

# **Aeroakustisches Betriebsverhalten von Kfz-Kühlerventilatoren**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Mohamed Zayani  
aus Karlsruhe

Tag der mündlichen Prüfung: 16.05.2013

Hauptreferent : Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi

Korreferent : Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Strömungsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi für die schöne und spannende Zeit am Institut, die Unterstützung und das Ermöglichen dieser Arbeit bedanken. Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus danke ich für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an meiner Arbeit. Bei Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch bedanke ich mich für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss.

Darüber hinaus bedanke ich mich bei allen Kollegen des Fachgebiets Strömungsmaschinen für das angenehme Arbeitsklima und die freundschaftliche Atmosphäre. Insbesondere meinem Bürokollegen Herrn Dipl.-Ing. Heiko Ratter danke ich für die Zusammenarbeit und für die fachlichen und nicht fachlichen Diskussionen. Ganz besonders möchte ich mich ebenfalls bei Herrn Dr.-Ing. Saban Caglar für seine wertvollen Ratschläge und Hilfestellungen bedanken. Aus seinen reichen Erfahrungen und interessanten Diskussionen habe ich wertvolle Anregungen für diese Arbeit bekommen. Ebenfalls danken möchte ich allen Studenten, die mich während meiner Zeit am Institut als Studien- oder Diplomarbeiter oder als studentische Hilfskraft unterstützt haben.

Bei Herrn Dipl.-Phys. Christian Glück und Frau Bettina Mend bedanke ich mich für die Durchsicht dieser Arbeit. Dr.-Ing. Fatih Sarikoc danke ich ganz herzlich für die wertvollen Ratschläge während der Promotion und für die Durchsicht dieser Arbeit.

Die durchgeführten Untersuchungen wurden im Rahmen eines Industrieprojektes mit der Firma Behr GmbH & Co. KG durchgeführt. Ich danke für die finanzielle Unterstützung und für die Bereitstellung sämtlicher Messaufbauten.

Des Weiteren möchte ich mich besonders bei meinen Eltern Rachid und Monia Zayani und bei meinen Schwestern Ahlem und Souhaila für ihre Unterstützung, vor allem während des Studiums, bedanken. Meinem verstorbenen Großvater Habib Ben Dhia danke ich ganz besonders für die Unterstützung während meiner Schulzeit und dafür, dass er mir das Lesen und Schreiben beigebracht hat.

Mein größter Dank gilt meiner kleinen Familie, meiner Frau Duygu und meinen Söhnen Rayan und Selim, die mich unermüdlich unterstützt haben und oft auf mich verzichten mussten.

Meiner großen und kleinen Familie widme ich diese Arbeit.

„Selbst ein Weg von tausend Meilen beginnt mit einem Schritt“

Japanisches Sprichwort



# Inhaltsverzeichnis

|   |            |
|---|------------|
| <b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>  | <b>VII</b> |
| <b>1 Einleitung</b>   | <b>1</b>   |
| 1.1 Motivation.....   | 1          |
| 1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung .....  | 1          |
| <b>2 Aerodynamische und akustische Grundlagen</b>                                   | <b>3</b>   |
| 2.1 Aerodynamische Grundlagen.....  | 3          |
| 2.1.1 Betriebsverhalten, Kennlinien und Kennzahlen .....                            | 3          |
| 2.1.2 Auslegung .....   | 5          |
| 2.2 Spezielle Bauarten der Axialventilatoren: Kühlerventilatoren.....               | 9          |
| 2.2.1 Laufrad mit Ring.....   | 9          |
| 2.2.2 Laufrad ohne Ring .....   | 12         |
| 2.3 Akustische Grundlagen .....   | 14         |
| 2.3.1 Charakteristische Größen und Pegelmaße.....                                   | 14         |
| 2.3.2 Verwendetes Messverfahren .....   | 15         |
| 2.4 Geräuscentstehungsmechanismen bei Ventilatoren .....                            | 17         |
| 2.4.1 Interaktion der Zuströmung mit den Laufradschaufeln .....                     | 20         |
| 2.4.2 Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der<br>Schaufelhinterkante ..... | 22         |
| 2.4.3 Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante .....                               | 23         |
| 2.4.4 Strömungsablösung an den Laufradschaufeln .....                               | 24         |
| 2.4.5 Interaktion der Spaltströmung mit den Laufradschaufeln .....                  | 25         |
| 2.5 Geräuschvorhersagemodelle bei Ventilatoren .....                                | 25         |
| 2.5.1 Anwendbarkeit von Geräuschvorhersagemodellen .....                            | 26         |
| 2.5.2 Beschreibung der Geräuschvorhersagemodelle.....                               | 27         |
| 2.5.3 Vorgehensweise bei der Anwendung der<br>Geräuschvorhersagemodelle .....       | 31         |
| 2.6 Variation der Laufradgeometrie: Literaturstudie .....                           | 35         |
| 2.6.1 Variation der Schaufelzahl und des Teilungsverhältnisses ( $t/L$ ) ..         | 35         |
| 2.6.2 Variation der Schaufelform .....  | 35         |
| 2.6.3 Variation der Spaltform .....   | 39         |
| <b>3 Experimentelle und numerische Verfahren</b>                                    | <b>40</b>  |
| 3.1 Versuchseinrichtung zur Aero-Akustik-Messung.....                               | 40         |
| 3.2 Versuchseinrichtung zur Strömungsmessung.....                                   | 43         |

|            |   |            |
|------------|---|------------|
| 3.2.1      | Strömungsvisualisierung der Spaltströmung mittels „High Speed Particle Image Velocimetry“ (HPIV) .....                            | 43         |
| 3.2.2      | Strömungsvisualisierung in einer Ebene auf der Abströmseite des Laufrades mittels „Stereo Particle Image Velocimetry“ (SPIV)..... | 45         |
| <b>3.3</b> | <b>Versuchslaufräder .....</b>  | <b>47</b>  |
| 3.3.1      | Laufräder mit Ring .....  | 47         |
| 3.3.2      | Laufräder ohne Ring .....   | 49         |
| <b>3.4</b> | <b>Numerische Strömungssimulation .....</b>   | <b>50</b>  |
| 3.4.1      | Vorgehensweise .....  | 50         |
| <b>3.5</b> | <b>Vergleich Simulation und Messung .....</b>   | <b>54</b>  |
| 3.5.1      | Vergleich der integralen Werte .....  | 54         |
| 3.5.2      | Vergleich lokaler Geschwindigkeitsfelder.....   | 55         |
| <b>3.6</b> | <b>Abschätzung des Messfehlers für die aerodynamischen und akustischen Messungen .....</b>  | <b>61</b>  |
| <b>4</b>   | <b>Experimentelle Untersuchungen .....</b>  | <b>63</b>  |
| 4.1        | Variation des Betriebs.....   | 64         |
| 4.2        | Variation der Geometrie.....  | 66         |
| 4.2.1      | Variation der Schaufelzahl und Schaufelteilung .....  | 66         |
| 4.2.2      | Schaufellängenvariation (Schaufelzahl konstant) .....   | 72         |
| 4.2.3      | Schaufelformvariation .....   | 75         |
| 4.2.4      | Spaltformvariation .....  | 86         |
| 4.3        | Variation der Einbausituation.....  | 91         |
| 4.4        | Variation der Geometrie bei der Einbausituation im Fahrzeug .....   | 98         |
| 4.4.1      | Sichelung im Bereich der Blattspitze.....   | 98         |
| 4.4.2      | Sichelung im Bereich der Nabe .....   | 101        |
| 4.4.3      | Schaufellängenvariation (Schaufelzahl konstant) .....   | 104        |
| 4.5        | Ergebnisse der Untersuchungen bei den Laufrädern ohne Ring ..   | 108        |
| <b>5</b>   | <b>Diskussion der Ergebnisse .....</b>  | <b>111</b> |
| 5.1        | Analysierte Geometrievvariation: Teilungsverhältnis .....   | 111        |
| 5.2        | Analysierte Geometrievvariation: Spaltform .....  | 113        |
| 5.3        | Analysierte Geometrievvariation: Schaufelform.....  | 121        |
| 5.4        | Anwendbarkeit der Modelle .....   | 127        |
| <b>6</b>   | <b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>   | <b>131</b> |
|            | <b>Literaturverzeichnis .....</b>   | <b>134</b> |

## FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

### Allgemein

|                |                                |
|----------------|--------------------------------|
| $c$            | Absolutgeschwindigkeit         |
| $u$            | Umfangsgeschwindigkeit         |
| $w$            | Relativgeschwindigkeit         |
| $r$            | Radius                         |
| $\omega$       | Winkelgeschwindigkeit          |
| $n$            | Drehzahl                       |
| $D$            | Durchmesser                    |
| $P$            | Leistung                       |
| $M$            | Drehmoment                     |
| $a$            | spezifische Leistung           |
| $L$            | Schaufelsehnenlänge            |
| $F$            | Kraft                          |
| $t$            | Teilung                        |
| $S$            | Spaltweite                     |
| $x, y, z$      | räumliche Koordinaten          |
| $j$            | Verluste                       |
| $p$            | Druck, Schalldruck             |
| $f$            | Frequenz                       |
| $b$            | Hinterkantenbreite             |
| $Tu$           | Turbulenzgrad                  |
| $y^+$          | dimensionsloser Wandabstand    |
| $St$           | Strouhalzahl                   |
| $c_{a0}$       | theoretischer Auftriebsbeiwert |
| $L_I$          | Schallintensitätspegel         |
| $L_p$          | Schalldruckpegel               |
| $L_W$          | Schalleistungspegel            |
| $L_{p\_spez.}$ | Spezifischer Schallpegel       |
| $i$            | natürliche Zahl                |
| $\dot{m}$      | Massenstrom                    |
| $\dot{V}$      | Volumenstrom                   |
| ...            | Akzent für gemittelte Größen   |

### Indizes

|      |                        |
|------|------------------------|
| $m$  | meridionale Komponente |
| $u$  | Umfangskomponente      |
| $ax$ | axiale Komponente      |

|             |                |
|-------------|----------------|
| <i>l</i>    | Eintritt       |
| <i>2</i>    | Austritt       |
| <i>Sch</i>  | Schaufel       |
| <i>w</i>    | Welle          |
| <i>fa</i>   | freiausblasend |
| <i>tot</i>  | total          |
| <i>opt</i>  | Optimalpunkt   |
| <i>th</i>   | theoretisch    |
| <i>hyd</i>  | hydraulisch    |
| <i>mech</i> | mechanisch     |
| <i>vol</i>  | volumetrisch   |
| <i>a</i>    | außen          |
| <i>i</i>    | innen          |
| <i>n</i>    | Nabe           |
| <i>eff</i>  | Effektivwert   |

### **Griechische Buchstaben**

|           |   |
|-----------|---|
| $\varphi$ | Volumenzahl                             |
| $\psi$    | Druckzahl                               |
| $\eta$    | Wirkungsgrad                            |
| $\sigma$  | Laufzahl                                |
| $\delta$  | Durchmesserzahl, Sichelungswinkel       |
| $\lambda$ | Leistungszahl, Wellenlänge              |
| $\nu$     | Nabenverhältnis                         |
| $\theta$  | Sichelungswinkel                        |
| $\alpha$  | Absolutwinkel, Absorptionskoeffizienten |
| $\lambda$ | Wellenlänge                             |
| $\Lambda$ | turbulente Längenskale                  |
| $\beta$   | Relativwinkel                           |
| $\beta_s$ | Schaufelwinkel                          |

### **Abkürzungen**

|               |  |
|---------------|--|
| <i>BPF</i>    | Blattfolgefrequenz, Blade passing frequency              |
| <i>SZ</i>     | Schaufelzahl   |
| <i>Ma</i>     | Machzahl   |
| <i>Re</i>     | Reynoldszahl   |
| <i>TZ</i>     | turbulente Zuströmung                                    |
| <i>TGS</i>    | Interaktion der turb. Grenz. mit der Schaufelhinterkante |
| <i>HK</i>     | Hinterkantengeräusch                                     |
| <i>USK</i>    | ungesichelt  |
| <i>USK AL</i> | ungesichelt, außen längere Schaufelsehnenlänge           |
| <i>BSK_W</i>  | rückwärtsgesichelt schwach                               |

|          |   |
|----------|---|
| FSK_W    | vorwärtsgesichert schwach                         |
| FSK_M    | vorwärtsgesichert mittel                          |
| FSK_S    | vorwärtsgesichert stark                           |
| FSK_HBSK | vorwärtsgesichert, rückwärtsgesichert an der Nabe |
| BSK_HFSK | rückwärtsgesichert, vorwärtsgesichert an der Nabe |
| PIV      | Particle Image Velocimetry                        |
| SPIV     | Stereo Particle Image Velocimetry                 |
| HPIV     | Highspeed Particle Image Velocimetry              |
| CFD      | Computational Fluid Dynamics, Strömungssimulation |
| LR       | Laufrad   |
| PP       | Prallplatte                                       |
| WT       | Wärmetauscher                                     |
| dB       | Dezibel   |
| Hz       | Hertz   |
| Bp       | Betriebspunkt                                     |
| SPL      | sound pressure level                              |

# 1 EINLEITUNG

In den meisten technischen Systemen in denen Wärme freigegeben wird, sei es im Bereich der Elektronik, Mechanik, Fahrzeug- und Verbrennungstechnik als auch in der Belüftungstechnik, kommen Ventilatoren zum Einsatz. Fast in allen Lebensbereichen sind Menschen mit Ventilatoren im Kontakt. Die Anzahl als auch die Anforderungen an die Ventilatoren steigen aufgrund technisch stetig komplexeren Gesamtsystemen für Kühlungs- und Lüftungszwecke rasant an. Strengere gesetzliche Anforderungen an Geräuschemissionen und steigende Komfortansprüche der Kunden rücken neben der Notwendigkeit der Wirkungsgradsteigerung vermehrt in den Fokus der Entwicklung. Mit den Geräuschemissionen von Ventilatoren werden wir in fast allen Lebensbereichen konfrontiert, sei es im privaten als auch im beruflichen Umfeld. Diese können uns beim Ausführen unserer alltäglichen Aufgaben behindern, aber auch gesundheitliche Schäden verursachen. Werden Menschen über einen längeren Zeitraum durch Ventilatoren erzeugten Geräuschemissionen ausgesetzt, kann dies negative physische und psychische Folgen mit sich bringen. Im Bereich der Kraftfahrzeugtechnik liefern neben den Verbrennungs-, Abgas-, Wind- und Reifenrollgeräuschen sowohl der Kühlerventilator des Verbrennungsmotors als auch die Ventilatoren zur Innenraumbelüftung einen erheblichen Beitrag zur Gesamtgeräuschemission des Kraftfahrzeugs.

## 1.1 Motivation

Die zunehmenden Erwartungen an die Motorkühlung und die daraus entstehenden komplexeren Betriebsbedingungen von Kühlerventilatoren im Kraftfahrzeug führen zu unterschiedlichen Arten der Geräuscentstehung. Eine Trennung bzw. eine Zuordnung der Geräuschquellen erweist sich als schwierig. Es gibt Bestrebungen, das Geräusch von Kühlerventilatoren im Voraus zu bestimmen, um Maßnahmen zur Geräuschsenkung bereits in einer frühen Entwurfsphase zu ergreifen. Hierzu ist das Verständnis der unterschiedlichen Geräuscentstehungsmechanismen bei diesem Typ von Axialventilatoren, insbesondere der strömungsinduzierten, aeroakustischen, unabdingbar. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist das Verständnis der auftretenden physikalischen Phänomene und deren Zusammenhang mit der Geräuschabstrahlung dieser Art von Axialventilatoren zu erlangen.

## 1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die Aufgabenstellung beinhaltet die Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher konstruktiver Parameter wie Schaufelform, Kopfspaltform und Schaufeltei-

lung auf das Geräuschverhalten von Kühlerventilatoren. Die Schaufelformvariation beinhaltet die Sichelung der Schaufeln. Die Variationen wurden hinsichtlich der Richtung, Stärke und dem Bereich der Sichelung ausgeführt. Die Änderung der Schaufelteilung beinhaltet die Variation sowohl der Schaufelsehnenlänge als auch der Schaufelzahl. Hintergrund dieser Untersuchungen sind vorhandene Geräuschvorhersagemodelle, die das Produkt aus beiden Größen benutzen, um das Geräusch vorherzusagen.

