

Aerodynamische und aeroakustische Untersuchungen an Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln für Haushaltsgeräte

Chris Eisenmenger¹, Stefan Frank², Hakan Dogan³, Martin Ochmann⁴

¹ Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 12459 Berlin, Deutschland, Email: c.eisenmenger@htw-berlin.de

² Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 12459 Berlin, Deutschland, Email: stefan.frank@htw-berlin.de

³ Beuth Hochschule für Technik Berlin, 13353 Berlin, Deutschland, Email: hdogan@beuth-hochschule.de

⁴ Beuth Hochschule für Technik Berlin, 13353 Berlin, Deutschland, Email: ochmann@beuth-hochschule.de

Einleitung

Radialventilatoren finden in weiten Bereichen der Industrie und HVAC (Heating, Ventilation & Air Conditioning) - Branche Anwendung. Einen guten Kompromiss zwischen Arbeitsvermögen und Betriebsgeräusch bietet die Bauart der Trommelläuferventilatoren. Diese weisen, aufgrund der vorwärts gekrümmten Schaufeln und der damit verbundenen stark turbulenten Rotordurchströmung, ein angenehmes breitbandiges Betriebsgeräusch auf. Ihr größter Nachteil ist der damit verbundene, niedrigere erreichbare Wirkungsgrad im Vergleich zu anderen Bauarten. Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln können aus fluiddynamischen Gründen höhere Wirkungsgrade erreichen, da die Strömung weniger Ablöse- und Rezirkulationsgebiete aufweist. Als für die Anwendung im Hausgerätebereich negativ erweisen sich das deutlich tonaler geprägte Betriebsgeräusch und die bauartbedingt höhere Antriebsdrehzahl, welche die Gesamtschallabstrahlung erhöhen und zusätzlich unangenehmer machen. Moderne Haushaltsgeräte arbeiten aus diesen Gründen in der Regel mit Trommelläuferventilatoren.

Im Rahmen des vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) geförderten Projektes HELNoise (High Efficiency Low Noise Heatpump Dryer - FKZ 13FH014PA5) soll eine neue Ventilatorgeneration mit hoher Effizienz und niedrigem Betriebsgeräusch für den Einsatz in Wärmepumpentrocknern entwickelt und erprobt werden. Dazu wird der in [1],[2] ausgelegte Referenzventilator mit rückwärts gekrümmten Schaufeln auf einen für Haushaltsgeräte üblichen Betriebspunkt angepasst, gefertigt und experimentell sowie numerisch untersucht. Es wird eine Kopplung aus Numerischer Strömungssimulation (CFD - Computational Fluid Dynamics) und Numerischer Aeroakustik (CAA - Computational Aeroacoustics) verwendet, um Zeit- und Kostenaufwand für den Bau von Prototypen zu minimieren. In dieser Arbeit werden erste vorläufige Ergebnisse zur experimentellen Untersuchung der Aerodynamik und Aeroakustik des Referenzventilators vorgestellt und Vergleiche zu den numerischen Simulationen gezeigt.

Experimenteller Aufbau

Der im Projekt untersuchte Ventilator wurde nach den Bemessungsrichtlinien von L. Bommers und D. Reinartz [3] und in Anlehnung an I. Horvat und F. Kameier

[4] für die Anwendung in Haushaltsgeräten ausgelegt. Diese zielen bereits auf einen guten Kompromiss zwischen Wirkungsgrad sowie Betriebsgeräusch ab, welches die zwei wichtigsten Parameter bei der Konstruktion dieses Ventilators sind. Hinsichtlich der Anwendung in Wärmepumpentrocknern und anderen Haushaltsgeräten, ergeben sich weiterhin Einschränkungen bezüglich der Antriebsdrehzahl, den Abmessungen des Ventilators und Spiralgehäuses sowie der günstigen Fertigbarkeit, welche zu berücksichtigen sind. Abbildung 1 zeigt den im Rapid Prototyping Verfahren an der HTW Berlin gefertigten Referenzventilator mit dazugehörigem Spiralgehäuse. Der für die experimentellen Untersuchungen genutzte Prüfstand ist in einer projektbegleitenden Abschlussarbeit konzipiert und konstruiert worden [5]. Um eine bessere Zugänglichkeit für laser-optische Messungen wie LDV (Laser Doppler Velocimetry) oder PIV (Particle Image Velocimetry) zu ermöglichen und die nötigen Antriebsdrehzahlen im Laboraufbau zu verringern, wurde der Referenzventilator bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit mit Hilfe der Affinitätsgesetze skaliert. Die Kennzahlen des Ventilators sind:

