{k}	Längenmaß nach Kolmogorov
$L_{\mathrm{AD,\,diff1}}$	axiale Länge des anströmseitigen Diffusors des Absorptionsschalldämpfers
$L_{\mathrm{AD,\,diff2}}$	axiale Länge des abströmseitigen Diffusors des Absorptionsschalldämpfers
$L_{\mathrm{AD,\,K}}$	axiale Länge des Kerns im zylindrischen Bereich des Absorptionsschalldämpfers
L_{AD}	Auslegungslänge des Absorptionsschalldämpfers
L_{p}	Schalldruckpegel
$L_{\mathrm{RSD,\,a}}$	perforierte Länge des Rohrschalldämpfers

$L_{\mathrm{RSD,\,b}}$	unperforierte Länge des Rohrschalldämpfers
L_{WB}	Länge der Röhrchen eines Wabengleichrichters
$\dot{m}$	Massenstrom
$\widetilde{M}$	Drehmoment an der Laufradwelle
m	Masse
m_{AD}	Ausstellungsverhältnis beim Absorptionsschalldämpfer
$M_{\mathrm{d}}(x)$	Mantelfläche eines Kegelstumpfes, die für die Auslegung der strömungsführenden Innenkontur des Drosselgehäuses benötigt wird
$m_{\mathrm{d}}(x)$	Mantellinie eines Kegelstumpfes, die für die Auslegung der strömungsführenden Innenkontur des Drosselgehäuses benötigt wird
M_{LD}	durch die Labyrinthdichtung hervorgerufenes Drehmoment
n	Drehzahl
$n_{\mathrm{d}}(x)$	Normale auf die Konturlinie des Drosselkörpers
n_{LD}	Anzahl der Kämme der Labyrinthdichtung
n_{RSD}	Anzahl der Löcher im perforierten Bereich des Rohrschalldämpfers
O	Oberfläche
O_{K}	Oberfläche eines Kontrollvolumens
$\widetilde{P}$	Leistung an der Laufradantriebswelle
p	Druck
p_{b}	barometrischer Druck; Umgebungsdruck
p_{md}	statischer Druck im Strömungsquerschnitt der Messdüse
$p_{\mathrm{dyn,\,Diff,\,Austr}}$	dynamischer Druck am Diffusoraustritt des Drosselelementes
$p_{\mathrm{dyn,\,Diff,\,Eintr}}$	dynamischer Druck am Diffusoreintritt des Drosselelementes
$p_{\mathrm{LD,\,0}}$	Außendruck an der Labyrinthdichtung
$p_{\mathrm{LD,\,8}}$	Innendruck an der Labyrinthdichtung
p_{pr}	Prüfdruck
p_{ref}	Referenzdruck für die Berechnung des Schalldruckpegels
p_{DS}	beschleunigungsbedingter Korrekturwert für den Druck
$\dot{q}_i$	flächenbezogener Wärmestrom in i-Richtung
R	spezifische Gaskonstante
r	Radiuskoordinate
R_{B}	Brücken-/Sensor-Ausgangswiderstand
$r_{\mathrm{di}}(x)$	Durchmesser der strömungsführenden Innenkontur des Drosselgehäuses
r_{dmax}	maximaler Durchmesser der Drosselkörperquerschnittsfläche
r_{dm}	Vorgabedurchmesser der Drosselkörperquerschnittsfläche
$r_{\mathrm{d}}(x)$	Durchmesser des Drosselkörpers
R_{i}	Innenwiderstand der Telemtriedatenerfassungskanäle
r_{DS}	Abstand der Drucksensoren von der Rotationsachse des Testlaufrades
s	Schaufeldicke
s_{AD}	halbe freie Kanalweite zwischen den absorbierenden Schaumstoffschichten im Absorptionsschalldämpfer
S_{a}	Ausbreitungsdämpfung
S_{e}	Einfügedämpfung

