

Aerodynamische und aeroakustische Optimierung eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln für Haushaltsgeräte mittels Inverse Design

Chris Eisenmenger¹, Stefan Frank¹, Hakan Dogan², Martin Ochmann²

¹ Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, Wilhelminenhofstr. 75A, 12459 Berlin, Email: c.eisenmenger@htw-berlin.de

² Beuth Hochschule für Technik Berlin, 13353 Berlin

Einleitung

Moderne Haushaltsgeräte zeichnen sich nicht nur durch hohe Funktionalität und ein ansprechendes Design aus. Umweltaspekte und ein stärker werdendes Bewusstsein für Nachhaltigkeit der Verbraucher nehmen eine zentrale Rolle bei der Entwicklung von Wäschetrocknern und anderen HVAC-Systemen (Heating, Ventilation & Air Conditioning) ein. Vor allem die Energieeffizienzklasse, welche einen Hinweis auf den Wirkungsgrad des Gesamtsystems darstellt, sowie die Schallemissionsangabe auf der EU-Energieverbrauchskennzeichnung dienen vielen Verbrauchern als wichtiges Hilfsmittel beim Kauf eines neuen Elektrogerätes. Haushaltsgerätehersteller sind dementsprechend aus ökonomischer sowie ökologischer Sicht daran interessiert, diese Aspekte kontinuierlich zu verbessern. Mit steigender Effizienz des Gesamtgerätes wird der Einfluss kleinerer Subsysteme deutlicher. Für eine weitere Erhöhung des Wirkungsgrades müssen diese ebenfalls berücksichtigt werden.

Das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) geförderte Projekt HELNoise (High Efficiency Low Noise Heatpump Dryer - FKZ 13FH014PA5) hat das Ziel, Ventilatoren für die Prozesslufterzeugung in Wärmepumpentrocknern zu verbessern. Dabei stehen der Wirkungsgrad und das Betriebsgeräusch im Mittelpunkt der Untersuchungen. Prozessluftventilatoren in Wärmepumpentrocknern werden üblicherweise als Trommelläuferventilatoren ausgeführt. Diese Bauart zeichnet sich vor allem durch ihre Kompaktheit und das breitbandige Betriebsgeräusch aus. Aufgrund der von Sekundärströmungen und Ablösegebieten geprägten Durchströmung erreichen Trommelläuferventilatoren allerdings einen niedrigeren Spitzenwirkungsgrad als andere radiale Ventilatorbauarten. Radialventilatoren mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln können höhere Wirkungsgrade erzielen, weisen aber ein deutlich tonaler geprägtes Betriebsgeräusch auf und benötigen höhere Antriebsdrehzahlen.

Ziel dieser Arbeit ist es, mithilfe der Methode des Inverse Design einen Radialventilator mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln auszulegen und zu optimieren. Ausgehend von einem bereits bestehenden Referenzventilator mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln sollen der Wirkungsgrad und die Schallabstrahlung verbessert werden, um den Kriterien für die Anwendung in Wärmepumpentrocknern zu entsprechen.

Referenzventilator und Basismodell

In den bisherigen Projektschritten wurde ein mithilfe klassischer Richtlinien ausgelegter Ventilator sowohl experimentell als auch numerisch untersucht [1]. Abbildung 1 zeigt links den klassischen Referenzventilator. Die aerodynamischen Eigenschaften werden mittels Kammerprüfstand nach DIN 5801 und die aeroakustischen Eigenschaften nach der Kanalmethode in DIN 5136 ermittelt. Die Optimierung der Betriebseigenschaften des Ventilators erfordert es, unterschiedlichste Parameter wie zum Beispiel die Schaufelanzahl, den Schaufelwinkel oder die Düsenpaltgeometrie zu variieren und beruht sehr stark auf empirischen Untersuchungen. Aufgrund dessen soll eine schnellere und effizientere Optimierung mittels evolutionärer Algorithmen durchgeführt werden, wofür die Auslegungsstrategie des Inverse Design von Advanced Design Technology (ADT) verwendet wird [2]. Mithilfe des Inverse Design wurde ebenfalls ein Ventilator mit identischen Vorgaben ausgelegt. Lediglich die Antriebsdrehzahl sowie die Querschnittsform des Ventilatorsgehäuses wurden auslegungsbedingt angepasst. Der invers ausgelegte Ventilator ist in Abbildung 1 rechts dargestellt. Dieser erreicht in Simulationen einen zum Referenzdesign vergleichbaren Wirkungsgrad, wobei der des klassisch ausgelegten Ventilators leicht höher ist. Allerdings erreicht dieser den erforderlichen statischen Druckaufbau im Auslegungspunkt gegenwärtig nicht, wohingegen der invers ausgelegte Ventilator den nötigen Druckaufbau liefert. Der inverse ausgelegte Ventilator soll im Folgenden als Vergleich für die weiteren Optimierungen dienen und wird als „Basismodell“ bezeichnet.

