

# Experimentelle Untersuchung der aeroakustischen Schallabstrahlung von rotierenden Scheiben

Andreas Renz, Stefan Becker

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, 91058 Erlangen, E-Mail: rn@ipat.uni-erlangen.de, sb@ipat.uni-erlangen.de

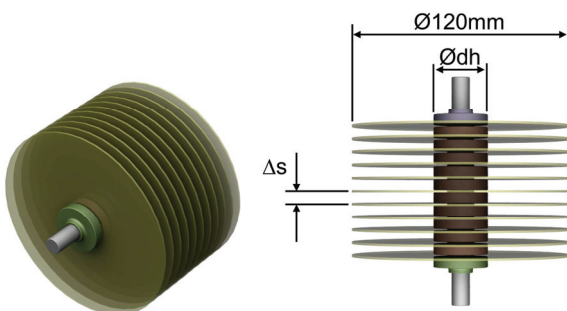
## Einleitung

Die Anforderungen an die Wärmedämmung von Gebäuden im privaten Wohnbereich sind durch die Energieeinsparverordnung (EnEV 2014) deutlich gestiegen. Als Folge der starken Isolation der Außenwände ist der natürliche Austausch von Raumluft mit der Umwelt gehemmt. Neben einem schlechten Raumklima kann dies zu Feuchteschäden und Schimmel führen. Um dem entgegen zu wirken, wird vermehrt auf den Einsatz von Belüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung gesetzt. Hier unterscheidet man zwischen zentralen Geräten zur Belüftung kompletter Gebäude und dezentralen Geräten, die zur Belüftung einzelner Räume genutzt werden. Letztere bestehen meist aus drei Hauptfunktionselementen. Ein Ventilator zur Förderung des Frischluftstroms, ein weiterer Ventilator zur Förderung des Abluftstroms sowie ein Wärmeübertrager, der die Wärmeenergie des Abluftstroms an den Frischluftstrom überträgt.

Im Rahmen eines Projekts zur Entwicklung eines neuartigen dezentralen Raumbelüftungsgeräts [1] wird das Konzept eines Ventilators untersucht, der die drei Funktionselemente von dezentralen Belüftungsgeräten in einem Funktionselement bündelt. Dieser Reibungsventilator besteht aus einem Paket rotierender Scheiben und ist in der Lage zwei Fluidströmungen zu fördern sowie eine Wärmeübertragung zwischen beiden Strömungen zu ermöglichen. Im Rahmen des Projekts wurde neben Untersuchungen der Strömungsmechanik und Wärmeübertragung besonderes Augenmerk auf die Strömungsakustik dieses rotierenden Scheibenpakets gelegt.

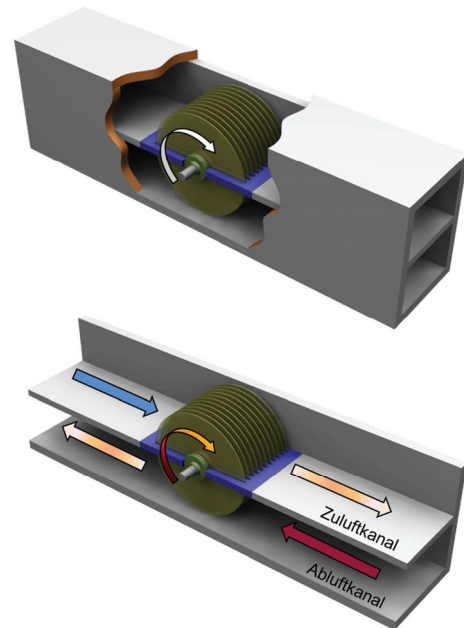
## Konzept des Reibungsventilators

Der Reibungsventilator besteht aus mehreren kreisrunden Scheiben, welche parallel zueinander, in definiertem Abstand auf einer Welle angeordnet sind (Abbildung 1).



**Abbildung 1:** Die untersuchten Reibungsventilatoren bestehend aus 10 Scheiben, bei festem Scheibendurchmesser und variablen Geometrieparametern Scheibenabstand  $\Delta s$  und Nabendurchmesser  $\varnothing dh$ .

