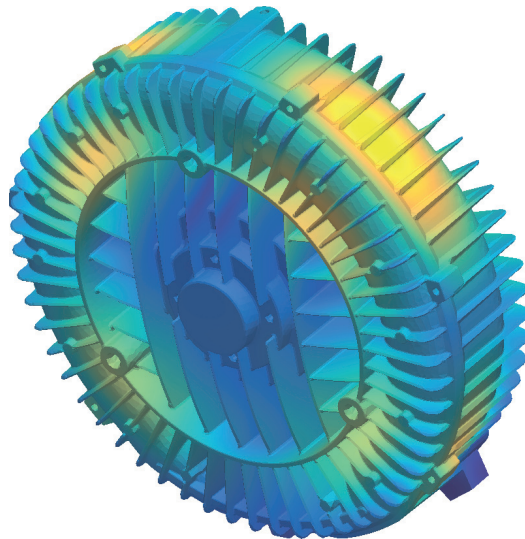


Sven Münsterjohann

## Strömung und strömungs- induzierte Schallabstrahlung von Seitenkanalgebläsen



# **Strömung und strömungsinduzierte Schallabstrahlung von Seitenkanalgebläsen**

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

zur  
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von  
Sven Münsterjohann  
aus Forchheim

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

Tag der mündlichen Prüfung: 04.06.2018

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

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Stefan Becker  
Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz

Schriftenreihe des Lehrstuhls für Prozessmaschinen und  
Anlagentechnik

Band 38

**Sven Münsterjohann**

**Strömung und strömungsinduzierte  
Schallabstrahlung von Seitenkanalgebläsen**

D 29 (Diss. Universität Erlangen-Nürnberg)

Shaker Verlag  
Aachen 2018

**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., 2018

Copyright Shaker Verlag 2018

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

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-6331-8

ISSN 1614-3906

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

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

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

# Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg. Ich möchte mich bei allen bedanken, die den erfolgreichen Abschluss dieser Dissertation unterstützt haben und mir mit Rat und Tat in den vergangenen sieben Jahren zur Seite standen.

Mein erstes großes Dankeschön geht an meinen Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Stefan Becker. Wir kennen uns seit mittlerweile über zehn Jahren. Seit dem Beginn dieser Zeit hast du mich stets für die Strömungsmechanik von den Grundlagen bis hin zur komplexen Fluid-Struktur-Akustik-Wechselwirkung begeistert. Dein ehrlicher Enthusiasmus für dieses Gebiet der Wissenschaft war stets eine große Motivation während meiner Zeit am Lehrstuhl. Nicht nur für die zahlreichen fachlichen Gespräche, sondern auch für deinen menschlichen Führungsstil und für die Freiheit zur Selbstentfaltung, die du jedem einzelnen in deiner Gruppe gewährst, möchte ich mich bei dir herzlichst bedanken!

Prof. Dr.-Ing. Eberhard Schlicker gebührt als Lehrstuhlinhaber besonderer Dank für die Unterstützung unserer Gruppe. Er hat gezeigt, dass die Führung eines Lehrstuhls durchaus sozial und gleichzeitig wissenschaftlich geprägt sein kann. Danke hierfür!

Ein weiteres großes Dankeschön gilt Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz für die Übernahme des Koreferates und die hilfreichen Anmerkungen zu dieser Arbeit.

Ich möchte mich weiterhin bei Prof. Dr.-Ing. Jörg Franke für die Durchführung der fachfremden Prüfung und die Aufnahme in die Forschungsinitiative Green Factory Bavaria im Rahmen dieser Promotion sowie bei Prof. Dr.-Ing. Michael Wensing für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes bedanken.

Ganz besonderer Dank gebührt der Gardner Denver Deutschland GmbH. Hier möchte ich insbesondere Rudi Dittmar und Thomas Grohmann erwähnen, die durch ihre wissenschaftliche Herangehensweise gezeigt haben, dass auch im industriellen Umfeld die Grundlagenentwicklung einen entscheidenden Aspekt für den technischen Fortschritt bildet. Mit der Übernahme der wissenschaftlichen Leitung bei Gardner Denver in Bad Neustadt an der Saale durch Dr.-Ing. Patrick Diffo hat sich ein weiterer sehr kompetenter und sympathischer Partner für die Zusammenarbeit mit der Universität Erlangen-Nürnberg eingesetzt. Vielen Dank!

Meine Kollegen aus dem Büro, Silke Hohls, Stefan Riedelmeier, Till Heinemann und Matthias Springer, haben für eine grandiose Zeit am Lehrstuhl gesorgt. Zusätzlich zu unserem wissenschaftlichen Fortschritt durften wir das eine oder andere prägende Erlebnis gemeinsam genießen. Auch unserem Bürohund Cindy, dem Ruhepol des Büros,

gebührt Dank: So mancher Sturm hat sich aufgrund deiner ruhigen Art wieder gelegt! Mit fortschreitender Promotionsdauer kamen auch neue Kollegen ins Büro, die wieder für frischen Wind gesorgt haben und mit neuen Ideen und Impulsen die Wissenschaft voranbringen: Benedikt Berchtenbreiter, Andreas Logdesser und Jörg Riedel - Danke für eure Unterstützung!

Florian Krömer, Andreas Renz, Kathrin Nusser, Julian Prass, Thomas Uffinger - wir haben so manche Diskussionen geführt, die mir wertvolle Erkenntnisse geliefert haben. Matthias Tautz - ohne deine Unterstützung und Optimierungen würde so manche Simulation wohl heute noch rechnen. Alexander Lodermeier - unsere Diskussionen waren meist elektrotechnischer Natur und entsprachen damit dem Grundsatz „Auch mal über den Tellerrand hinausschauen“. Euch allen gilt mein Dank!