Um die unterschiedlichen Geometrieparameter mit dem strömungsinduzierten Geräuschverhalten zu assoziieren, ist die Bedingung gleicher Betriebszustände das Ziel. Während der Vergleiche der unterschiedlichen Varianten wird darauf geachtet, dass die Untersuchungen möglichst im Optimalbereich und bei gleichem Betriebspunkt durchgeführt werden. Um das Ziel gleicher Betriebszustände am Schaufelprofil realisieren zu können, sind Kenntnisse über Auslegung von Ventilatoren und Hilfestellung der numerischen Simulation notwendig. Zu Beginn der Auslegung werden die unterschiedlichen Geometrievariationen zuerst numerisch simuliert und mit der aerodynamischen Kennlinie der Basisgeometrie verglichen. Bei einer passenden Übereinstimmung werden diese neuen Geometrien erstellt und experimentell analysiert. Die anschließende simultane Messung der aerodynamischen und akustischen Kennlinien soll die Zuordnung einer spektralen akustischen Erscheinung im Frequenzspektrum zur jeweiligen Geometrievariation erlauben.

Um die physikalischen Phänomene tiefgreifender zu analysieren, werden die vorhandenen numerischen Simulationen zusätzlich dahingehend ausgewertet und analysiert. Die Validierung der numerischen Simulation wird qualitativ anhand gemessener und gerechneter Kennlinien durchgeführt. Die quantitative Validierung wird mittels optischer Messverfahren (Stereo Particle Image Velocimetry) durchgeführt. Im Bezug auf die Spaltformvariation und um die spektralen Erscheinungen näher zu analysieren, werden weitere zeitaufgelöste optische Messverfahren (Highspeed Particle Image Velocimetry) im Bereich des Kopfspaltes eingesetzt und ausgewertet. Dadurch soll ein Beitrag zum Verständnis des Zusammenspiels zwischen Strömung und Geräusch von Kühlerventilatoren im Kraftfahrzeug geleistet werden, um eine qualitative Aussage über das Geräuschverhalten dieser Art von Ventilatoren bereits in einer frühen Entwicklungsphase zu ermöglichen.

## 2 AERODYNAMISCHE UND AKUSTISCHE GRUNDLAGEN

### 2.1 Aerodynamische Grundlagen

Ventilatoren sind Strömungsarbeitsmaschinen, die Luft bei niedrigem Druckverhältnis zwischen Austritt und Eintritt fördern. Allgemein werden Axialventilatoren für Aufgabenstellungen mit spezifisch hohen Volumenströmen bei relativ geringen Druckdifferenzen eingesetzt. Besondere Merkmale solcher Ventilatoren sind die kompakte Bauweise und der geringe Platzbedarf in axialer Richtung. Ein weiterer Vorteil sind die guten Wirkungsgrade. Zu den Hauptnachteilen zählen die hohe Geräuschemission und der instabile Bereich im Teillastbereich.

#### 2.1.1 Betriebsverhalten, Kennlinien und Kennzahlen

Der Betrieb von Ventilatoren wird durch folgende physikalische Größen beschrieben: der Volumenstrom, die Druckerhöhung, die Drehzahl und das Drehmoment. Bei der Druckerhöhung gilt es, verschiedene Definitionen zu unterscheiden.

Wird der Prüfling am Ende der Anlage installiert (freiausblasend), ist die einzig unmittelbar messbare Größe als freiausblasende Druckerhöhung (Indizes „fa“) bezeichnet. Definiert wird allgemein noch die totale Druckerhöhung (Indizes „tot“). Der formelmäßige Zusammenhang zwischen den genannten Größen ist in Gleichung 2.12 gegeben. Die Umrechnung in dimensionslose Kennzahlen erlaubt es, relevante Größen von Strömungsmaschinen in übersichtlicher Form darzustellen. Dabei wird die Strömungsmaschine nach dem Betriebszustand, der Bauart und deren Laufrad typisiert [5, 12, 27]. Die wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen in dieser Arbeit wurden wie folgt gebildet:

$$\text{Volumenzahl: } \varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4}(D_a^2 - D_i^2)u} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4}D_a^2(1 - \nu^2)u} \quad \text{wobei } u = \pi n D_a \quad (2.01)$$

$$\text{Das Nabenverhältnis ist wie folgt definiert: } \nu = \frac{D_i}{D_a} \quad (2.02)$$

$$\text{Die Druckzahl (freiausblasend): } \psi = \frac{\Delta p_{fa}}{\frac{\rho}{2}u^2} \quad (2.03)$$

$$\text{Der Wirkungsgrad: } \eta = \frac{\dot{V} \Delta p_{fa}}{M \omega} = \frac{\dot{V} \Delta p_{fa}}{P_w} = \frac{\psi}{\psi_{th}} \quad (2.04)$$



Die Laufradzahl: 
$$\sigma = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{(\psi + \varphi^2)^{\frac{3}{4}}} \quad (2.05)$$

Die Durchmesserzahl: 
$$\delta = \frac{(\psi + \varphi^2)^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} \quad (2.06)$$

Abhängig von der Laufradzahl werden die Laufradtypen in spezifisch langsamläufige Radialmaschinen ( $\sigma_{opt} < 0,6$ ) und schnellläufige Axialmaschinen ( $\sigma_{opt} > 0,6$ ) unterteilt [12].

Das Betriebsverhalten von Ventilatoren kann in drei Hauptbereiche unterteilt werden: Überlast ( $\varphi > \varphi_{opt}$ ), Optimalpunkt ( $\varphi = \varphi_{opt}$ ) und Teillast ( $\varphi < \varphi_{opt}$ ). In Abbildung 2.1 werden diese Hauptbereiche verdeutlicht.

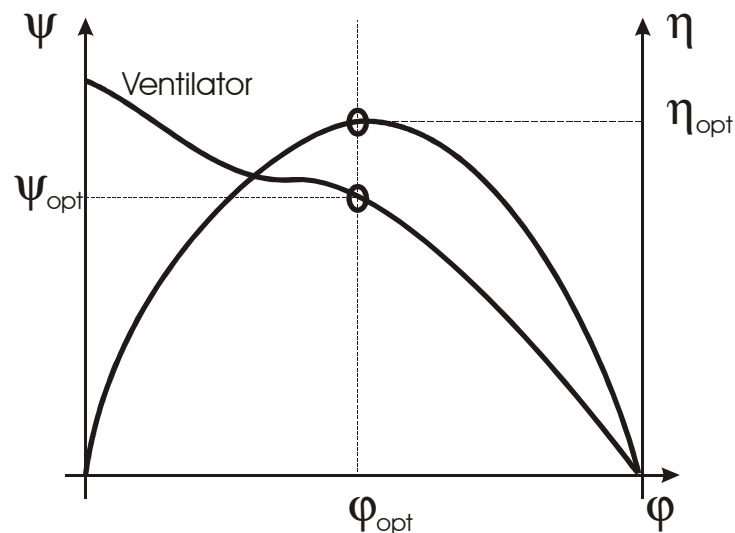


Abbildung 2.1: Betriebsverhalten Axialventilator

Eine bekannte Gleichung zur Verknüpfung der Energieumsetzung einer Strömungsmaschine mit den vorhandenen Strömungsgeschwindigkeiten ist die Euler'sche Hauptgleichung, auch Eulergleichung genannt. Diese kann mithilfe des Drehimpulserhaltungssatzes hergeleitet werden und führt zu folgendem Zusammenhang:

$$P_{sch} = M_{sch} \omega = \dot{m} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (2.07)$$

$$P_{sch} = a_{12} \dot{m} \Rightarrow a_{12} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (2.08)$$

## 2.1.2 Auslegung

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Auslegungsverfahren für Axialventilatoren wurde am Fachgebiet Strömungsmaschinen erarbeitet und durch zahlreiche Erfahrungswerte ergänzt [10].

Bei der Auslegung von Axialventilatoren sind zu Beginn wichtige Größen festzulegen. Die Auslegung findet für einen bestimmten Betriebspunkt (Vorgabe) statt, definiert mit einem Volumenstrom bzw. Volumenzahl  $\varphi$  und einer Druckdifferenz bzw. Druckzahl  $\psi$ . Hier ist es wichtig, die Druckdifferenz korrekt zu definieren (freiausblasend oder totale Druckdifferenz). Aufgrund der Einbausituation im Fahrzeug bzw. in einer Zarge (Gehäuse), werden auch geometrische Größen festgelegt oder sind zumindest in einem Bereich begrenzt wählbar. Hierbei ist der maximale Außendurchmesser des Laufrades ( $D_a$ ) begrenzt bzw. im Voraus gegeben. Der Elektromotor, der das Laufrad antreibt, wird in der Nabe platziert. Es muss somit für den dafür nötigen Raum gesorgt werden.

Der Elektromotor wird mittels Haltestreben an der Zarge befestigt. Somit ist auch der Nabendurchmesser  $D_i$  bekannt. Dieser muss allerdings zu einem späteren Zeitpunkt mit einem kritischen Nabendurchmesser verglichen werden, um gegebenenfalls durch konstruktive Maßnahmen Ablösungen im Nabenbereich zu vermeiden bzw. zu reduzieren.

Eine weitere vorgegebene Größe in der Aufgabenstellung ist die Weite des Kopfspaltes.

Ebenfalls gleich zu Beginn ist die Drehzahl festgelegt, bei der der Kühlerventilator betrieben werden soll. Auf der Basis von Durchmesser und Drehzahl können die Durchmesserzahl  $\delta$  und die Laufzahl  $\sigma$  berechnet werden. Die durchströmte Ringfläche wird bei dieser Auslegung in mehrere Kreisringflächen unterteilt. Diese Kreisringflächen werden auch Teilfluträder genannt. Durch die Bestimmung der Strömungsverhältnisse in diesen Teilflutradern wird für jedes dieser Teilfluträder die geeignete Schaufelform festgelegt. Die Vorgehensweise bei der Auslegung wird in den nächsten Schritten vorgestellt:

Betriebspunkt ist gegeben:  $\dot{V}, \Delta p_{fa}$  (bei  $\rho = \text{konst.}$ ) (2.09)

Durchmesser und Drehzahl sind gegeben:  $D_a, D_i, n \Rightarrow v, \varphi, \psi, \delta$  und  $\sigma$  (2.10)

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Aufgabenstellungen unterschieden. Eine Aufgabenstellung betrifft Laufräder ohne Ring und eine mit Ring. Ausgehend von diesem jeweils vorgegebenen Betriebspunkt wird ein Auslegungspunkt definiert, der das Strscheletzky Kriterium erfüllt (siehe Abbildung 2.2). Das Diagramm von Strscheletzky gilt für axiale Strömungsmaschinen, die mit  $rc_u = \text{konst.}$  ausgelegt sind. Das Strscheletzky Kriterium zeigt die Grenze für das  $v$ , um eine Nabenablösung zu vermeiden [12, 27, 37, 52].

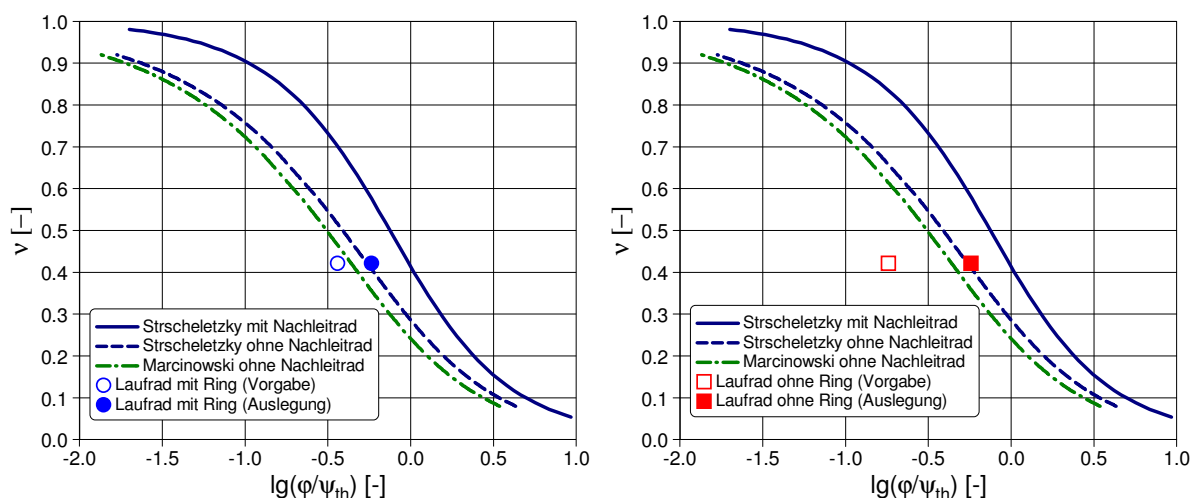


Abbildung 2.2: Strscheletzky und Marcinowski Diagramme zu Nabentotwasser [10, 37]

Die jeweils vorgegebenen Betriebspunkte können im Cordier-Diagramm aufgetragen werden, wie in Abbildung 2.3 ersichtlich:

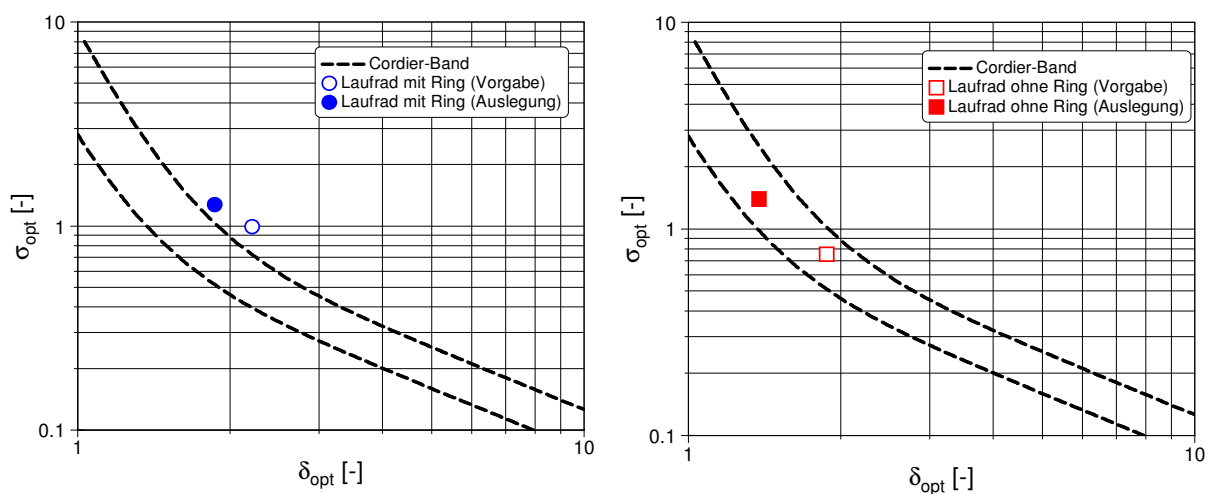


Abbildung 2.3: Cordier-Diagramm inklusive Betriebspunkte: Laufrad mit Ring (links)  
Laufrad ohne Ring (rechts) [10, 27]

Für alle folgenden Überlegungen gelten folgende Beziehungen und Gleichungen:

$$P_w = \frac{\Delta p_{tot} \dot{V}}{\eta_{tot}} = \frac{\Delta p_{fa} \dot{V}}{\eta_{fa}} ; P_{sch} = P_w \eta_{mech} ; \dot{V} = \dot{V}_{sch} \eta_{Vol} ; \eta_{tot} = \eta_{hyd} \eta_{mech} \eta_{Vol} \quad (2.11)$$

Bei Annahme von:

$$\eta_{mech} = 1 ; \eta_{Vol} = 1$$

kann für den hydraulischen Wirkungsgrad Folgendes geschrieben werden:

$$\eta_{tot} = \frac{\Delta p_{tot} \dot{V}_{sch}}{P_{sch}} = \frac{\left( \Delta p_{fa} + \frac{\rho}{2} \overline{c_{m2}^2} + \frac{\rho}{2} \overline{c_{u2}^2} \right) \dot{V}_{sch}}{P_{sch}} \quad (2.12)$$

$$da (\eta_{vol} = 1 \text{ und } \eta_{mech} = 1) \Rightarrow \eta_{tot} = \frac{\left( \Delta p_{fa} + \frac{\rho}{2} \overline{c_{m2}^2} + \frac{\rho}{2} \overline{c_{u2}^2} \right) \dot{V}}{P_w} \quad (2.13)$$

Die Eulergleichung für Strömungsmaschinen lautet wie folgt:

$$\frac{P_{sch}}{\dot{m}_{sch}} = \frac{P_w}{\dot{m}} = \Delta \left( \overline{uc_u} \right) = \overline{u_2 c_{u2}} - \overline{u_1 c_{u1}} = \left( \overline{uc_u} \right)_2 \quad \text{für drallfreie Zuströmung } (c_{u1} = 0) \quad (2.14)$$

Aus Gleichung 2.13 folgt:

$$\eta_{tot} = \eta_{fa} + \frac{\left( \frac{1}{2} \overline{c_{m2}^2} + \frac{1}{2} \overline{c_{u2}^2} \right)}{\left( \overline{uc_u} \right)_2} \quad (2.15)$$

$$\text{bzw.} \quad a_{12} = \left( \overline{uc_u} \right)_2 = \left( \frac{1}{\eta_{tot}} \right) \left[ \frac{\Delta p_{fa}}{\rho} + \frac{1}{2} \overline{c_{m2}^2} + \frac{1}{2} \overline{c_{u2}^2} \right] \quad (2.16)$$

In Gleichung 2.16 ist ersichtlich, dass die Arbeitsumsetzung, die Druckerhöhung und die Geschwindigkeitsverteilung stark zusammenhängen. Bei Annahme der Volumenzahl, der Druckzahl und des Nebenverhältnisses kann der Wirkungsgrad aus dem Cordier-Diagramm oder aus einem Auslegungsdiagramm, wie das für Axialverdichter (Bild 1.70 in [6]), ermittelt werden.

