

Spaltverluste und Geräusche bei axialen Turbomaschinen

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)

genehmigte

D I S S E R T A T I O N

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Sascha-Lars Karstadt

aus Mainz

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus
Tag der Einreichung:	29.05.2013
Tag der mündlichen Prüfung:	17.07.2013

Darmstadt 2013

D 17

Forschungsberichte zur Fluidsystemtechnik

Band 2

Sascha-Lars Karstadt

**Spaltverluste und Geräusche
bei axialen Turbomaschinen**

D 17 (Diss. TU Darmstadt)

Shaker Verlag
Aachen 2013

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.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2013

Copyright Shaker Verlag 2013

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

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-2351-0

ISSN 2194-9565

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort des Herausgebers

Kontext und Forschungsfrage

Die Produktion der im VDMA vertretenen Unternehmen der Lufttechnik erreichte im Jahr 2012 13 Mrd. Euro Umsatz. Damit zählt diese Branche zu den eher Kleineren. Jedoch gehört der Transport von Gasen zu den Schlüsseltechnologien für viele Anwendungen. Ventilatoren sind notwendig zur Kühlung und Klimatisierung von Maschinen, Anlagen und Gebäuden, Grubenbelüftungen, Kraftwerksbefeuerungen, Entrauchung im Brandfall, etc.. Luftsysteme haben auf der einen Seite einen wesentlichen Anteil am gesamten Verbrauch an elektrischer Energie, auf der anderen Seite sind Luftsysteme wesentliche Lärmquellen.

Bei großen Schnellläufigkeiten, d.h. großem Volumenstrom sowie kleinem Druckaufbau, kommen für die oben genannten Anwendungen axial durchströmte Ventilatoren zum Einsatz. Für sowohl Schallentstehung als auch Wirkungsgrad ist der Spalt zwischen Laufrad bzw. Schaufelende und Gehäuse eine dominante Gestaltungsgröße und es ist lohnend das Zusammenspiel von Spaltströmung, Wirkungsgrad und Schallentstehung zu studieren und zu verstehen, um Konstruktionshinweise für effiziente und leise Maschinen abzuleiten.

Aus diesem Kontext leitet sich die Forschungsfrage ab, der Herr Doktor Karstadt nachging:

Inwieweit beeinflussen der Spalt, der Betriebspunkt und eine besondere Strukturierung des Gehäuses den Wirkungsgrad und die Akustik?

Die Methode

Herr Karstadt arbeitet experimentell in Kombination mit physikalisch analytischen Modellen, so z.B. für den Spaltverlust und den damit verbundenen Abfall des Wirkungsgrades. Das besagte analytische Modell nutzt eine Analogie zur Prandtl'schen Tragflügeltheorie. Im Vergleich zu den vielen zitierten Spaltverlustmodellen zeichnet sich das von Herrn Karstadt validierte Modell durch besondere Einfachheit in der Anwendung in Verbindung mit hohem physikalischen Gehalt und sehr guter Validierung aus. Das Ergebnis ist damit von hohem Wert für die Industrie und ist in der Tat von ihr und der Forschungswelt sehr gut aufgenommen worden.

Die aerodynamischen und akustischen experimentellen Ergebnisse erzielt Herr

II

Karstadt in einem Aero-Akustikkanal für axiale Turbomaschinen. Vorgestellt werden qualitativ hochwertige Ergebnisse von 13 verschiedenen Laufrädern einschließlich eines ruhenden Kreisgitters mit Spalt.

Hinsichtlich des Ventilatorlärms ist die Auftragung Durchflussziffer über Frequenz von besonderer Qualität. Dabei zeigen die Isoflächen gleichen Schallpegels die Dynamik des Spaltlärms unmittelbar. Für die theoretische Durchdringung der gefunden Zusammenhänge ist sicherlich die Arbeit von E.-A. Müller, „Der Wirbel als Schallerzeuger“, Ernst Becker Gedächtnis-Kolloquium, (1985), ein guter Ausgangspunkt für mögliche Folgearbeiten.

