

# Schallabstrahlung von Axialventilatoren mit kombiniert-gesichelten Laufradschaufeln

Florian Zenger, Stefan Becker

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik,  
91058 Erlangen, Deutschland, Email: ze@ipat.uni-erlangen.de, sb@ipat.uni-erlangen.de

## Einleitung

Die Schallabstrahlung von Axialventilatoren wird maßgeblich von der Ausführung der Schaufelsichelung bestimmt. Bei einer gleichförmigen, turbulenzarmen Zuströmung erwiesen sich bisher vorwärtsgesichelte Ventilatoren im Vergleich zu rückwärtsgesichelten Ventilatoren als geräuschärmer [1, 2]. Neben einer einseitigen Sichelung der Laufradschaufel gibt es Ansätze, die Laufradschaufeln mit einer Kombination aus Vorwärts- und Rückwärtssichelung zu gestalten. Roland et al. [3] beschreiben Vorteile hinsichtlich der Schallabstrahlung durch Anwendung einer Rückwärtssichelung im Nabebereich und einer Vorwärtssichelung im Blattspitzenbereich dadurch, dass die Energieübertragung der Ventilatorschaufel im mittleren Bereich erhöht und im Nabebzw. Blattspitzenbereich erniedrigt wird. Des Weiteren kann durch eine kombinierte Sichelung die Position des Schaufelschwerpunktes gezielt beeinflusst werden, wodurch die mechanische Belastung am Schaufelfuß reduziert werden [4].

Ziel dieser Untersuchung ist es, gezielt die aerodynamischen und akustischen Eigenschaften von kombiniert-gesichelten Axialventilatoren zu analysieren, und diese systematisch mit den Kenngrößen von einseitig-gesichelten Axialventilatoren zu vergleichen.

## Axialventilatoren

Für die experimentellen Untersuchungen wurden vier Ventilatoren mit identischer Arbeitsverteilung herangezogen: zwei einseitig-gesichelte Ventilatoren mit rückwärts- bzw. vorwärtsgesichelten Laufradschaufeln (Ventilator R und V), ein Ventilator mit Vorwärtssichelung im Nabebereich und Rückwärtssichelung im Blattspitzenbereich (Ventilator VR) sowie ein Ventilator mit Rückwärtssichelung im Nabebereich und Vorwärtssichelung im Blattspitzenbereich (Ventilator RV). Die Auslegung der Ventilatoren erfolgte nach dem Tragflügelverfahren [5, 6]. Bei der Auslegung wurde eine radiusabhängige Verteilung der Schaufelarbeit gemäß der Drallverteilung

$$rc_{u2}(r) = ar + b \quad (1)$$

mit den Koeffizienten  $a = 3$  gewählt. Dabei kennzeichnet  $r$  den Laufradradius und  $c_{u2}$  die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Schaufelaustritt.

Die Schaufelsichelung wird durch den Pfeilungswinkel  $\lambda$  und den V-Stellungswinkel  $\nu$  beschrieben [7]. Bei den

untersuchten Axialventilatoren wurde der Pfeilungswinkel  $\lambda$  in Abhängigkeit des Radius gezielt variiert, siehe Abbildung 1. Ein positiver Pfeilungswinkel kennzeichnet dabei eine Vorwärtssichelung und ein negativer Pfeilungswinkel entsprechend eine Rückwärtssichelung. Der V-Stellungswinkel  $\nu$  wurde so gewählt, dass der axial benötigte Bauraum der Ventilatoren minimiert wurde.

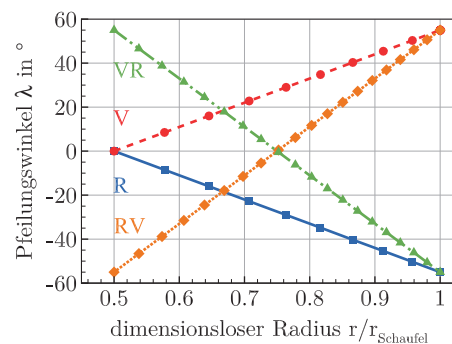


Abbildung 1: Verteilung des Pfeilungswinkels  $\lambda$ .