Bei der Auslegung werden die Geschwindigkeitskomponenten und der Wirkungsgrad auf den jeweiligen Teilfluträdern gemäß einer physikalischen Schätzung vorgegebenen. Die Volumenströme der Teilfluträder sollen in der Summe den Gesamtvolumenstrom ergeben. Die Summe der mit dem jeweiligen Massenstromanteil gewichteten Wirkungsgrade der Teilfluträder ergibt den Wirkungsgrad der Beschaukelung.

Aufgrund des zur Verfügung stehenden Bauraumes kann hier eine axiale Erstreckung der Nabe bzw. der Schaufeln begrenzt ausführbar sein. Diese Bedingung besteht sehr häufig in der Praxis, vor allem bei Kühlerventilatoren im Fahrzeug. Dies führt zur Wahl einer bestimmten Schaufelsehnenlänge  $L$ .

Nachdem die Geschwindigkeitsverteilungen nun festgelegt sind, wird überprüft, welche Geometrie in der Lage ist, diese aerodynamischen Voraussetzungen und somit die anzustrebende Strömung bei besten Wirkungsgraden zu erfüllen. Bei der Auslegung in dieser Arbeit wurden ausschließlich Schaufelgitter der NACA 65er-Reihe verwendet. Dafür werden die Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt und Austritt des Profilgitters gebildet, um die Auftriebs- und Widerstandskräfte bzw. die Umfangs- und Axialkräfte anhand der Skelettlinie des Profils zu bestimmen (siehe Abbildung 2.4).

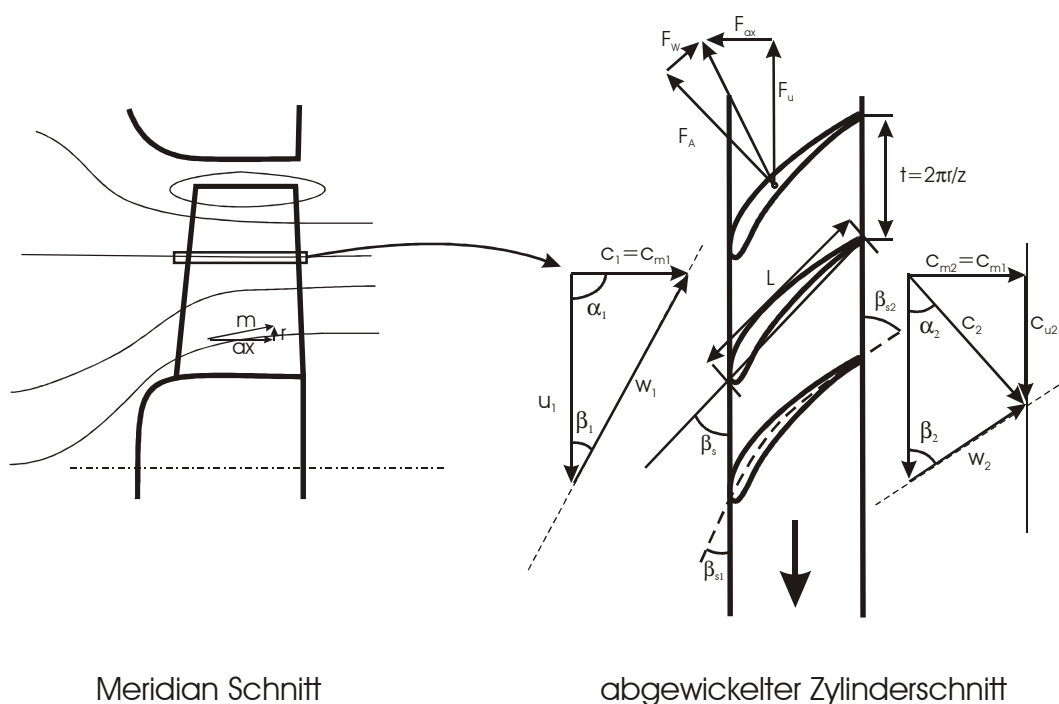


Abbildung 2.4: Geschwindigkeitsdreiecke in einem Teilflutrad

Die NACA-Messungen wurden an ruhenden Schaufelgittern durchgeführt und müssen, um die Daten auf das rotierende Ventilatorlaufrad übertragen zu können, ergänzt werden. Diese Korrektur vom zweidimensionalen auf ein dreidimensionales Strömungsfeld folgt den Entwurfsdiagrammen nach Lieblein (siehe [12]). Korrekturmaßnahmen, wie die Reynoldszahlkorrektur, folgen den Anweisungen der NACA-Reports. Kontrollmaßnahmen, wie die Diffusionszahl nach Lieblein, das Kriterium von De Haller ebenso wie das Kriterium nach Strscheletzky, sind in Details in [12] zu finden.

Nach der Festlegung der Schaufelformen für jedes Teilflutrad der Ringfläche werden diese Schaufelprofile längs einer sogenannten Auffädellinie miteinander verbunden, um daraus eine komplette Schaufelgeometrie zu erhalten. Werden die Flächenschwerpunkte der Schaufelprofile längs einer Linie in radialer Richtung angeordnet, werden gerade Schaufeln erstellt. Bei gesichelten Laufrädern weicht die Auffädellinie von der Linie in radialer Richtung (Radialstrahl) ab (siehe Abbildung 2.5). Im Rahmen dieser Arbeit wurden gesichelte Laufräder ausgelegt, mit der Vorgabe der Erfüllung des gleichen Betriebspunktes wie gerade Schaufeln und mit dem Ziel der Untersuchung des Einflusses der Sichelung auf Aerodynamik und Akustik dieser Laufräder. Hierfür wurden Korrekturen nach Beiler [3] und Carolus [12] angewendet. Diese Korrekturen basieren auf der Grundlage, dass durch die Sichelung der Schaufeln, eine Abweichung zu dem von geraden Schaufeln erreichten Betriebspunkt bzw. Druckerhöhung stattfindet. Dies muss kompensiert werden. In Abbildung 2.5

werden die relevanten Winkel bei der Sichelung vereinfacht dargestellt. Der Winkel  $\theta$  entspricht der Verschiebung des Flächenschwerpunktes im jeweiligen Teilflutrad im Vergleich zum Flächenschwerpunkt des Schaufels an der Nabe. Der Winkel  $\delta$  entspricht dem Winkel zwischen der Tangente an der Auffädellungsline in diesem Teilflutrad und dem durch den Flächenschwerpunkt verlaufenden Radialstrahl (siehe Abbildung 2.5).

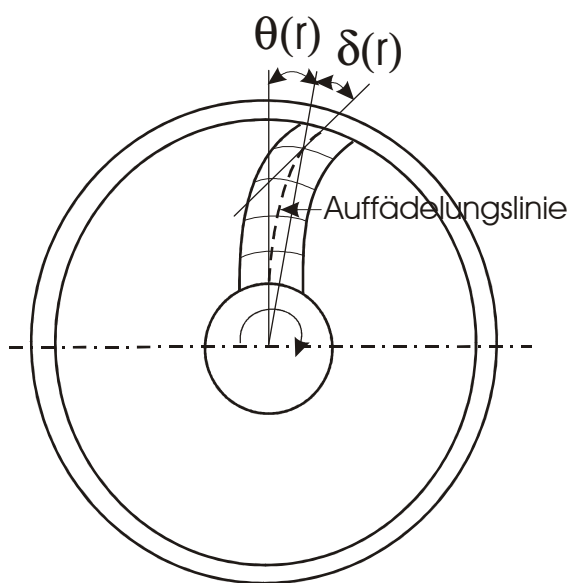


Abbildung 2.5: Charakteristische Winkel bei der Sichelung der Schaufeln

Hierfür wird für jedes Teilflutrad die Gleichung 2.17 angewendet [12]:

$$\Delta p_{tot(\delta)} = \Delta p_{tot(\delta=0)} \cos(\delta)^{0,62} \quad (2.17)$$

## 2.2 Spezielle Bauarten der Axialventilatoren: Kühlerventilatoren

### 2.2.1 Laufrad mit Ring

Ein Beispiel der Einbausituation im Kraftfahrzeug ist in Abbildung 2.6 und Abbildung 2.7 dargestellt. Der heutige Stand der Technik ist ein Lüfterring, der die Laufradschaufeln im Bereich der Blattspitzen ummantelt. Er dient zum einen der Unterbindung der Blattspitzenwirbel, zum anderen der Erhöhung der Steifigkeit und der Stabilität des Laufrades. Ein weiterer Vorteil dieses Lüfterringes ist die Verbesserung der Zuströmung zum Laufrad im Bereich des Außenradius. Das Laufrad besteht weiterhin aus einer Beschaukelung, die auf einer Nabe aufgebaut ist. Die Profilierung der Laufradbeschaukelung spielt eine wichtige Rolle bei der Druckerzeugung und bei der Geschwindigkeitsverteilung am Austritt des Laufrades.

des. In der Nabe wird meistens der Elektromotor eingebaut. Abbildung 2.6 und Abbildung 2.7 zeigen zwei unterschiedliche Einbausituationen im Fahrzeug. Abbildung 2.6 zeigt zwei Laufräder parallel angeordnet, um eine größere Fläche des Kühlers (Wärmetauscher) zu kühlen. Diese reale Einbausituation ist sehr kompakt und dadurch kompliziert. Weitere Komponenten des Verbrennungsmotors sind auf der Abströmseite des Ventilators angeordnet. Sie beeinflussen das Betriebs- und Geräuschverhalten dieser Ventilatoren.

Ein weiterer Unterschied zwischen Abbildung 2.6 und Abbildung 2.7 ist die Anbringung und Halterung des Elektromotors. In Abbildung 2.6 ist dieser auf der Ansaugseite des Ventilators angebracht. In Abbildung 2.7 ist deutlich zu erkennen, dass die Motorhaltestreben auf der Abströmseite angebracht sind. Für die Wahl der Anbringung der Motorhaltestreben spielen meistens fertigungstechnische Gründe eine große Rolle. Es handelt sich beim Axiallaufrad um ein Verzögerungsgitter, sodass die Relativgeschwindigkeiten am Eintritt des Laufrades immer höher sind als am Austritt (siehe Abbildung 2.4). Dies führt zur Erhöhung der tonalen Komponenten im Geräuschspektrum des Ventilators resultierend aus der Interaktion des Laufrades mit der räumlich ungleichförmigen Zuströmung.

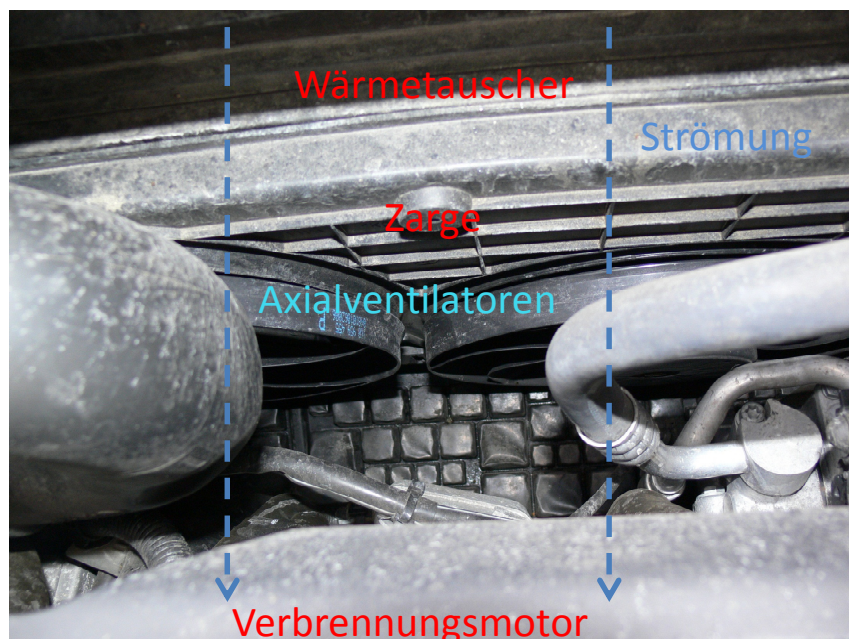


Abbildung 2.6: Einbausituation im Fahrzeug, Variante 1



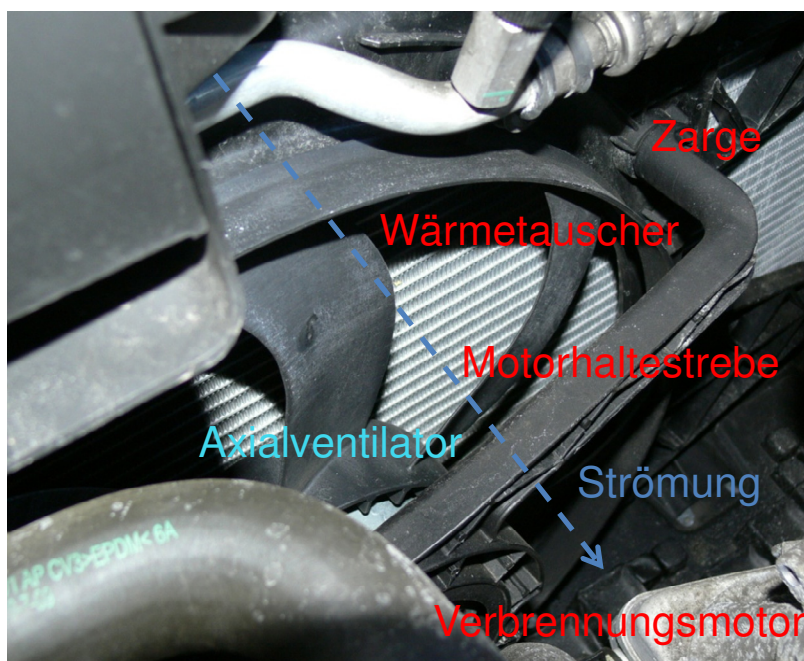


Abbildung 2.7: Einbausituation im Fahrzeug, Variante 2

In dieser Arbeit wurden die Kühlerventilatoren auf einem Prüfstand untersucht. Die schematische Darstellung des Aufbaus mit den relevanten Komponenten ist in Abbildung 2.8 dargestellt. Die Streben simulieren die Motorhalterstreben und interagieren mit der Abströmung des Laufrades. Die Attrappe in Abbildung 2.8 simuliert den Verbrennungsmotor, der abströmseitig installiert wird und den Raum des Axialventilators eingrenzt. Eine weitere Komponente des Aufbaus ist der Wärmetauscher. Dieser erzeugt eine zusätzliche Turbulenz in der Zuströmung zum Ventilator und führt zu einer Ungleichförmigkeit des Geschwindigkeitsprofils zum Laufrad. Wichtige Abmessungen des Aufbaus sind in Tabelle 2.1 dargestellt:

|                                | Bezeichnung | Betrag [mm] |
|--------------------------------|-------------|-------------|
| Abstand zum Wärmetauscher      | K1          | 30          |
| Abstand zur Attrappe           | E           | 78          |
| Durchmesser an der Nabe        | $D_i$       | 153         |
| Außendurchmesser (Blattspitze) | $D_a$       | 363         |
| Spaltweite                     | S           | 3           |

