Schallquellenlokalisierung an geschlitzten Axialventilatoren mit rotierendem Beamforming

Christof Ocker[1], Felix Czwielong[2], Florian Krömer[2], Chaitanya Paruchuri[3], Wolfram Pannert[1], Stefan Becker[2]

[1] *Hochschule Aalen, 73430 Aalen, Deutschland*

Email: christof.ocker@hs-aalen.de, wolfram.pannert@hs-aalen.de

[2] *Friedrich Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, 91058 Erlangen, Deutschland*

Email: cz@ipat.fau.de, florian.kroemer@fau.de, sb@ipat.fau.de

[3] *Universität Southampton, Southampton SO17 1BJ, Vereinigtes Königreich*

Email: C.C.Paruchuri@soton.ac.uk

Einleitung

Der Einsatz von Lüftungsanlagen ist ein wesentlicher Bestandteil in der Schaffung eines gesunden Raumklimas in Wohn- und Arbeitsräumen. Insbesondere in der Zeit der Covid-Pandemie haben derartige Anlagen besondere Randbedingungen zu erfüllen. So sind neben den Anforderungen zur Luftreinhaltung, dem Abtransport von Aerosolen und der Klimatisierung auch die Kriterien einer minimalen Geräuschbelastung zu realisieren. Nur dadurch ist es garantiert, dass die Anlagen umfassend die Gesetzesvorlagen und die Gesundheitsstandards erfüllen und sie im Lebensfeld der Nutzer akzeptiert werden. Die eingesetzten Axialventilatoren in derartigen Lüftungsanlagen gehören dabei zu der Systemkomponente mit der höchsten Schallabstrahlung.

Eine dominante Schallquelle an Ventilatoren entsteht infolge der Wechselwirkung der Schaufelblattvorderkanten mit Zuströmturbulenzen, beispielsweise, wenn die Ventilatoren stromabwärts eines Schutzgitters, Filters oder Wärmetauschers angeordnet sind (Abbildung 1) [1].

Abbildung 1: Axialventilatoren unter gestörten Zuströmbedingungen (Wärmeübertrager).

Die zugrundeliegenden Mechanismen der Schallerzeugung können sich von denen unterscheiden, die an isolierten flachen Platten oder Tragflügel beobachtet werden, da die vorherrschenden Geschwindigkeitsvektoren aufgrund der Rotation des Ventilators auch Radialkomponenten enthalten können. Dies macht eine Übertragung der Schallreduktionsmaßnahmen von einem einzelnen, ruhenden Profil auf einen rotierenden Ventilator zu einer Herausforderung [2, 3]. Allerdings gibt es auch für Axialventilatoren Ansätze hinsichtlich Vorderkantenmodifikationen, um den Schallpegel infolge der Wechselwirkung zwischen der Zuströmturbulenz mit der Schaufelvorderkante zu reduzieren. Diese umfassen insbesondere eine Zähnelung an der Vorderkante [2–5] und poröse Materialien [6–11]. Darüber hinaus sind Modifikationen der gesamten Schaufelform durch eine Verdrehung und/oder Sichelung als wirksame Mittel zur Geräuschminderung bekannt [12–16].

Der in dieser Arbeit verfolgte Ansatz basiert auf Voruntersuchungen im Windkanal an geschlitzten, flachen Platten [17, 18]. Der physikalische Schallreduktionsmechanismus der geschlitzten Vorderkante ist eine destruktive Interferenz, welche durch zwei kohärente Quellen jeweils an beiden Enden der Schlitze entsteht. Dieser Lösungsansatz soll nun in ein rotierendes System übertragen werden und mit einem Mikrofonarray und einem Verfahren zum rotierendem Beamforming zur Schallquellenlokalisierung bewertet werden.

Geschlitzte Ventilatoren

Um den physikalischen Wirkmechanismus einer geschlitzten Vorderkante an flachen Platten möglichst genau in ein rotierendes System zu übertragen, handelt es sich bei den untersuchten Ventilatoren um Platten-Ventilatoren. Das heißt, dass die Ventilatorschaufeln 6 mm flache Platten sind. Zusätzlich wurde die Schaufel vorwärts gesichelt, da diese Sichelung im Vergleich zu rückwärts gesichelten und ungesichelten Ventilatorschaufeln bereits akustisch optimiert ist [5]. Die Ventilatoren haben einen Rotordurchmesser von 0,497 m, einen Nabendurchmesser von 0,248 m und rotieren mit einer Drehzahl von 1486 1/min im Uhrzeigersinn. Insgesamt werden sechs Ventilatoren untersucht: Ein ungeschlitzter Referenzventilator und fünf Ventilatoren mit geschlitzter Vorderkante. Die Geometrie der Schlitze wird über die Schlitztiefe h, der Schlitzbreite w und dem Schlitzabstand d definiert. In dieser Arbeit wurde bei den betrachteten Ventilatoren die Schlitztiefe konstant bei 22,5 mm gehalten und die Schlitzbreite und der Schlitzabstand variiert. Somit ergibt sich exemplarisch der Ventilator h22_5_w2_d15, welcher eine Schlitztiefe h = 22,5 mm, eine Schlitzbreite w = 2 mm und einen Abstand der Schlitze zueinander

von d = 15 mm hat (Abbildung 2).