- $\sigma = 0,40$ Schnelldrehzahl
- $\varphi = 0,13$ Lieferzahl
- $\psi = 0,90$ Druckzahl

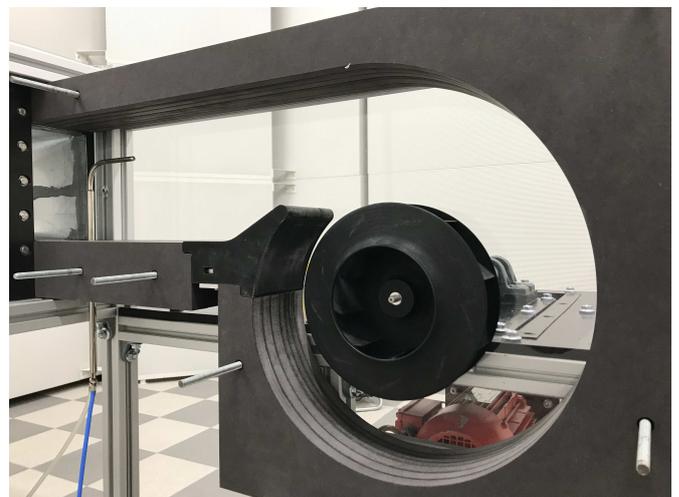


Abbildung 1: Referenzventilator mit Spiralgehäuse ohne Einlaufdüse und Gehäusefront. Der Prüfstand ist modular aufgebaut, sodass Gehäusebreite, Zungen- sowie Einlassgeometrie und andere Parameter variiert werden können.

Die aerodynamischen Untersuchungen werden an einem Kammerprüfstand nach DIN EN ISO 5801 durchgeführt. Für die aeroakustischen Untersuchungen wird das Kanalverfahren nach DIN EN ISO 5136 [6] genutzt. Mit diesem wird der auslassseitige Kanalschalleistungspegel mit Hilfe von drei Klasse 1 Mikrofonen bestimmt. Zur Minderung der durch Turbulenz verursachten Druckschwankungen an der Mikrofonmembran werden diese mit Schlitzrohrsonden ausgestattet. Die in [6] vorgeschriebene Frequenzgangkorrektur C2 sowie die Richtcharakteristika der Schlitzrohrsonden wurden im akustischen Freifeld an der Beuth Hochschule für Technik Berlin bestimmt. Zur Signalverarbeitung wird das Softwarepaket Samurai der Firma Sinus Messtechnik GmbH genutzt. Damit sind neben der Bestimmung des Kanalauslassschalleistungspegels auch Echtzeitanalysen des Schmalbandspektrums möglich. Abbildung 2 zeigt den Messaufbau im Halbfreifeldraum der HTW Berlin. Der Messkanal endet in einem nach Konstruktionsvorschlägen in [6] gefertigten, reflexionsarmen Abschluss außerhalb des Messraumes.