Tabelle 2.1: Charakteristische Abmessungen



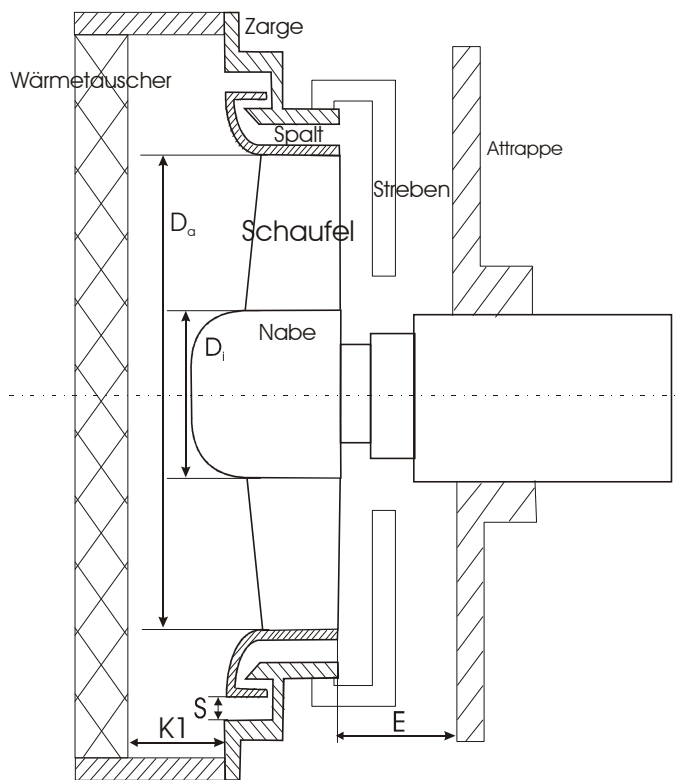


Abbildung 2.8: Schematische Darstellung der Laufräder mit Ring am Prüfstand

### 2.2.2 Laufrad ohne Ring

Laufräder ohne Ring werden häufig im Bereich der Nutzfahrzeuge eingesetzt (siehe Abbildung 2.9). Die Einbausituation solcher Laufräder ist noch kompakter und komplexer, als die des oben erwähnten Kühlerventilators. Durch die räumliche Beschränkung der Nutzfahrzeuge ist der Abstand zum Verbrennungsmotor noch geringer. Eine weitere Charakteristik dieser Einbausituation ist die Gestaltung der Spaltform und die stärkere aerodynamische Belastung des Ventilators.



Abbildung 2.9: Exemplar eines Laufrades im Nutzfahrzeugbereich

Am Prüfstand wird die Einbausituation vereinfacht aufgebaut und ist in Abbildung 2.10 dargestellt. Weitere charakteristische Abmessungen des Laufrads und des Einbaus sind in Tabelle 2.2 dargestellt.

|                                | Bezeichnung | Betrag [mm]                       |
|--------------------------------|-------------|-----------------------------------|
| Überstand an der Blattspitze   | Ü           | 50% der axiale Tiefe der Schaufel |
| Abstand zur Attrappe           | E           | 35                                |
| Durchmesser an der Nabe        | $D_i$       | 153                               |
| Außendurchmesser (Blattspitze) | $D_a$       | 363                               |
| Spaltweite                     | S           | 3                                 |

Tabelle 2.2: Charakteristische Abmessungen

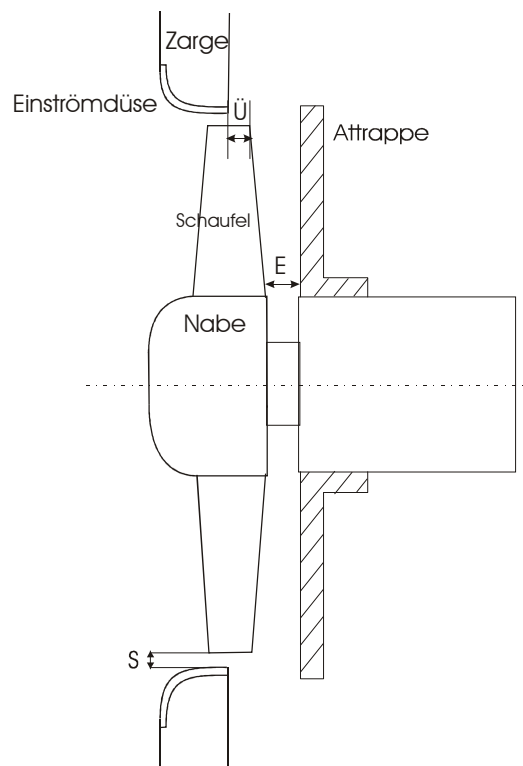


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung der Laufräder ohne Ring am Prüfstand

## 2.3 Akustische Grundlagen

In den folgenden Abschnitten werden die charakteristischen Größen, sowie die Messung und Entstehung von Schall bei Axialventilatoren kurz erläutert [28, 42, 44].

### 2.3.1 Charakteristische Größen und Pegelmaße

Als Schalldruck wird der Wechseldruck, der den Absolutdruck des umgebenden Mediums überlagert, bezeichnet. Die Auslenkung der Moleküle um ihre Ruhelage bei der Schallwellenausbreitung erfolgt mit einer Geschwindigkeit, der sogenannten Schallschnelle. Eine weitere wichtige Schallfeldgröße ist die Schalldichte und diese ist, ähnlich wie beim Druck, als Dichteänderung zur Ruhedichte definiert. Alle diese Schallfeldgrößen sind um einige Größenordnungen kleiner als die Absolutwerte. Die relevanten Schalldruckwerte im Hörbereich gehen von  $20 \mu\text{Pa}$  bis  $20 \text{Pa}$ . Bei einem Absolutdruck von  $1 \text{bar}$  ( $100000 \text{Pa}$ ) wird das Verhältnis zwischen Absolutdruck und Schalldruck sehr deutlich.

Eine weitere wichtige charakteristische akustische Größe ist die Schallintensität. Dies ist die Schallenergie, die pro Zeiteinheit durch ein Flächenelement durchströmt. Der formelmäßige Zusammenhang für die Schallintensität stellt das Produkt aus Schalldruck und Schallschnelle dar:

$$\vec{I} = p \vec{v} \quad (2.18)$$

Werden alle Schallintensitäten über alle Flächenelemente um die Quelle integriert, so erhält man die Schalleistung:

$$P = \int_A \vec{I} dA \quad (2.19)$$

Aufgrund der großen Intervalle der charakteristischen Schallgrößen und damit der Dynamik des relevanten Bereiches (mehrere Größenordnungen) hat sich die Pegelschreibweise als zweckmäßig erwiesen. In folgenden Gleichungen werden Schalldruck-, Schallintensität- und Schalleistungspegel dargestellt:

$$\text{Schalldruckpegel:} \quad L_p = 10 \lg \left( \frac{p_{eff}^2}{p_0^2} \right) \quad \text{mit } p_0 = 20 \mu\text{Pa} \quad (2.20)$$

$p_{eff}$  ist dabei der Effektivwert und  $p_0$  der Referenzwert des Schalldruckes.

$$\text{Schallintensitätspegel:} \quad L_I = 10 \lg \left( \frac{I}{I_0} \right) \quad \text{mit } I_0 = 10 \text{ pW/m}^2 \quad (2.21)$$

$$\text{Schalleistungspegel:} \quad L_w = 10 \lg \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad \text{mit } P_0 = 10 \text{ pW} \quad (2.22)$$

Die unterschiedlichen Betriebsbedingungen bei Strömungsmaschinen, wie unterschiedliche Volumenströme, führen zur Veränderung des abgestrahlten Geräusches. Madison [51] fand heraus, dass die abgestrahlte akustische Leistung proportional dem Volumenstrom und dem Quadrat der Totaldruckerhöhung ist.

$$P_{ak} \sim \dot{V} \Delta p_{tot}^2 \quad (2.23)$$

Mithilfe der Affinitätsbeziehungen kann die akustische Leistung eines Ventilators wie folgt mit Drehzahl und Durchmesser verknüpft werden:

$$P_{ak} \sim n^5 D_a^7 \quad (2.24)$$

Der spezifische Schallpegel im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird wie folgt berechnet:

$$L_{p\_spez.} = L_p - 10 \lg \left( \frac{\dot{V} \Delta p_{tot}^2}{\dot{V}_0 \Delta p_0^2} \right) \quad (2.25)$$

Dabei betragen die Bezugsgrößen im Nenner jeweils  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  und  $1 \text{ Pa}$ .

### 2.3.2 Verwendetes Messverfahren

Für die Messung der Schallgrößen existieren allgemein drei Hauptverfahren. Diese können in Hüllflächenverfahren nach [15], Hallraumverfahren nach [14] und

Sonderverfahren unterteilt werden [28]. Zu den Sonderverfahren gehören das Vergleichsverfahren und das Kanalverfahren [16].

Das Hallraumverfahren wird in einem Raum mit reflexionsstarken Innenflächen angewendet (siehe Abbildung 2.11). Dabei werden Absorptionskoeffizienten der Wände von  $\alpha < 1\%$  zugelassen, um eine vollständige Reflexion ohne relevante Abschwächung der Schallwellen zu gewährleisten. Da die Reflexion bei diesem Verfahren erwünscht ist, werden solche Räume mit sogenannten Reflektoren ausgestattet. Eine weitere Charakteristik des Hallraumes ist die hohe Nachhallzeit, die es erlaubt, außerhalb des Hallradius, im sogenannten Diffusfeld, überall den gleichen Schallpegel messen zu können. Die Messung erfolgt anhand genormter Mikrofonpositionen oder längs eines vorgeschriebenen Mikrofonmesspfads innerhalb dieses Diffusfeldes. Aufgrund des hohen Reflexionsverhaltens an den Wänden und Bodenfläche muss hier einen Sicherheitsabstand ( $\lambda_{Grenz}/2$ ) eingehalten werden. Jeder Hallraum ist bei niedrigen Frequenzen begrenzt nutzbar, bedingt durch das Raumvolumen und den Wellenlängen, die in diesem Raum erfasst werden können. Weitere Einschränkungen dieses Verfahrens betreffen die zulässige Geräuschart, die nur stationäre und keine impulsartigen Geräusche zulässt. Die Richtcharakteristik einer Geräuschquelle gehört ebenfalls zu den nicht bestimmbareren Größen in einem Hallraum. Die meisten Hallräume weisen schräge Wände bzw. Abmessungen auf, die nicht ein Vielfaches voneinander sind, um stehende Wellen zu vermeiden [14, 42].

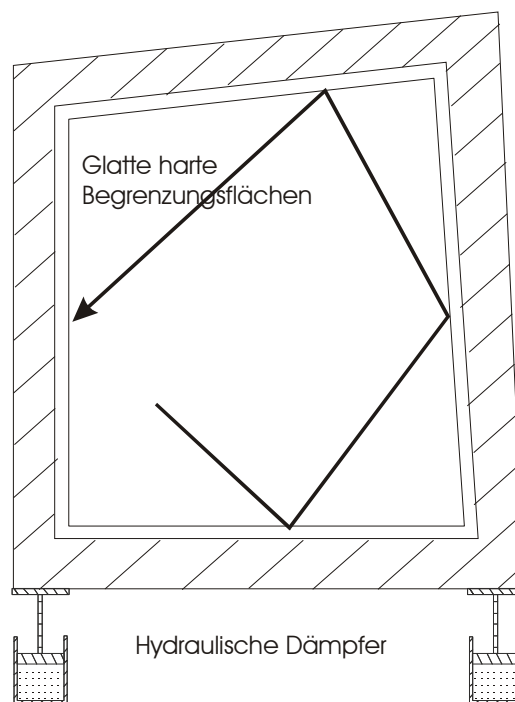


Abbildung 2.11: Schematischer Aufbau eines Hallraums [42]

In unserem Hallraum ist ein rotierender Schalldiffusor installiert, ebenfalls um stehende Wellen zu vermeiden.

Beim Vergleichsverfahren wird eine genormte Vergleichsschallquelle mit einer breitbandigen hohen Emission anstelle des Prüflings positioniert und deren Schalldruckpegel experimentell erfasst. Die Differenz zwischen diesen Messwerten und den Kalibrierwerten der Vergleichsschallquelle wird zum Schalldruckmesswert des Prüflings addiert.

## 2.4 Geräusentstehungsmechanismen bei Ventilatoren

Kernthema dieser Arbeit ist das aerodynamisch erzeugte Geräusch. Dieses besteht aus tonalen und breitbandigen Anteilen, wie in Abbildung 2.12 in einem typischen Geräuschspektrum eines Axialventilators dargestellt wird. Die tonalen Komponenten bestehen aus einem Grundton bei der Blattfolgefrequenz (*BPF*) und Obertönen bei Vielfachen dieser Frequenz, auch Harmonische genannt. Dieser Anteil des Geräusches ist periodisch und resultiert aus der Rotation eines Laufrades, das aus Schaufeln besteht, die während des Betriebs umströmt werden. Deshalb ergeben sich die Blattfolgefrequenz und deren Harmonischen wie folgt:

$$BPF = i \frac{nSZ}{60} \quad \text{wobei } i = 1, 2, 3, \dots \quad (2.26)$$

Der Grundton und seine Obertöne bilden den sogenannten Drehklang des Ventilators. Dieser Drehklang wird mit Wirbelgeräuschen und Turbulenzgeräuschen zum Gesamtgeräusch des Ventilators [44]. Das Turbulenzgeräusch ist stochastisch und liefert deshalb den breitbandigen Anteil des Geräuschspektrums. Phänomene, die zwar stochastischer Natur sind, aber periodisch auftreten, können zu Überhöhungen gegenüber dem breitbandigen Anteil im Spektrum führen (schmalbandige Überhöhungen). In der Literatur [4, 33, 57] werden diese auf Wirbelablösungen zurückgeführt und als Wirbelgeräusch bezeichnet. Eigene Untersuchungen haben ergeben, dass diese schmalbandigen Überhöhungen stark mit der Spaltströmung und deren Interaktion mit dem rotierenden Laufrad korrelieren. Weitere Details werden in Kapitel 4 und Kapitel 5 erläutert.