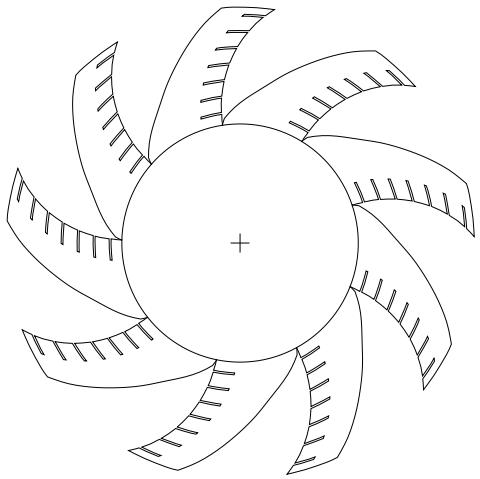

Abbildung 2: Ventilator mit geschlitzter Vorderkante (exemplarisch h22_5_w2_d15).

Die geometrischen Varianten der untersuchten Ventilatoren sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Bezeichnung und geometrische Parameter der geschlitzten Ventilatoren.

Variante	h in mm	w in mm	d in mm
Referenz	-	-	-
h22_5_w_0_5_d4_5	22,5	0,5	4,5
h22_5_w1_d9	22,5	1	9
h22_5_w2_d10	22,5	2	10
h22_5_w2_d15	22,5	2	15
h22_5_w2_d19	22,5	2	19

Mit diesen Varianten wird der Einfluss auf die aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften der Schlitze im Vergleich zum ungeschlitzten Referenzventilator, eine Skalierung der Schlitze, die Schlitzbreite und der Schlitzabstand für verschiedene Betriebspunkte untersucht. Zur Erzeugung turbulenter Zuströmbedingungen wird ein Turbulenzgitter verwendet, welches eine mittlere turbulente Intensität von 15,7 % mit einer mittleren integralen Längenskala von 18 mm erzeugt.

Charakteristische Kennlinien

Zuerst werden die aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften der Ventilatoren für verschiedene Betriebspunkte gemessen. Zur Beurteilung der aerodynamischen Leistungsfähigkeit der Ventilatoren wird die total-zu-statische Druckdifferenz, also der effektive Druckerhöhung, als Funktion des Volumenstroms zueinander verglichen (Abbildung 3).

Im Vergleich zum Referenzventilator sinkt die total-zu-statische Druckdifferenz der Ventilatoren mit geschlitzen Vorderkanten für alle betrachteten Volumenströme. Gleichzeitig bewirken die Schlitze eine Schallpegelminderung um bis zu 7 dB (Abbildung 4).

Es zeigt sich, dass die Ventilatorvariante mit dem geringsten Druckaufbau (h22_5_w2_d10), den kleinsten Schalldruckpegel über alle Volumenströme aufweist. Für die in dieser Arbeit untersuchten Ventilatoren heißt das, dass jede Reduktion des Schallpegels gegen eine Verschlechterung der aerodynamischen Leistung abgewogen werden muss. Zusätzlich verschiebt sich der akustische Optimalpunkt der Ventilatoren durch die Vorderkantenmodifikation. Während der akustische Optimalpunkt beim Referenzventilator bei einem Volumenstrom von 1,1 m^3/s liegt, verschiebt sich dieser bei der Variante h22_5_w2_d10 zu einen Volumenstrom von 0,8 m^3/s. Diese Verschiebung des akustischen Optimalpunktes muss bereits bei der Gestaltung neuer Ventilatoren berücksichtigt werden.