Der Reibungsventilator wird von einem Motor (nicht dargestellt) angetrieben und rotiert quer zur Hauptströmungsrichtung der Fluide zwischen zwei Kanälen (Abbildung 2). Die Kanäle sind im Bereich des Rotors durch berührungslose Dichtelemente voneinander getrennt. Die rotierenden Scheiben induzieren auf Grund der Grenzschichtreibung zwischen Scheiben und Fluid zwei einander entgegengesetzte Strömungen in den Kanälen [2]. Das Wirkprinzip unterscheidet sich hier klar von klassischen Turbomaschinen, wie Axial- und Radialventilatoren. Die grundlegende Strömungsführung des Konzepts entspricht also bereits der eines dezentralen Belüftungsgeräts zum Wandeinbau.



**Abbildung 2:** Schematisches Anordnungsbeispiel eines Reibungsventilators mit angedeuteten Stoff- und Wärme-strömen. Kammartige, berührungslose Dichtelemente (blau) trennen die Kanäle im Bereich der Scheiben.

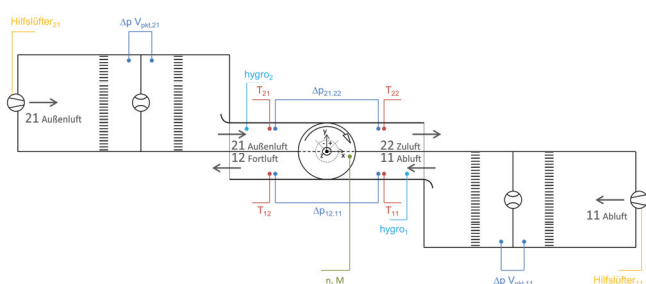
Besteht zwischen den beiden Fluidströmen eine Temperaturdifferenz wird durch den Reibungsventilator Wärme zwischen diesen übertragen. Die große Oberfläche und hohe Rotationsgeschwindigkeit des Scheibenpakets wirken sich dabei positiv auf die Wärmeübertragung aus. Betrachtet man in diesem Zusammenhang die Reynolds-Analogie (Gleichung 1), laut der sich die Reynolds-Zahl  $Re_L$  proportional zur Nusselt-Zahl  $Nu_L$  verhält [3], ist von einer Steigerung der Wärmeübertragung bei zunehmender Rotordrehzahl auszugehen:

$$c_f \frac{Re_L}{2} = Nu_L \quad (1)$$

## Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen der Arbeiten zur Entwicklung eines Belüftungsgeräts auf Basis des Reibungsventilators wurden experimentelle Untersuchungen zu den strömungsmechanischen Eigenschaften, zur Wärmeübertragung und zur Strömungsakustik der rotierenden Scheiben durchgeführt. Im Folgenden ist ein Teil dieser Ergebnisse dargestellt.

Die Untersuchungen am Reibungsventilator wurden an einem Prüfstand durchgeführt, an dem sowohl der Druckaufbau und Volumenstrom in beiden Kanälen als auch die Wärmeübertragung zwischen den Fluidströmen gemessen werden konnte. Der in Abbildung 3 schematisch dargestellte Aufbau des Prüfstands wurde in Anlehnung an die ISO 5801 [4] konstruiert. In modifizierter Form wurde dieser Prüfstand auch zur Messung der Strömungsakustik des Reibungsventilators verwendet.

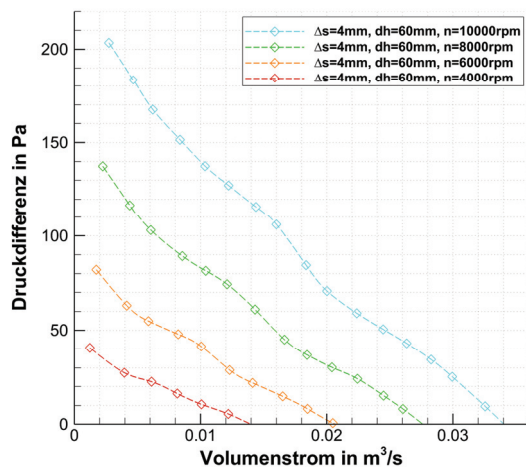


**Abbildung 3:** Schematische Darstellung des Prüfstands-konzepts zur Messung von Kennlinien und Wärmerückgewinnung an Reibungsventilatoren.