Die Ergebnisse

In folgendem Abschnitt sind die Ergebnisse von Herrn Karstadt aufgelistet, die aus meiner Sicht von bleibendem Wert und Nutzen sind:

1. Das oben genannte Spaltmodell
2. Die oben genannte Auftragung Durchflussziffer über Frequenz mit Schallpegel als Isoflächen.
3. Die besonders einfache und robuste Geometrieveränderung des Gehäuses, die zu einer deutlichen Absenkung des Schalldruckes führt (vgl. Abb. 6.49)

Peter Pelz

Darmstadt, im Oktober 2013

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fluidsystemtechnik (FST) der Technischen Universität Darmstadt.

An erster Stelle möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz, dem Leiter des Instituts für Fluidsystemtechnik der Technischen Universität Darmstadt, für das Ermöglichen dieser Arbeit und die Übernahme des Hauptreferates bedanken. Ebenso danke ich ihm für die zahlreichen fachlichen Anregungen und die konstante Unterstützung während meiner Tätigkeit an seinem Institut.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus, Leiter des Fachgebiets Strömungsmaschinen an der Universität Siegen, danke ich für die Übernahme des Korreferates sowie die vielen konstruktiven Hinweise, auch während der Zusammenarbeit mit der Voith Turbo GmbH & Co. KG.

Bedanken möchte ich mich bei der mechanischen Werkstatt, insbesondere Herrn Trometer, für die unzähligen Umbauten während der Messkampagnen und bei den Studenten und Studentinnen, die mich mit ihren Studien- und Abschlussarbeiten oder als wissenschaftliche Hilfskräfte unterstützt haben.

Besonderer Dank gilt Herrn Hans-Ulrich Banzhaf für die zahlreichen fachlichen Diskussionen sowie Herrn Dr. Roland Schmid und Herrn Tobias Dochtermann für die Unterstützung und die sehr fruchtbare Zusammenarbeit mit der Voith Turbo GmbH & Co. KG während meiner Tätigkeit am Institut für Fluidsystemtechnik.

Mein herzlicher Dank gilt den Kolleginnen und Kollegen am Institut für Fluidsystemtechnik für viele anregende (fachliche) Diskussionen, ihre stete Hilfsbereitschaft und das angenehme Arbeitsklima. Ebenfalls bedanke ich mich bei allen, die mich auf diesem Weg unterstützt und begleitet haben.

Ganz besonders möchte ich meiner Familie, insbesondere meiner Frau Bärbel und unseren zwei Töchtern, für den ständigen Rückhalt und die nötige Ablenkung während dieser Arbeit danken. Auch danke ich ganz herzlich meinen Eltern, die mir diese Ausbildung ermöglicht haben.

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbständig verfasst habe.

Mainz, im Juni 2013

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
2 Stand der Forschung	4
3 Ventilatorakustik	14
3.1 Mechanismen der Schallentstehung	14
3.2 Rotierende Druckfelder bei Axialventilatoren	15
3.3 Strömungsinduzierter Schall	16
3.4 Schall durch den Blattspitzenwirbel	18
3.5 Passive Schallminderungsmaßnahmen	22
4 Prüfstand	26
4.1 Aufbau des Prüfstands	26
4.2 Variierte Parameter	30
5 Messtechnik und Auswertung	35
5.1 Messtechnik	35
5.2 Auswertung	39
5.3 Messunsicherheit	42
6 Ergebnisse	46
6.1 Konfiguration s001	46
6.2 Konfiguration s005	54
6.3 Konfiguration s008	60
6.4 Konfiguration s009	78
6.5 Passive Schallminderungsmaßnahmen	83
7 Spaltverlustmodell	100
7.1 Physikalisches Modell für den Spaltverlust	100
7.2 Validierung	103

7.3 Methode zur Skalierung des Spaltverlusts	109
8 Zusammenfassung und Ausblick	111
Literaturverzeichnis	122
Abbildungsverzeichnis	126
Tabellenverzeichnis	127

Symbolverzeichnis

Die Symbole der ersten Spalte werden in der zweiten Spalte beschrieben. Die dritte Spalte, wenn vorhanden, gibt die Dimension als Monom mit den Basisgrößen Länge (L), Masse (M), Zeit (T), Temperatur (Θ) und Stoffmenge (N) an. Handelt es sich um eine abgeleitete Größe, so beinhaltet die letzte Spalte die Berechnungsvorschrift.