In dieser Arbeit wurden einige Ergebnisse verwendet, die im Rahmen von Studien-, Projekt-, Bachelor-, Master- und Diplomarbeiten generiert wurden. Bei allen Studenten, die hierzu ihren Beitrag geleistet haben, möchte ich mich bedanken: Hagen Reisenweber, Christian Schmidt, Tobias Hanika, Christina Kieschnick, Tobias Haberkern, Thomas Bergmann, Akshay Kamath, Alexander Hofmann und Markus Storr.

Die technische Realisierung der unzähligen Versuchsaufbauten hätte nicht ohne die Unterstützung unseres Technikers, Claus Bakeberg, unserer Werkstatt mit Oliver Weisert, Bao Nguyen, und Alexander Zipprath sowie der Elektriker, Piotr Reichel und Stefan Grünwald geklappt. Euch allen ein großes Dankeschön für euren Einsatz!

Ganz besonderer Dank gebührt meiner Familie: Meine Eltern, Elvira und Gregor Münsterjohann, haben mich immer unterstützt und standen bei allen Entscheidungen stets hinter mir. Ihr habt mir beigebracht, dass Hilfsbereitschaft und Familie, die wichtigsten Aspekte im Leben sind. Für dieses Vertrauen und die Erziehung, die mich zu dem Menschen gemacht haben, der ich heute bin, gilt euch mein tiefstes Dankeschön! Meine Schwester Mona durfte die gleiche Erziehung genießen, nicht zuletzt deswegen haben wir so ein gutes Verhältnis zueinander: Bleib so wie du bist Schwesterherz! Meine wundervolle Frau Bina ist die liebenswerteste Person, der ich je begegnet bin: Für deine aufgebrachte Geduld und die vielen allein durchgestandenen Wochenenden während der Schreibphase dieser Arbeit, danke ich dir! Mit Tim haben wir einen wunderbaren Sohn, der unser Leben bereichert und uns viel Freude schenkt! Tim, entwickle dich weiter so prächtig und halte uns schön auf Trab!

Neunkirchen am Brand, 2018  
Sven Münsterjohann

# Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	VII
Abstract	XVII
Kurzfassung	XIX
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Einführung und Motivation	1
1.2 Grundlagen der Seitenkanalgebläse	2
1.2.1 Aufbau und Funktionsweise	2
1.2.2 Charakterisierung	3
1.3 Stand der Technik	9
1.3.1 Strömung in Seitenkanalgebläsen	9
1.3.2 Geometrische Modifikation zur Strömungsbeeinflussung	16
1.3.3 Akustik in Seitenkanalgebläsen	18
1.4 Beitrag und Aufbau der Arbeit	23
<b>2 Theoretische Grundlagen</b>	<b>27</b>
2.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik	27
2.2 Numerische Strömungsmechanik	32
2.2.1 Stationäre Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS)	33
2.2.2 Instationäre Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (uRANS)	35
2.2.3 Favre-gemittelte Navier-Stokes Gleichungen	36
2.2.4 Shear-Stress-Transport Modell	39
2.3 Strukturmechanik	42
2.3.1 Grundlagen	42
2.3.2 Dämpfung	45
2.3.3 Beschreibung der Strukturschwingung	46
2.4 Methode der finiten Elemente	46
2.5 Akustik	49
2.5.1 Grundlagen des Luftschalls	49
2.5.1.1 Homogenen Wellengleichung	49



2.5.1.2	Aeroakustische Analogie nach Lighthill . . . . .	52
2.5.1.3	Dilatationstheorie nach Ribner . . . . .	54
2.5.1.4	Aeroakustische Schallausbreitung mittels PCWE . . . . .	55
2.5.1.5	Analytische Lösung der Wellengleichung . . . . .	56
2.5.2	Beschreibung von Geräuschen . . . . .	57
2.5.3	Numerische Berechnung der Schallausbreitung mittels finiter Elemente . . . . .	58
2.5.4	Berechnung der Schallausbreitung nach Ffowcs-Williams und Hawkings . . . . .	60
2.6	Fluid-Struktur-Akustik Kopplung . . . . .	61
2.6.1	Maschinenakustische Grundgleichung . . . . .	62
2.6.2	Fluid-Struktur Kopplung . . . . .	64
2.6.3	Struktur-Akustik Kopplung . . . . .	65
<b>3</b>	<b>Versuchsaufbauten, Messtechnik und Versuchsdurchführung</b>	<b>67</b>
3.1	Kennlinienmessung . . . . .	71
3.1.1	Umrechnung der Betriebspunkte auf Normbedingungen . . . . .	72
3.2	Strukturschwingung . . . . .	74
3.2.1	Strukturbeschleunigung . . . . .	74
3.2.2	Strukturschnelle . . . . .	74
3.3	Schallabstrahlung . . . . .	77
3.4	Definierte Struktur Anregung . . . . .	78
3.4.1	Mechanische Struktur Anregung . . . . .	78
3.4.1.1	Elektromechanischer Schwingerreger . . . . .	78
3.4.1.2	Impulshammer . . . . .	80
3.4.2	Akustische Struktur Anregung . . . . .	81
3.4.3	Akustische Entkopplung des Unterbrecherbereichs . . . . .	81
3.5	Druckmessungen im Strömungsfeld . . . . .	83
3.5.1	Wanddruck im Seitenkanal . . . . .	84
3.5.2	Schaufeloberflächendruck im rotierenden System . . . . .	85
3.6	Messung der Schaufelschwingung im Betrieb . . . . .	89
3.7	Geometrie und Betriebsparameter . . . . .	89
3.7.1	Geometrische und mechanische Eigenschaften . . . . .	90
3.7.2	Hydrodynamische Eigenschaften . . . . .	92
<b>4</b>	<b>Strömung in Seitenkanalgebläsen</b>	<b>97</b>
4.1	Numerische Klärung des Druckaufbaus . . . . .	97
4.1.1	Theoretisches Modell . . . . .	98
4.1.2	Simulationssetup . . . . .	99
4.1.3	Zentrifugalkrafteinfluss auf den Druckaufbau . . . . .	100
4.2	Experimentelle Untersuchung der Strömung . . . . .	107
4.2.1	Temperaturverteilung . . . . .	107
4.2.2	Wanddruck . . . . .	109

