Experimentelle Untersuchung der Schallabstrahlung von Wärmeübertrager-Axialventilator-Modulen

Felix Czwielong[1], Florian Krömer[1], Stefan Becker[1]

[1] *Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, FAU Erlangen-Nürnberg, 91058 Erlangen, Email: cz@ipat.fau.de*

Einleitung

Axialventilatoren werden in einer großen Anzahl technischer Systemen wie zum Beispiel Klimaanlagen, Belüftungssystemen, Computern oder Autos verwendet. Diese Systeme sind Teil unseres täglichen Lebens und sollten daher eine möglichst geringe Lärmbelästigung darstellen. In diesen Anwendungsfällen ist der Axialventilator als rotierende Maschine eine dominante Schallquelle. Aus diesem Grund werden Axialventilatoren nicht nur hinsichtlich ihres aerodynamischen Wirkungsgrads, sondern auch bezüglich ihres Schalldruckpegels optimiert. Allerdings werden bei diesen Optimierungsprozessen die realen Zuströmbedingungen für den Axialventilator oftmals vernachlässigt. Dies ist beispielsweise bei Axialventilatoren der Fall, die stromabwärts von Wärmeübertrager eingesetzt werden. Der Wärmeübertrager bedingt eine veränderte Zustömung, welche mit dem Ventilator wechselwirkt und eine Erhöhung der Schallabstrahlung induziert. Dies ist nicht Teil der akustischen Optimierung des Axialventilators. Die Beeinflussung des Strömungsfeldes aufgrund von Wärmeübertragern und die Wechselwirkung zwischen Wärmeübertrager und Axialventilator in Bezug auf die Schallabstrahlung des Systems wurden bislang nur geringfügig untersucht und verstanden.
In dieser experimentellen Studie wird der Einfluss von Wärmeübertragern auf den Schalldruckpegel von Axialventilatoren untersucht. Da die Zuströmbedingungen einen entscheidenden Faktor für die Schallabstrahlung des Ventilators darstellen [1], wird das Strömungsfeld stromabwärts von verschiedenen Wärmeübertragern charakterisiert. Auf Basis dieser Ergebnisse wird das Schalldruckspektrum und die charakteristischen Kennlinien der Ventilatoren interpretiert.

Axialventilatoren

Es wird der Einfluss von saugseitigen Wärmeübertragern auf die Schallabstrahlung von drei verschiedenen Axialventilatoren, welche sich hinsichtlich der Schaufelsichelung unterscheiden, untersucht (siehe Abbildung 1). Der Ventilator V1UG verfügt über ungesichelte, der Ventilator V2VG über vorwärtsgesichelte und der Ventilator V3RG über rückwärtsgesichelte Schaufelblätter. Die Ventilatoren wurden nach dem Tragflügelverfahren ausgelegt [3] und weisen einen Gesamtdurchmesser von $D_{\mathrm{Vent}} = 0,495\,\mathrm{m}$ auf. Dabei werden die Ventilatoren in einem Rohr mit dem Durchmesser $D_{\mathrm{Rohr}} = 0,5\,\mathrm{m}$ betrieben, dies führt zu einem Kopfspalt von $s = 0,0025\,\mathrm{m}$. Der Nabendurchmesser beträgt einen Wert von $D_{\mathrm{Nabe}} = 0,2475\,\mathrm{m}$. Die Ventilatoren sind für einen Auslegungsvolumenstrom von $\dot{V} = 1,4\,\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$ und einer Auslegungsdrehzahl von $n = 1486\,\mathrm{rpm}$ entworfen worden. Die Schaufelblätter basieren auf dem Tragflügelprofil NACA 4510. Die Ventilatoren V2VG und V3RG weisen am Nabenkörper einen Pfeilungswinkel von $\lambda_{\mathrm{Nabe}} = 0\,^\circ$ und an der Blattspitze einen Pfeilungswinkel von $\lambda_{\mathrm{Spitze}} = 55\,^\circ$ (vorwärtsgesichelt) und $\lambda_{\mathrm{Spitze}} = -55\,^\circ$ (rückwärtsgesichelt) auf.