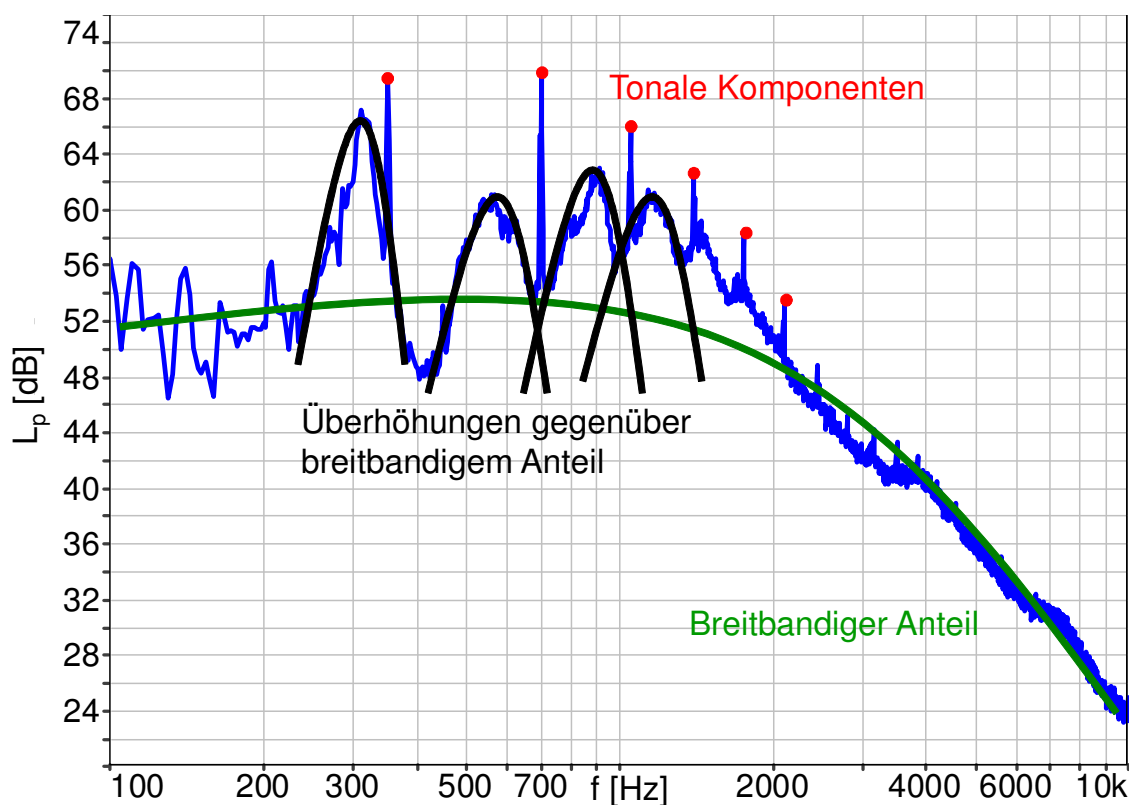


Abbildung 2.12: Typisches Geräuschspektrum eines Axialventilators

Eine sehr gute Veranschaulichung der relevanten Geräuschenstehungsmechanismen bei Ventilatoren ist bei Neise [7, 57] beschrieben. Hierbei werden die Geräuschenstehungsmechanismen grundsätzlich in drei Kategorien unterschieden: Geräusche, die verursacht werden durch Schaufelverdrängung, durch Kräfte auf feste Oberflächen der Laufradschaufeln und durch turbulente Scherströmungen im Fluid (siehe Abbildung 2.13). Mithilfe der Lighthill-Analogie [43] können bestimmte Phänomene in Fluiden bestimmten Quelltypen zugeordnet werden. Diese verschiedenen Quelltypen unterscheiden sich in der Art ihrer Anregung und in dem dadurch entstehenden Geräusch. Diese Quelltypen werden unterteilt in Monopol-, Dipol- und Quadrupolquellen.

Die Veranschaulichung der Geräuschenstehungsmechanismen nach Neise in [7, 57] wird um eigene Erfahrungen ergänzt und in Abbildung 2.13 dargestellt. Diese Ergänzung betrifft die Spaltströmung und basiert auf Erkenntnissen dieser Arbeit (siehe Kapitel 4 und Kapitel 5).

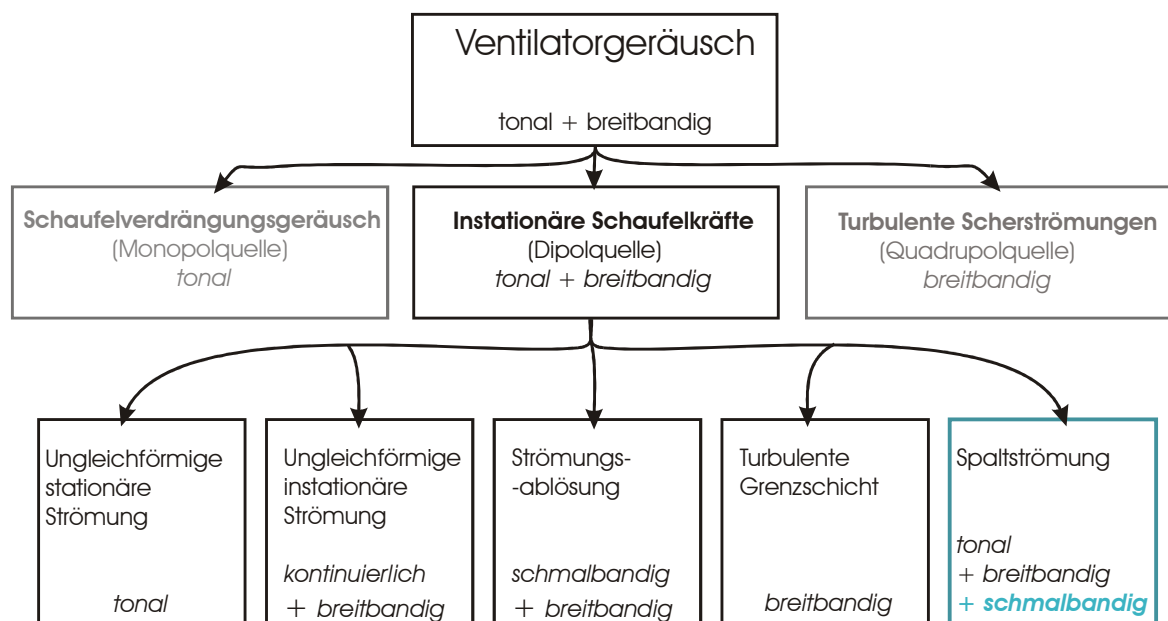


Abbildung 2.13: Ergänzung zu den Geräusentstehungsmechanismen bei Ventilatoren (nach [7, 57])

Durch die Rotation der Schaufeln findet eine Verdrängung des Fluids statt. Das führt zu Druckschwankungen im ruhenden Absolutsystem und würde so einen Drehton verursachen. Untersuchungen zahlreicher Autoren zeigen, dass diese Quelle bei Axialventilatoren mit sehr geringen Machzahlen ( $Ma \ll 1$ ) nur unwesentlich zum abgestrahlten Geräusch beitragen. Die erreichte Machzahl im Rahmen dieser Arbeit beträgt 0,17 und ist somit deutlich kleiner als 1. Quadrupolquellen können ebenfalls vernachlässigt werden, da sie ebenfalls nur ab hohen Machzahlen von 0,8 von Bedeutung sind [30, 56]. Somit können die relevanten Geräusentstehungsmechanismen bei axialen Ventilatoren allgemein auf die stationären und instationären Schaufelkräfte im Relativsystem zurückgeführt werden.

Die stationären Schaufelkräfte (auf diese wurde in Abbildung 2.13 verzichtet) resultieren aus dem Betrieb des Axialventilators und führen zur Bildung von Kraftfeldern um die rotierenden Schaufeln mit Druck- und Saugseite der Schaufel. Diese Druckfelder rotieren im Absolutsystem und führen nach Gutin und Lawson [34, 49] zu einem periodischen tonalen Geräusch bei der Blattfolgefrequenz. Aufgrund der niedrigen Machzahlen ist dieser Mechanismus ebenfalls nicht von Relevanz. Bei der Betrachtung der Geräusentstehungsmechanismen nach [4] ordnet der Autor dieses Geräusch als Selbstgeräusch zu, da dieses aufgrund der Umströmung des Schaufelprofils entsteht. Die wichtigsten Geräusentstehungsmechanismen bei diesen Axialventilatoren sind somit auf instationäre Schaufelkräfte zurückzuführen. Blake unterteilt in seiner Arbeit [4] diese Mechanismen in



Interaktionsgeräusch, resultierend aus dem Zusammentreffen einer zeitlich sich ändernden Struktur mit den rotierenden Laufradschaufeln.

Allgemein werden die wichtigsten Geräuschenstehungsmechanismen wie folgt unterteilt: Interaktion der Zuströmung mit den Laufradschaufeln, Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante, Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante, Interaktion der Strömungsablösung mit den Laufradschaufeln und der Interaktion der Spaltströmung mit den Laufradschaufeln.

Eine Darstellung der Frequenzabhängigkeit der unterschiedlichen Geräuschenstehungsmechanismen ist in Abbildung 2.14 dargestellt. Sowohl die Darstellung von Blake bei einem Tragflügel in [4] als auch die Darstellung nach Grosveld in seiner Arbeit für Rotoren [33] ähneln sich sehr. Es ist davon auszugehen, dass die turbulente Zuströmung eher im niederfrequenten Bereich zu lokalisieren ist. Eine Wirbelablösung sowohl an den Schaufelhinterkanten als auch im Spaltbereich ist eher vom Typ einer schmalbandigen Überhöhung und bei mittleren Bereichen im Spektrum zu finden. Ausserdem ist die Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante zu erwähnen. Das daraus resultierende Geräusch ist im Bereich höherer Frequenzen zu vermuten. Diese Darstellung kann helfen, spektrale Erscheinungen im Geräuschspektrum dem dazugehörigen Strömungsphänomen zuzuordnen.

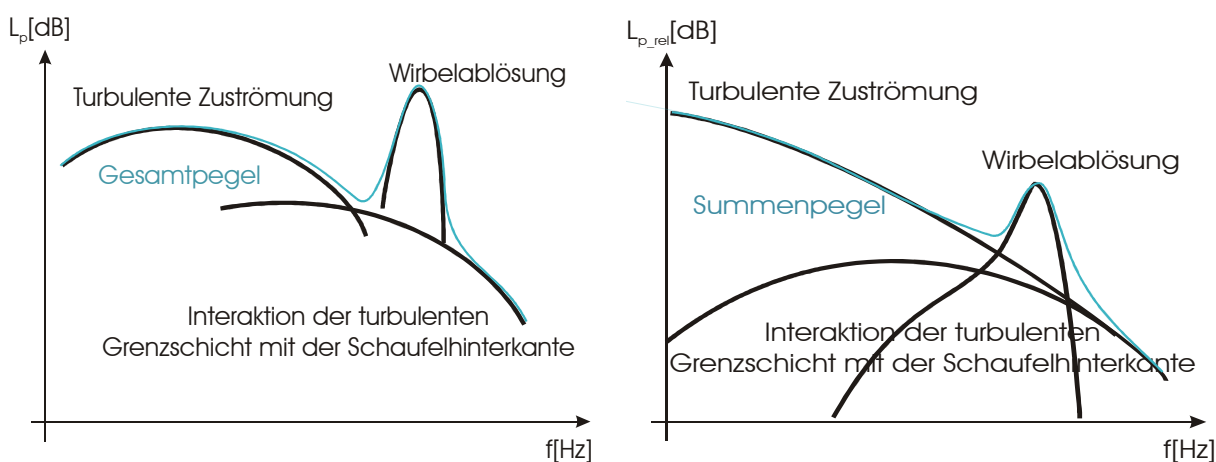


Abbildung 2.14: Spektrale Zuordnung der unterschiedlichen Geräuschenstehungsmechanismen beim ruhenden Tragflügel [4] (links) und einem Rotor [33] (rechts)

### 2.4.1 Interaktion der Zuströmung mit den Laufradschaufeln

Hier werden zwei verschiedene Zuströmungsarten unterschieden: Eine räumlich ungleichförmige, zeitlich stationäre Zuströmung (Rotor-Stator Interaktion) und eine räumlich ungleichförmige und zeitlich instationäre Zuströmung. Aufgrund von

anströmseitigen Motorhaltestreben und/oder eines exzentrischen Rotationsmittelpunktes und/oder eines Vorleitrades kann diese ungleichförmige Zuströmung zu periodischen Schwankungen der Relativgeschwindigkeit führen. Diese Periodizität führt zu einem tonalen Geräusch bei der Blattfolgefrequenz und ihrer Harmonischen (Drehton und Obertöne). Eine gute Veranschaulichung dieses Mechanismus wird auch in [12] erläutert. Dabei wird diese räumliche Ungleichförmigkeit in der Zuströmung vom Rotor erfasst und zerhackt. Bei der Betrachtung der Geräusentstehungsmechanismen nach Blake [4] gehört dieser Mechanismus zum Interaktionsgeräusch.

Ist die Zuströmung turbulent, weist diese ein instationäres, ungleichförmiges Verhalten der Strömung auf, was zu einer stochastischen Änderung der Relativgeschwindigkeit führt. Diese zeitliche Änderung beinhaltet die Variation des Betrages und der Richtung der Relativgeschwindigkeit (siehe Abbildung 2.15).

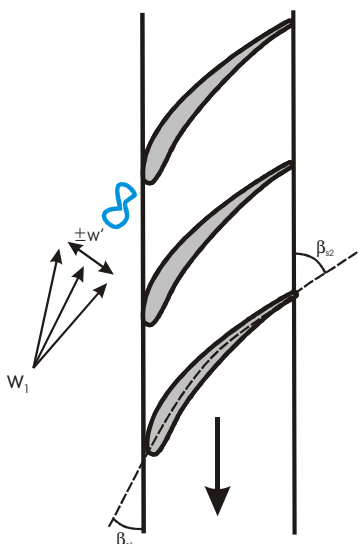


Abbildung 2.15: Interaktion der turbulenten Zuströmung mit den Laufradschaufeln

In [68] wird unterschieden nach der Größe des Turbulenzballens und dem damit verbundenen Frequenzbereich der Geräuschabstrahlung. Ist die turbulente Struktur größer als das Schaufelprofil (Abbildung 2.16 oben) bzw. das integrale Längenmaß des Turbulenzballens größer als die Sehnenlänge, so wird vom gesamten Profil Geräusch abgestrahlt. Dies geschieht hauptsächlich im niederfrequenten Bereich. Ist diese turbulente Struktur kleiner als das Profil, so wird das Geräusch von einem kleinen Bereich der Schaufel erzeugt und kann somit im hochfrequenten Bereich abstrahlen (siehe Abbildung 2.16 unten). Ist die Charakteristik dieses Geräusentstehungsmechanismus stochastisch, so ist ein breitbandiges Geräusch zu erwarten. Falls diese turbulente Struktur in ihrer stochastischen Art

periodisch ist, kann das Geräusch einen tonalen oder schmalbandigen Charakter aufweisen [60, 69].

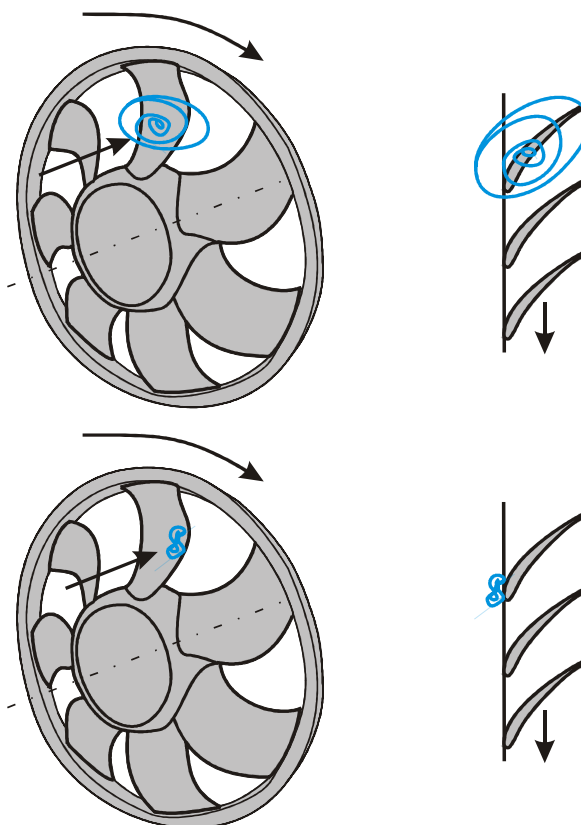


Abbildung 2.16: Interaktion der turbulenten Zuströmung mit den Laufradschaufeln  
Oben: Größere turbulente Strukturen, unten: Kleinere Strukturen

#### 2.4.2 Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante

Bei der Umströmung des Schaufelprofils entsteht eine turbulente Strömung, abhängig von der Reynoldszahl, dem Anstellwinkel, der Profilform und der Oberflächenbeschaffenheit. In der turbulenten Grenzschicht werden räumliche und zeitliche Druckfluktuationen längs der Schaufeloberfläche hervorgerufen. Diese turbulenten Strukturen in der Grenzschicht interagieren mit der Schaufeloberfläche und werden zu einer sehr effizienten Geräuschquelle, sobald diese mit einer scharfen Kante, der Schaufelhinterkante, interagieren [68]. Eine frühe bekannte Arbeit zur Modellierung des Geräusches resultierend aus dem Vorbeiströmen eines Turbulenzballens über die Kante einer Platte, ist die Arbeit von Ffowcs-Williams und Hall [21]. Dieser Geräuschenstehungsmechanismus wird vereinfacht an einer Schaufel in Abbildung 2.17 dargestellt. Bei der Betrachtung der Geräuschenstehungsmechanismen nach Blake [4] gehört dieser Mechanismus zum Selbstge-

räusch. Untersuchungen zur Erzielung einer Gesetzmäßigkeit für die Korrelation dieses Geräuscentstehungsmechanismus mit den Oberflächenwechseldrücken auf den rotierenden Schaufeln sind in den Arbeiten von Carolus und Stremel [11, 63] aufgeführt.