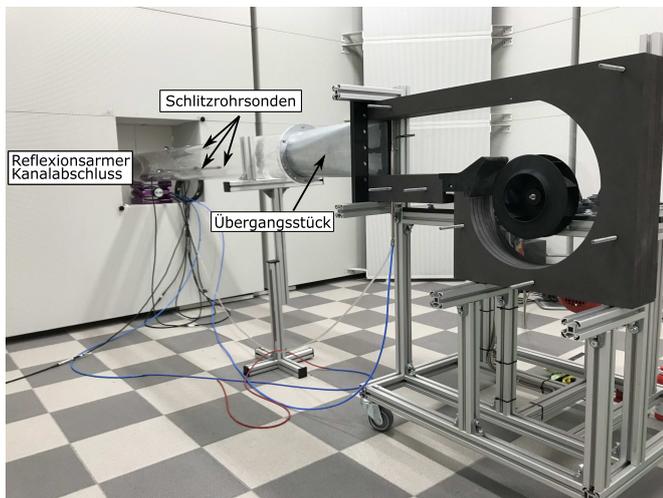


Abbildung 2: Messaufbau für die akustischen Messung mittels Kanalverfahren nach DIN EN ISO 5136. Der reflexionsarme Kanalabschluss befindet sich außerhalb des Messraumes. Gehäusefront und Einlaufdüse werden für die Messungen montiert.

Numerische Simulationen

Mit Hilfe der kompressiblen Navier-Stokes Gleichungen können sämtliche aerodynamischen sowie aeroakustischen Vorgänge genau beschrieben werden. Da die direkte Lösung der Navier-Stokes Gleichungen einen enormen Anspruch an die räumliche sowie zeitliche Diskretisierung des Strömungsfeldes stellt, ist dieser Ansatz für in der Technik übliche Reynoldszahlbereiche nicht anwendbar. Aus diesem Grund kommen in der Regel Turbulenzmodelle wie die Large Eddy Simulation (LES) oder unterschiedliche Detached Eddy Simulation (DES) - Modelle zum Einsatz. Da sich die Längen- und Zeitskalen der aerodynamischen und akustischen Variablen um viele Größenordnungen unterscheiden können, bietet es sich an, das Strömungsgebiet in unterschiedliche Berei-

che zu trennen um den Rechenaufwand weiter zu senken. Solch ein hybrider Ansatz aus einer Verbindung von CFD und CAA wird in dieser Arbeit verwendet. Die Bereiche des Rotors und Spiralgehäuses in denen die aerodynamischen Druckschwankungen zur akustischen Schallentstehung führen, werden mittels skalenauflösender Simulationen berechnet. Dazu wird das Stress-Blended Eddy Simulation (SBES) - Modell aus dem Programmpaket CFX der Firma Ansys genutzt. Im Bereich des Auslasskanals findet im wesentlichen die Ausbreitung in das akustische Fernfeld statt. Da die Schallausbreitung auf größeren Längenskalen stattfindet und der Energieaustausch der sehr kleinen akustischen Druckschwankungen mit der überlagerten Hauptströmung in vielen Fällen vernachlässigt werden kann, können in diesem Bereich verschiedene vereinfachte Ansätze auf deutlich größeren numerischen Gittern genutzt werden. Die akustischen Simulationen im Auslasskanal erfolgen mit Hilfe des Programms COMSOL Multiphysics. Dabei wird mittels Finiter Elemente Methode (FEM) die Helmholtz-Gleichung (1)

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1)$$

im interessierenden Frequenzbereich gelöst und damit die Schallausbreitung bis zu den Mikrofonpositionen bestimmt. Als Eingangsgröße dienen die in der CFD berechneten Druckschwankungen im Frequenzbereich auf unterschiedlichen permeablen Ebenen innerhalb des Strömungsgebietes. Abbildung 3 zeigt die genutzten Modelle der CFD und der CAA. Der Bereich der