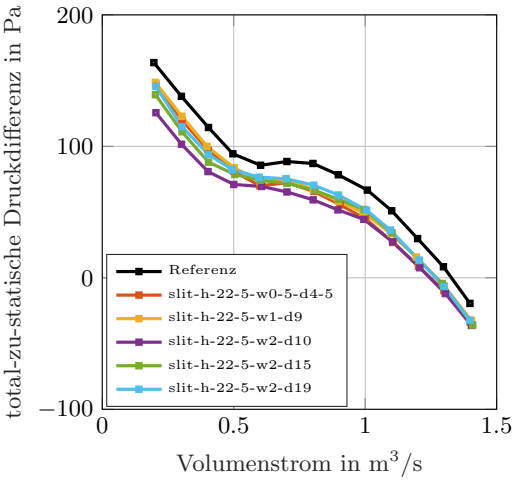

Abbildung 3: Aerodynamische Kennlinien bei konstanter Drehzahl n = 1486 1/min.

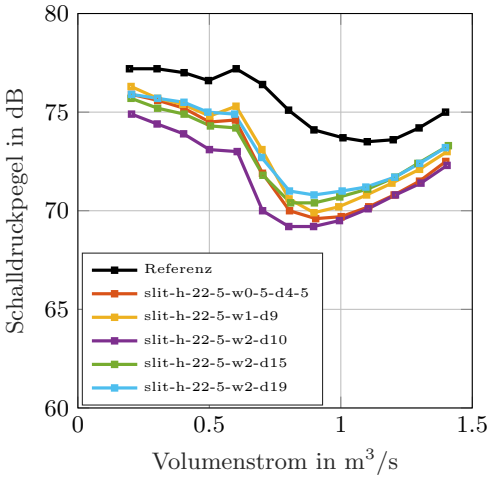

Abbildung 4: Akustische Kennlinien bei konstanter Drehzahl n = 1486 1/min.

Eine Auswertung der Schalldruckspektren für den Designpunkt des Referenzventilators (Volumenstrom von 1,1 m^3/s) zeigt, dass der Schalldruckpegel für Frequenzen unterhalb von 1,6 kHz durch die Schlitze reduziert, jedoch oberhalb dieser Frequenz im Vergleich zum Referenzventilator erhöht werden. Des Weiteren werden die tonalen Komponenten infolge der Blattfolgefrequenz durch die Schlitze verringert (Abbildung 5).

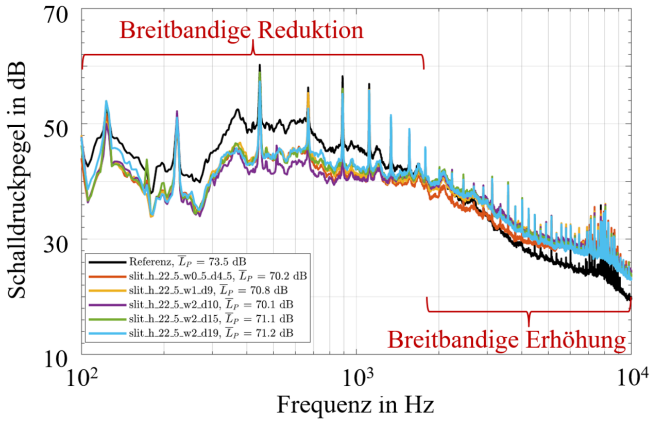

Abbildung 5: Schalldruckspektren für einen Volumenstrom von 1,1 m^3/s.

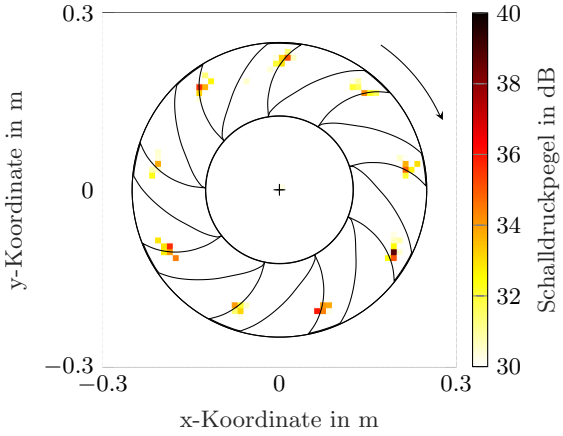

Abbildung 6: Schallquellenverteilung beim Referenzventilator für die Terz um 4 kHz.

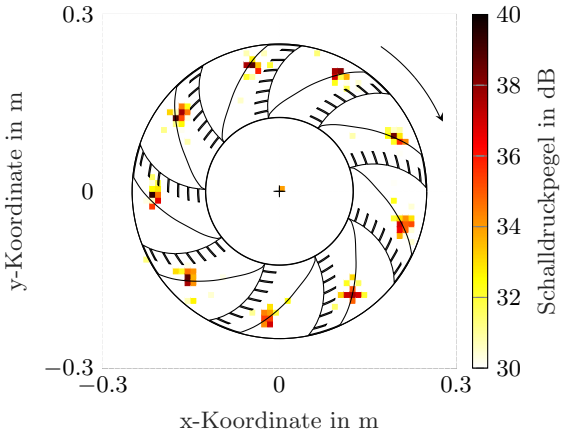

Abbildung 7: Schallquellenverteilung bei der Variante h22_5_w2_d15 für die Terz um 4 kHz..