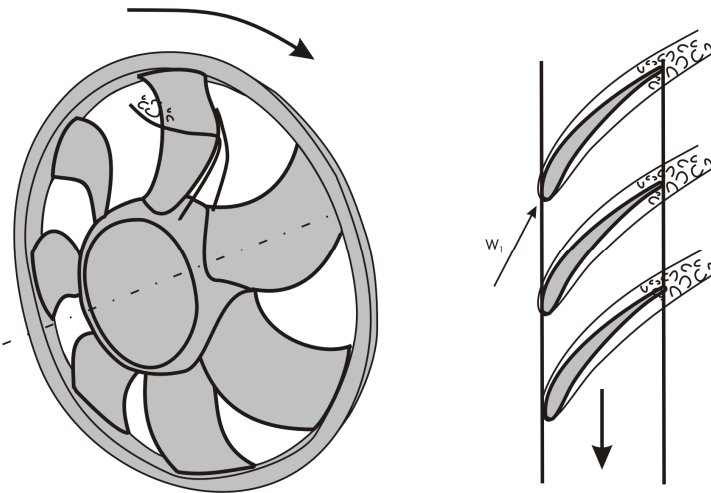


Abbildung 2.17: Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante

### 2.4.3 Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante

Bei diesem Geräuscentstehungsmechanismus spielen die Form und Stumpfheit der Schaufelhinterkante sowie die Reynoldszahl eine große Rolle. Dabei entsteht an der Schaufelhinterkante eine Wirbelstraße, die zu Druckfluktuationen an der Schaufeloberfläche führt und somit Geräusch abstrahlt (siehe Abbildung 2.18).

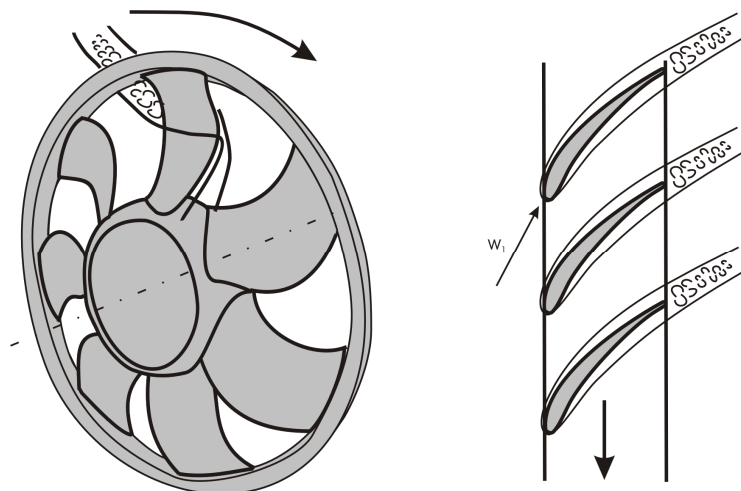


Abbildung 2.18: Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante

Blake untersuchte diesen Mechanismus und stellte fest, dass mit zunehmendem Verhältnis der Stärke der Schaufelhinterkante zu den Grenzschichtgrößen diese zu einer schmalbandigen Überhöhung im Frequenzspektrum führen kann. Sie wird erzeugt durch die verschiedenen Töne aufgrund der unterschiedlichen Geschwindigkeiten über die Schaufelhöhe [4]. Nach Blake [4] gehört dieser Mechanismus zum sogenannten Selbstgeräusch. Die Arbeiten von Wright [70] und Longhouse [47] zeigen, dass periodische Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante zu tonalen bzw. schmalbandigen Überhöhungen führen können, wie es z. B. bei der Umströmung eines Zylinders der Fall ist.

#### 2.4.4 Strömungsablösung an den Laufradschaufeln

Bei einer korrekten Auslegung der Laufradbeschaufelung wird davon ausgegangen, dass die Umströmung des Schaufelprofils im Nennbetriebspunkt optimal ist. Bei einer Abweichung von diesem Optimalpunkt und damit beim Betrieb in Teil- oder Überlast, weicht der Winkel der Relativgeschwindigkeit vom Optimalanströmwinkel ab und es entstehen saugseitige bzw. druckseitige Ablösungen, siehe Abbildung 2.19. Diese Strömungsablösungen bzw. Strömungsabriss erhöhen die Fluktuation der wirkenden Kräfte auf die Schaufeloberfläche und führen zur Erhöhung des breitbandigen Anteils im Geräuschkennlinien. In folgenden Literaturstellen [8, 68] wird davon ausgegangen, dass beim Auftritt dieses Geräuschenstehungsmechanismus alle anderen erwähnten Mechanismen dominiert werden. Diese Geräuschquelle wird auch in [4] als ein sogenanntes Selbstgeräusch eingestuft, resultierend aus der Umströmung der Laufradschaufeln.

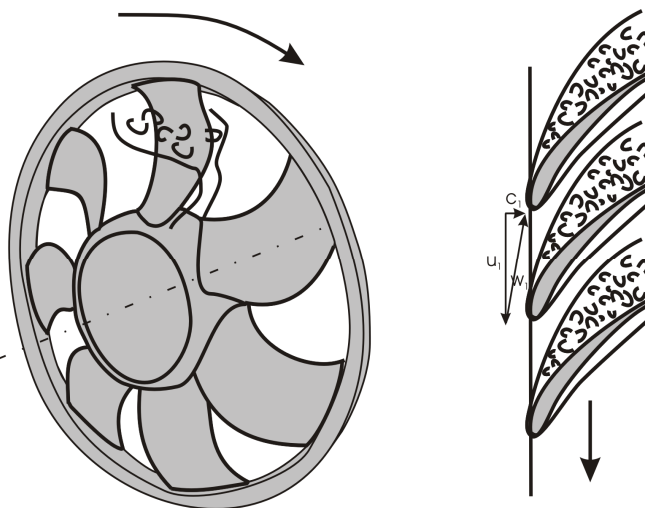


Abbildung 2.19: Interaktion der Strömungsablösung mit den Laufradschaufeln

### 2.4.5 Interaktion der Spaltströmung mit den Laufradschaufeln

Abhängig vom Betriebspunkt und angetrieben durch den Druckunterschied zwischen Saug- und Druckseite entsteht eine Rückströmung innerhalb des Kopfspalts. Diese Rückströmung ist nicht kontinuierlich und fluktuiert aufgrund der Umströmung der rotierenden Schaufeln. Das resultierende Geschwindigkeitsprofil interagiert anströmseitig mit den rotierenden Schaufeln (siehe Abbildung 2.20). Dieser Geräuscentstehungsmechanismus wird stark vom Betriebspunkt, der Spaltweite und der Struktur der Spaltströmung beeinflusst. In [38] wurde eine starke Pegelanhebung durch Vergrößerung des Kopfspaltes registriert, bei gleichzeitigen Einbußen im Wirkungsgrad. Eigene Untersuchungen zeigen, dass durch eine Verkleinerung des radialen Spaltes eine erhebliche Verbesserung vom Wirkungsgrad und der Geräuschabstrahlung erzielt wird. Details dieser Untersuchungen sind in Kapitel 4 und Kapitel 5 aufgeführt. Bei der Betrachtung der Geräuscentstehungsmechanismen nach Blake [4] gehört dieser Mechanismus zum Interaktionsgeräusch, da es aufgrund des Zusammentreffens einer zeitlich sich ändernden Struktur, hier die Spaltströmung, mit den rotierenden Laufradschaufeln resultiert.

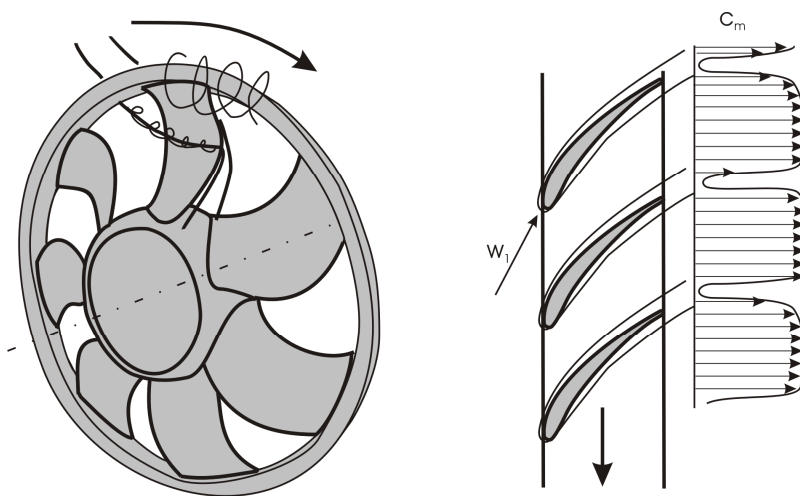


Abbildung 2.20: Interaktion der Spaltströmung mit den Laufradschaufeln

## 2.5 Geräuschvorhersagemodelle bei Ventilatoren

Ziel vieler Untersuchungen ist es, Geräuschvorhersagemodelle zu erstellen, die aus dem Strömungsgeschehen des Ventilators die akustischen Quellen identifizieren und die Geräuschabstrahlung bestimmen. Bei einer guten Vorhersage des Geräuschspektrums besteht die Möglichkeit, bereits in einer frühen Entwurfspha-

se Geräuschoptimierungsmaßnahmen durchzuführen. Die Geräuschvorhersageverfahren können nach Lawson [48] in drei Klassen aufgeteilt werden [60, 61, 68]: Bei Verfahren der Klasse I wird der Geräuschpegel von Ventilatoren mit Hilfe von einfachen algebraischen Beziehungen approximiert. Bekannte Verfahren dieser Klasse sind die Ansätze von Madison [51] und Regenscheidt [19]. Diese benötigen als Eingangsparameter u.a. den Volumenstrom und die Druckdifferenz des Ventilators.

Bei Verfahren der Klasse II werden die Geräuschenstehungsmechanismen separat betrachtet und modelliert. Diese Modelle basieren auf theoretischen Betrachtungen, vervollständigt mit gezielten akustischen und aerodynamischen Messungen. Bekannte Modelle dieser Klasse sind: Fukano [23], Brooks, Pope und Marcolini [8], Grosveld [33] und Költzsch [41]. Eingangsparameter für diese Modelle können Geschwindigkeitsgrößen und Schaufelsehnenlänge sein.

Modelle der Klasse III werden erwähnt in [68] und sind bis heute nicht reif für die Anwendung. Diese benötigen als Eingangsparameter die exakte Schaufelgeometrie sowie exakte Beschreibung der Strömung.

### 2.5.1 Anwendbarkeit von Geräuschvorhersagemodellen

Die oben erwähnten Geräuschvorhersagemodelle der Klasse II werden detailliert in folgenden Arbeiten behandelt [41, 60, 61, 68]. Diese Modelle betrachten folgende Geräuschenstehungsmechanismen: Interaktion der Zuströmung mit den Laufradschaufeln (*TZ*), Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante (*TG*) und Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante (*HK*) jeweils separat und unterschiedlich. Somit können die dafür nötigen Eingangsparameter abhängig vom jeweiligen Entstehungsmechanismus in den folgenden Gleichungen aufgelistet werden.

$$L_p(TZ) \sim (Tu^2, \Lambda, SZ, L, c_\infty, w_\infty^4) \quad (2.27)$$

$$L_p(TG) \sim (\delta, SZ, L, w_\infty^5) \quad (2.28)$$

$$L_p(HK) \sim (SZ, L, b, w_\infty^{5,5}) \quad (2.29)$$

Dabei ist  $Tu$  der Turbulenzgrad,  $\Lambda$  die turbulente Längenskala,  $SZ$  die Schaufelzahl,  $L$  die Sehnenlänge und  $w_\infty$  die mittlere Relativgeschwindigkeit am Schaufelprofil. Diese Eingangsparameter werden im Rahmen dieser Arbeit variiert. Die Motivation und Zielsetzung der Durchführung aller Vergleiche bei gleichem Volumenstrom basiert auf der Beibehaltung der gleichen Relativgeschwindigkeit ( $w_\infty$ ) bei Variation von geometrischen Parametern wie die Sehnenlänge  $L$  oder die Schaufelzahl  $SZ$ .

## 2.5.2 Beschreibung der Geräuschvorhersagemodelle

Im folgenden Abschnitt werden die angewandten Geräuschvorhersagemodelle näher beschrieben. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Kombination von bereits bekannten Modellen verwendet. Für den Geräuschentstehungsmechanismus  $TZ$  wurde Költzsch herangezogen. Für die Geräuschentstehungsmechanismen  $TG$  und  $HK$  wurden die BPM-Modelle (Brooks, Pope und Marcolini) verwendet. In der Arbeit von BPM [8] wird  $TG$  als „*Turbulent-Boundary-Layer-Trailing-Edge Noise (TBL-TE)*“ und  $HK$  als „*Trailing-Edge-Bluntness-Vortex-Shedding Noise*“ bezeichnet.

### Modell nach Költzsch für die turbulente Zuströmung

Das Modell für die turbulente Zuströmung nach Költzsch [7] basiert auf Überlegungen von Sharland [62]. Eine Weiterführung und Vereinfachung der Sharland-Gleichung führt zu folgendem Ergebnis:

$$P_{ak,TZ} = \frac{\rho SZ}{48 \pi c_0^3} \int_{r_i}^{r_a} L \Phi_{c_a}^2 w_\infty^6 Tu^2 dr \quad (2.30)$$

Dabei ist  $\Phi_{c_a}$  die Steigung des Verlaufs des Auftriebsbeiwertes über dem Anstellwinkel für ein gegebenes Profil. Dies wird bei Sharland mit ungefähr  $0,9\pi$  abgeschätzt.

Um eine zusätzliche Information über die Frequenzabhängigkeit des Schallpegels zu erhalten, fügte Költzsch die spektrale Leistungsdichte hinzu. Diese ist wie folgt definiert:

$$P_f = \frac{dP}{df} \quad (2.31)$$

Nach weiteren Annahmen und Vereinfachungen, wie isotrope Turbulenz, sowie durch Einfügen einer spektralen Energiedichte der Zuströmturbulenz  $E_x$ , entsteht folgende Gleichung:

$$P_f = \frac{\rho SZ}{48 c_0^3} 0,81 \pi w_\infty^4 E_x L h \quad (2.32)$$

Die Abhängigkeit der spektralen Energiedichte der Zuströmturbulenz von der Frequenz entnimmt Költzsch aus früheren Messungen, in denen mittels einer Regressionskurve dieser Verlauf beschrieben wurde.

$$L_{E_x} = 10 \lg \frac{E_x c}{c'^2 \Lambda} = F(St_\Lambda) \quad (2.33)$$

Für die Regressionskurve verwendet Költzsch folgendes Polynom:

$$F(St_\Lambda) = \sum_{k=1}^4 a_k [\lg(St_\Lambda)]^{k-1} \quad a_k = \begin{cases} -9,784 \\ -19,001 \\ -5,548 \\ -0,06 \end{cases} \quad (2.34)$$



$$E_x = cTu^2\Lambda 10^{\frac{F(St_\Lambda)}{10}} \quad (2.35)$$

Somit sind die wichtigsten Eingangsparameter  $Tu$  und  $\Lambda$ . Weitere Details können in der Arbeit von Költzsch [7, 41] nachgelesen werden.