s_{PG}	Stababstand beim Profilgitter
T	Temperatur
t	Zeit
t_{LD}	Teilung der Labyrinthdichtung
$t_{\mathrm{RSD,\,eff}}$	akustisch wirksame Blechdicke des Innenrohres des Rohrschalldämpfers
t_{RSD}	Blechdicke des Innenrohres des Rohrschalldämpfers
T_{ij}	lighthillscher Spannungstensor
$\mathring{u}$	innere Energie
U	Unwucht
u	Umfangsgeschwindigkeit
U_{AD}	bei Absorptionsschalldämpfern mit Absorbern ausgekleideter Umfang innerhalb des Strömungsquerschnittes
U_{B}	Brückenversorgungsspannung beim Telemetriesystem
U_{E}	Spannung zur gezielten Verstimmung der Kalibrierbrücke für die Sensortelemetrie
U_{I}	Brückenspannung beim Telemetriesystem
$\dot{V}$	Volumenstrom
$\dot{V}_{\mathrm{leck}}$	Leckagevolumenstrom
V	Volumen
V_{A}	Gebiet reiner Schallausbreitung ohne akustische Quellen
V_{K}	Kontrollvolumen
V_{Q}	akustisches Quellgebiet
v_i	Oberflächengeschwindigkeit in Normalenrichtung
w	Relativgeschwindigkeit
W_0	normierte Kanalimpedanz
W_{RSD}	Eingangsimpedanz des Rohrschalldämpfers
w_{SB}	Maschenweite (lichte Weite) bei Sieben
x	Koordinate
x_i	Koordinate in i-Richtung
$x_{\mathrm{di}}(x)$	axiale Koordinate eines Punktes der Innenkontur des Drosselgehäuses
x_{dmax}	axiale Position des maximalen Durchmessers am Drosselkörper
x_{dm}	axiale Position des Vorgabedurchmessers am Drosselkörper
Z	Schaufelanzahl

Griechische Buchstaben

α	Absolutströmungswinkel
$\alpha_{\mathrm{d}}(x)$	Neigungswinkel der Normale auf den Drosselkörper gegenüber der Symmetrieachse
$\alpha_{\mathrm{AD,\,diffl}}$	Öffnungswinkel (Mittelschnitt) des anströmseitigen Diffusors des Absorptionsschalldämpfers
α_{AD}	Absorptionsgrad des Dämmmaterials im Absorptionsschalldämpfer
α_{DS}	Winkel zwischen der Drucksensormembran und der radialen Richtung
β	Relativströmungswinkel

β_{SB}	Verhältnis der projizierten offenen Fläche zur Gesamtfläche bei Sieben
β_{S}	Schaufelwinkel
δ	Durchmesserzahl
δ_{ij}	Kronecker-Symbol
Δp	Druckdifferenz
Δp_{fa}	freiausblasende Druckdifferenz
Δp_{ges}	Gesamtdruckdifferenz
$\Delta p_{\mathrm{num,\,korr}}$	korrigierte Druckdifferenz über das Drosselelement aus numerischen Berechnungen
Δp_{num}	Druckdifferenz über das Drosselelement aus numerischen Berechnungen
Δp_{stat}	statische Druckdifferenz
Δp_{tot}	Totaldruckdifferenz
$\Delta p_{\mathrm{v,\,Diff}}$	Druckverlust im Diffusor des Drosselelementes
Δt	Zeitintervall
δ	diracsche δ-Funktion
$\varepsilon_{\mathrm{PG}}$	dimensionsloser Parameter am Profilgitter
ζ	Verlustbeiwert
η_{L}	Laufradwirkungsgrad
Θ	Umschlingungswinkel beim Spiralgehäuse
κ	Isentropenexponent
λ	Schallwellenlänge
λ_{PG}	Parameter in den Auslegungsrechnungen zum Profilgitter
λ_{q}	Wärmeleitfähigkeit
μ	dynamische Viskosität
ξ	Koordinate entlang der Schaufelskelettlinie
ρ	Dichte
σ	Schnelllaufzahl
τ	retardierte Zeit
τ_{LD}	molekülbedingter Impulstransport in den Spalten der Labyrinthdichtung
τ_{ij}	molekülbedingter Impulstransport
φ^*	Lieferzahl
Φ_{LD}	Faktor in der Berechnung zur Labyrinthdichtung
φ	Durchflusszahl
ψ	Druckzahl
ω	Winkelgeschwindigkeit