Trotz der Erhöhung des Schalldruckpegels bei hohen Frequenzen, sinkt durch die integrierten Schlitze an der Vorderkante der totale Schalldruckpegel um bis zu 3,4 dB für diesen Volumenstrom.

Schallquellenlokalisierung

Durch die Messung der Aerodynamik und der Aeroakustik der Ventilatoren und die Auswertung der Schalldruckspektren, können die Ventilatoren für verschiedene Betriebspunkte zueinander bewertet werden. Die genaue Schallquellenverteilung auf der Ventilatorschaufel ist jedoch noch unbekannt. Zur Bestimmung der dominanten Schallquellenorte wird ein Array mit 64 Mikrofonen verwendet, um die Schallquellen über ein rotierendes Beamforming Verfahren zu lokalisieren. Die Mikrofone sind hierbei gleichmäßig auf einem Ring mit einem Durchmesser von 1,8 m angeordnet. Der Messabstand beträgt 0,81 m. Zur Lokalisierung der rotierenden Schallquellen, müssen in ein ersten Schritt die Mikrofonsignale in ein rotierendes Referenzsystem transformiert werden. Dies erfolgt in diesem Fall über eine Modenzerlegung mit anschließender Fourier-Interpolation [19] und Mittelung der Kreuzspektren [20]. Des Weiteren muss die Schallausbreitung zwischen Schallquelle und Mikrofonposition im rotierendem System berechnet werden. Die Schallausbreitung wurde über einen Ansatz aus der akustischen Strahlentheorie berechnet [21]. Abschließend wurde die Schallquellenkarte mit dem Clean-SC Verfahren berechnet, um eine hohe Dynamik und Auflösung der Schallquellen zu erreichen [22].

Vergleicht man nun die Schallquellenverteilung des Referenzventilators (Abbildung 6) exemplarisch mit der Schallquellenverteilung der Variante h22_5_w2_d15 (Abbildung 7) für die Terz mit der Terzmittenfrequenz von 4 kHz, ist zu erkennen, dass die dominanten Schallquellen von der Vorderkante zur Hinterkante verschoben werden.

Auf Basis der Schallquellenverteilung lässt sich schlussfolgern, dass der Vorderkantenschall, welcher durch Zuströmturbulenz erzeugt wird, durch die eingebrachten Schlitze im Ventilator reduziert wird. Die Schlitze bewirken eine Dekorrelation der Schallquellen in Spannweitenrichtung und erlauben eine destruktive Interferenz der Schallquellen. An der Wurzel der Schlitze entstehen allerdings Ablösungen, welche die Schallentstehung an der Hinterkante verstärken. Zudem kann durch die Schallquellenlokalisierung nun gezielt der Einfluss der verschiedenen Modifikation identifiziert werden und somit neue Maßnahmen zur Schallpegelreduktion, wie eine zusätzliche Modifikation der Hinterkante, zielgerichtet durchgeführt werden.

Fazit

Ventilatorschaufeln mit geschlitzten Vorderkanten reduzieren den breitbandigen Schallpegel im Bereich der Vorderkante für alle Frequenzbereiche. Jedoch entstehen durch die Modifikationen neue dominante Schallquellen im Bereich der Hinterkante, welche im Vergleich zum Referenzventilator einen erhöhten Schallpegel bei hohen Frequenzen haben. Der totale Schalldruckpegel wird trotzdem je nach Volumenstrom um bis zu 7 dB reduziert. Dadurch, dass gleichzeitig die aerodynamischen Eigenschaften sinken, bleibt aber der Kompromiss zwischen Schallreduktion und aerodynamischer Leistung. Jedoch ergeben sich durch das rotierende Beamforming neue Ansätze, um gezielt Modifikationen an den Schallenstehungsorten zu integrieren und dadurch sowohl die Aerodynamik als auch die Aeroakustik positiv zu beeinflussen.

Literatur

[1] Felix Czwielong, Sebastian Floss, Manfred Kaltenbacher, and Stefan Becker. Influence of a microperforated duct absorber on sound emission and performance of axial fans. *Applied Acoustics*, 174:107746, 2021.

[2] Till M. Biedermann, Frank Kameier, and Christian O. Paschereit. Successive aeroacoustic transfer of leading edge serrations from single airfoil to low-pressure fan application. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume 58547, page V001T09A001. American Society of Mechanical Engineers, 2019.