Weiteren Auslegungsparameter sind in Tabelle 1 dargestellt. Die Ventilatoren wurden dabei auf einen gemeinsamen Arbeitspunkt bei der Durchflusszahl  $\Phi = 0.18$  ausgelegt.

Tabelle 1: Auslegungsparameter.

Parameter	Wert
Durchflusszahl $\Phi$	0.18
Druckzahl $\psi_t$	0.3 – 0.345
Anzahl der Laufradschaufeln $z$	9
Drehzahl $n$ in rpm	1500
Laufraddurchmesser $D$ in mm	495
Nabendurchmesser $D_N$ in mm	248
Spalt $s$ in mm	2.5

Die Durchflusszahl wird bestimmt über

$$\Phi = \frac{4\dot{V}}{\pi^2 D^3 n} \quad (2)$$

und die Druckzahl (total) über

$$\psi_t = \frac{2\Delta p_t}{\rho (D\pi n)^2} \quad (3)$$

Die Ventilatoren sind in Abbildung 2 dargestellt.

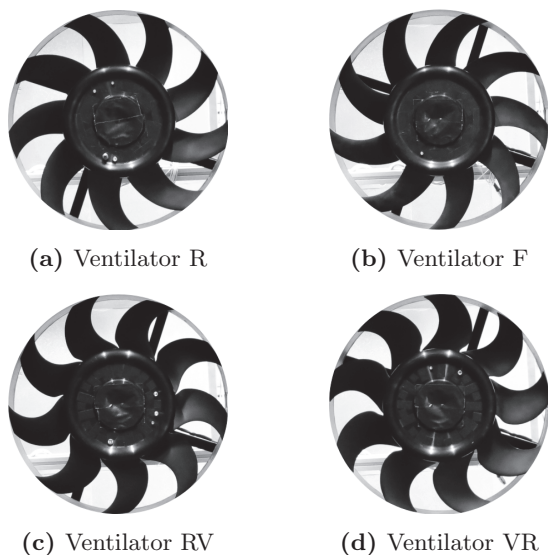


Abbildung 2: Untersuchte Ventilatoren, Drehrichtung: Uhrzeigersinn.

### Versuchsaufbau

Alle Untersuchungen wurden an einem saugseitigen Prüfstand für Axialventilatoren nach DIN EN ISO 5801 [8] durchgeführt, dessen Messkammer als reflexionsarmer Raum inkl. absorbierendem Boden aufgebaut ist. Die Ventilatoren wurden in ein kurzes Rohrsegment mit saugseitiger Einströmdüse und druckseitigem Diffusor integriert, siehe Abbildung 3.

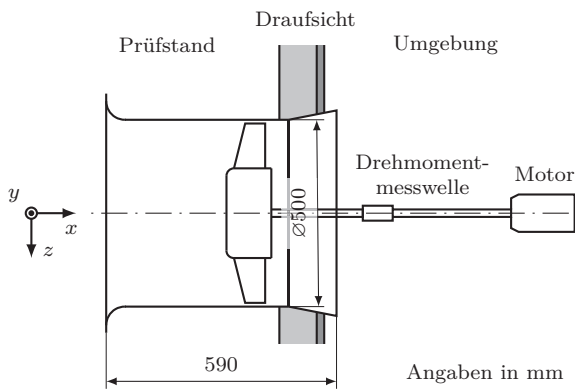


Abbildung 3: Integration der Ventilatoren.

Zur Erfassung des Schallfeldes wurden saugseitig sieben Mikrofone halbkreisförmig, in einem Abstand von 1 m zur Einströmdüse, aufgebaut. Gesamtpegel und Schalldruckspektren wurden über diese sieben Mikrofone gemittelt.

### Kennlinien

Die aerodynamischen Kennlinien der Ventilatoren sind in Abbildung 4 dargestellt. Bei den Kennlinien ist die Druckzahl (total zu statisch)  $\psi_{ts}$  sowie der Wirkungsgrad (total zu statisch)  $\eta_{ts}$  aufgetragen, mit

$$\psi_{ts} = \frac{2\Delta p_{ts}}{\rho(D\pi n)^2} \quad (4)$$

und

$$\eta_{ts} = \frac{\dot{V} \Delta p_{ts}}{2\pi n M}. \quad (5)$$

Der Pfeil kennzeichnet dabei die Auslegungsdurchflusszahl von  $\Phi = 0.18$ .