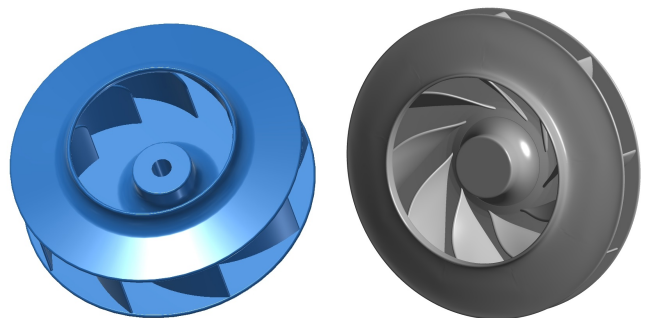


Abbildung 1: Klassisch ausgelegter Referenzventilator (blau) und inverse ausgelegtes Basismodell (grau)

Inverse Design

Das Inverse Design Verfahren basiert auf dem dreidimensionalen, kompressiblen Auslegungsansatz von M. Zangeneh [3], welcher im Programmpaket TURBODesign Suite (TDsuite) von ADT umgesetzt ist. Bei klassischen bzw. direkten Auslegungsstrategien werden mithilfe empirischer oder semi-empirischer Zusammenhänge die Hauptabmessungen der Strömungsmaschine berechnet und die Schaufeln hinsichtlich verschiedener Faktoren ausgelegt. Bei Radialventilatoren werden aus fertigungstechnischer Sicht häufig einfache Kreisbogenschaufeln oder zweidimensionale punktweise berechnete Schaufeln verwendet. Das Strömungsfeld ergibt sich folglich aus den so bestimmten Schaufelformen. Beim Inverse Design werden die Hauptabmessungen analog zu den direkten Verfahren bestimmt. Die Schaufelform hingegen wird iterativ für ein vorgegebenes Strömungsfeld berechnet. Über die Vorgabe der Belastung auf der Schaufel kann somit für eine konkrete Strömungsverteilung ein optimales Schaufeldesign bestimmt werden. Die Schaufelbelastung wird über die Vorgabe der umfangsgemittelten Tangentialgeschwindigkeit $r\bar{V}_\theta$ bestimmt. Die Ableitung bezüglich der Meridionalabmessung m steht in direktem Zusammenhang mit der Druckbelastung auf der Ventilatorschaufel. Für inkompressible Potentialströmung ergibt sich [2]:

$$P^+ - P^- = \frac{2\pi}{B} \rho \bar{W}_{mbl} \frac{\partial r\bar{V}_\theta}{\partial m} \quad [\text{Pa}] \quad (1)$$

Hier stellen P^+ und P^- den Druck auf der Schaufelober- bzw. -unterseite, B die Anzahl der Schaufeln und \bar{W}_{mbl} die mittlere Meridionalgeschwindigkeit der Schaufeloberfläche dar. Die Vorauslegung des Ventilators mittels TURBODesign Suite liefert die Meridionalgeometrie sowie eine normalisierte Form der Eulerarbeit zwischen Schaufeleintritts- und -austrittskante. Diese ergibt sich bei Radialventilatoren aus [2]:

$$rVt^* = \frac{\Delta p_{tot}}{\rho U_2^2} \quad [-] \quad (2)$$

Wobei Δp_{tot} den totalen Druckaufbau des Ventilators inklusive aller Verlustterme und U_2 die Umfangsgeschwindigkeit an der Schaufelaustrittskante darstellt. Die auf diese Weise definierte vom Ventilator zu verrichtende Arbeit wird zwischen Eintritts- und Austrittskante aufgebracht. Da von einer drallfreien Zuströmung ausgegangen wird, ergibt sich der rVt^* -Wert an der Schaufeleintrittskante zu 0. Mithilfe des Ausdrucks $\frac{\partial r\bar{V}_\theta}{\partial m}$ wird die Belastungsverteilung auf die Meridionalabmessung an verschiedenen Sektionen übertragen. Anschließend wird die Belastung zwischen Deck- und Bodenscheibe auf ein numerisches Gitter interpoliert und die Schaufelkontur iterativ angepasst, bis der spezifizierte $r\bar{V}_\theta$ -Wert erreicht ist. Abbildung 2 zeigt beispielhaft die rVt^* - und Schaufelbelastungsverteilung der Basisschaufel.

Optimierung der Schaufelbelastung

Der Verlauf der Schaufelbelastung wird im einfachsten Fall, wie in Abbildung 2 dargestellt, von zwei parabolischen Kurven und einem dazwischen liegenden geraden

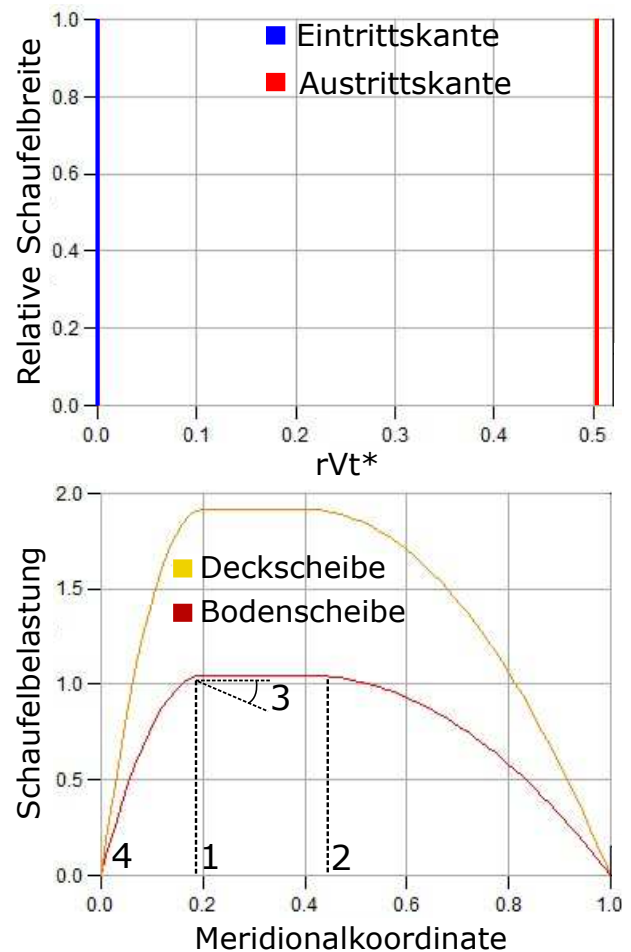


Abbildung 2: Oben: Normalisierte Eulerarbeit an der Eintritts- sowie Austrittskante zwischen Deck- und Bodenscheibe. Unten: Schaufelbelastungsverlauf an der Deck- und Bodenscheibe über der Meridionalabmessung m . Mittels vier Parametern kann der Verlauf kontrolliert werden.

Abschnitt gebildet. Dieser kann mit je vier Parametern für die Deck- bzw. Bodenscheibe variiert werden:

- 1 - NC: Stützstelle für den Beginn der Geraden
- 2 - ND: Stützstelle für das Ende der Geraden
- 3 - Slope: Neigungswinkel der Geraden
- 4 - LE Loading: Vorbelastung der Schaufeleintrittskante (Leading Edge)

Diese acht Parameter werden im Optimierungsprozess genutzt, um ihren Einfluss auf den Wirkungsgrad sowie die Schallabstrahlung zu untersuchen. Für die Optimierung wird der elitäre multikriterielle genetische Algorithmus NSGA-II in Verbindung mit der TURBODesign Suite in einem direkten Ansatz verwendet. Der NSGA-II Algorithmus hat sich aufgrund des schnellen nicht-dominierten Sortierens und der Elite-Selektion bewährt, die sicherstellt, dass die besten Varianten einer Population erhalten bleiben [4]. Beim direkten Ansatz wird während der Optimierung auf die numerische Strömungssimulation (CFD) verzichtet und stattdessen analytisch mittels Inverse Design nach den besten Varianten gesucht. Im Anschluss werden vielversprechende

Designs mittels CFD überprüft. Die Optimierung erfolgt in zwei unabhängigen Durchläufen zum einen im Hinblick auf einen hohen Wirkungsgrad und zum anderen auf eine geringe Schallabstrahlung.