4.2.2.1	Stationäre Wanddruckverteilung . . . . .	110
4.2.2.2	Instationäre Wanddruckverteilung . . . . .	113
4.2.3	Schaufeloberflächendruck im rotierenden System . . . . .	118
4.3	Numerische Beschreibung der Strömung . . . . .	126
4.3.1	Simulationssetup . . . . .	127
4.3.1.1	Randbedingungen . . . . .	127
4.3.1.2	Numerische Modelle . . . . .	128
4.3.1.3	Besonderheiten der akustischen Produktionsrechnungen . . . . .	129
4.3.2	Gitterstudie . . . . .	129
4.3.3	Einfluss des Turbulenzmodells . . . . .	136
4.3.4	Einfluss der Wärmeabgabe über das Gehäuse . . . . .	136
4.3.5	Numerisch berechnetes Strömungsfeld . . . . .	139
4.3.6	Zusammenfassung . . . . .	152
<b>5</b>	<b>Strukturschwingung und Schallabstrahlung</b>	<b>155</b>
5.1	Strukturschwingung . . . . .	155
5.2	Schallabstrahlung . . . . .	158
5.2.1	Zusammenhang zwischen der Strukturschwingung und der Schallabstrahlung . . . . .	162
5.2.2	Skalierung der Schalldruckpegelspektren . . . . .	163
5.2.3	Einfluss der Antriebseinheit (Elektromotor) . . . . .	164
5.3	Zusammenfassung . . . . .	166
<b>6</b>	<b>Hydrodynamische Struktur Anregung</b>	<b>167</b>
6.1	Modalanalyse . . . . .	168
6.2	Strukturschwingung im Betrieb (3D-LSV) . . . . .	174
6.3	Struktur Anregung im Unterbrecherbereich . . . . .	176
6.3.1	Struktur Anregung auf der Druckseite des Unterbrechers . . . . .	176
6.3.2	Struktur Anregung während der Schaufelpassage des Unterbrechers . . . . .	177
6.3.3	Struktur Anregung auf der Saugseite des Unterbrechers . . . . .	178
6.4	Mechanische Anregung mittels elektromagnetischem Schwingerreger . . . . .	179
6.4.1	Anregung des Unterbrechers . . . . .	179
6.4.2	Anregung und Schwingung der Lauffradschaufeln . . . . .	183
6.5	Numerische Berechnung der Strukturschwingung basierend auf hydrodynamischen Druckfluktuationen (FSI) . . . . .	186
6.6	Zusammenfassung . . . . .	190
<b>7</b>	<b>Schall im Seitenkanal</b>	<b>193</b>
7.1	Akustische Raummoden im Seitenkanal . . . . .	194
7.2	Aeroakustische Schallquellen . . . . .	200
7.2.1	Schallquellen im Unterbrecherbereich . . . . .	200
7.2.1.1	Schallquellen auf der Druckseite des Unterbrechers . . . . .	202

7.2.1.2	Schallquellen während der Schaufelpassage des Unterbrechers . . . . .	204
7.2.1.3	Schallquellen auf der Saugseite des Unterbrechers . . . . .	204
7.2.2	Schallquellen im Seitenkanalbereich . . . . .	205
7.3	Aeroakustisches Schallfeld im Seitenkanal . . . . .	206
7.4	Innere Schallerzeugung durch Strukturschwingung des Unterbrechers . . . . .	212
7.5	Zusammenfassung . . . . .	212
<b>8</b>	<b>Aeroakustische Strukturanregung</b>	<b>215</b>
8.1	Akustische Anregung mittels Horntreiber . . . . .	215
8.2	Schallübertragung im Seitenkanalgebläse . . . . .	218
8.3	Numerische Berechnung der Strukturschwingung basierend auf akustischen Druckfluktuationen . . . . .	220
8.4	Zusammenfassung . . . . .	220
<b>9</b>	<b>Schallabstrahlung</b>	<b>223</b>
9.1	Schallabstrahlung basierend auf gemessener Oberflächenschnelle . . . . .	223
9.1.1	Schallausbreitungsrechnung mittels Integralverfahren . . . . .	224
9.1.2	Schallausbreitungsrechnung mittels akustischer Wellengleichung . . . . .	227
9.2	Schallabstrahlung basierend auf numerischen Eingangsdaten (FSAI) . . . . .	232
9.2.1	Berechnung der Schallabstrahlung basierend auf aeroakustisch induzierter Strukturschwingung . . . . .	233
9.2.2	Berechnung der Schallabstrahlung basierend auf hydrodynamisch induzierter Strukturschwingung . . . . .	236
9.3	Experimenteller Zusammenhang zwischen Strukturschwingung und Schallabstrahlung . . . . .	238
9.4	Zusammenfassung . . . . .	242
<b>10</b>	<b>Optimierungsansätze für die Strömungsführung und zur Schallreduktion</b>	<b>245</b>
10.1	Hydrodynamische Optimierungsansätze . . . . .	245
10.1.1	Innere Seitenkanalgeometrie . . . . .	246
10.1.2	Saug- und Druckstutzen . . . . .	248
10.2	Akustischer Optimierungsansatz am Unterbrecher . . . . .	254
10.3	Zusammenfassung . . . . .	262
<b>11</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>265</b>
11.1	Strömung . . . . .	265
11.2	Strukturschwingung und Schallabstrahlung . . . . .	267
11.3	Hydrodynamische Strukturanregung . . . . .	267
11.4	Aeroakustische Schallentstehung und Strukturanregung . . . . .	268
11.5	Körperschallinduzierte Luftschallabstrahlung . . . . .	270
11.6	Optimierung . . . . .	271