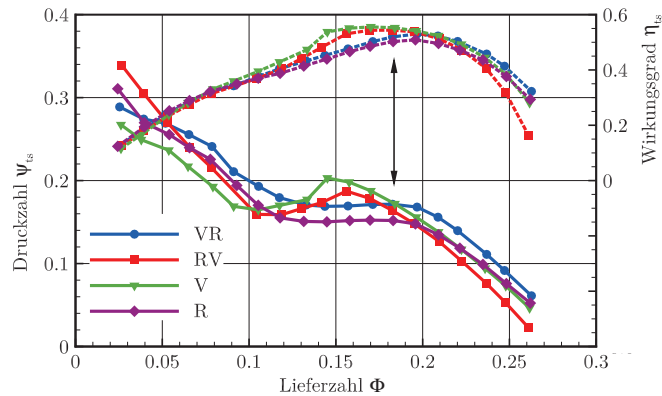


Abbildung 4: Aerodynamische Kennlinien.

Die Kennlinie des vorwärtsgesichelten Ventilators V zeigt eine deutliche Erweiterung des Arbeitsbereiches unterhalb des Auslegungspunktes bei  $\Phi = 0.18$  gegenüber dem rückwärtsgesichelten Ventilator R. Dies ist darauf zurückzuführen, dass durch die Vorwärtssichelung die Strömung im Nabenbereich stabilisiert wird und somit die Abrissgrenze zu niedrigeren Durchflusszahlen hin verschoben wird [9, 10]. Ein ähnliches Verhalten ist auch bei den kombiniert-gesichelten Ventilatoren zu beobachten. Dabei ist die Sichelung im Blattspitzenbereich ausschlaggebend für den Kennlinienverlauf. Dementsprechend sind die Kennlinienverläufe der Ventilatoren R und VR sowie V und RV qualitativ sehr ähnlich. Entsprechend der höheren Druckzahl im Bereich von  $\Phi \in (0.11, 0.2)$  fällt auch der Wirkungsgrad der Ventilatoren V und RV höher aus.

Bei den akustischen Kennlinien in Abbildung 5 zeigt sich ein ähnlicher Sachverhalt, wie schon bei den aerodynamischen Kennlinien. Auch hier ist der Kennlinienverlauf im Wesentlichen von der Sichelung im Blattspitzenbereich abhängig. Die Kennlinien der Ventilatoren R und VR sowie V und VR weisen somit ähnliche Tendenzen auf. In Abbildung 5 zeigt sich, dass die Ventilatoren mit einer Vorwärtssichelung im Blattspitzenbereich (Ventilator V und RV) im typischen Arbeitsbereich von  $\Phi \in (0.14, 0.2)$  eine deutlich geringere Schallabstrahlung als die Ventilatoren mit einer Rückwärtssichelung im Blattspitzenbereich (Ventilator R und VR) aufweisen. Dies bestätigt vorangegangene Untersuchungen, wonach bei freier Zuströmung vorwärtsgesichelte Ventilatoren aus akustischer Sicht rückwärtsgesichelten Ventilatoren vorzuziehen sind [1, 2].

Wenngleich der Verlauf der akustischen Kennlinie der Ventilatoren R und VR sowie V und RV ähnlich ist, weisen bei beiden Kombinationen die einseitig-gesichelten Ventilatoren R und V nahezu über den gesamten Kennlinienbereich eine geringere Schallabstrahlung auf als die Ventilatoren VR und RV. Vom Gesamtschalldruckpegel