Die dargestellten Ergebnisse beziehen sich allesamt auf einen Reibungsventilator mit Scheibenabstand  $\Delta s = 4 \text{ mm}$  und Nabendurchmesser  $\varnothing dh = 60 \text{ mm}$  (Abbildung 1), der im Folgenden als Standardrotor bezeichnet wird.

### Kennlinien

Die in Abbildung 4 dargestellten Kennlinien des Standardrotors wurden bei Rotordrehzahlen von  $4000 \text{ min}^{-1}$  bis  $10000 \text{ min}^{-1}$  gemessen.



**Abbildung 4:** Kennlinien bei unterschiedlichen Drehzahlen.

Die Kennlinien zeigen ein Verhalten, welches klassischen Turbomaschinen [5] ähnelt. Mit zunehmender Drehzahl steigt die erzielbare Druckdifferenz und der Arbeitsbereich verbreitert sich. Bemerkenswert ist allerdings der nahezu lineare Verlauf der Kennlinien und die Abhängigkeit der Kennliniensteigung vom Scheibenabstand  $\Delta s$ , welche bei Verringerung des Scheibenabstands zunimmt.

Der Rotorwirkungsgrad  $\eta_R$ , also das Verhältnis der an das Fluid übertragenen Energie zu der an der Rotorwelle verrichteten Arbeit, ist geringer als bei klassischen Turbomaschinen. Für die untersuchten Rotoren lag der Wirkungsgrad  $\eta_R$  für sämtliche Betriebspunkte unter 10 %.

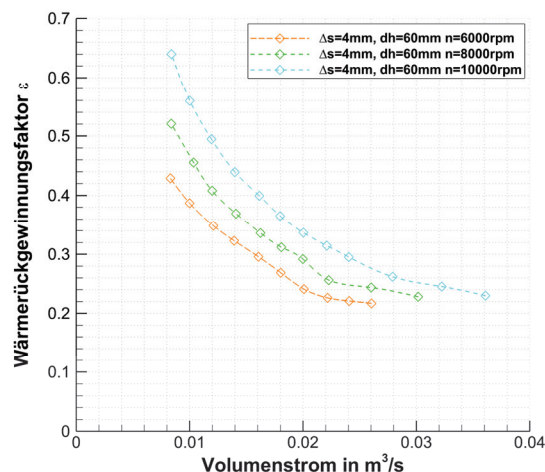
Die erzielten Ergebnisse für die Kennlinienmessungen konnten mit Hilfe von numerischen Simulationsverfahren [6] nachgebildet und weitere Rotorgeometrien berechnet werden.

### Wärmerückgewinnung

Zur Messung der rückgewonnenen Wärmeenergie wurde in beiden Kanälen jeweils vor und nach dem Reibungsventilator die Temperatur gemessen und der Wärmerückgewinnungsfaktor  $\varepsilon$  berechnet (Gleichung 2). Der Faktor gibt den Anteil der zurückgewonnenen Wärmeenergie bezogen auf den maximal möglichen Wert an. Die Messung wurde in Anlehnung an die DIN 13141 [7] durchgeführt.

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{Reg}}}{Q_{\text{Verl}}} = \frac{T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Außenluft}}}{T_{\text{Abluft}} - T_{\text{Außenluft}}} \quad (2)$$

In Abbildung 5 ist der Wärmerückgewinnungsfaktor  $\varepsilon$  für den Standardrotor bei verschiedenen Drehzahlen dargestellt.



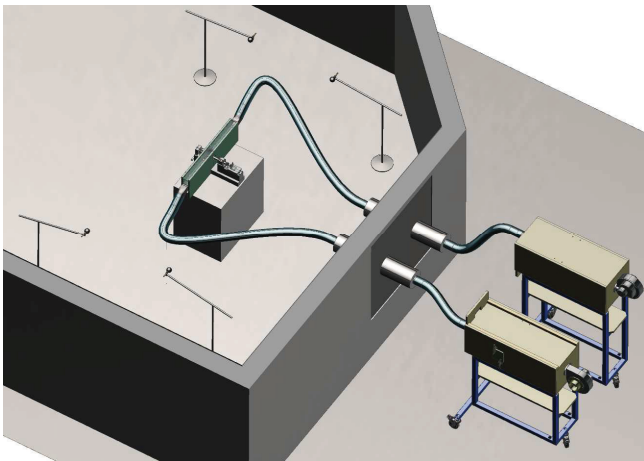
**Abbildung 5:** Wärmerückgewinnung bei unterschiedlichen Drehzahlen.