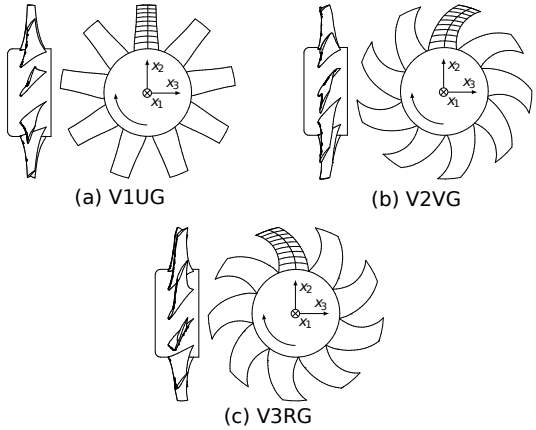


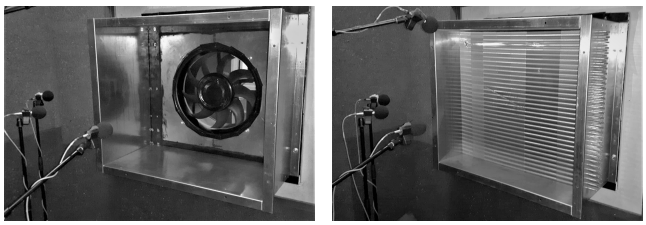
Abbildung 1: Niederdruck-Axialventilatoren: (a) ungesichelte Schaufelblätter, (b) vorwärtsgesichelte Schaufelblätter und (c) rückwärtsgesichelte Schaufelblätter [1].

Die Ventilatorsichelung hat einen signifikanten Einfluss auf die Aerodynamik und den emittierten Schalldruckpegel des Ventilators. Dabei werden die instationären Kräfte auf den Schaufelblättern, welche aufgrund von räumlich inhomogener Zuströmung entstehen, reduziert. Die Sichelung der Schaufelblätter führt dazu, dass einzelne Bereiche der Vorderkante zu unterschiedlichen Zeitpunkten mit der gestörten Zuströmung interagieren und somit die Spitzenlast sinkt [1, 2].

Wärmeübertrager

Neben der freien Anströmung (Referenzzustand) werden zwei verschiedene Wärmeübertrager und ein leeres Wärmeübertragergehäuse (W1L00) untersucht. Die beiden Wärmeübertrager besitzen im Vergleich zu dem leeren Gehäuse zusätzlich Kühlmittelrohre und Kühllamellen. Die beiden Wärmeübertrager weisen unterschiedliche Durchmesser D_{KR} der Kühlmittelrohre auf. Die Kühlmittelrohre besitzen beim ersten Wärmeübertrager einen Durchmesser von $D_{\mathrm{KR}} = 0,0095\,\mathrm{m}$ (W2D95). Dieser Parameter ist beim zweiten Wärmeübertrager auf einen Wert von $D_{\mathrm{KR}} = 0,005\,\mathrm{m}$ (W2D50) reduziert. Es werden

jeweils vier Kühlmittelrohrreihen in Strömungsrichtung verwendet, wobei sich die Anzahl der Kühlmittelrohre quer zur Strömungsrichtung je nach Wärmeübertrager unterscheidet (W2D95: 32 Rohre quer zur Strömung, W2D50: 40 Rohre quer zur Strömung). Aus diesem Grund resultieren unterschiedliche Versperrungen für die jeweiligen Wärmeübertrager. Die Abmessungen der Wärmeübertrager sind eine Länge von $L_{\mathrm{WÜ}} = 0,95\,\mathrm{m}$, eine Höhe von $H_{\mathrm{WÜ}} = 0,8\,\mathrm{m}$ und eine Tiefe von $T_{\mathrm{WÜ}} = 0,5\,\mathrm{m}$. Abbildung 2 zeigt eine Fotographie des eingebauten Gehäuses (a) und des eingebauten Wärmeübertragers W2D95 (b).