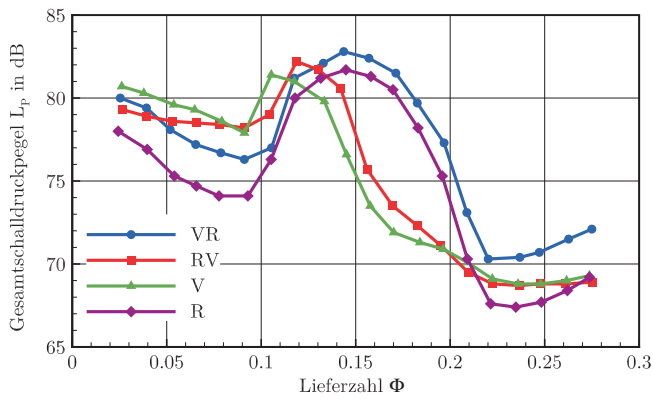


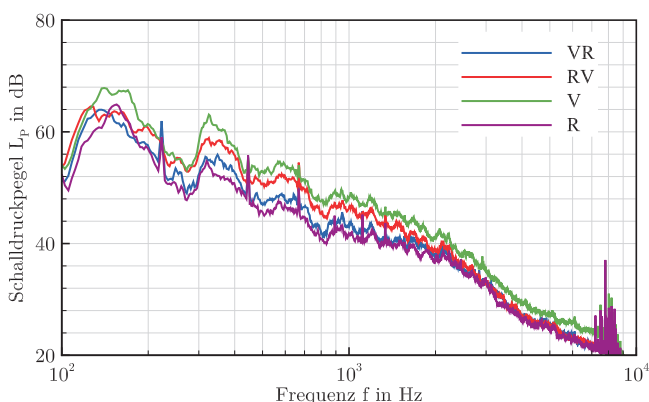
Abbildung 5: Akustische Kennlinien.

konnten somit keine Vorteile von kombiniert-gesichelten Ventilatoren festgestellt werden.

### Schallfeld

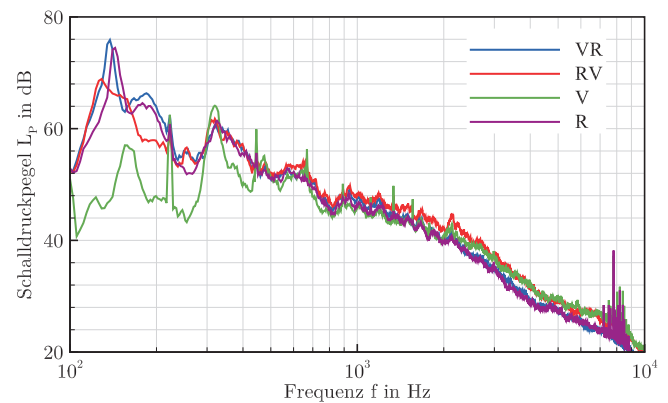
Abbildungen 6 – 9 zeigen Schalldruckspektren der untersuchten Ventilatoren bei verschiedenen Durchflusszahlen. Generell besteht das abgestrahlte Schallfeld von Axialventilatoren aus tonalen Komponenten an der Blattfolgefrequenz, mit  $f_{BPF} = n \cdot z$ , und breitbandigen Anteilen [11, 12].

Im stark gedrosselten Zustand bei  $\Phi = 0.1$ , dargestellt in Abbildung 6, ist das Strömungsfeld von Strömungsabriss an den Laufradschaufeln geprägt, woraus eine breitbandige Schallabstrahlung resultiert. Entsprechend sind im Schalldruckspektrum ausschließlich breitbandige Komponenten vorhanden. Bei einer starken Drosselung ist die Strömung am Ventilatoraustritt verstärkt radial nach Außen gerichtet. Da eine Vorwärtssichelung diese radiale Strömung teilweise unterdrückt, wird eine Strömungsablösung an der Laufradschaufel begünstigt, was zu einer höheren Schallabstrahlung führt, siehe Abbildung 6.

Abbildung 6: Schalldruckspektrum,  $\Phi = 0.1$ .

Beim einer Lieferzahl von  $\Phi = 0.14$  treten neben den breitbandigen Anteilen auch tonale Komponenten im Schalldruckspektrum auf, siehe Abbildung 7. Zusätzlich dazu treten stark ausgeprägte subharmonische Komponenten im Bereich von  $f \in (120 \text{ Hz}, 150 \text{ Hz})$  auf. Diese resultieren aus der Interaktion der Spaltströmung mit den

Laufradschaufeln [13]. Bedingt durch die Beeinflussung der radial gerichteten Strömungskomponente wird dieses Phänomen bei vorwärtsgesichelten Ventilatoren unterdrückt. Daher sind bei Ventilator V in Abbildung 7 die subharmonischen Komponenten deutlich schwächer ausgeprägt als bei den Ventilatoren R und VR. Trotz der Vorwärtssichelung im Blattspitzenbereich von Ventilator RV wird dennoch eine subharmonische Überhöhung induziert. Die Schallabstrahlung des Ventilators V ist somit bei  $\Phi = 0.14$  deutlich geringer als die den anderen Ventilatoren, siehe auch Abbildung 5.

