

# Aeroakustische Optimierung von Radialventilatoren in Spiralgehäusen

Igor Horvat <sup>\*)</sup>, Frank Kameier <sup>\*\*)</sup>,

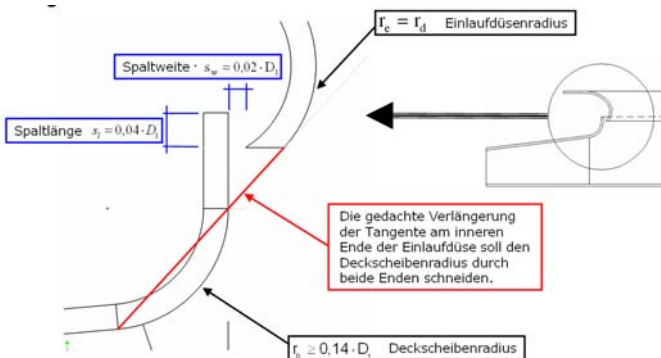
<sup>\*)</sup> Hako-Werke GmbH, 23843 Bad Oldesloe, Email: [ihorvat@hako.com](mailto:ihorvat@hako.com) <sup>\*\*)</sup> Fachhochschule Düsseldorf, Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Fachgebiet Strömungstechnik und Akustik, Josef-Gockeln-Str. 9, 40474 Düsseldorf, Deutschland, Email: [frank.kameier@fh-duesseldorf.de](mailto:frank.kameier@fh-duesseldorf.de)

## Einleitung

Neben einem hohen Wirkungsgrad ist beim industriellen Einsatz von Radialventilatoren eine möglichst geringe Schallabstrahlung wichtig. Die Wechselwirkung zwischen rotierendem System und dem feststehenden Leitapparat - in diesem Falle das Spiralgehäuse - ist eine der Quellen akustischer Druckschwankungen bei Strömungsmaschinen. Anhand der Auftragung der spezifischen Schalleistung nach Madison über dem Wirkungsgrad werden die Einflüsse der Zungengeometrie, der Laufradposition und des Spaltes zwischen Laufrad und Einlaufdüse auf das aeroakustische Verhalten von Radialventilatoren bewertet.

## Einfluss des Spaltes zwischen Laufrad und Einlaufdüse auf das aeroakustische Verhalten eines Radialventilators

Bei der Auslegung von Radialventilatoren mit einem hohen Wirkungsgrad ist das Verhältnis von Laufrad zu Einlaufdüse ein entscheidender Parameter für eine leise und effiziente Strömungsmaschine. Abb. 1 fasst die entscheidenden Parameter mit Konstruktionshinweisen nach Arbeiten von Bommes [1] und Grundmann (Hrsg.) [2] zusammen.