Der Wirkungsgrad einer Strömungsmaschine wird von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst. Als Zielgrößen der Wirkungsgradoptimierung des Ventilators wurden der Sekundärströmungs-Faktor (SF Faktor) und der totale Profilverlust gewählt. Der SF Faktor stellt ein Maß für meridionale Sekundärströmungsneigung auf der Schaufelsaugseite über die Gradienten des statischen Druckkoeffizienten C_p dar [5]. Die totalen Profilverluste ergeben sich aus der Summe der Profilverluste der Schaufelsaug- und Druckseite. Bei der Minimierung beider Zielgrößen ist mit einer Erhöhung des Wirkungsgrades durch geringere strömungsbedingte Verluste zu rechnen.

Zielgrößen der Optimierung hinsichtlich geringer Schallabstrahlung sind die totale Schallabstrahlung und der totale Profilverlust. Der Profilverlust als Zielgröße soll gewährleisten, bei einer geringeren Schallabstrahlung möglichst wenig Wirkungsgrad einzubüßen. Die totale Schallabstrahlung ist die Summe der Schallentstehung durch Fluidverdrängung (engl. „thickness noise“) und der Schallentstehung durch Kräfte auf umströmten Oberflächen der Schaufeln (engl. „loading noise“). Zur Bestimmung der totalen Schallabstrahlung wird das Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) Modell genutzt. Die FW-H Gleichung ist eine inhomogene Wellengleichung und als Erweiterung der Lighthill-Analogie für bewegte Oberflächen aus den strömungsmechanischen Grundgleichungen herleitbar. Diese kann in kompakter Schreibweise dargestellt werden als [6]:

$$\square^2 p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n \delta(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} [(p - p_0) n_i \delta(f)] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [H(f) T_{ij}] \quad (3)$$

Hierbei ist \square^2 der Wellen- oder d'Alembert-Operator, p' die akustische Druckschwankung im Fernfeld, ρ_0 die ungestörte Luftdichte, v_n die lokale Normalgeschwindigkeit auf der Oberfläche, $\delta(f)$ die Dirac Delta-Funktion, p und p_0 der lokale sowie ungestörte Druck, $H(f)$ die Heaviside-Funktion und T_{ij} der Lighthill-Spannungstensor. Die bewegte Oberfläche wird mit $f(\vec{x}, t) = 0$ dargestellt, sodass $\nabla f = \vec{n}$ ist wobei \vec{n} der nach außen gerichtete Normalvektor der Oberfläche ist. In Gleichung 3 wurden im zweiten Term auf der rechten Seite die viskosen Schaufelkräfte vernachlässigt, da ihr Beitrag an der Schallentstehung minimal ist. Der erste Term auf der rechten Seite beschreibt die Schallentstehung durch Fluidverdrängung:

$$\square^2 p'_T = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n \delta(f)] \quad (4)$$

Der zweite Term beschreibt die Schallentstehung durch Kräfte auf beweglichen Oberflächen:

$$\square^2 p'_L = - \frac{\partial}{\partial x_i} [(p - p_0) n_i \delta(f)] \quad (5)$$

Der dritte Term beschreibt die Schallentstehung durch turbulente Strömungsvorgänge und wird aufgrund der hohen numerischen Anforderungen vernachlässigt. Die Gleichungen 4 und 5 können mithilfe der Greenschen Funktion der Wellengleichung im freien Raum umgeformt werden und ergeben die spezielle Lösung der FW-H Gleichung für Oberflächenschallquellen auf subsonischen Oberflächen. Diese wird als Formulierung 1A (bzw. 1) von Farassat bezeichnet und kann zur Bestimmung des Schalldrucks an beliebiger Stelle im Fernfeld genutzt werden [6].