<b>12 Ausblick</b>	<b>273</b>
<b>I Anhang</b>	<b>275</b>
<b>A Mathematische Grundlagen</b>	<b>277</b>
Gradient . . . . .	277
Divergenz . . . . .	278
Rotation . . . . .	278
Laplace-Operator . . . . .	278
Rechenregeln . . . . .	279
Rotation des Gradienten . . . . .	279
Divergenz der Rotation . . . . .	279
Divergenz des Gradienten . . . . .	279
A.0.1 Fourier Transformation . . . . .	279
A.0.2 Kohärenz . . . . .	281
<b>B Unterbrecherwinkel</b>	<b>283</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>284</b>



# Symbolverzeichnis

## Abkürzungen

ABC	Absorbing Boundary Condition
acouPotD1	Substantielle Ableitung des akustischen Schnellepotentials $\frac{D\phi_c}{Dt}$
DMS	Dehn-Mess-Streifen
DMS	Dehnmessstreifen
EMSE	Elektromechanischer Schwingerreger
EMSE	Elektromechanischer Schwingerreger
FE(M)	Finite Elemente (Methode)
FW-H	FLOWCS-WILLIAMS und HAWKINGS
NI	National Instruments
PCWE	Perturbed Convective Wave Equation
PML	Perfectly Matched Layer
SK	Seitenkanal
SST	Shear-Stress Transport
(u)RANS	(unsteady)Reynolds-averaged Navier-Stokes (equations)

## Griechische Symbole

$\alpha_1, \alpha_2$	Absolutströmungswinkel
$\alpha_i$	Allgemeine Feldgröße
$\alpha_R$	Eintrittswinkel der Rohrströmung in den Seitenkanal gegenüber der radialen Richtung
$\alpha_{RD}$	Koeffizient der Rayleigh-Dämpfung
$\beta'$	Koeffizient des SST Modells
$\beta_1, \beta_2$	Relativströmungswinkel
$\beta_{k-\epsilon}$	Koeffizient des $k-\epsilon$ Modells
$\beta_{k-\omega}$	Koeffizient des $k-\omega$ Modells
$\beta_{RD}$	Koeffizient der Rayleigh-Dämpfung
$\gamma_{k-\epsilon}$	Koeffizient des $k-\epsilon$ Modells

$\gamma_{k-\omega}$	Koeffizient des $k$ - $\omega$ Modells
$\Gamma$	Rand
$\Gamma_D$	Dirichlet Randbedingung
$\Gamma_N$	Neumann Randbedingung
$\Gamma_Z$	Zirkulation
$\delta$	Grenzschichtdicke
$\delta^*$	Durchmesserzahl
$\delta_D$	Modale Dämpfung
$\epsilon$	Dissipationsrate
$\epsilon_d$	Dilatationsdissipation
$\epsilon_s$	Dissipation des divergenzfreien Strömungsfeldes
$\eta_h$	Hydraulischer Wirkungsgrad
$\eta_L$	Laufradwirkungsgrad
$\eta_p$	Polytroper Stutzenwirkungsgrad
$\theta_{P,n}$	Phasenwinkel des Punktes $n$
$\theta_{RP}$	Phasenwinkel des Referenzpunktes
$\kappa_{SST}$	Koeffizient des SST Modells
$\kappa_s$	Isentropenexponent
$\lambda_f$	Rohrreibungszahl
$\lambda_{LR}$	Reibungskoeffizient zwischen Strömung und Laufrad
$\lambda_W$	Reibungskoeffizient der Seitenkanalwand
$\lambda_h$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	Eigenwertvektor
$\lambda_a$	Wellenlänge der akustischen Schallwelle
$\lambda_b$	Biegewellenlänge
$\mu$	Dynamische Viskosität
$\mu_t$	Dynamische Wirbelviskosität
$\nu$	Kinematische Viskosität
$\nu_p$	Polytrophenverhältnis
$\nu_t$	Kinematische Wirbelviskosität
$\Pi_{12}$	Druckverhältnis
$\rho$	Dichte
$\rho'_a$	Akustische Dichteschwankung
$\rho_s$	Dichte des Festkörpers
$\sigma^*$	Schnellaufzahl
$\sigma_a$	Abstrahlgrad
$\sigma_k$	Schließungskoeffizient

$\sigma_{k,k-\epsilon}$	Koeffizient des $k-\epsilon$ Modells
$\sigma_{k,k-\omega}$	Koeffizient des $k-\omega$ Modells
$\sigma_{\omega_{\text{diss}},k-\epsilon}$	Koeffizient des $k-\epsilon$ Modells
$\sigma_{\omega_{\text{diss}},k-\omega}$	Koeffizient des $k-\omega$ Modells
$\tau_{\text{LR}}$	Schubspannung am Laufrad
$\tau_{\text{W}}$	Schubspannung an der Seitenkanalwand
$\tau_{ij}$	Molekularer Impulsaustausch
$(\tau_{ij})_{\text{lam}}$	Laminarer Impulstransportterm
$(\tau_{ij})_{\text{turb}}$	Turbulenter Impulstransportterm
$\varphi_{\text{Z2-Z1}'}$	Winkerversatz der Strömung zwischen Schaufeleintritt und -austritt
$\varphi$	Umfangswinkel ( $0^\circ$ mittig des Unterbrechers.)
$\varphi^*$	Lieferzahl
$\varphi_{\text{S}}$	Schaufelabstand (Winkel)
$\varphi_{\text{UB,DS,r}}$	Radialer Einschlusswinkel des Unterbrechers auf der Druckseite
$\varphi_{\text{exp}}$	Winkelposition der Schaufelzelle über der Entspannungsnut
$\varphi_{\text{UB,DS,ax}}$	Axialer Einschlusswinkel des Unterbrechers auf der Druckseite
$\phi_{\text{c}}$	Akustisches Schnellepotential
$\Phi_{\text{diss}}$	Dissipation
$\varsigma$	Ansatzfunktion der FEM
$\chi$	Exakte Lösung einer Differentialgleichung
$\tilde{\chi}$	Näherungslösung einer Differentialgleichung
$\psi^*$	Druckzahl
$\omega$	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
$\omega_d$	Modalfrequenz
$\omega_{\text{diss}}$	Spezifische Dissipationsrate
$\Omega$	Wirbelstärke
$\Omega_{\text{FE}}$	Finite-Elemente Domäne
$\Omega_{\text{a}}$	Akustische Ausbreitungsregion
$\Omega_{\text{PML}}$	Region der PML