(a) W1L00 (b) W2D95

Abbildung 2: Fotographie Wärmeübertrager: (a) leeres Gehäuse (W1L00), (b) Wärmeübertrager (W2D95).

Versuchsaufbau und Messmethoden

Die strömungsmechanischen und akustischen Untersuchungen wurden in dem Axialventialtorprüfstand des Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik (iPAT) durchgeführt. Der Prüfstand ist nach der DIN EN ISO 5801 ausgelegt und verfügt über einen reflektionsarmen Raum saugseitig des Axialventialtors. Der Betriebspunkt des Ventilators kann mit Hilfe des Prüfstands eingestellt werden. Der vom Ventilator erzeugte Drucksprung wird mit einem Differenzdrucksensor erfasst. Der Volumenstrom wird über eine standardisierte Einlassdüse gemessen. Die Drehzahl und das Drehmoment des Ventilators wird über eine Drehmomentsensor erfasst [1].

Charakterisierung des Strömungsfeld

Die Zuströmbedingungen haben einen Einfluss auf die Schallentstehungsmechanismen am Axialventialtor. In diesem Zusammenhang ist vorallem die Vorderkante der Schaufelblätter eine dominate Quelle, welche aufgrund veränderte Zuströmung im tieffrequenten Bereich des Schalldruckspektrums Veränderungen hervorruft [1, 4]. Für die Untersuchungen des Strömungsfeld wird ein Nabenkörper, ohne Ventilatorschaufeln, verwendet und an der Stelle, an welcher sich die Vorderkante des Ventilators befinden würden das Strömungsfeld mit der Konstant-Temperatur-Hitzdrahtanemometrie (CTA) vermessen (Abbildung 3). Eine 3D-CTA-Messsonde (Typ 55P91, Dantec) wird zur simultanen Erfassung der zeitlichen Geschwindigkeitsverläufe in den drei Raumrichtungen verwendet. Es werden 80 äquidistante Messpunkte mit jeweils eine Messdauer von $t_{\mathrm{mess}} = 30\,\mathrm{s}$ und einer Abtastrate von $f_{\mathrm{mess}} = 48000\,\mathrm{Hz}$ untersucht. Zur Datenerfassung wird das Hitzdrahtanamometer StreamLine Pro (Dantec) in Kombination mit dem 24-bit A/D-Wandler

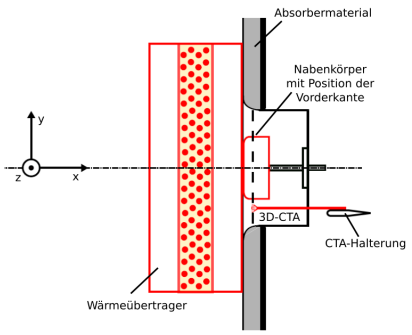


Abbildung 3: Schematische Skizze des Versuchsaufbaus zur Charakterisierung des Strömungsfelds an der Position der Ventilatorvorderkante (gestrichelte Linie).

NI PXIe-4492 (National Instruments) verwendet.
Die Turbulenzeigenschaften der Strömung werden hinsichtlich des Turbulenzgrades und der Anisotropie der Strömung untersucht. Der globale Turbulenzgrad Tu_{glo} wird nach Formel 1 berechnet. Dabei stellt die Größe $\overline{u}_{\mathrm{glo}}$ die globale mittlere Geschwindigkeit dar. Die Größen u', v' und w' sind die turbulenten Schwankungen in den drei Raumrichtungen x, y und z [1].

$$Tu_{\mathrm{glo}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}\left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}\right)}}{\overline{u}_{\mathrm{glo}}} \qquad [-] \qquad (1)$$

Die Anisotropie der Strömung wird mit der Invariantenkarte der Turbulenz bestimmt. Diese ermöglicht es die turbulente Strömung in die Kategorien isotrope Turbulenz, achsensymmetrische Turbulenz, isotrope Zweikomponenten-Turbulenz, Zweikomponenten-Turbulenz und Einkomponenten Turbulenz einzuteilen. Diese Zuordnung gibt Auskunft über die Verhältnisse der turbulenten Schwankungsgrößen zu einander [5].