Abbildung 7: Schalldruckspektrum,  $\Phi = 0.14$ .

Durch die schwächere Drosselung bei der Auslegungslieferzahl von  $\Phi = 0.18$  ist die Spaltströmung weniger stark ausgeprägt, was wiederum zu einer Verringerung der subharmonischen Komponenten führt. Dennoch dominieren diese Komponenten zusammen mit den tonalen Komponenten an der Blattfolgefrequenz den niederfrequenten Bereich bis  $f = 700 \text{ Hz}$  bei den Ventilatoren mit einer Rückwärtssichelung im Blattspitzenbereich (Ventilator R und VR), während bei den Ventilatoren mit einer Vorwärtssichelung im Blattspitzenbereich (Ventilator V und RV) lediglich die tonale Komponente an der Blattfolgefrequenz in diesen Frequenzbereich vorhanden ist. Damit verbunden ist eine deutlich geringere Schallabstrahlung der Ventilatoren V und RV. Zwischen den Ventilatoren R und VR sowie V und RV sind nur geringe Unterschiede im Spektrum zu erkennen. Somit ist in diesem Betriebspunkt die Sichelung im Blattspitzenbereich maßgeblich verantwortlich für die Schallabstrahlung.

Bei der höchsten betrachteten Lieferzahl von  $\Phi = 0.22$  treten die tonalen Komponenten an der Blattfolgefrequenz bis  $f = 2 \text{ kHz}$  verstärkt auf. Bedingt durch die schwache Druckerhöhung bei dieser Lieferzahl ist die Spaltströmung weniger stark ausgeprägt, wodurch die subharmonischen Komponenten reduziert werden. Während sich bei den Ventilatoren V und RV nahezu kein Unterschied im Verlauf des Schalldruckspektrums zeigt, sind bei den Ventilatoren R und VR Unterschiede in den breitbandigen Anteilen zu beobachten. Insbesondere die hochfrequenten breitbandigen Anteile resultieren aus Schaufelhinterkantenlärm. Dabei ist die Strömungskomponente senkrecht zur Hinterkante ausschlaggebend. Bedingt durch die geometrische Form der Schaufelhinterkante fällt dies Komponenten

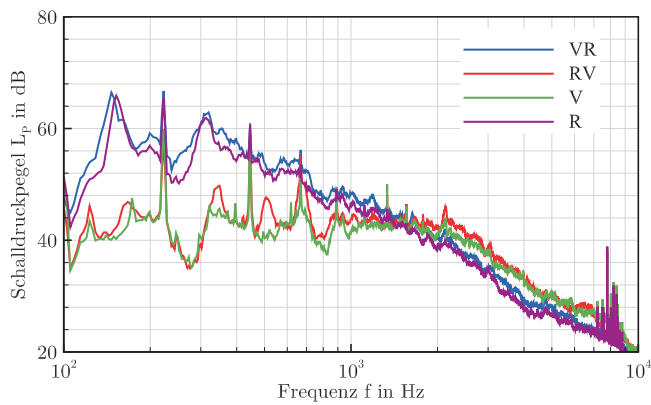


Abbildung 8: Schalldruckspektrum,  $\Phi = 0.18$ .

bei rückwärtsgesichelten Ventilatoren geringer aus, was ebenfalls eine reduzierte Schallabstrahlung zur Folge hat, siehe auch [14].

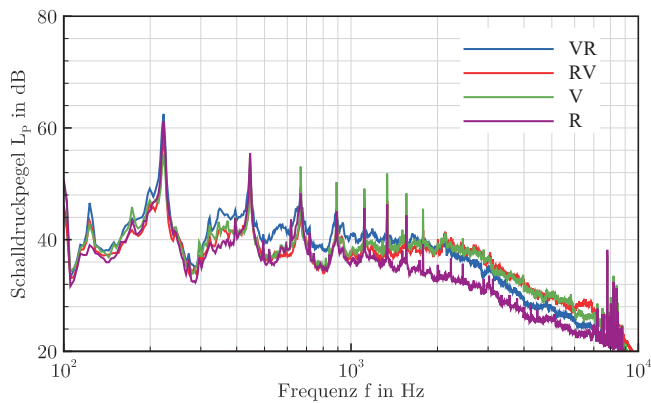


Abbildung 9: Schalldruckspektrum,  $\Phi = 0.22$ .