Die Wärmerückgewinnung ist in angedrosselten Zuständen größer als in ungedrosselten Zuständen. Des Weiteren ist der Einfluss der Rotordrehzahl auf die Rückgewinnung klar erkennbar und entspricht somit den theoretischen Voraussagen. Insgesamt können in gedrosselten Zuständen über 40 % der Wärmeenergie zurückgewonnen werden.

## Strömungsakustik

Die Schallentstehung am Reibungsventilator unterscheidet sich grundlegend von den Schallentstehungsmechanismen an Turbomaschinen [8]. Ein umlaufendes Druckfeld durch rotierende Laufradschaufeln ist bei Reibungsventilatoren nicht gegeben. Des Weiteren können die Phänomene des Tragflügelärms, die zur Beschreibung von Ventilatorlärm herangezogen werden, nur bedingt auf rotierende Scheiben übertragen werden. Potenzielle akustische Quellen am Reibungsventilator sind die turbulente Grenzschicht zwischen den Scheiben und die Fortsetzung dieser turbulenten Strukturen im Nachlauf der Scheiben. Als weitere akustische Quelle ist der Nachlauf der Nabe in Betracht zu ziehen, da sich hier großskalige Wirbel bei der Überströmung ablösen können.

Zur Messung der Strömungsakustik wurde der in Abbildung 3 dargestellte Messaufbau modifiziert und in einen Schallmessraum integriert. Die eigentliche Messstrecke wurde im Akustikraum platziert, wogegen die Prüfstandsbaugruppen zur Einstellung des Netzwidestandes außerhalb aufgestellt wurden (Abbildung 6). Verbunden wurden die drei Baugruppen durch Schläuche, die im Bereich der Messraumwand in Schalldämpfer übergehen. Dadurch konnte die Beeinflussung der Schallmessung durch störende Betriebsgeräusche der Hilfslüfter vermieden werden.

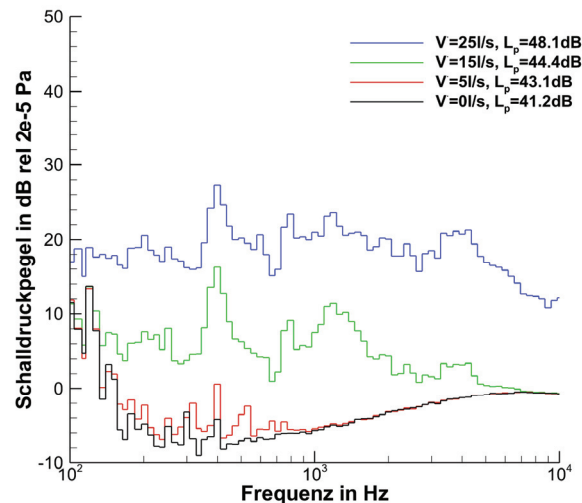


**Abbildung 6:** Räumliche Trennung der Prüfstandsbaugruppen zur Messung der Akustik. Links in der Abb. die Messstrecke mit Reibungsventilator innerhalb des Schallmessraums. Rechts in der Abb. Hilfslüfter und Volumenstrommesseneinrichtungen für zwei Fluidströme.

Zur Reduzierung der Lagerungsgeräusche wurde die Rotorwelle radial mittels zweier statischer Luftlager und axial mit Hilfe einer permanentmagnetischen Lagerung gelagert. Die Störung der Messung durch die Geräusche des Antriebsmotors konnte dadurch vermieden werden, dass der Reibungsventilator durch einen abkoppelbaren EC-Motor angetrieben wurde. Der Rotor wurde für die Messung auf eine leicht erhöhte Drehzahl beschleunigt, bevor der Antrieb abgekoppelt wurde. Das hohe Trägheitsmoment des Reibungsventilators führte zu einem langsamen Abfallen der Rotordrehzahl. Während dieses Vorgangs wurde optisch die Drehzahl des Rotors gemessen und die Schallabstrahlung (in 1m Entfernung) der beiden Auslassöffnungen der Messstrecke mit jeweils zwei Mikrofonen aufgezeichnet.