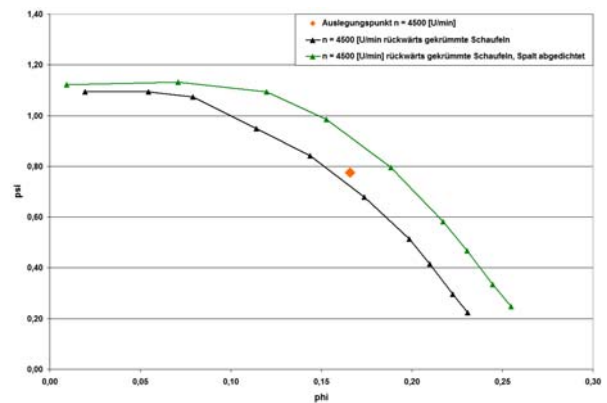


**Abbildung 1:** Laufrad – Einlaufdüse Konfiguration mit Konstruktionshinweisen.

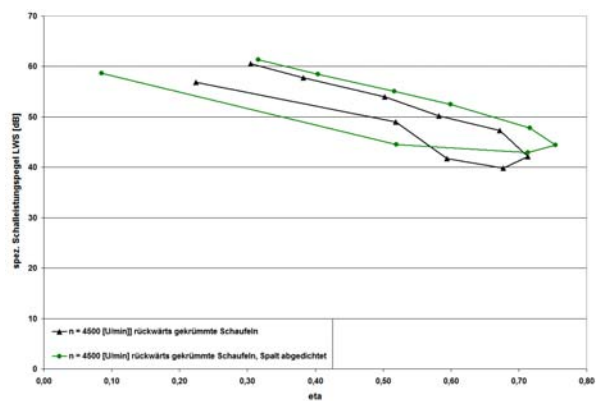
In einem vom BMBF geförderten Forschungsprojekt [3,4], sind verschiedene Radialventilatoren ausgelegt, gebaut und vermessen worden. Abb. 2 zeigt auf der linken Seite die verwendete Einlaufdüse mit einem Dichtband und auf der rechten Seite das Laufrad mit Schleifspuren des Dichtbandes nach den Messungen. Abb. 3 zeigt, dass die Kennlinie der Konfiguration mit abgedichtetem Spalt deutlich über der mit offenem Spalt liegt. Der Wirkungsgrad (Abb. 4) ist mit abgedichtetem Spalt ca. 5%-punkte höher als ohne. Jedoch ist der normierte spezifische Schalleistungspegel bei der Konfiguration mit offenem Spalt gerade im Bereich des Bestpunktes geringer. Der Spalt ist somit ein Bauteil mit akustischer Wirkung bei reduziertem Wirkungsgrad.



**Abbildung 2:** links: Einlaufdüse mit Dichtband, rechts: Laufrad mit Schleifspuren des Dichtbandes nach den Messungen.



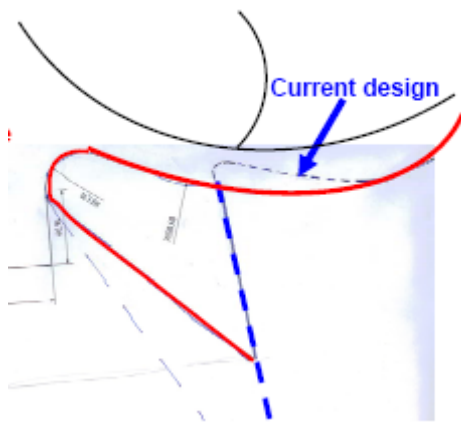
**Abbildung 3:** Vergleich der dimensionslosen Kennlinien eines Radialventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln, mit offenem und abgedichtetem Spalt.



**Abbildung 4:** Spezifischer Schalleistungspegel über dem Wirkungsgrad – Radialventilator mit rückwärts gekrümmten Schaufeln, mit und ohne abgedichteten Spalt.

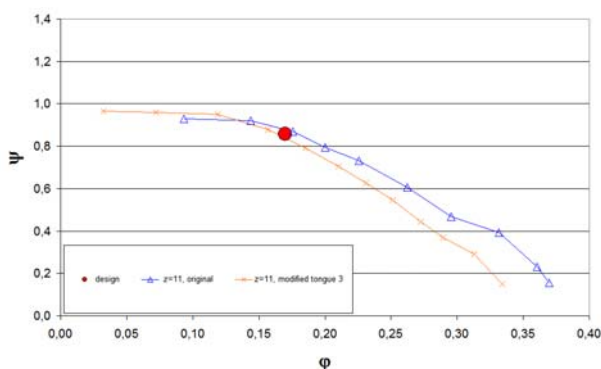
## Gehäusezungegeometrie und Position des Laufrades zur Gehäusezunge

In [3,4] sind die bereits von Bommes [2,5] beschriebenen Parameter zum akustisch optimierten Gehäusezungen-Design in einem parametrisierten Konstruktionstool zusammengefasst und erweitert worden. Abb. 5 zeigt eine im Rahmen des Forschungsprojektes akustisch optimierte Gehäusezunge. Bei der vorhandenen Konstruktion hat die Gehäusezunge einen sehr kleinen Radius und ist zudem sehr nah am Laufrad platziert. Die optimierte Konstruktion weist einen weitaus größeren Radius auf und ist insgesamt weiter vom Laufrad positioniert. Außerdem wurde darauf geachtet, dass die Spitze der Gehäusezunge nicht das nächste Bauteil zum Laufrad ist.