## Zusammenfassung

Vier Ventilatoren mit einseitiger bzw. kombinierter Sichelung wurden hinsichtlich ihrer aerodynamischen Kennwerte und ihrer Schallabstrahlung untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl die aerodynamischen als auch die akustischen Eigenschaften von den untersuchten Axialventilatoren im Wesentlichen von der Schaufelsichelung im Blattspitzenbereich bestimmt werden. Im typischen Arbeitsbereich wurde die geringste Schallabstrahlung beim vorwärtsgesichelten Ventilator beobachtet, gefolgt vom Ventilator mit einer Rückwärtssichelung im Nabenbereich und einer Vorwärtssichelung im Blattspitzenbereich. Aus akustischer Sicht konnten keine Vorteile einer kombinierten Sichelung nachgewiesen werden, allerdings ist mit keiner wesentlichen Steigerung der Schallabstrahlung zu rechnen, falls aus Festigkeitsgründen auf kombiniert-gesichelte Laufradschaufeln zurückgegriffen werden muss, solange die Sichelung im Blattspitzenbereich ähnlich ausgeführt ist.

## Literatur

- [1] Wright, T.; Simmons, W.E.: Blade sweep for low speed axial fans. ASME Journal of Turbomachinery, vol. 112, pp. 151-158, 1990. DOI: 10.1115/1.2927413.
- [2] Carolus, T. and Beiler, M.: Skewed blades in low pressure fans: a survey of noise reduction mechanisms. Proceedings of 3rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA Paper 97-1591, 1997. DOI: 10.2514/6.1997-1591.
- [3] Roland, C.; Henner, M.; Demory, B.; Beddadi, Y. and Franquelin, F.: Profile adaption for coherent structure reduction on backward-forward sweep. Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC2015-142, 2015.
- [4] Paxton, C.; Gryn, P.; Hines, E.; Perez, U. and Zha, G.-C.: High efficiency forward swept propellers at low speed. Proceedings of 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA Paper 2003-1069, 2003. DOI: 10.2514/6.2003-1069.
- [5] Pfeleiderer, C.; Petermann, H.: Strömungsmaschinen. Springer, 2005. DOI: 10.1007/b138287.
- [6] Zenger, Florian J.; Renz, A.; Becher, M. and Becker, S.: Experimental investigation of the noise emission of axial fans under distorted inflow conditions. Journal of Sound and Vibration 383, 124–145, 2016. DOI: 10.1016/j.jsv.2016.07.03.
- [7] Smith, L. H. and Yeh, H.: Sweep and dihedral effects in axial-flow turbomachinery. Journal of Basic Engineering 85(3), 401–414, 1963. DOI: 10.1115/1.3656623.
- [8] DIN EN ISO 5801:2007 Ventilatoren - Leistungsmessung auf genormten Prüfständen.
- [9] Vad, J.: Blade sweep applied to axial fan rotors of controlled vortex design. Dissertation Hungarian Academy of Sciences, Budapest, 2011.
- [10] Corsini, A.; F. Rispoli: Using sweep to extend the stall-free operational range in axial fan rotors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2004. DOI: 10.1243/095765004323049869.
- [11] Sharland, I. J.: Sources of noise in axial flow fans. Journal of Sound and Vibration 1(3), 302–322, 1964. DOI: 10.1016/0022-460X(64)90068-9.
- [12] Wright, S. E.: The acoustic spectrum of axial flow machines. Journal of Sound and Vibration 45(2), 165–223, 1976. DOI: 10.1016/0022-460X(76)90596-4.
- [13] Moreau, S. and Sanjose M.: Sub-harmonic broadband humps and tip noise in low-speed ring fans. Journal of the Acoustical Society of America 139(1), 118–127, 2016. DOI: 10.1121/1.4939493.
- [14] Zenger, F. and Becker, S.: Fluid mechanical and acoustic characterization of low-pressure axial fans with different blade skew. Proceedings of the International Symposia on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, 2016.