[3] Till M. Biedermann, Pasquale Czeckay, Nils Hintzen, Frank Kameier, and Christian O. Paschereit. Applicability of aeroacoustic scaling laws of leading edge serrations for rotating applications. In *Acoustics*, volume 2, pages 579–594. Multidisciplinary Digital Publishing Institute, 2020.

[4] Florian Krömer, Andreas Renz, and Stefan Becker. Experimental investigation of the sound reduction by leading-edge serrations in axial fans. *AIAA Journal*, 56(5):2086–2090, 2018.

[5] Florian Krömer, Felix Czwielong, and Stefan Becker. Experimental investigation of the sound emission of skewed axial fans with leading-edge serrations. *AIAA Journal*, 57(12):5182–5196, 2019.

[6] Thomas F. Geyer, Ennes Sarradj, and Jens Giesler. Application of a beamforming technique to the measurement of airfoil leading edge noise. *Advances in Acoustics and Vibration*, 2012, 2012.

[7] Thomas F. Geyer, Andreas Lucius, Marcus Schrödter, Marc Schneider, and Ennes Sarradj. Reduction of turbulence interaction noise through airfoils with perforated leading edges. *Acta Acustica united with Acustica*, 105(1):109–122, 2019.

[8] Chaitanya Paruchuri, Phillip Joseph, Tze Pei Chong, Matthew Priddin, and Lorna Ayton. On the noise reduction mechanisms of porous aerofoil leading edges. *Journal of Sound and Vibration*, 485:115574, 2020.

[9] Christof Ocker, Thomas F. Geyer, Felix Czwielong, Florian Krömer, Stefan Becker, Markus Merkel, and Wolfram Pannert. Experimental investigation of the impact of 3D-metal-printed perforated leading edges on airfoil and axial fan noise. In *AIAA Aviation 2020 Forum*, number AIAA paper 2020-2529, 2020.

[10] Christof Ocker, Felix Czwielong, Thomas F. Geyer, Paruchuri Chaitanya, Markus Merkel, and Stefan Becker. *Permeable Structures for Leading Edge Noise Reduction*, chapter AIAA 2021-2192.

[11] Christof Ocker, Thomas F. Geyer, Felix Czwielong, Florian Krömer, Wolfram Pannert, Markus Merkel, and Stefan Becker. Permeable leading edges for airfoil and fan noise reduction in disturbed inflow. *AIAA Journal*, 0(0):1–18, 2021.

[12] Thomas Carolus and Michael Beiler. Skewed blades in low pressure fans-a survey of noise reduction mechanisms. In *3rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, page 1591, 1997.

[13] Konrad Bamberger and Thomas Carolus. Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction. *Noise Control Engineering Journal*, 60(6):716–725, 2012.

[14] Florian Zenger, Gert Herold, and Stefan Becker. Acoustic characterization of forward-and backward-skewed axial fans under increased inflow turbulence. *AIAA Journal*, 55(4):1241–1250, 2017.

[15] Florian J. Krömer. *Sound emission of low-pressure axial fans under distorted inflow conditions*, volume Reihe B: Medizin. FAU University Press, 2018.

[16] Florian J. Krömer, Stephane Moreau, and Stefan Becker. Experimental investigation of the interplay between the sound field and the flow field in skewed low-pressure axial fans. *Journal of Sound and Vibration*, 44:220–236, 2019.

[17] P. Chaitanya and P. Joseph. Slitted leading edge profiles for the reduction of turbulence-aerofoil interaction noise. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 143(6):3494–3504, 2018.

[18] Chaitanya Paruchuri, Phillip Joseph, and Lorna J. Ayton. On the superior performance of leading edge slits over serrations for the reduction of aerofoil interaction noise. In *2018 AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, page 3121.

[19] Wolfram Pannert and Christian Maier. Rotating beamforming - motion-compensation in the frequency domain and application of high-resolution beamforming algorithms. *Journal of Sound and Vibration*, 333(7):1899–1912, 2014.

[20] Christof Ocker and Wolfram Pannert. Calculation of the cross spectral matrix with daniell's method and application to acoustical beamforming. *Applied Acoustics*, 120:59–69, 2017.

[21] Christof Ocker and Wolfram Pannert. Acoustic ray method derived with the concept of analogue gravity for the calculation of the sound field due to rotating sound sources. *Applied Acoustics*, 168:107422, 2020.

[22] Pieter Sijtsma. Clean based on spatial source coherence. *International Journal of Aeroacoustics*, 6(4):357–374, 2007.