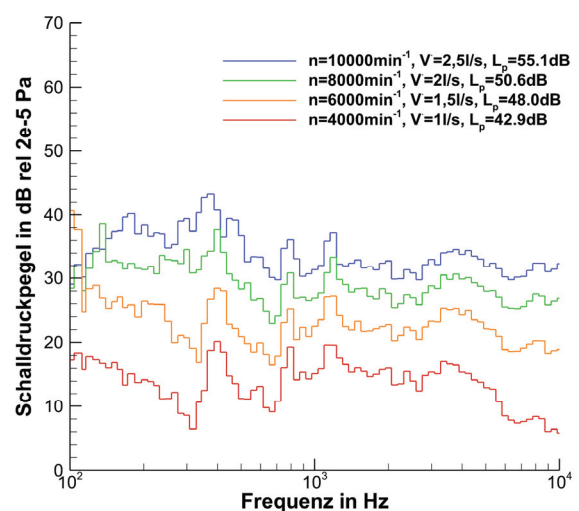
Dies wurde für insgesamt sechs verschiedene Netzwidestände durchgeführt. In der nachfolgenden Auswertung wurden aus den Mikrofon- und Drehzahlmessdaten die Schalldruckspektren für Drehzahlen von  $4000 \text{ min}^{-1}$  bis  $10000 \text{ min}^{-1}$  berechnet.

Die Ergebnisse der Messungen mit stehendem Rotor (Abbildung 7) zeigen, dass sich in der 800 mm langen Messstrecke eine Kanalmode bei 400 Hz und deren Vielfache bilden, die bei sämtlichen Messungen zu beobachten waren. Die Schallspektren der Leermessung gleichen sich für unterschiedliche Volumenströme. Es ist lediglich eine Erhöhung des Gesamtschalldruckpegels mit steigendem Volumenstrom zu erkennen.



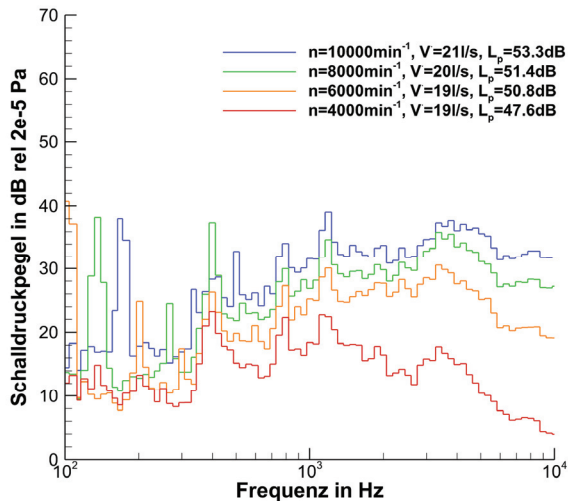
**Abbildung 7:** Schalldruckspektrum für verschiedene Volumenströme bei stehendem Rotor.

Die Messergebnisse für einen stark gedrosselten Zustand sind in Abbildung 8 dargestellt. Insgesamt betrachtet, emittiert der Standardrotor ein breitbandiges Schallspektrum. Tonale Komponenten lassen sich lediglich bei der Drehfrequenz des Rotors und den oben beschriebenen Kanalmoden erkennen. Der Gesamtschalldruckpegel steigt mit zunehmender Drehzahl deutlich an.



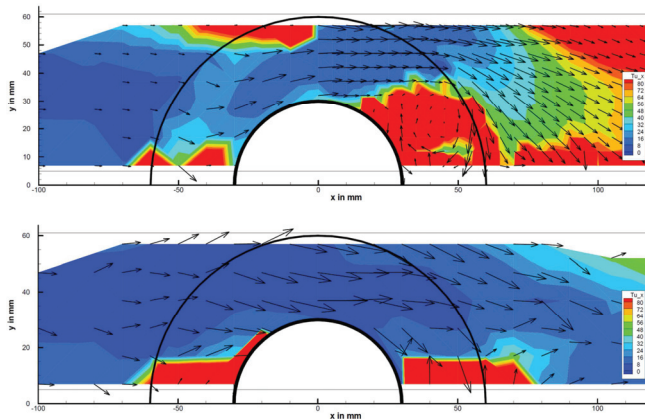
**Abbildung 8:** Schalldruckspektren für einen stark gedrosselten Betriebszustand bei versch. Drehzahlen.