## Indizes

$\Re$	Lagrangesche Betrachtungsweise
1	Eintritt
2	Austritt
$\varphi$	In Umfangsrichtung
ax	Axial
diss.	Dissipativ



$DS$	Druckseite
exp	Expansion
$K$	Seitenkanal
$m$	Meridian
rad	Radial
rev.	Reversibel
Sch	Schaufel
$SS$	Saugseite
$Z1$	Schaufeleintritt
$Z2$	Schaufelaustritt

### Lateinische Symbole

$a_0$	Bezugsgröße der Beschleunigung $a_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ m s}^{-2}$
$a$	Beschleunigung
$A_S$	Schaufelfläche
$A_{\text{exp}}$	Expansionsquerschnitt
$A_K$	Seitenkanalquerschnittfläche (ohne Laufrad)
$A_{\text{Sch}}$	Schaufelfläche
$A$	Fläche
$b_K$	Seitenkanalbreite
$b_L$	Laufradbreite
$b_S$	Breite der Schaufel
$B$	Biegesteifigkeit der Platte
$c'_a$	Schallschnelle
$c_a$	Schallgeschwindigkeit
$c_{a,q}$	Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt beim Entspannungsvorgang
$c_{c,i}$	Konvektionsgeschwindigkeit an Kopplungsfläche bei FSI
$c_f$	Widerstandsbeiwert
$c_{g,i}$	Geschwindigkeit der Kopplungsfläche bei FSI
$c_{\text{ink},i}$	Geschwindigkeit des inkompressiblen, quellenfreien Strömungsfeldes
$c_p$	Spezifische, isobare Wärmekapazität
$c_p$	Spezifische, isobare Wärmekapazität
$c_{\text{ink},i}$	Geschwindigkeit des quellenfreien Strömungsfeldes
$c_u$	Absolutgeschwindigkeit in Umfangsrichtung
$c_v$	Spezifische, isochore Wärmekapazität
$\bar{c}_K$	mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Seitenkanal in Rotationsrichtung

$\vec{c}, c_i, \mathbf{c}$	Absolutgeschwindigkeit
$k_F$	Federkonstante
$C_G$	Term in GROHMANN'S [1] Modell
$C_{xy}$	Kohärenz
$d_h$	Hydraulischer Durchmesser
$d$	Dilatation
$d_F$	Dämpfung
$\mathbf{D}$	Dämpfungsmatrix
$\mathbf{D}_{sa}$	Kopplungsmatrix Struktur-Akustik
$e_L$	Exergieerhöhung im Laufrad
$e_{v,L}$	Exergieverlust im Laufrad
$\tilde{e}$	Spezifische Laufradarbeit
$e$	Innere Energie
$f$	Frequenz
$f_a$	Frequenz der akustischen Schallwelle
$f_{aa,i}$	Zusätzliche Volumenkraft in den Impulsgleichungen
$f_{BF}$	Blattfolgefrequenz
$f_{bl}$	Einblendfunktion
$f_c$	Koinzidenzfrequenz
$f_D$	Dipolquellterm
$f_M$	Monopolquellterm
$\tilde{f}_{mode}$	Mittelwert der Frequenzen der zusammengefassten Moden
$f_{max/min,mode}$	Maximale / minimale Frequenz der zusammengefassten Moden
$f_n$	Drehzahl
$\Delta f_{rel,mode}$	Relative Modenbreite
$f_u$	Übergangsfrequenz
$\mathbf{F}$	Kraftvektor
$\delta F_i$	Flächensegment des Kontrollvolumens
$F$	Kraft
$F_1, F_2$	Übergangsfunktionen des SST Modells
$F_K$	resultierende Knotenkräfte
$F_{K,int.}$	interpolierte Knotenkräfte
$F_{Sch}$	Schaufelkraft
$g_j$	Beschleunigung
$G$	Schwerepotential
$G_f$	Greensche Funktion
$h_0$	Enthalpie