Charakterisierung des Schallfeldes

Der emittierte Schalldruck des Axialventialtors wird simultan mit der Aerodynamik des Ventilators gemessen. Für die Messungen des Schalldrucks werden fünf Freifeldmikrophone des Typs 4189-L-001 von Brüel&Kjær in einem vertikalen und einem horizontalen Viertelkreis verwendet (siehe Abbildung 4). Die Mirkophone befin-

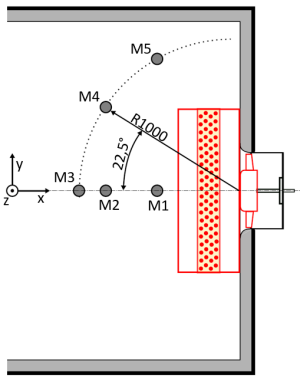


Abbildung 4: Schematische Skizze des Versuchsaufbaus zur Charakterisierung des Schallfeldes.

den sich in einem Abstand von $R = 1\,\mathrm{m}$ vom Ventilator. Der Schalldruck wird an den fünf Mikrophonpositionen M1-M5 für eine Messdauer von $t_{\mathrm{mess}} = 30\,\mathrm{s}$ und mit einer Abtastrate von $f_{\mathrm{mess}} = 48000\,\mathrm{Hz}$ erfasst. Die Schalldrücke werden energetisch gemittelt und im Frequenzebreich von $f \epsilon [0, 1\,\mathrm{kHz}; 10\,\mathrm{kHz}]$ ausgewertet. Ein mittlerer Schalldruckpegel $\overline{L}_{\mathrm{p}}$ wird über Pegelsummation aus den Schalldruckspektren ermittelt.

Ergebnisse und Diskussion

Die Zuströmbedingungen an der Vorderkante des Ventilators wurden hinsichtlich des Turbulenzgrades Tu_{glo} analysiert. In Abbildung 5 sind die Konturplots des globalen Turbulenzgrades für die untersuchten Wärmeübertrager und die freie Anströmung (Referenz) bei einem Volumenstrom von $\dot{V} = 1,4\,\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$ gezeigt. Die Wärmeübertrager als auch das leere Gehäuse induzieren Inhomoginitäten im Strömungsfeld. Diese werden durch lokale Erhöhung des Turbulenzgrads ersichtlich. Nachdem diese Unstetigkeit auch bei dem leeren Gehäuse auftritt, kann angenommen werden, dass dieser Effekte durch den Übergang der rechteckigen Geometrie (Gehäuse) zur runden Geometrie (Rohr) erzeugt wird. Unter Einbeziehung eines mittleren globalen Turbulenzgrads für die gesamte Messebene lässt sich feststellen, dass der Turbulenzgrad in ähnlichen Größenordnungen liegt (freien Anströmung ($\overline{Tu}_{\mathrm{glo}} = 5,3\,\%$) . Das leere Gehäuse (W1L00) besitzt einen mittlere Turbulenzgrad von $\overline{Tu}_{\mathrm{glo}} = 5,4\,\%$, der Wärmeübertrager W2D95 einen Turbulenzgrad von $\overline{Tu}_{\mathrm{glo}} = 6,5\,\%$ und der Wärmeübertrager W2D50 einen Turbulenzgrad von $\overline{Tu}_{\mathrm{glo}} = 4,9\,\%$. Es lässt sich schlussfolgern, dass der Durchmesser der Kühlmittelleitungen einen Einfluss auf den Turbulenzgrad ausübt. Demnach induzieren geringere Kühlmittelleitungen in Kombination mit Kühllamellen eine Verringung der turbulenten Schwankungen. Die Invariantendiagramme der Turbulenz zeigen, dass aufgrund der Wärmeübertragerlamellen der Strömung Achsensymmetrie aufgeprägt wird (siehe Abbildung 6). Die achsensymmetrische Turbulenz spiegelt