### BPM-Modelle

Für die Geräusentstehungsmechanismen TG (Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante) und HK (Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante) wird das BPM-Modell angewendet [8]. Dies basiert u. a. auf experimentellen Untersuchungen mit NACA 0012-Profilen, die akustisch bei unterschiedlichen Strömungsbedingungen gemessen wurden. Dabei wurden die Schallpegel mit den unterschiedlichen Grenzschichtdicken und Grenzschichtverdrängungsdicken ermittelt. Die Autoren unterscheiden bei der Berechnung der Grenzschichtdicken turbulente und laminare Grenzschichten. Bei der Anwendung auf die vorliegenden Kühlerventilatoren und aufgrund der hohen Reynoldszahlen wird die turbulente Berechnung gewählt. Bei der Umströmung des Profils wird zwischen symmetrischer und asymmetrischer Umströmung unterschieden. Da die verwendeten Ventilatoren asymmetrische Profile besitzen, wird eine asymmetrische Umströmung erwartet. Hierfür wird ein korrigierter Anströmwinkel  $\alpha_*$  beschrieben, der wie folgt definiert ist [8]:

$$\alpha_* = \alpha / \zeta_1 \quad (2.36)$$

$$\zeta_1 = (1 + 2\zeta_2)^2 + \sqrt{12\zeta_2} \quad (2.37)$$

$$\zeta_2 = (\pi^2/48)(L/H)^2 \quad (2.38)$$

Beim BPM-Modell werden die Grenzschichtdicke  $\delta$ , Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  und Grenzschichtimpulsverlustdicke  $\theta$  berechnet. Dies wird jeweils auf der Druckseite (Index p) und der Saugseite (Index s) des Schaufelprofils angewendet. Als Referenz betrachten die Autoren die Stellung mit dem Index 0, die einem Anstellwinkel  $\alpha=0^\circ$  entspricht. Die relevante Eingangsgröße für die oben erwähnten Modelle ist die Grenzschichtverdrängungsdicke. Diese wird wie folgt berechnet [8].

$$\frac{\delta_0^*}{L} = \begin{cases} 0,0601 \text{Re}_L^{-0,114} & (\text{Re}_L \leq 0,3 \cdot 10^6) \\ 10^{3,411 - (1,5397 \lg(\text{Re}_L)) + (0,1059 (\lg(\text{Re}_L))^2)} & (\text{Re}_L > 0,3 \cdot 10^6) \end{cases} \quad (2.39)$$

Für die Druckseite wurde die Grenzschichtgröße wie folgt berechnet:

$$\frac{\delta_p^*}{\delta_0^*} = 10^{-0,0432\alpha_* + 0,00113\alpha_*^2} \quad (2.40)$$

Für die Saugseite wird folgender Ansatz verwendet:

$$\frac{\delta_s^*}{\delta_0^*} = \begin{cases} 10^{0,0679\alpha_*} & (0^\circ \leq \alpha_* \leq 5^\circ) \\ 0,381(10^{0,1516\alpha_*}) & (5^\circ \leq \alpha_* \leq 12,5^\circ) \\ 14,296(10^{0,0258\alpha_*}) & (12,5^\circ \leq \alpha_* \leq 25^\circ) \end{cases} \quad (2.41)$$

Ausgehend von den Berechnungen der unterschiedlichen Grenzschichtgrößen, können die unterschiedlichen Schallpegel bestimmt werden. Im BPM-Modell sind diese Schallpegel als Terzpegel angegeben. Um sie mit der spektralen Schallleistungsdichte der Messung (Frequenzband 1 Hz) vergleichen zu können, müssen diese umgerechnet werden.

### Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante (TG)

Für die Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante verwendet das BPM-Modell folgende Formulierungen:

$$L_{p,tot} = 10 \lg \left( 10^{L_{p,\alpha}/10} + 10^{L_{p,s}/10} + 10^{L_{p,p}/10} \right) \quad (2.42)$$

$$L_{p,p} = 10 \lg \left( \frac{\delta_p^* SZ M^5 h D_h}{r^{*2}} \right) + F_1 \left( \frac{St_p}{St_1} \right) + K_1 \quad (2.43)$$

$$L_{p,s} = 10 \lg \left( \frac{\delta_s^* SZ M^5 h D_h}{r^{*2}} \right) + F_1 \left( \frac{St_s}{St_1} \right) + K_1 \quad (2.44)$$

$$L_{p,\alpha} = 10 \lg \left( \frac{\delta_s^* SZ M^5 h D_h}{r^{*2}} \right) + F_2 \left( \frac{St_s}{St_2} \right) + K_2 \quad (2.45)$$

$K_1$  und  $K_2$  sind empirische Konstanten und dienen der Anpassung des BPM-Modells an die Messungen. Die Funktionen  $F_1$  und  $F_2$  sind spektrale Skalierungsfunktionen, die abhängig von der Reynoldszahl eine Funktion des Verhältnisses der Strouhalzahl vorgeben. Das BPM-Modell ist richtungsabhängig und besitzt deshalb die Größen  $r^*$  und  $D_h$ . Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Kühlerventilatoren wurden mit dem Hallraumverfahren akustisch gemessen. Bei diesem Verfahren ist eine richtungsabhängige Aussage nicht möglich. Deshalb werden diese Größen vereinfacht. Dies wird in der vorliegenden Arbeit damit begründet, dass hier lediglich ein Vergleich von Kühlerventilatoren miteinander angestrebt wird und keine quantitative Aussage. Werden somit für alle Anwendungen dieselben Vereinfachungen getroffen, haben diese auf die relative Aussage keinen maßgeblichen Einfluss. Mit den Beziehungen 2.47 und 2.51 ergeben sich folgende Strouhalzahlen:

$$St_p = \frac{f \delta_p^*}{w_\infty} \quad (2.46)$$

$$St_s = \frac{f \delta_s^*}{w_\infty} \quad (2.47)$$

$$St_1 = 0,02 M^{-0,6} \quad (2.48)$$

$$St_2 = St_1 \times \begin{cases} 1 & (\alpha_* < 1,33^\circ) \\ 10^{0,0054(\alpha_* - 1,33)^2} & (1,33^\circ \leq \alpha_* < 12,5^\circ) \\ 4,72 & (12,5^\circ < \alpha_*) \end{cases} \quad (2.49)$$

### Wirbelbildung an der Hinterkante (HK)

Als Geräuschvorhersagemodell für die Wirbelbildung an der Schaufelhinterkante (HK) verwendet das BPM-Modell [8] folgende Formulierungen:

$$L_{p,HK} = 10 \lg \left( \frac{b S Z M^{5,5} h D_h}{r^{*2}} \right) + G_1 \left( \frac{b}{\delta_{avg}^*}, \Psi, \frac{St}{St_{peak}} \right) + G_2 \left( \frac{b}{\delta_{avg}^*}, \Psi \right) \quad (2.50)$$

$b$  ist die Hinterkantendicke und  $\Psi$  ist der Winkel zur Beschreibung des Übergangs von der Schaufeloberfläche zur Schaufelhinterkante. Letztere Größe beträgt  $0^\circ$  bei einer ebenen Platte und  $14^\circ$  bei einem NACA 0012-Profil. Die Funktion  $G_1$  beeinflusst den Verlauf des Spektrums und ist abhängig von den Größen in den Klammern in Gleichung 2.50. Die Funktion  $G_2$  legt das Maximum des spektralen Verlaufs fest.

$$St = \frac{f b}{w_\infty} \quad (2.51)$$

$$St_{peak} = \begin{cases} \frac{0,212 - 0,0045 \Psi}{1 + 0,235 \left( \frac{b}{\delta_{avg}^*} \right)^{-1} - 0,0132 \left( \frac{b}{\delta_{avg}^*} \right)^{-2}} & \left( 0,2 \leq \frac{b}{\delta_{avg}^*} \right) \\ 0,1 \left( \frac{b}{\delta_{avg}^*} \right) + 0,095 - 0,00243 \Psi & \left( \frac{b}{\delta_{avg}^*} < 0,2 \right) \end{cases} \quad (2.52)$$

$$\delta_{avg}^* = \frac{\delta_p^* + \delta_s^*}{2} \quad (2.53)$$

### Schmalbandige Überhöhungen

Ein Zusammenhang dieser spektralen Erscheinung mit der Schaufelhinterkante konnte im Rahmen dieser Arbeit ausgeschlossen werden und eine Verbindung zur Spaltströmung festgestellt werden (siehe Kapitel 4). Analog zum Lawson-Modell [48, 50], bei dem eine dominierende Frequenz als Maximum einer Glockenkurve mit abfallenden Flanken beschrieben wird, wird ein Modell für die Spaltströmung erstellt. Das Modell von Lawson wurde aufgrund seiner Einfachheit gewählt. Zur Bestimmung der Grenzschichtdicke und Grenzschichtverdrängungsdicke werden beim Lawson Modell folgende Gleichungen vorgegeben:

$$\delta/L = 0,37 \operatorname{Re}_L^{-0,2} \quad (2.54)$$

Für die Grenzschichtverdrängungsdicke verwendet Lowson, basierend auf der Arbeit von Grosveld [33], folgende Formel:

$$\delta^* = \frac{\delta}{8} \quad (2.55)$$

Die Funktion  $G(f)$  ist eine Skalierungsfunktion und stellt die spektrale Verteilung des Schalldruckpegels als Funktion des Frequenzverhältnisses dar.

$$G(f) = 10 \lg \left[ \frac{4 \left( f / f_{peak} \right)^{2,5}}{\left( 1 + \left( f / f_{peak} \right)^{2,5} \right)^2} \right] \quad (2.56)$$

Da bei den Messungen eine Abhängigkeit der Frequenz der schmalbandigen Überhöhungen mit der Blattfolgefrequenz erkennbar ist, wird diese im Zusammenhang mit der  $BPF$  wie folgt definiert:

$$f_{peak} = n \operatorname{BPF} k \quad 1 \leq n \leq 4 \quad (2.57)$$

Die Konstante  $k$  entspricht hier dem Wert 0,83.

$$L_{p, HK} = 10 \lg \left( \frac{\delta^* M^5 h}{r^{*2}} \right) + G(f) + K_3 \quad (2.58)$$

Der Schallpegel in Gleichung 2.58 wird für die Frequenzen um  $f_{peak}$  berechnet und mittels der Konstante  $K_3$  verstärkt oder geschwächt dargestellt. Ausgehend von der Geometrie des Laufrads und basierend auf durchgeführten Strömungsmessungen wird eine zugehörige Spaltströmung angenommen.

### 2.5.3 Vorgehensweise bei der Anwendung der Geräuschvorhersagemodelle

Die Vorgehensweise bei der Anwendung der Geräuschvorhersagemodelle wird in den nachfolgenden Schritten beschrieben (siehe auch Abbildung 2.21).

Erster Schritt: Der Auslegungspunkt (Volumenstrom und Druckerhöhung) wird vorgegeben. Dieser muss in der Nähe des Optimalpunktes liegen (Auslegung). Die Drehzahl ist vorgegeben. Laufrad- und Nabendurchmesser werden entsprechend festgelegt.

Zweiter Schritt: Bei der Auslegung wird eine vorgegebene Geschwindigkeitsverteilung (Meridian- und Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit) in Abhängigkeit des Radius angenommen.

Dritter Schritt: Abhängig von der Spaltform und dem Betriebspunkt wird ein „Leckage“-Volumenstrom abgeschätzt. Der Schaufelvolumenstrom ergibt sich wie folgt:

$$\dot{V}_{sch} = \dot{V} + \dot{V}_{Leckage} \quad (2.59)$$

Vierter Schritt: Die Geometriedaten (Schaufelzahl  $SZ$ , Sehnenlänge  $L$ , Schaufelwinkel am Eintritt  $\beta_{s1}$ , Schaufelwinkel am Austritt  $\beta_{s2}$ , Hinterkantendicke  $b$ ) in den unterschiedlichen Teilfluträdern werden festgelegt.

Fünfter Schritt: Es wird gewählt, in welchem Teilflutrad die Geschwindigkeitsdreiecke betrachtet werden sollen, um die Relativgeschwindigkeiten längs der Sehnenlänge abzuschätzen. Diese Wahl ist wichtig für die Geräuschvorhersage. Man geht davon aus, dass dieser Bereich des Laufrades maßgeblich repräsentativ für die Geräuschemission des Laufrades ist. Es liegt die Annahme zugrunde, dass die Geschwindigkeiten bei 70% der Schaufelhöhe berechnet werden sollen. Durch die Wahl des Radius ist die Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit in diesem Teilflutrad nach Gleichung 2.01 möglich.

Sechster Schritt: Bei gegebenen Geschwindigkeitsvektoren am Eintritt und am Austritt und durch Abschätzung der relevanten turbulenten Größen kann der frequenzabhängige Verlauf des Geräusches für den Geräuschmechanismus „turbulente Zuströmung (TZ) nach Költzsch“ berechnet werden.

Siebter Schritt: Der Verlauf der Geräuschvorhersage vom Geräuscentstehungsmechanismus „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante“ (TG) kann nach BPM berechnet werden. Zuerst werden, basierend auf den in Schritt 5 berechneten Geschwindigkeitsdreiecken, die Größen in den Gleichungen 2.36 bis 2.49 berechnet. Nach Bestimmung der relevanten Größen können die unterschiedlichen Schallpegel (Gleichungen 2.43 bis 2.45) berechnet und zu einem Summenpegelverlauf addiert werden.

Achter Schritt: Die Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante (HK) kann mittels Gleichungen 2.50 bis 2.53 ermittelt werden.

Neunter Schritt: Das Modell zur Beschreibung der schmalbandigen Überhöhungen wird angewendet.

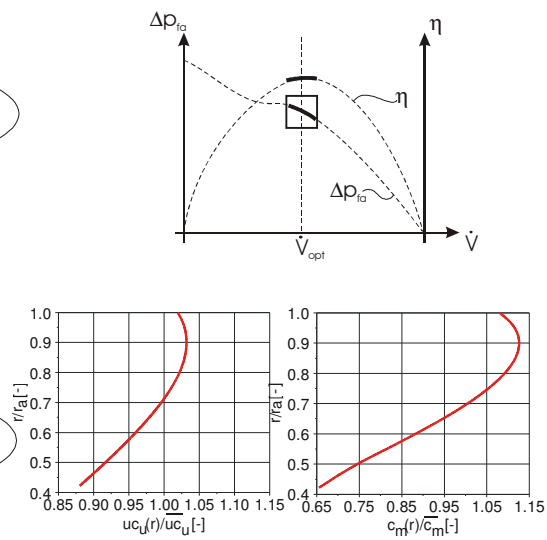
Zehnter Schritt: Die frequenzabhängigen Funktionen des Geräuschverlaufs werden dargestellt.

Die hier verwendeten Konstanten  $K_1$  und  $K_2$  werden, auf Basis der Modellrechnungen für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Laufräder empirisch festgelegt. Dabei werden  $K_1$  und  $K_2$  so gewählt, dass sie für alle geometrischen Variationen an den Strömungsprofilen unverändert bleiben. Die Sichelung der Beschauung wird durch Anpassung der Relativgeschwindigkeit, der effektiven Schaufelsehnenlänge und der Spaltströmung berücksichtigt.  $K_3$  ist gekoppelt an die Spaltströmung. Zur Veranschaulichung dieser Vorgehensweise wird dieses Modell in Kapitel 5.4 angewendet und dargestellt.