$h_{n,\text{mode}}$	Relative Modenhäufigkeit
$h_S$	Höhe der Schaufel
$h_s$	Plattendicke
$h_T$	Totalenthalpie
$h_u$	Übertragungsadmittanz
$h$	Spezifische Enthalpie
$H$	Heaviside Funktion; Einheitssprungfunktion
$H_A$	Akzeleranz / Inertanz
$H_{n,\text{abs.},\text{mode}}$	Absolute Häufigkeit
$H_{SP,v}$	Übertragungsfunktion aus Schalldruck und Strukturschnelle
$H_{xy}$	Übertragungsfunktion der Größen $x$ und $y$
$\dot{I}_j$	Zeitliche Impulsänderung
<b>I</b>	Einheitsmatrix
$k_\lambda$	Wellenzahl
$k$	Turbulente kinetische Energiedichte
$\hat{\mathbf{K}}$	Modale Steifigkeit
<b>K</b>	Steifigkeitsmatrix
$K_{\text{exp}}$	Querschnittserweiterung der Entspannungsnut
$L_a$	Beschleunigungspegel
$L_j$	Schall durch instationäre Schaufelkräfte
$L_P$	Schalleistungspegel
$L_p$	Schalldruckpegel
$L_v$	Schnellepegel
$\dot{m}$	Massenstrom
$\dot{m}_B$	Blindmassenstrom
$\dot{m}_L$	Leckmassenstrom
$m$	Masse
$\hat{\mathbf{M}}$	Modale Masse
<b>M</b>	Massenmatrix
$M_{LR}$	Lauftraddrehmoment
$M_j$	Massenkräfte
Ma	Machzahl
$Ma_u$	Machzahl der Umfangsgeschwindigkeit
$n_{\text{Mess.}}$	Anzahl Messungen
$n_p$	Polytrophenexponent
<b>n</b>	Normalenvektor
$N$	Anzahl der Elemente

$N_{\text{sa}}$	Sampleanzahl
$O_j$	Oberflächenkräfte
$\Delta p_{12,\text{red}}$	Gesamtdruckdifferenz
$P_{a,0}$	Bezugsschalleistung ( $P_{a,0} = 10^{-12}$ W)
$p'_a$	Schalldruck
$p_{a,0}$	Hörschwelle ( $p_{a,0} = 2 \times 10^{-5}$ Pa)
$p'_{a,\text{SK}}$	Schalldruck im Seitenkanal
$p'_{a,\text{UB}}$	Schalldruck am Unterbrecher
$p_{\text{ges}}$	Gesamtdruck
$\Delta p_{\text{ges},12}$	Gesamtdruckdifferenz
$p_{\text{ink}}$	Inkompressibler Strömungsdruck
$p_{\text{kor.},T,n}$	Temperatureinfluss korrigierter Druck
$p_L$	Druckverluste im Modell der Zirkulationstheorie
$\bar{p}_{\text{RM},n}$	Mittlerer Ruhedruck
$p_T$	Totaldruck
$\Delta p_{\text{V,L}}$	Laufdruckverluste
$\tilde{p}_{x,\varphi}$	Mittelwert bereinigter Wanddruck
$p$	Statischer Druck
$P_2$	Wellenleistung
$P_a$	Schalleistung
$P_h$	Hydraulische Leistung
$\dot{q}$	Wärmestrom
$Q$	Schaufeldickenlärm
$r_a$	Laufradaußenradius
$r_i$	Laufradinnenradius
$r_K$	Seitenkanalradius
$r_k$	Seitenkanalradius in der Meridianebene bei geschlossener Beschauelung
$r$	Radius
$r_{\text{res}}$	Fehler / Residuum der Näherungslösung
<b>R</b>	Kopplungsmatrix der FSI
$R$	Strömungswiderstand
$R_n$	Widerstand des Sensors
$R_{\text{ref}}$	Referenzwiderstand (von 350 $\Omega$ )
$R_s$	spezifische Gaskonstante
$R_{xy}$	Korrelation der Signale $x$ und $y$
Re	Reynoldszahl
$s_S$	Schaufelabstand (Strecke)

$S$	Scherrate
$S_{ij}$	Deformationstensor
$t_K$	Mittlere Wandstärke des Seitenkanalgebläses
$t_m$	Messzeit
$t_{ret}$	Retardierte Zeit
$\Delta t_{sm}$	Zeitlicher Abstand der Samples
$(\tau_{ij})_{turb}$	Reynoldscher Spannungstensor
$T$	Temperatur
$T_{ij}$	Lighthill Spannungstensor
$T_R$	Ruhetemperatur
$u^+$	Dimensionslose Geschwindigkeit
$u_\tau$	Wandschubspannungsgeschwindigkeit
$\bar{u}$	Umfangsgeschwindigkeit
$v_0$	Bezugsgröße der Schnelle ( $v_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ m s}^{-1}$ )
$v$	Schnelle
$V$	Volumen
$\dot{V}_1$	Ansaugvolumenstrom
$w_t$	Spezifische, technische Arbeit
$\vec{w}$	Relativgeschwindigkeit
$W_{ij}$	Tensor der Rotationskreisfrequenz
$\underline{x}$	Frequenztransformation des Signales $x(t)$
$X$	Absolute Umfangsposition
$y^+$	Dimensionsloser Wandabstand
$y_W$	Wandabstand
$\mathbf{y}$	Verschiebungsvektor
$Y_{th}$	Theoretische Stutzenarbeit
$Y_p$	Spezifische polytrope Stutzenarbeit
$z_{UB}$	Anzahl der Schaufeln über dem Unterbrecher
$Z_a$	Akustische Impedanz

### Operatoren

$\bar{\phantom{x}}$	Gemittelt
$\check{\phantom{x}}$	Standardabweichung
$\frac{D}{Dt}$	Substantielle Ableitung
$\frac{d}{dt}$	Totales Differential
$\frac{\partial}{\partial}$	Partielles Differential
$\delta_{ij}$	Kronecker-Delta

$\mathcal{L}$	Allgemeiner Differentialoperator
$\Delta$	Laplace-Operator
$\nabla \cdot$	Divergenz
$\nabla \times$	Rotation
$\nabla$	Gradient



# Abstract

Side channel blowers are subject to research since the beginning of the 20th century. Their aerodynamic characteristics have created areas of operation that conventional turbo machines like axial or radial fans are not able to cover. This is usually due to the high heads side channel blowers can deliver while maintaining moderate flow rates. The drawbacks typically are low efficiency and unfavorable sound radiation, especially the tonal noise at the blade passing frequency. Both issues emerge from the flow field. The flow field is regarded as the source of the acoustic field inside the side channel causing acoustic wall pressure fluctuations. In combination with the aerodynamic pressure fluctuations, these fluctuations induce structural vibrations that finally radiate sound into the far field. Fundamental knowledge of the fluid mechanic behavior as well as the acoustic transmission path is crucial in order to be able to improve the flow characteristics and reduce the sound radiation. Hence, a detailed analysis of the flow itself and the resulting complex field of fluid-structure-acoustic-interaction is presented.