Abkürzungen

$(\widehat{\cdot})$	flächengemittelte Größe
$(\cdot)'$	Schwankungsanteil einer Größe
$(\cdot)_0$	Gleichanteil einer Größe
$(\cdot)_1$, $(\cdot)_2$	Größe am Ein- beziehungsweise Austritt des Laufrades einer Turbomaschine
$(\cdot)_3$	Größe am Austritt eines Diffusors stromab eines Laufrades

$(\cdot)_{\mathrm{ax}}$, $(\cdot)_{\mathrm{r}}$	Axial- beziehungsweise Radialkomponente einer Größe
APE	acoustic perturbation equations – akustische Störgleichungen
CAA	computational aeroacoustics – numerische Strömungsakustik
CAD	computer-aided design – rechnergestütztes Konstruieren
CFD	computational fluid dynamics – numerische Strömungsmechanik
DFT	Diskrete Fourier Transformation
DMS	Dehnmessstreifen
DNS	direct numerical simulation – direkte numerische Simulation
GND	Ausgangspin am Telemetriesystem (Bezugsmasse)
HDA	Hitzdrahtanemometrie
HF-	Hochfrequenz-
I+	Eingangspin am Telemetriesystem (Pluspol der Brückenspannung)
I-	Eingangspin am Telemetriesystem (Minuspol der Brückenspannung)
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LES	large eddy simulation – Grobstruktursimulation
LPCE	linearized perturbed compressible equations – linearisierte kompressible Störgleichungen
$(\cdot)_{\mathrm{m}}$, $(\cdot)_{\mathrm{u}}$	Meridian- beziehungsweise Umfangskomponente einer Größe
Ma	Machzahl
Ma_{u}	Umfangsmachzahl
PC	Personal Computer
PIV	particle image velocimetry
PVC	Polyvinylchlorid
PXI	PCI extensions for instrumentation
$(\cdot)_{\mathrm{R}}$	Ruhezustandsgröße
Re	Reynoldszahl
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes – Reynolds-gemittelte Navier-Stokes
$(\cdot)_{\mathrm{sp}}$	Größe auf der Mantellinie eines Spiralgehäuses
$(\cdot)_{\mathrm{S}}$, $(\cdot)_{\mathrm{D}}$	Größe am Saug- beziehungsweise Druckstutzen einer Turbomaschine
St	Strouhalzahl
SST	shear-stress transport
TTL	Transistor-Transistor-Logik
$\mathrm{U_B}$	Ausgangspin am Telemetriesystem (Pluspol der Brückenversorgungsspannung)
UHF-	Ultra-Hochfrequenz-
URANS	unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes – instationäre, Reynolds-gemittelte Navier-Stokes
USB	Universal Serial Bus

Kurzfassung

Für eine zielgerichtete Optimierung von Turbomaschinen im Hinblick auf eine geringe Schallemission ist ein Verständnis der zugrunde liegenden physikalischen Wirkzusammenhänge, die zur Schallentstehung führen, notwendig. Im Falle der strömungsbedingten Schallentstehung an Turbomaschinen stellt die Aufdeckung solcher Wirkzusammenhänge eine Herausforderung dar, da eine ganze Reihe von Schallentstehungsmechanismen existieren, aus deren Überlagerung beziehungsweise Interaktion die Schallabstrahlung der Maschine resultiert.