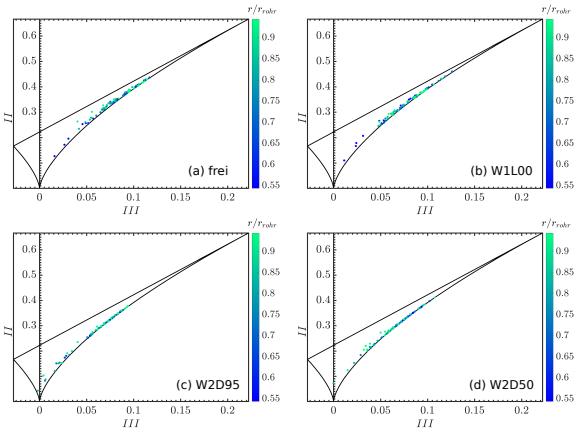


Abbildung 6: Invariantendiagramm: (a) freie Anströmung, (b) leeres Gehäuse W1L00, (c) Wärmeübertrager W2D95 und (d) Wärmeübertrager W3D50.

die rechte Begrenzung der Invarantenkarte wider und weist darauf hin, dass die turbulenten Schwankungen in einer Raumrichtung wesentlich stärker ausgeprägt sind als die restlichen Schwankungen. Für die Fälle freie Anströmung und Durchströmung des leeren Gehäuses liegt eine anisotropere Strömung vor. Dies bedeutet, dass die Schwankungen normal zu den Lamellen eingeschränkt werden und die Lamellen somit ähnlich zu einem Gleichrichter agieren.

Anhand der aerodynamischen Kennlinien der Wärmeübertrager-Axialventilator-Module lässt sich feststellen, dass der rückwärtsgesichelte Venilator den größten Druckaufbau erzeugt. Der Wärmeübertrager W2D95 weist den größten Druckverlust auf. Dies ist auf eine größere Versperrung aufgrund der Kühlmittelrohre zurückzuführen. Die akustischen Kennlinien der einzelnen Ventilatoren (Abbildung 8) zeigen auf, dass im Vergleich zur freien Anströmung durchgehend eine Erhöhung des Schalldruckpegels aufgrund der saugseitgen Wärmeübertrager hervorgerufen wird. Dabei

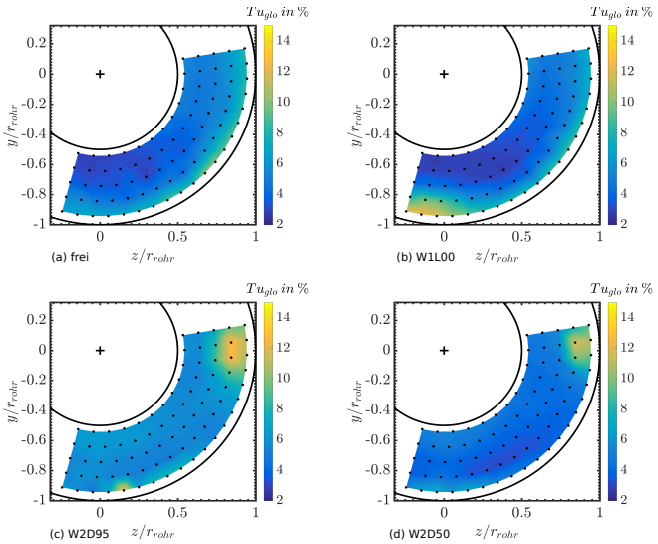


Abbildung 5: Globaler Turbulenzgrad an der Position der Vorderkante: (a) freie Anströmung, (b) leeres Gehäuse W1L00, (c) Wärmeübertrager W2D95 und (d) Wärmeübertrager W3D50.