Ergebnisse

Beide Optimierungen werden mit einer Populationsgröße von 50 mit 50 Generationen berechnet, woraus sich jeweils 2500 Designs ergeben. Abbildung 3 zeigt beispielhaft die Übersicht der verschiedenen Designs im Zusammenhang mit den Zielfunktionen und der resultierenden Pareto-Front für die Geräuschoptimierung.

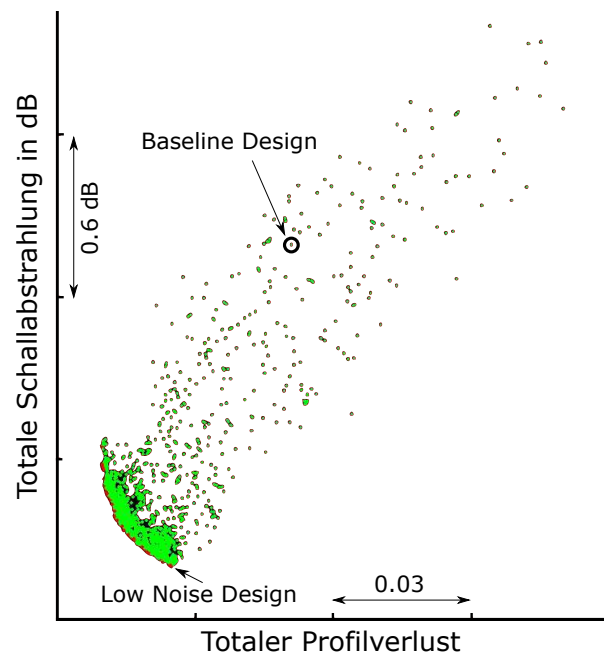


Abbildung 3: Übersicht der Designs für die Geräuschoptimierung mit Pareto-Front. Das Basis Design ist im Vergleich zum leisesten Design dargestellt, welches mittels CFD überprüft wird.

Das Low Noise Design sowie ein High Efficiency Design aus der Wirkungsgradoptimierung werden mittels stationärer RANS Simulation (Ansys CFX, $k\omega$ - SST Modell) überprüft. Das High-Efficiency Design liegt mittig auf der Pareto-Front und stellt somit den besten Kompromiss aus SF Faktor und totalem Profilverlust dar. Abbildung 4 zeigt die zugehörigen Schaufelbelastungen. Es ist deutlich erkennbar, dass bei einer Optimierung hinsichtlich der Schallentstehung die Schaufel sowohl an der Deck- als auch an der Bodenscheibe stärker im vorderen Bereich belastet wird. Die Optimierung mit dem Ziel des hohen Wirkungsgrades ergibt eine höhere Belastung in Richtung der Schaufelvorderkante an der Deckscheibe und in Richtung der Schaufelhinterkante an der Bodenschei-

be. Die Ergebnisse der Optimierungsziele sind in Tabelle 1 zusammengefasst und auf das Basismodell bezogen. Als Maß für die Schallabstrahlung dient der Schalldruckpegel (SPL) bei 500 Hz unmittelbar hinter der Schaufelaustrittskante. Das Design des hohen Wirkungsgra-

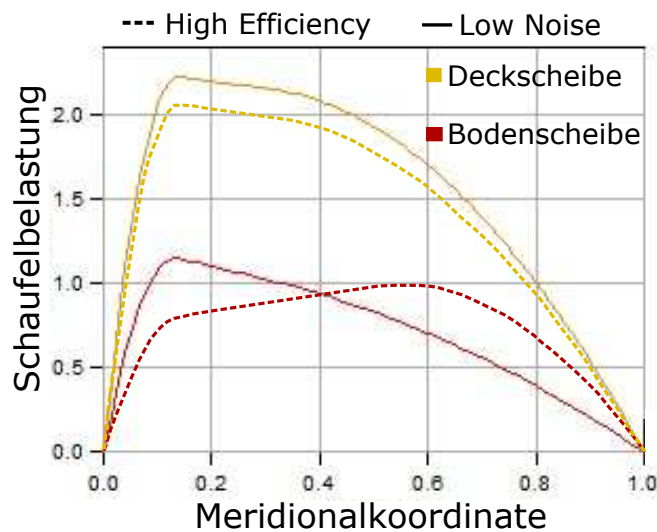


Abbildung 4: Vergleich der Schaufelbelastungsverteilung der beiden untersuchten Designs.