Da mehrere der strömungsbedingten Schallentstehungsmechanismen durch die Eigenschaften der Laufradzuströmung beeinflusst werden, kommt der Kenntnis und Kontrolle des Strömungsfeldes am Eintritt des Laufrades einer Turbomaschine bei der Untersuchung der Entstehungsmechanismen eine besondere Bedeutung zu. Bei Turbomaschinen radialer Bauart ist jedoch das Strömungsfeld am Laufradeintritt ohne besondere Vorkehrungen komplex und inhomogen, weil im Saugmundbereich des Laufrades bauartbedingt eine Umlenkung der Strömung von der axialen in die radiale Richtung erfolgt. Eine Aufdeckung von Wirkzusammenhängen zwischen strömungsmechanischen und akustischen Effekten ist unter derartigen Bedingungen erschwert, weshalb eine Reduktion der Komplexität durch wohldefinierte Strömungszustände am Laufradeintritt angestrebt wird.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine Versuchseinrichtung für Ventilatoren radialer Bauart sowie ein Radiallaufrad (im Folgenden als Testlaufrad bezeichnet) zu entwickeln und umzusetzen, mit denen strömungsbedingte Schallentstehungsmechanismen unter kontrollierten Bedingungen untersucht werden können. Die Kontrolle bezieht sich dabei sowohl auf die strömungsmechanischen als auch auf die akustischen Betriebsbedingungen für das Testlaufrad. Gemäß den obigen Ausführungen schließt dies auch Vorkehrungen für die Beeinflussung und Bestimmung des Strömungsfeldes unmittelbar stromauf des Laufradschaufelkranzes mit ein. Dieser Aspekt bleibt bei konventionellen Versuchseinrichtungen für Radialventilatoren in der Regel unberücksichtigt.

Dem experimentellen Ansatz innerhalb dieser Arbeit liegt die folgende Methodik zugrunde, um die typischerweise bei Turbomaschinen vorliegende Überlagerung verschiedener Schallentstehungsmechanismen abzuschwächen und dadurch die Komplexität des Untersuchungsobjektes zu verringern: Zum einen wird versucht, eine Konfiguration zu schaffen, bei der die durch die Zuströmung beeinflussten Entstehungsmechanismen sowie auch sämtliche weiteren akustischen Quellmechanismen auf ein Minimum reduziert sind. Durch diese Konfiguration wird das Grundgeräusch von Versuchseinrichtung und Testlaufrad festgelegt. Zum anderen werden weitere Konfigurationen betrachtet, bei denen durch gezielte Maßnahmen einzelne Schallentstehungsmechanismen gegenüber dem Grundgeräusch aus der erstgenannten Konfiguration in den Vordergrund treten und dadurch für eine Erforschung zugänglich werden. Für die beschriebene Methodik ist die oben erläuterte Kontrolle der Laufradzuströmung eine wichtige Voraussetzung.

Während sich die Hauptanforderungen an die Versuchseinrichtung vorwiegend aus den obigen Ausführungen ergeben, bildet für die Gestaltung des Testlaufrades darüber hinaus die Integration von Druckmesstechnik in den Schaufelkranz eine wichtige Anforderung. Auf diese Weise liegen Informationen über das Strömungsfeld im Schaufelkanal vor, die eine bedeutende Grundlage für die Ableitung von Wirkzusammenhängen zwischen Strömung und Akustik darstellen.

Nach Realisierung der Versuchseinrichtung wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit deren wichtigste Funktionen auf experimentellem Wege überprüft beziehungsweise charakterisiert. Hierbei standen insbesondere die Komponenten zur Bestimmung und Beeinflussung der Betriebspunkte für das Testlaufrad sowie die Schalldämpfer für den Strömungspfad in der Anlage im Mittelpunkt der Arbeiten. Eine Erreichung der jeweiligen Auslegungsziele konnte dabei für die verschiedenen Komponenten bestätigt werden. Daneben wurden die strömungsmechanischen sowie akustischen Eigenschaften von fünf verschiedenen realisierten Varianten der Baugruppe zur Beeinflussung der Laufradzuströmung analysiert. Auch hier sind die Messdaten konform zu den jeweiligen Auslegungszielen.

Des Weiteren wurden am Beispiel des Testlaufrades strömungsakustische Wirkzusammenhänge beim Vorliegen der fünf verschiedenen Zuströmbedingungen untersucht. Unter anderem konnte das Auftreten instationärer Schaufelkräfte durch periodische Strukturen im Strömungsfeld stromauf des Schaufelkranzes oder Resonanzeffekte im Schaufelkanal des Testlaufrades festgestellt werden. Aus den gewonnenen Erkenntnissen wird auf eine grundsätzliche Eignung der Versuchseinrichtung sowie des Laufrades für die experimentelle Untersuchung strömungsakustischer Wirkzusammenhänge an Ventilatoren radialer Bauart geschlossen.