In Abbildung 9 sind zum Vergleich die Schalldruckspektren eines nahezu ungedrosselten Zustands dargestellt. Im hochfrequenten Bereich und bei den tonalen Komponenten sind nur geringfügige Unterschiede zum stark gedrosselten Zustand zu erkennen. Auch der Gesamtschalldruckpegel ist insgesamt nur geringfügig angehoben. Auffällig ist hingegen der starke Abfall der breitbandigen Anteile unter 800 Hz, der sich für alle Drehzahlen zeigt.



**Abbildung 9:** Schalldruckspektren für einen ungedrosselten Betriebszustand bei versch. Drehzahlen.

Eine mögliche Erklärung für diese Beobachtung kann aus einer Laser-Doppler-Anemometrie-Messung hergeleitet werden, die bei einer Drehzahl von  $6000 \text{ min}^{-1}$  in einem gedrosselten und wenig gedrosselten Zustand durchgeführt wurde (Abbildung 10).



**Abbildung 10:** LDA-Messungen in der Kanalmitte bei gedrosseltem (oberes Bild; 6 l/s) und wenig gedrosseltem Zustand (unteres Bild; 15 l/s) bei  $6000 \text{ min}^{-1}$ . Dargestellt sind die Vektoren der Geschwindigkeitskomponente  $u_{xy}$  und der lokale Turbulenzgrad als Konturplot.

Die Messung des Strömungsfelds in gedrosseltem Zustand zeigt einen großskaligen Wirbel im hochturbulenten Nachlaufbereich der Nabe, der in der Messung bei geringerer Androsselung nicht zu sehen ist. Die Ablösung dieser Wirbelstruktur kann als Ursache der niederfrequenten, breitbandigen Anhebung des Schallspektrums betrachtet werden.

## Zusammenfassung

Die Ergebnisse der Messungen der Kennlinie und der Wärmerückgewinnung haben die Eignung des Reibungsventilators zum Einsatz in einem dezentralen Lüftungsgerät gezeigt. Lediglich der Lüfterwirkungsgrad ist im Vergleich zu klassischen Turbomaschinen deutlich geringer. Bei der Untersuchung der Strömungsakustik der rotierenden Scheiben konnte durch einen speziellen Aufbau und Messablauf erfolgreich ein Großteil der Nebengeräusche eliminiert werden. Die Schallmessungen am Reibungsventilator zeigten ein insgesamt breitbandiges Schallspektrum, nahezu ohne tonale Komponenten. Der Betriebspunkt des Reibungsventilators hatte dabei auf den Gesamtschalldruckpegel insgesamt betrachtet einen geringen Einfluss. Es zeigt sich jedoch eine Anhebung der niederfrequenten, breitbandigen Komponenten bei stark androsselten Zuständen, die auf Ablösungen großskaliger Wirbelstrukturen im Nachlauf der Nabe zurückgeführt werden können. Insgesamt zeigte sich ein, auf den Anwendungsbereich bezogen, vorteilhaftes akustisches Verhalten des untersuchten Reibungsventilators.

## Literatur

- [1] C. Bakeberg, M. Becher, S. Becker, R. Pauer, and E. Schlücker, Vorrichtung zur Förderung zweier Fluidströme, Patentanmeldung WO 2015/007351 A1, 2015
- [2] S. Becker, T. Beede, and R. Pauer, Entwicklung eines neuartigen Gerätes zur dezentralen Be- und Entlüftung von Räumen mit Wärmerückgewinnung, Strömungstechnische Tagung 2014, 2014
- [3] W. Polifke and J. Kopitz, Wärmeübertragung, Pearson Studium, 2005
- [4] DIN EN ISO 5801:2007, Ventilatoren – Leistungsmessung auf genormten Prüständen
- [5] C. Pfleiderer and H. Petermann, Strömungsmaschinen, Springer, 2005
- [6] J. Praß, A. Renz, J. Weber, S. Becker, J. Franke, Numerical Investigation of a Friction Ventilator for Different Geometrical Setups, Advanced Engineering Forum, Vol. 19, pp. 35-42, 2016
- [7] DIN EN 13141-1 Lüftung von Gebäuden – Leistungsprüfung von Bauteilen/Produkten für die Lüftung von Wohnungen
- [8] T. Carolus, Ventilatoren – Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion, Springer Vieweg, 2013