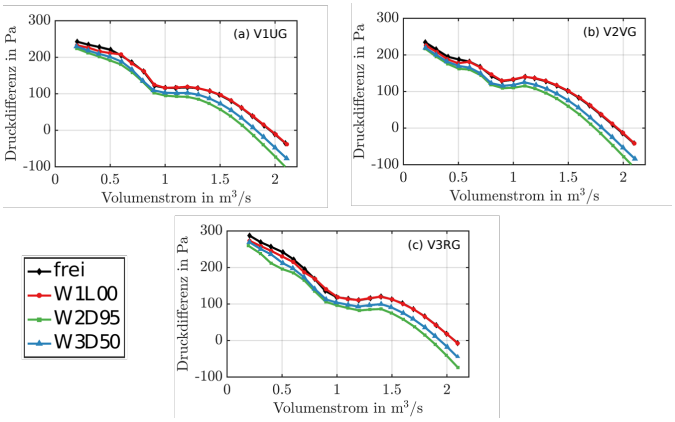


Abbildung 7: Aerodynamischen Kennlinien ($n = 1486\,\mathrm{rpm}$): (a) ungesichelter, (b) vorwärtsgesichelter und (c) rückwärtsgesichelter Ventilator.

induziert das leere Gehäuse in allen Fällen die deutlichste Steigerung des Schalldruckpegels. Der Einfluss des Übergangs von rechteckig (Gehäuse) auf rund (Rohr) ist dabei die stärkste Beeinflussung der Schallerzeugung. Im Teillastbereich des rückwärtsgesichelten Ventilators V3RG treten Differenzen bis zu 5,7 dB auf. Für hohe Volumenströme induziert der Wärmeübertrager W3D50 einen geringer Schalldruckpegel im Vergleich zu dem Wärmeübertrager W2D95. Dies ist auf die unterschiedlichen Rohrdurchmesser beziehungsweise Versperrungen zurückzuführen. In Abbildung 9 ist das Spektrum für

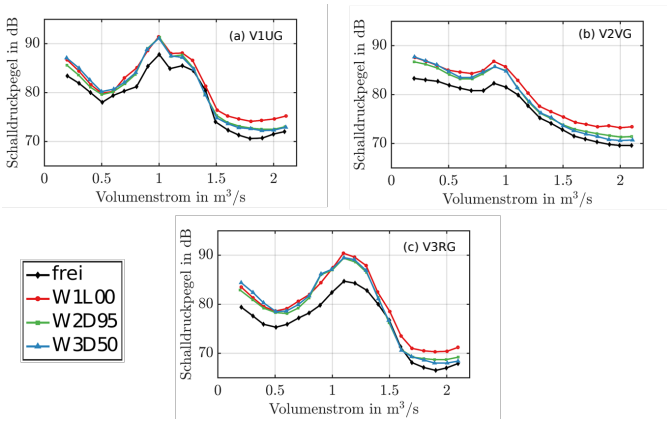


Abbildung 8: Akustische Kennlinien der Wärmeübertrager-Axialventilator-Module ($n = 1486\,\mathrm{rpm}$): (a) ungesichelt, (b) vorwärtsgesichelt und (c) rückwärtsgesichelter Ventilator.