Auf Basis der im Rahmen dieser Arbeit ermittelten Ergebnisse bietet es sich für weiterführende Arbeiten an, das Konzept der Strömungsbeeinflussung im Saugmundbereich des Testlaufrades weiter zu optimieren. Neben Geometriemodifikationen an strömungsbeeinflussenden Bauteilen wird der Einsatz von Messverfahren empfohlen, die im Vergleich zur vorliegenden Arbeit eine detailliertere Bestimmung der Strömungsbedingungen am Laufradeintritt ermöglichen. Durch diese Maßnahmen ergeben sich weitreichende Möglichkeiten für die Erforschung der verschiedenen strömungsbedingten Schallentstehungsmechanismen an Radialventilatoren.

Abstract

For target-oriented optimizations of turbomachines with regard to low sound emission, understanding the involved physical relationships causing sound generation is essential. In case of flow-induced sound generation of turbomachines the revelation of such causal relations is challenging because there are a number of superposing and interacting mechanisms of sound generation, which determine the overall sound radiation of the machine.

Knowledge and control of the flow field at the inlet of the impeller of a turbomachine is important for the examination of sound generation, because some of the flow-induced mechanisms of sound generation are influenced by the properties of the inflow. In case of radially designed turbomachines the flow field at the inlet of the impeller is, without taking explicit measures, complex and inhomogeneous due to the deflection of the flow from the axial to the radial direction in the region of the suction port. Under these conditions, revealing relationships between fluid dynamic and acoustic effects is difficult which is why a reduction of complexity is strived for by well-defined flow conditions at the inlet of the impeller.

Objective of the present work is the development and realization of an experimental setup for radial fans and of an impeller (referred to as test impeller in this work) to examine mechanisms of flow-induced sound generation under controlled conditions. In that case control refers to fluid dynamic and acoustic operating conditions of the test impeller. In accordance with the foregoing this includes measures for influencing and determining the flow field directly upstream of the blade cascade of the impeller. In general, this aspect remains disregarded in case of conventional experimental setups for radial fans.

The experimental approach of the present work is based on the following methodology to attenuate the superposition of different mechanisms of sound generation typically found in turbomachines and thereby to reduce complexity of the subject: On the one hand we try to create a configuration, which reduces the mechanisms of sound generation influenced by the flow conditions at the inlet as well as any further acoustic source mechanisms to a minimum. This configuration determines the basic sound level of the experimental setup and the test impeller. On the other hand further configurations are examined which emphasize individual mechanisms of sound generation compared to the basic sound level by targeted measures and therefore facilitate their investigation. For the described methodology the above mentioned control of the flow at the inlet of the impeller is essential.

While the main demands on the experimental setup result from the above remarks, an important requirement for the test impeller is the integration of measurement instrumentation in the blade cascade. Thus, information of the flow field in between the blade vanes is gathered, which is an important basis for the deduction of relationships between flow and acoustics.

After realization of the experimental setup its most important features were evaluated and characterized in context of the present work. Here are especially the components for evaluating and influencing the working point of the test impeller as well as the sound absorbers in the flow path in the focus of our work. Achievement of the respective design objectives can be confirmed for the different components. Furthermore, fluid dynamic and acoustic properties of five different realizations of the assembly for influencing the flow conditions at the inlet of the impeller were investigated. Here, measurement data is also consistent with the particular design objectives.

Moreover, flow-acoustic causal relations were deduced in case of the test impeller for the five different flow conditions at the inlet. Among other things, the presence of unsteady loading of the blades due to periodic structures in the flow field upstream of the blade cascade or resonance effects between the blade vanes of the test impeller were detected. From the knowledge gained, it is concluded that the experimental setup and the test impeller are fundamentally suitable for investigating flow-acoustic causal relations in case of radial fans.

On the basis of the results obtained within this work, further research may optimize the concept of influencing the flow field directly upstream of the impeller. Besides modifications of the geometry of components which influence the flow, utilization of measurement methods is recommended which provide more detailed information of the flow conditions at the inlet of the impeller in comparison to the current work. These measures result in extensive possibilities for the investigation of different flow-induced mechanisms of sound generation at radial fans.