Tabelle 1: Übersicht der Zielgrößen im Vergleich zum Basis Design

Variante	Parameter			
	SF Faktor	Totaler Profilverlust	η/η_{Basis}	ΔSPL
Basis	1	1	1	-
η - optimiert	- 31.8 %	- 2.7 %	+ 1.5 %	+ 0.7 dB
SPL - optimiert	+ 24.4 %	- 2.4 %	+ 0.1 %	- 1.3 dB

des konnte im Auslegungspunkt gegenüber dem des Basismodells einen 1.5 % höheren Wirkungsgrad erzielen, wohingegen die Schallabstrahlung leicht erhöht ist. Das geräuschoptimierte Design hat einen über 1 dB geringeren Schalldruckpegel bei der Referenzfrequenz und einen fast identischen Wirkungsgrad im Vergleich zum Basismodell. Abbildung 5 zeigt die Unterschiede des Schalldruckpegels beider Designs im Vergleich zum Basismodell in einem größeren Frequenzbereich. Die Verringerung des Schalldruckpegels ist deutlich erkennbar. Im weiteren Verlauf sollen die Ziele des hohen Wirkungsgrades und der geringen Schallabstrahlung in einem Optimierungsprozess vereint werden und neben der Schaufelbelastung weitere Parameter wie Rotordrehzahl, Schaufelanzahl oder die gesamte Meridionalgeometrie variiert werden. Anschließend sollen vielversprechende Designs mit skalenaufösenden Simulationen und Methoden der numerischen Aeroakustik [7, 8] sowie Prototypen experimentell untersucht werden.

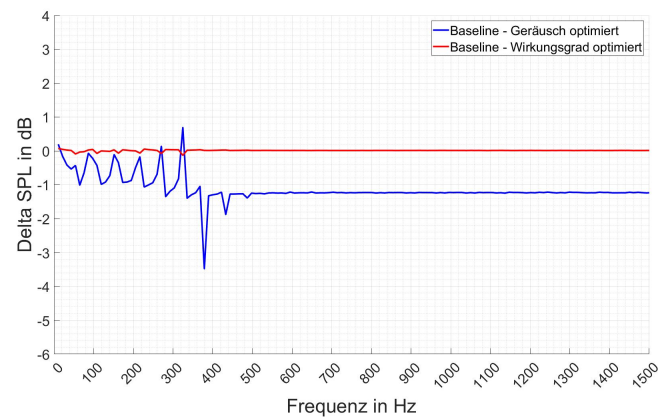


Abbildung 5: Unterschied der Schalldruckpegel beider Designs zum Basis Design.

Danksagung

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

Literatur

- [1] Eisenmenger, C., Frank, S., Dogan, H., Ochmann, M.: Aerodynamische und aeroakustische Untersuchungen an Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln für Haushaltsgeräte. Fortschritte der Akustik - DAGA 2018, 1208-1211
- [2] Advanced Design Technology Ltd: TURBOdesign1, 1998-2018
- [3] Zangeneh, M.: A Compressible Three-Dimensional Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades. International Journal of Numerical Methods in Fluids, Vol. 13 (1991), 599-624
- [4] Deb, K., Pratap, A., Argawal, S., Meyarivan, T.: A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Vol. 6, No. 2 (2002), 182-197
- [5] Zangeneh, M., Goto, A., Harada, H.: On the Design Criteria for Suppression of Secondary flows in Centrifugal and Mixed Flow Impellers. Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 120 (1998), 723-735
- [6] Farassat, F.: Derivation of Formulations 1 and 1A of Farassat. National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center, Hampton, Virginia, 2007
- [7] Dogan, H., Ochmann, M., Eisenmenger, C., Frank, S.: Hybrid CFD/BEM calculations for the aeroacoustic noise radiated from a radial fan. Euronoise (2018), 297-302
- [8] Dogan, H., Ochmann, M., Eisenmenger, C., Frank, S.: A hybrid CFD/BEM method for the calculation of aeroacoustic noise from a radial fan. Fortschritte der Akustik - DAGA 2018, 493-496