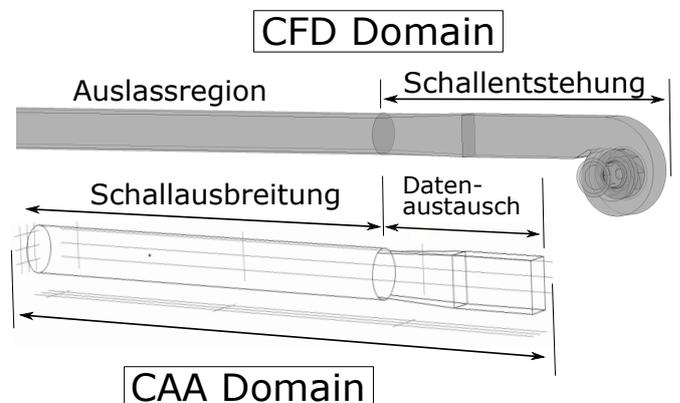


Abbildung 3: Darstellung der Modelle für CFD und CAA Simulationen. Der Datenaustausch erfolgt auf unterschiedlichen permeablen Ebenen senkrecht zur Hauptströmungsrichtung.

Schallentstehung wird mit unstrukturierten Tetraeder-Netzen diskretisiert. Als räumliches Diskretisierungsverfahren dient ein dynamischer Ansatz aus einer Verbindung von Aufwind- und Zentralem Differenzenverfahren mit einer Genauigkeit 2. Ordnung. Die zeitliche Diskretisierung wird mittels Rückwärts-Euler-Verfahren 2. Ordnung (Implizites Euler-Verfahren) realisiert [7]. Abbildung 4 zeigt das numerische Gitter im Bereich des Rotors und der Einlaufdüse. Das Gitter besteht im Bereich der Schallentstehung aus etwa 36 Millionen Knoten. Der Auslassbereich dient innerhalb des CFD Gebietes zur Stabilisation der Simulation und Unterdrückung von nu-

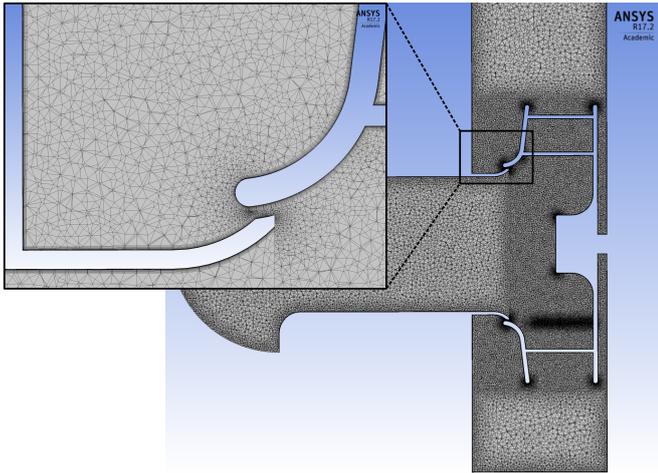


Abbildung 4: Numerisches Gitter bestehend aus Tetraeder- und Prismenzellen auf einer Schnittebene mittig durch Rotor und Einlaufdüse. Die Grenzschicht wird mit $Y^+ \approx 1$ aufgelöst.

merischen Reflexionen, welche durch die Auslassrandbedingung entstehen. Um Reflexionen in den Bereich der Schallentstehung zu vermeiden, wird der Auslassbereich mit einem sehr grob werdenden strukturiertem Gitter, bestehend aus etwa 2 Millionen Knoten, in Richtung Auslass versehen. Einfallende Schallwellen werden so unzureichend aufgelöst und Reflexionen vermindert. Der Zeitschritt für die CFD Simulationen beträgt $0,5^\circ$ Rotorumdrehungen. Für die akustischen Simulationen mit COMSOL werden ebenfalls unstrukturierte Tetraedergitter mit maximalen Kantenlängen $< 0,015$ m verwendet. Das entspricht etwa einer Auflösung mit 11 Elementen pro Wellenlänge bei einer Frequenz von 2000 Hz.