In a first, step the two basic theories describing the flow field in side channel blowers are examined: the turbulence or mixing theory and the circulation theory. The former characterizes the flow field as being established by the shear layer and the resulting drag between impeller and fluid. The latter describes a helical flow with fluid circulating between the side channel and the impeller due to difference in the centrifugal force. A generic model of a straightened side channel is examined numerically. With an additional artificial and switchable momentum term that includes the influence of the centrifugal force, that model is capable of representing the difference in both existent flow theories for side channel blowers. The results show that the circulation theory is superior in predicting the flow field and the pressure rise.

Further investigations were dedicated to a step by step analysis of the fluid-structure-acoustic-interaction. At first, the flow field of a side channel blower was analyzed in experimental and numerical manner. Measurements at the side channel wall and on the blade surface gave detailed insights in the spectral and spatial distribution of the pressure fluctuations. While the highest amplitudes are found at the stripper, the radial side channel wall is also exposed to increased pressure fluctuations caused by the radial jet emerging from the blade segments. The spectral pressure distribution at the side channel wall is dominated by the blade passing frequency and, accordingly, by the rotational frequency on the blade surface. These measurements are complemented by unsteady cfd (computational fluid dynamics) simulations of the flow field that confirm experimental investigations and give additional insights in the circulatory flow field.



The analysis of side channel blowers include a simplified model and a state of the art model. Under operation, they both show a similar behavior, which results in a high correlation of their structural vibration and sound radiation with the rotational frequency and with the pressure difference. A scaled acoustic spectrum based on rotational speed was set up. Furthermore, a correlation between the tonal sound radiation at the blade passing frequency as well as the overall sound radiation and the structural vibration was found.

The acoustic sources and the acoustic field arising from the flow field were calculated using the perturbed convective wave equation approach and the unsteady rans cfd data. Aeroacoustic sources are mainly located in the wake of the blades and the region of the stripper, especially in zones with high shearing and abrupt changes of the flow. The simulation showed that the resulting acoustic field is dominated by acoustic room modes that were also found in an acoustic modal analysis. Additionally, the pressure measurements on the blade surface were evaluated with an acoustic analogy confirming the increased acoustic production during the blade passage along the stripper.

The aerodynamic pressure and wall shear stress fluctuations as well as the acoustic wall pressure fluctuations served as excitation sources in different structural simulations of the side channel housing. The simulated structural vibration caused by the aerodynamic flow field shows similar mode shapes as found in lsv (laser scanning vibrometry) measurements of the side channel blower under operation and in a modal analysis of the structure. The aeroacoustically induced vibration resembles the shape of the structural acceleration trend from measurements but overestimates the absolute values.

In a last step, the vibrational data from all three excitation types, i. e. by aerodynamic excitation, aeroacoustic excitation and lsv measured excitation under operation, were utilized as an input to vibroacoustic simulations with the finite element method. The lsv measurement data additionally served as an input for the sound field calculation with the integral Ffowcs-Williams and Hawkings method. Due to the unsteady rans approach used in the cfd simulations, only tonal components caused by dominant effects in the flow field, i. e. at the blade passing frequency, are reproduced by the vibroacoustic simulations. The fem simulations based on lsv measurement data resulted in a good estimation of the sound radiation above 4 kHz. Additionally, the acoustic fem simulations allowed a characterization of structural areas with a dominant sound radiation.

Finally, the findings were used to optimize the flow field and reduce the acoustic radiation of the side channel blower. A significant improvement of the aerodynamic characteristics was achieved by modifying the inlet and outlet port. Optimizations of the stripper resulted in a reduction of the sound radiation of up to 6 dB, depending on the working point.

# Kurzfassung

Seitenkanalgebläse sind seit Beginn des 20. Jahrhunderts Gegenstand der Forschung. Aufgrund ihrer hydrodynamischen Eigenschaften bilden sie das Bindeglied zwischen den klassischen Turbomaschinen, wie Axial- und Radialgebläsen, und den Verdrängermaschinen. Verglichen mit der erstgenannten Gruppe erzielen Seitenkanalgebläse hohe Druckdifferenzen bei moderaten Volumenströmen. Nachteilig wirkt sich die generell geringe Effizienz sowie die ungewünschte, tonal geprägte Schallabstrahlung aus. Beide Effekte haben ihren Ursprung im Strömungsfeld. Die Schallentstehung im Strömungsfeld führt zu akustischen Wanddruckfluktuationen, die gemeinsam mit den hydrodynamischen Wanddruckfluktuationen eine Strukturschwingung induzieren und somit die Schallabstrahlung hervorrufen. Um sowohl die hydrodynamischen Eigenschaften zu verbessern wie auch die Schallabstrahlung zu reduzieren, ist ein grundlegendes Verständnis des strömungsmechanischen Verhaltens wie auch der akustischen Übertragungswege in der Turbomaschine notwendig. Diese Arbeit widmet sich daher einer detaillierten Untersuchung der Strömung und der resultierenden Fluid-Struktur-Akustik-Wechselwirkung.