Lateinische Großbuchstaben:

Symbol	Beschreibung	Dimension	Berechnung
A	Auftrieb	$M L T^{-2}$	
A	Querschnittsfläche	L^2	
C	Maschinentypische Kennzahl		
C_d	Strömungswiderstand		
C_k	Kontraktionsfaktor		
C_φ	Konstante		
D	Durchmesser	L	
L	Charakteristische Länge	L	
$\overline{L}_p$	Korrigierter Schalldruckpegel		
L_w	Schallleistungspegel		
L_{wspez}	Spezifischer Schallleistungspegel		
M	Drehmoment	$M L^2 T^{-2}$	
Ma	Machzahl		$Ma = u_a/a$
P	Leistung	$M L^2 T^{-3}$	
R	Reaktionsgrad		
Re	Reynolds-Zahl		$Re = D_a u/\nu$
S	Spaltweite	L	
St	Strouhalzahl		$St = fL/c$
Tu	Turbulenzgrad		
U	Messunsicherheit		

W	Widerstand	$M L T^{-2}$
V	Geschwindigkeit	$L T^{-1}$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$L^3 T^{-1}$
Y	Verlustkoeffizient	

Lateinische Kleinbuchstaben:

Symbol	Beschreibung	Dimension	Berechnung
a	Schallgeschwindigkeit	$L T^{-1}$	
b	Schaufelbreite	L	
c	Absolutgeschwindigkeit	$L T^{-1}$	
c_A	Auftriebskoeffizient		
c_W	Widerstandskoeffizient		
$\tilde{c}$	Geschwindigkeitsschwankung	$L T^{-1}$	
$\bar{c}$	Mittlere Geschwindigkeit	$L T^{-1}$	
f	Frequenz	T^{-1}	
f_w	Wirbelfrequenz	T^{-1}	
h	Schaufelhöhe	L	
k	Schaufelkanalhöhe	L	
l	Sehnenlänge	L	
m	Ordnung		
$\dot{m}$	Massenstrom	$M T^{-1}$	
n	Drehzahl	T^{-1}	
p	Druck	$L^{-1} M T^{-2}$	
r	Radius	L	
s	Dimensionslose Spaltweite		$s = S/D_a$
t	Schaufelteilung	L	$t = \pi d/z$
u	Umfangsgeschwindigkeit	$L T^{-1}$	
w	Relativgeschwindigkeit	$L T^{-1}$	
z	Schaufelzahl		

Griechische Buchstaben:

Symbol	Beschreibung	Dimension	Berechnung
α	Absorptionsgrad		
α	Gierwinkel		
β	Anstellwinkel		
γ	Nickwinkel		

Γ	Zirkulation	$L^2 T^{-1}$	
Δ	Differenz		
δ	Grenzschichtdicke	L	
ζ	Druckverlust		
η	Wirkungsgrad		
λ	Wellenlänge	L	
Λ	Teilungsverhältnis		$\Lambda = l/t$
Λ	Turbulenter Längenmaßstab	L	
ν	kinematische Viskosität	$L^2 T^{-1}$	
ν	Nabenverhältnis		$\nu = D_i/D_a$
ρ	Dichte	$L^{-3} M$	
σ	Lochflächenverhältnis		
φ	Durchflusszahl		$\varphi = \dot{V} / (Au)$
ψ	Druckziffer		$\psi = 2\Delta p_t / \rho u^2$
Ω	Winkelgeschwindigkeit	T^{-1}	$\Omega = 2\pi n$
ω	Strömungswiderstand	$M L T^{-2}$	

Indizes:

Index	Beschreibung
1	Messebene 1
2	Messebene 2
3	Messebene 3
4	Messebene 4
D	Messebene D
DS	Druckseite
SS	Saugseite
R	Ring
a	Schaufelspitze
ax	axial
dyn	dynamische Größe
exp	experimentell
fa	freiausblasend
gap	Spaltverlust
i	Nabe
ideal	ideal
m	Mittelschnitt
num	numerisch
opt	Wirkungsgradoptimum

r	radial
r	restliche Verluste
s	Auslegung
t	totale Größe
th	theoretisch
u	umfang
z	axial
φ	umfang
+	dimensionslos

Abkürzungen:**Kürzel Beschreibung**

BPF	Blade Passing Frequency
DS	druckseitig
LA	Lauftrad
LE	Leitrad
ME	Messebene
SS	saugseitig