Ergebnisse

Die aerodynamischen Ergebnisse sind in Abbildung 5 zusammengefasst. Die Kennlinien wurden am Kammerprüfstand bei Nenndrehzahl aufgenommen und sind mit Hilfe dimensionsloser Kennzahlen aufgetragen. Die Ergebnisse des Druckaufbaus, des Rotordrehmomentes und der sich daraus ergebende (statische oder auch freiausblende) Wirkungsgrad der beschriebenen SBES Simulation sind zum Vergleich dargestellt. Druckaufbau und Leistungsaufnahme werden von der Simulation wie erwartet gut abgebildet, wobei das Drehmoment leicht zu niedrig bestimmt wird. Dies ist üblicherweise der Fall, da in der CFD Simulation Reibungsverluste, Rotorunwuchten u. Ä. vernachlässigt werden. Der statische Wirkungsgrad ergibt sich im Bestpunkt zu etwa 70 % im experimentellen Aufbau und zu etwa 74 % in der Simulation. Die Abweichung zwischen Bestpunkt und Auslegungspunkt des Ventilators (gemeint ist die Abweichung auf der x-Achse also der Lieferzahl - nicht die Abweichung des Wirkungsgrades) zeigt, dass bei weiteren iterativen Auslegungsschritten eine Wirkungsgradsteigerung zu erwarten ist.

Die Ergebnisse der CFD Simulationen können bereits einen ersten Hinweis auf Gebiete hoher Schallabstrahlung geben. Die Rotor-Stator Interaktion stellt eine der Hauptschallquellen bei Radialventilatoren dar. Die kon-

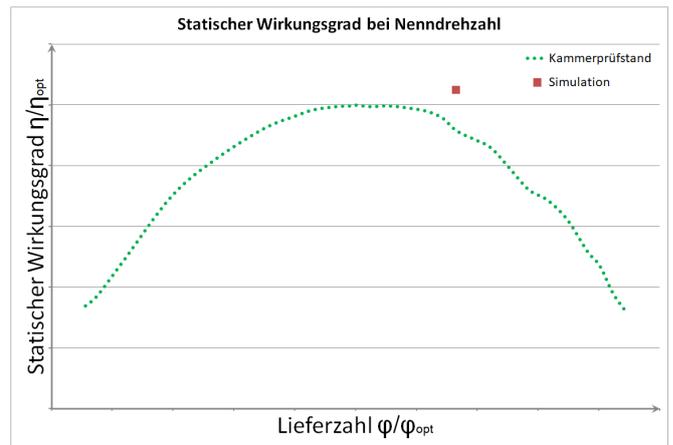
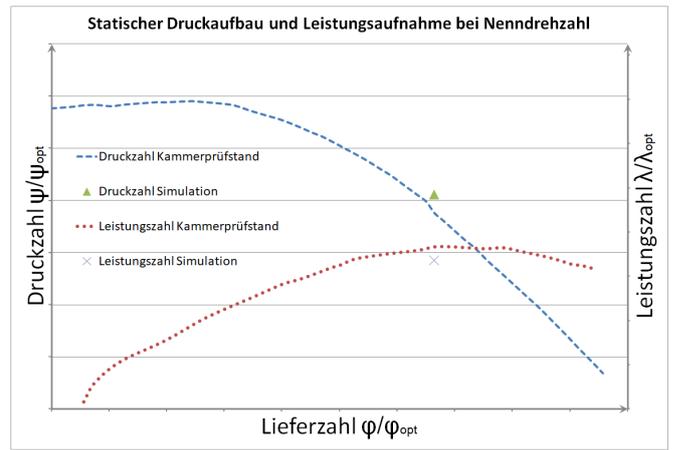


Abbildung 5: Kennlinien des Referenzventilators bei Nenndrehzahl mittels dimensionsloser Kennzahlen. Vergleich zwischen experimentellen Werten am Kammerprüfstand und SBES Simulation im Betriebspunkt des Ventilators.