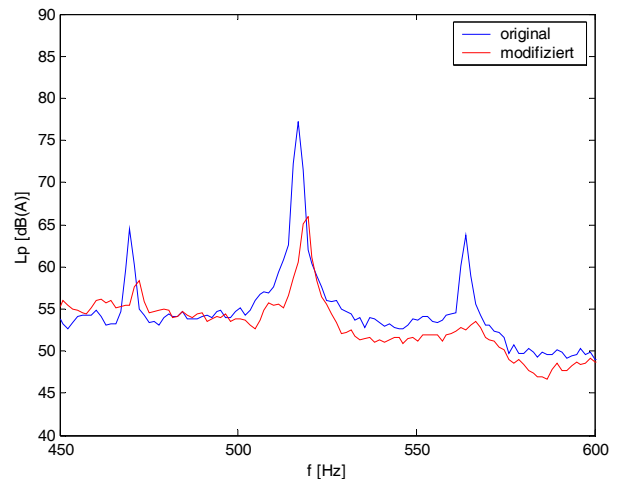
**Abbildung 5:** Akustische Optimierung einer Gehäusezunge, blau vorhandenes Design, rot optimiertes Design.

Abb. 6 zeigt die dimensionslosen Kennlinien der beiden Konfigurationen. Die Kennlinie der akustisch optimierten Zunge erfährt eine leichte Abwertung. Im Auslegungspunkt (Bestpunkt) des Radialventilators ist die Abwertung weitaus geringer ausgeprägt als bei hohen Volumenströmen.



**Abbildung 6:** Vergleich der dimensionslosen Kennlinien der beiden Zungenkonfigurationen.

In Abb. 7 wird das Schmalbandspektrum im Bereich der Blattfolgefrequenz gezeigt. „modifiziert“ (rot) entspricht dem in Abb. 5 skizzierten akustisch optimierten Design und weist den geringsten Pegel bei der BFF auf. Im Vergleich zum Original-Design kann der Pegel der BFF um über 10 dB gesenkt werden. Das Strömungsrauschen wird durch die Form der Gehäusezunge jedoch nicht beeinflusst.



**Abbildung 7:** Schmalbandspektrum im Bereich der Blattfolgefrequenz.

## Zusammenfassung

Im Rahmen eines zweijährigen Forschungsprojektes, das im Rahmen der anwendungsorientierten Forschung an Fachhochschulen (FHprofUnd) durch das BMBF gefördert wurde, konnte ein CAE Werkzeug programmiert werden, mit dem eine automatisierte Konstruktion von akustisch optimierten Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln möglich ist. Der maximale Wirkungsgrad, der mit derartigen Konstruktionen erreicht werden kann, liegt nur bei etwa 86% (bei Großventilatoren). Wenn die akustischen Eigenschaften einer solchen Strömungsmaschine nur eine untergeordnete Rolle spielen, sind durch die Verringerung des Spaltmaßes und einer enganliegenden Gehäusezunge höhere Wirkungsgrade allerdings bei deutlich höherer Geräuschemission möglich.

## Literatur

- [1] Bommes, L.: Zur Gestaltung des Radeinlaufes bei Radialventilatoren, Wärmetechnik, Heft 1/1962, Verlag Klempzig, Düsseldorf, 1962.
- [2] Bommes/Fricke/Grundmann: Ventilatoren S. 77, Vulkan-Verlag, 2002.
- [3] Horvat, I., Kameier, F., Reinartz, D.: Ein automatisiertes Auslegungs- und Konstruktionsverfahren für Radialventilatoren - CAE für Radialventilatoren, HLH, August 2009.
- [4] Horvat, I., Kameier, F.: CAE für Radialventilatoren unter dem Gesichtspunkt des Umweltschutzes – Energieeffizienz, Haltbarkeit, Lärm, FKZ 1776X07, BMBF Forschungsprojektes, Abschlussbericht Juni 2009.
- [5] Bommes, L.: Minderung des Drehkluges bei einem Radialventilator kleiner Schnellläufigkeit, Fo-Bericht Nr. 2895, Westdeutscher Verlag, 1979.