Zunächst werden die zwei existierenden Strömungstheorien für Seitenkanalgebläse evaluiert. Die Turbulenz- oder Mischungstheorie beschreibt den Druckaufbau als Resultat der Schleppwirkung des rotierenden Laufrades durch die Impulsübertragung in der sich ausbildenden Scherschicht zum Fluid im Seitenkanal. Die Zirkulations- oder Stromfadentheorie hingegen sieht die Zentrifugalkraftwirkung und die hierdurch entstehende Zirkulationsströmung als maßgeblich für die Impulsübertragung an das Fluid im Seitenkanal. Anhand eines numerischen Modells eines abgewinkelten, vereinfachten Seitenkanals mit variablem, künstlichen Impulsterm zur Abbildung der Zentrifugalkraftwirkung wird der Unterschied beider Theorien aufgezeigt. Die Untersuchungen zeigen, dass die Beschreibung des Druckaufbaus in Seitenkanalgebläsen durch die Zirkulationstheorie genauer beschrieben werden kann.

In den weiteren Untersuchungen wird eine schrittweise, detaillierte Analyse der Fluid-Struktur-Akustik-Wechselwirkung durchgeführt. Zunächst wird das Strömungsfeld auf experimentelle und numerische Weise abgebildet. Druckmessungen auf der Schaufeloberfläche und der Seitenkanalwand geben Aufschluss über den spektralen Inhalt und die räumliche Verteilung der anregungsrelevanten Druckfluktuationen. Insbesondere der Unterbrecher und die radiale Seitenkanalwand bilden hierbei entscheidende Bereiche. Die spektrale Prägung des Wanddrucks wird durch Blattfolgefrequenz und ihre Harmonischen bzw. auf der Schaufeloberfläche durch die Drehzahl und ihre Harmonischen bestimmt. Diese Erkenntnisse werden durch zusätzliche Strömungssimulationen belegt,

die auch gleichzeitig die Grundlage zur numerischen Abbildung der Fluid-Struktur-Akustik-Wechselwirkung bilden. Weitere Informationen über das Strömungsfeld im realen Seitenkanalgebläse werden anhand der Simulationen gegeben.

Zunächst wird, ausgehend von einem inversen Ansatz, die resultierende Strukturschwingung und Schallabstrahlung im Betrieb auf Basis von zwei Seitenkanalgebläsen beschrieben. Während ein Gebläse eine geometrisch vereinfachte Variante darstellt, entspricht das andere dem Stand der Forschung. Beide Gebläse besitzen identische geometrische Abmessungen und führen zu einem vergleichbaren Strukturschwingungs- und Schallabstrahlungsverhalten, welches eine hohe Korrelation in Bezug auf den Drucksprung und die Drehzahl aufweist. Hieraus wird ein akustisches Referenzspektrum mit der Umfangsgeschwindigkeit als Skalierungsparameter abgeleitet. Zusätzlich wird ein Zusammenhang zwischen der tonalen und integralen Schallabstrahlung und Strukturschwingung herausgearbeitet. Anhand der strukturmechanisch und akustisch markanten spektralen Komponenten erfolgt im weiteren Verlauf der Arbeit die Beschreibung der Quell- und Übertragungsmechanismen.

Die Analyse der aeroakustischen Schallquellen erfolgt anhand des PCWE-Ansatzes (perturbed convective wave equation) auf Grundlage des numerisch berechneten Strömungsfelds. Die stärksten Schallquellen entstehen im Schaufelnachlauf und am Unterbrecher, insbesondere in Bereichen starker Scherung und abrupter Änderungen der Strömung. Das hieraus erzeugte und mittels einer FE (finite Elemente) Simulation bestimmte Schallfeld im Seitenkanal ist von dessen akustischen Raummoden geprägt, wie durch eine akustische Modalanalyse bestätigt wird. Ein Vergleich der räumlichen Verteilung der Schallquellen mit Berechnungen basierend auf experimentellen Daten bestätigt den Unterbrecher als markante Region.

In einem weiteren Schritt wurden jeweils die hydrodynamischen Wanddruckfluktuationen sowie die Wandschubspannungsfluktuationen, aber auch die akustischen Wanddruckfluktuationen in getrennten numerischen Simulationen der Strukturschwingung des Seitenkanalgehäuses als Randbedingungen gesetzt. Die berechnete hydrodynamische Strukturanregung führt zu vergleichbaren Modenbildern wie Laser-Vibrometer-Messungen des Seitenkanalgebläses im Betrieb. Die aeroakustische Anregung bildet den spektralen Verlauf qualitativ ab.

Im letzten Schritt der Fluid-Struktur-Akustik-Wechselwirkung wird die Schallausbreitung basierend auf der numerisch simulierten sowie der mittels Laser-Vibrometer gemessenen Strukturschwingung über finite Elemente Simulationen dargestellt. Die gemessene Strukturschwingung dient zusätzlich als Randbedingung für eine Berechnung der Schallausbreitung über das Integralverfahren nach Ffowcs-Williams und Hawkings. Die Ergebnisse, die auf den simulierten Eingangsdaten basieren, bilden die dominanten tonalen Komponenten wie die Blattfolgefrequenz gut ab. Mit den gemessenen Eingangsdaten kann spektrale Schallabstrahlung über 4 kHz adäquat wiedergegeben werden. Die FE Simulation erzielt hierbei genauere Ergebnisse als das Integralverfahren. Allgemein erlaubt die FE Simulation die Identifikation von Bereichen erhöhter Schallabstrahlung.

Die gewonnenen Erkenntnisse werden final genutzt, um eine Optimierung des Strömungsfeldes und eine Reduktion der Schallabstrahlung zu erzielen. Die geometrische

Modifikation von Ein- und Auslass in den Seitenkanal resultiert in einer signifikanten Verbesserung des hydrodynamischen Kennfeldes. Mit der akustischen Optimierung des Unterbrechers können die Schalldruckpegel betriebspunktabhängig um bis zu 6 dB reduziert werden.