tinuierliche Wechselwirkung des turbulenten Nachlaufes der Rotorschauflern mit der Gehäusezunge, führt zu einer ausgeprägten tonalen Schallabstrahlung bei der Blattfolgefrequenz (engl. Blade Passing Frequency BPF) und deren Harmonischen. Die BPF ergibt sich aus dem Produkt von Rotordrehzahl und Schauflanzahl. Neben der Rotor-Stator Interaktion haben Untersuchungen den Bereich des Düsenpals als eine weitere dominante Schallquelle identifiziert [4]. Auch hier führen Wechseldrucke auf den schallharten Oberfläche zu einer Schallabstrahlung mit Dipol-Charakter. Abbildung 6 zeigt die momentane Wechseldruckbeaufschlagung im Bereich des Düsenpals. Diese ergibt sich aus Gleichung (2)

$$p' = p - \bar{p} \quad (2)$$

Wobei p den Momentandruck und \bar{p} den zeitlich gemittelten Druck darstellen. Die akustischen Messungen ergeben einen unbewerteten Ausblaskanalschallleistungspegel nach [6] in den Terzbändern von 50-5000 Hz von etwa 84 dB welcher sich A-bewertet zu etwa 75 dB(A) ergibt. Die Schallleistungspegel ergeben sich aus den Mittelwerten mehrerer Messreihen bestehend aus jeweils 10 Einzelmessungen über je 35 Sekunden. Abbildung 7 zeigt eine erste Gegenüberstellung der Schalldruckpegel aus dem experimentellen Aufbau und der FEM von zwei unter-

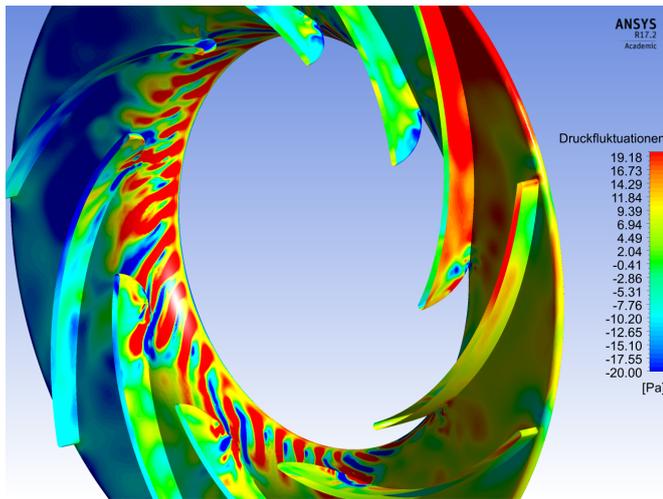


Abbildung 6: Darstellung der momentanen Druckschwankungen auf der Deckscheibe des Rotors und den Schaufeleintrittskanten. Schnitt durch den Rotor - Einlaufdüse nicht dargestellt.

schiedlichen Exportebenen. Dargestellt ist das Schmalbandspektrum bis zur Grenzfrequenz ebener Wellen im Messkanal bei etwa 1170 Hz. Der unbewertete Schall-

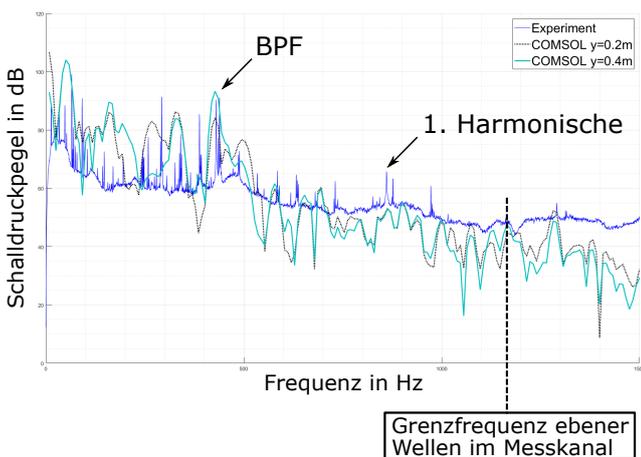


Abbildung 7: Schmalbandspektrum des Referenzventilators bis zur Grenzfrequenz ebener Wellen im Messkanal bei etwa 1170 Hz. Gegenüberstellung der experimentell und numerisch bestimmten Schalldruckpegel.