den Auslegungspunkt des Ventilators V2VG dargestellt. Die tonalen Peaks bei der Blattfolgefrequenz ($f_{\mathrm{BFF}} = 223\,\mathrm{Hz}$) und deren Höherharmonischen sind bei den Wärmeübertragern im Vergleich zur freien Anströmung gestiegen. Dies ist auf die Inhomogenitäten des Strömungsfeldes zurückzuführen. Diese lokalen Erhöhungen des Turbulenzgrads erzeugen zusätzlich instationäre Kräfte auf den Schaufelblättern. Die maxiamlen Differenzen bei der Blattfolgefrequenz liegen bei 6 dB (W2D95). Im subharmonischen Bereich der Blattfolgefrequenz sind höhere Schalldruckpegel im Vergleich zu der freien Anströmung zu verzeichnen. Schmalbandige Schallquellen in diesem Frequenzbereich können auf Strömungsphänomene im Kopfspalt des Axialventilators zurückgeführt werden [1]. Da die Inhomogenitäten des Strömungsfelds im Bereich des Kopfspalts aufgetreten, lässt sich annehmen, dass die erhöhten turbulenten Schwankungen mit der Strömung im Kopfspalt wechselwirken und diese beeinflussen, sodass eine dominantere Schallquelle in Interaktion mit der Blattspitze entsteht. Im Frequenzbereich um 500 Hz ist eine Erniedrigung des Schalldruckpegels infolge der Wärmeübertrager festzustellen. Die Invariantendiagramme zeigen, dass aufgrund der Kühllamellen die Eigenschaften der achsensysmmetrischen Turbulenz verstärkt werden. Dies kann als Ursache für die Absenkung des Schalldruckpegels in diesem Bereich interpretiert werden.

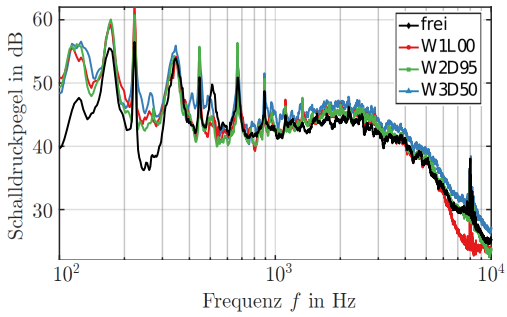


Abbildung 9: Schalldruckspektrum des Ventilators V2VG ($\dot{V} = 1,4\,\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$).

Zusammenfassung und Ausblick

In dieser experimentellen Studie konnte gezeigt werden, dass die Schallabstrahlung von Axialventilatoren durch Wärmeübertrager, welche sich saugseitig des Ventilators befinden, erhöht wird. Dies zeigt, dass für eine akustische Optimierung des Axialventilators das Gesamtsystem aus Wärmeübertrager und Axialventilator und damit eingeschlossen die gestörten Zuströmbedingungen mit berücksichtig werden müssen. Der Übergang von einem rechteckigen auf einen runden Querschnitt stellte sich als größter Einflussfaktor für den emittierten Schalldruckpegel heraus. Die Variation des Kühlmittelrohrdurchmessers spiegelte sich in der Veränderung des mittleren Turbulenzgrades und damit in der Schallabstahlung, vorallem im Überlastbereich des Ventilators, wider. Aus der Strömungsanalyse stromabwärts der Wärmeübertrager konnten Inhomogenitäten als Ursachen für die Erhöhung des Schalldruckpegels festgestellt werden.
Weitere Untersuchungen an Wärmeübertragern sollen Aufschluss geben, welche Parameter den größten Einfluss auf den Schalldruckpegel ausüben und zu einem besseren Verständnis der Wechselwirkung zwischen Wärmeübertrager und Axialventilator beitragen.

Literatur

[1] Krömer, F.: Sound emission of low-pressure axial fans under distorted inflow conditions. FAU University PRESS, Erlangen, 2018. DOI:10.25593/978-3-96147-089-1

[2] Carolus, T.: Skewed blades in low presure fans: a survey of noise reduction mechanisms. In Proceedings of 3rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA Paper 97-1591, Atlanta, USA, 1997. DOI:10.2514/6.1997

[3] Pfleiderer, C.: Strömungsmaschinen. Springer,2005. DOI:10.1007/b138287.

[4] Wright, S.E.: The acoustic spectrum of axial flow machines. Journal of Sound an Vibration, 45(2):165.223,1976. DOI:10.1016/0022-460X(76)90596-4

[5] Jovanovic, J.: The Statistical Dynamics of Turbulence. Springer, Erlangen, 2003