druckpegel bei der BPF von 429 Hz beträgt im Messaufbau etwa 90,4 dB. Die Simulationen ergeben unterschiedliche Schalldruckpegel bei der BPF je nachdem, wie weit die Ebene des Datenaustausches vom Rotor entfernt ist. Mit der Exportebene dichter am Rotor ($y=0,2$ m) beträgt der Schalldruckpegel bei der BPF etwa 84,5 dB. Liegt die Exportebene weiter entfernt ($y=0,4$ m), beträgt der Schalldruckpegel bei der BPF etwa 92,0 dB. Die Abweichung kann durch die turbulenten Strömungsverhältnisse im Bereich des Rotors begründet sein, wo die Lösung der homogenen Wellengleichung nur eine unzureichende Näherung darstellt. Die qualitative Übereinstimmung bis zur Grenzfrequenz des Messkanals ist bei beiden Ebenen gut.

Ausblick

Im weiteren Projektverlauf sollen vor allem die aeroakustischen Eigenschaften des Ventilators verbessert und deren Einfluss auf den Wirkungsgrad untersucht werden. Schwerpunkte bei der Optimierung sind die Gehäusezunge und der Düsenpalt als Hauptschallquellen. Des Weiteren werden die numerischen Simulationen weiter verbessert. Der Einfluss der Lage der Exportebenen sowie der Machzahl nah am Rotor [8] sind Gegenstand derzeitiger Untersuchungen. Im folgenden soll die Helmholtz-Gleichung um den Lighthill'schen Spannungstensor T_{ij} (\tilde{T}_{ij} Fourier-transformiert) erweitert werden, wodurch Schallquellen mit quadrupolcharakter berücksichtigt werden. Gleichung (1) ergibt sich damit zur Lighthill-Gleichung im Frequenzbereich (3)

$$\nabla^2 p + k^2 p = \frac{\partial \tilde{T}_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3)$$

Danksagung

Die Autoren bedanken sich beim BMBF sowie den Projektpartnern ANSYS, B/S/H/ und GRONBACH für die Unterstützung.

Literatur

- [1] Eisenmenger, C., Frank, S., Dogan, H., Ochmann, M.: High Efficiency Low Noise Heatpump Dryer (HEL-Noise). Fortschritte der Akustik - DAGA 2017 (2017), 1491-1494
- [2] Dogan, H., Ochmann, M., Eisenmenger, C., Frank, S.: Numerical simulations of the acoustic noise radiated by radial fans. Fortschritte der Akustik - DAGA 2017 (2017), 1511-1514
- [3] Bommers, L., Reinartz, D.: Entwurfspolynome zur optimalen Auswahl und Bemessung von Industrieventilatoren radialer Bauart. Tagungsband Wissenschaftlich-Technische Konferenz Industrieventilatoren, Zakopane, 1997, 39-51
- [4] Horvat, I., Kameier, F.: Aeroakustische Optimierung von Radialventilatoren in Spiralgehäusen. Fortschritte der Akustik - DAGA 2010 (2010), 297-298
- [5] Krüger, D.: Konzeption und Konstruktion eines universellen Versuchsstandes für Radialventilatoren kleiner Leistung mit variabler Geometrie. Masterarbeit, HTW Berlin, 2017
- [6] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 5136: Akustik - Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in Kanäle abgestrahlten Schalleistung - Kanalverfahren. Berlin, 2009
- [7] Ansys Inc.: Ansys CFX-Solver Theory Guide. Version 17, Canonsburg, 2017
- [8] Dogan, H., Eisenmenger, C., Ochmann, M., Frank, S.: A LBIE-RBF solution to the convected wave equation for flow acoustics. Engineering Analysis with Boundary Elements, (2018), In Press, DOI: doi.org/10.1016/j.enganabound.2017.11.016