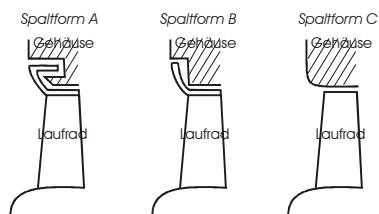
1. Betriebspunkt:  $\dot{V}$ ;  $\Delta p_{fa}$  und die Drehzahl  $n$  werden vorgegeben

$D_o$  und  $D_i$  werden festgelegt  
Annahme von  $\eta \rightarrow \overline{\Delta u_{c_u}}$

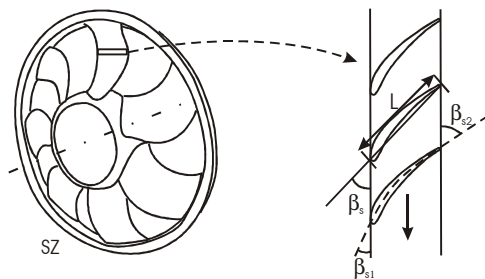
2. Annahme der Axial- und Umfangsgeschwindigkeitsverteilung



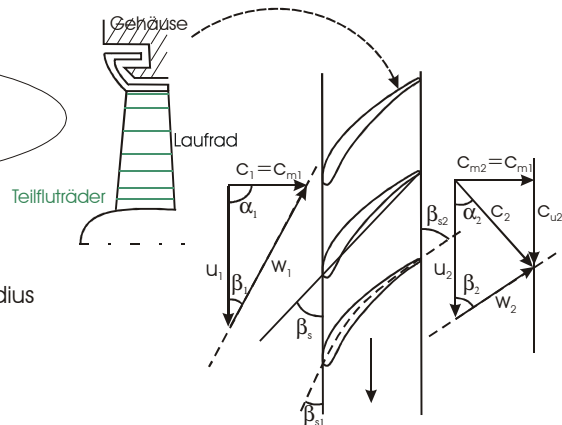
3. Leckagevolumenstrom abschätzen



4. Geometriedaten aus der Auslegung übernehmen  
 $SZ, L, \beta_{s1}, \beta_{s2}, \dots$



5. Wahl des Teilflutrades das maßgeblich repräsentativ für die Geräuschemission ist



Geschwindigkeitsdreiecke auf gegebenem Radius

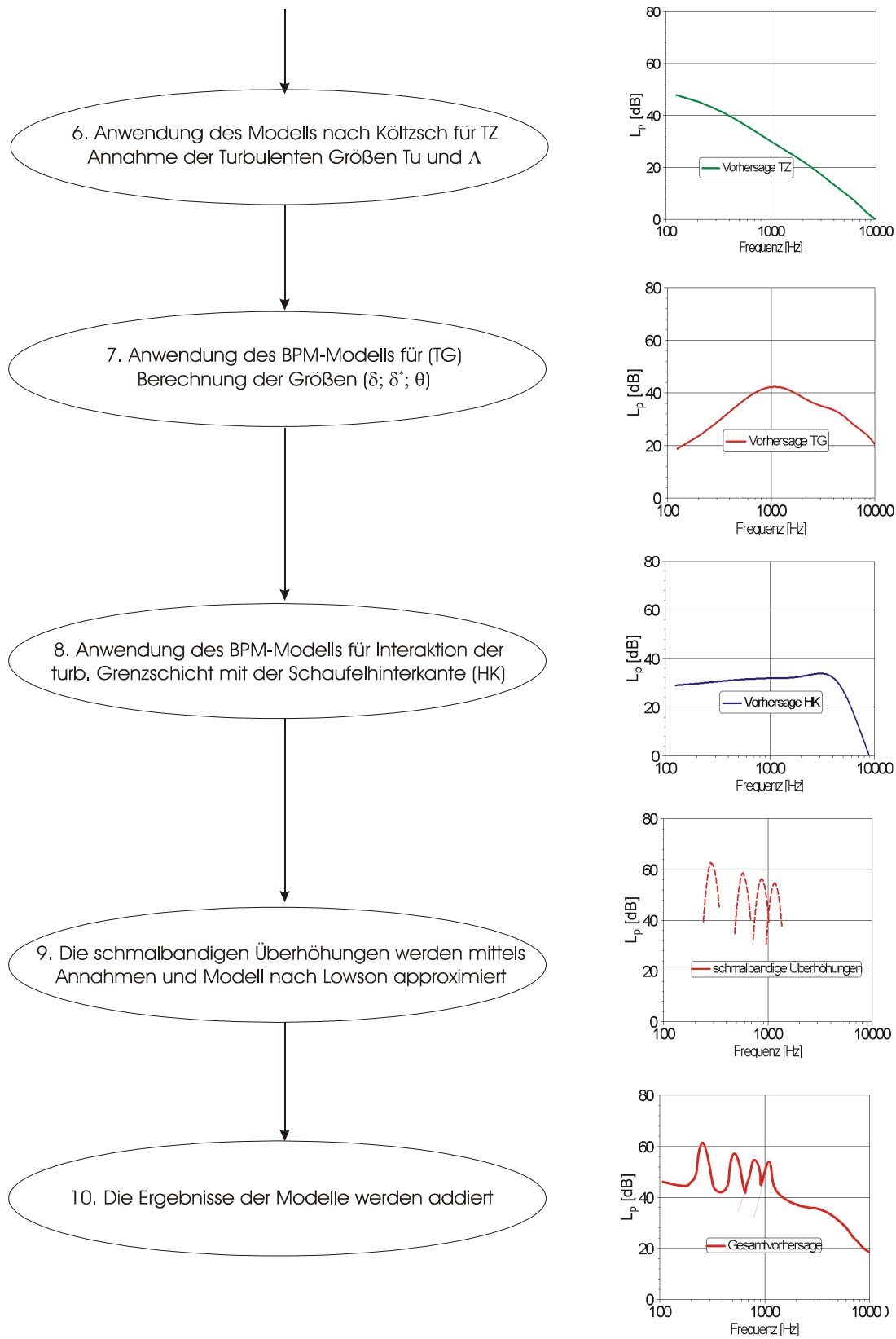


Abbildung 2.21: Flussdiagramm zur Modellanwendung

## 2.6 Variation der Laufradgeometrie: Literaturstudie

### 2.6.1 Variation der Schaufelzahl und des Teilungsverhältnisses ( $t/L$ )

In den Arbeiten von Fukano et al. [24, 25] wurde die Variation der Schaufelzahl und deren Einfluss auf die Akustik von Axialventilatoren behandelt. Dabei wurden Laufräder mit unterschiedlichen Schaufelzahlen und Sehnenlänge untersucht. Die Autoren stellen fest, dass mit zunehmender Schaufelzahl eine Zunahme des Schallpegels hervorgerufen wird. Eine Erhöhung des Schallpegels wird ebenfalls erzielt bei Vergrößerung der Schaufelsehnenlänge. Eine weitere Variation des Teilungsverhältnisses ( $t/L$ ) führt zu einer geringfügigen Zunahme des Geräuschpegels. Weitere Untersuchungen mit konstantem Teilungsverhältnis zeigen, dass eine größere Sehnenlänge bei niedrigerer Schaufelzahl die besseren Ergebnisse im Geräuschverhalten liefert als umgekehrt. Dabei sind die Hauptunterschiede in den Frequenzspektren im Bereich der höheren Frequenzen lokalisiert [25]. Eine weitere Arbeit in diesem Kontext wurde von Thien und von Hofe durchgeführt [67]. Bei diesen Untersuchungen wurde die Schaufelzahl variiert bei konstanter Beibehaltung der Schaufelsehnenlänge. Sie stellten fest, dass die Variation der Schaufelzahl kaum den spezifischen Geräuschpegel beeinflusst.

Weitere Arbeiten, die sich mit der Variation der Schaufelteilung befassen, sind die von Mellin und Sauvran [54] und Felsch und Stütz [64]. Diese untersuchten unterschiedliche unsymmetrische Anordnungen der Schaufeln und deren Einfluss auf die Akustik. Aufgrund der räumlich ungleichförmigen Zuströmung zum Laufrad wird die unsymmetrische Anordnung der Schaufeln häufig bei Kühlerventilatoren angewendet. Beide Arbeiten zeigen, dass durch eine unsymmetrische Anordnung der Schaufeln eine Verbesserung der Charakteristik des tonalen Verhaltens des Ventilators erzielt wird. Die tonalen Komponenten werden dabei auf mehrere Frequenzen verteilt, ohne eine nennenswerte Beeinflussung des Gesamtschallpegels feststellen zu können.

### 2.6.2 Variation der Schaufelform

Eine Sichelung der Schaufeln wird aus strömungsakustischen und strömungstechnischen Aspekten durchgeführt. Diese findet vermehrt Anwendung bei Axialventilatoren, Turboprops, Axialkompressoren und Schiffspropellern [9]. Die räumliche Anordnung der Schaufelprofile bei geraden Schaufeln verläuft längs eines Radialstrahls. Bei gesichelten Schaufeln weicht der Verlauf der räumlichen Anordnung der Schaufelprofile von diesem Radialstrahl ab (siehe auch Kapitel 2.1.2). Eine Verschiebung des Schaufelprofils in Richtung der Sehnenlinie wird als Pfeilung bezeichnet, eine Verschiebung des Schaufelprofils senkrecht zu Sehnen-



linie dagegen als V-Stellung. Dies wurde auf die Strömungsmaschinen übertragen und wird in Abbildung 2.22 an einem abgewickelten Zylinderschnitt bei einem Axialventilator skizziert. Bei einer Sichelung handelt es sich meistens um beide Verschiebungen. In Abbildung 2.22 ist eine Vorwärtssichelung dargestellt, die Sichelung erfolgt in Drehrichtung. Diese ist äquivalent zu einer positiven Pfeilung und einer negativen V-Stellung [29].

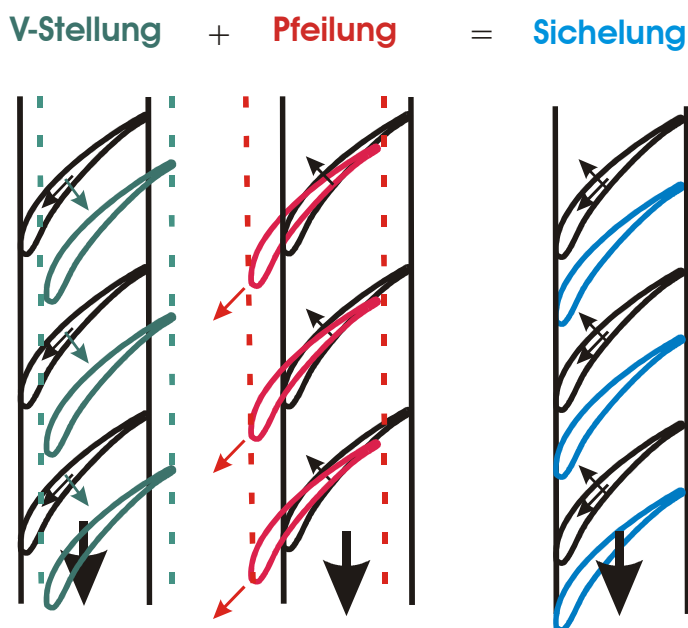


Abbildung 2.22: Sichelung bei Strömungsmaschinen dargestellt an einem abgewickelten Zylinderschnitt

Die Sichelung ist im Bereich der Kühlerventilatoren aufgrund der Verbesserung des Geräuschverhaltens sehr verbreitet. Bedingt durch zusätzliche Einbauten in der Zu- und Abströmung, sind die Strömungsverhältnisse für die Kühlerventilatoren sehr komplex. Die Einbauten führen zu Ungleichförmigkeiten in der Strömung und somit zu einer veränderten Interaktion mit dem rotierenden Laufrad. Diese Interaktion führt zur Verschlechterung des Geräuschverhaltens und kann durch Sichelung zur Reduktion der störenden tonalen Komponenten beitragen. Die Sichelung führt auch zur Veränderung des aerodynamischen Verhaltens, sodass ein Strömungsabriss verzögert wird. Diese vorteilhafte Vermeidung der Strömungsablösung im nutzbaren Kennlinienbereich führt auch zur Verringerung des durch die Strömungsablösung verursachten breitbandigen Anteils im Gesamtgeräusch [12, 71].

Eine der ersten Patentanmeldungen für gesichelte Laufschaufeln im Bereich der Kühlerventilatoren ist die Arbeit von L. M. Gray (1981) [32]. Im Rahmen dieses Patents konnte die zweite Harmonische der Blattfolgefrequenz unterdrückt werden. Die Beschauflung weist eine starke Vorwärtssichelung im Außenbereich der

Schaufeln auf. 1985 meldete die Firma Airflow Research & Mfg. Corp. ein weiteres Patent von L. M. Gray an [31]. In diesem Patent empfiehlt L. M. Gray, im Gegensatz zu bereits angemeldetem Patent von 1981, eine Rückwärtssichelung im Nabenbereich kombiniert mit einer Vorwärtssichelung im Außenbereich der Schaufeln. Hierdurch wird der Wirkungsgrad bei Stärkung der Festigkeit der Schaufeln verbessert.

Ein weiteres Patent zur Sichelung ist das von Dieter Lohmann 1993 [45]. In diesem Patent wird eine Vorwärtssichelung im Nabenbereich kombiniert mit einer Rückwärtssichelung im Außenbereich der Schaufeln empfohlen, um eine Geräuschreduzierung zu erzielen.

Anhand der erwähnten Patente wird ersichtlich, dass keine einheitliche Tendenz zwischen der Art der Sichelung und der Geräuschreduktion zu erkennen ist, sondern nähere Untersuchungen nötig sind.

Der nächste Abschnitt gibt einen Überblick über vorhandene wissenschaftliche Arbeiten zum Thema Sichelung. Brown [9] fand in seiner Arbeit heraus, dass durch Verschiebung bzw. Krümmung der Schaufelhinterkante eine Beeinflussung des Geräuscentstehungsmechanismus „Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante“ stattfindet, welches zu einer Frequenzverschiebung im Geräuschspektrum führt. Weiterhin resultiert daraus eine Verbesserung des Schalleistungspegels des Ventilators. Die Verschiebung bzw. Sichelung der Eintrittskante führt zur Beeinflussung des Geräuscentstehungsmechanismus „Interaktion der turbulenten Zuströmung mit den Laufradschaufeln“ und wirkt sich ebenfalls vorteilhaft auf das Geräuschverhalten aus. Durch die Vorwärtssichelung erzielt Brown eine Verbesserung von 7 dB(A), allerdings bei Verfehlung des Betriebspunktes.

Doneit [17] verglich in seiner Arbeit unterschiedlich gesichelte Laufräder mit einer ungesichelten Variante. Er stellte fest, dass die gesichelten Laufräder zu Veränderung der aerodynamischen Kennlinie führen und zur Verschlechterung des Wirkungsgrads. Der akustische Optimalpunkt, also der Punkt mit dem geringsten Schallpegel, verschob sich im Vergleich zu den geraden Schaufeln ebenfalls je nach Sichelungsrichtung zu niedrigen Volumenströmen bei Vorwärtssichelung und zu höheren Volumenströmen bei Rückwärtssichelung.

In der Arbeit von Stütz [65] wird der Einfluss der Sichelungsvariante auf die Geschwindigkeitsdreiecke deutlich. Durch Verlagerung der Strömung zum Nabenbereich bei einer Vorwärtssichelung und zum äußeren Bereich bei einer Rückwärtssichelung findet eine Falschanströmung der Schaufeln in den jeweiligen Bereichen der Beschauelung statt. Dies führt zu einer Verschiebung der akustischen Optimalpunkte.

Wright und Simmons [71] begründen die Verbesserung des akustischen Verhaltens gesicherter Laufräder mit der Veränderung der Grenzschichtdicke. Durch die Rotation der Laufradschaufeln wird die grenzschichtnahe Strömung nach außen transportiert. Durch eine Vorwärtssichelung wird dieser Weg bedingt durch die Schaufelgeometrie verkürzt und bei einer Rückwärtssichelung verlängert. Dies

beeinflusst die Grenzschichtdicke, welches wiederum die Beeinflussung der stochastischen Druckfluktuationen in diesem Bereich zur Folge hat. Dies verändert den Geräuscentstehungsmechanismus „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante“ und beeinflusst somit die Veränderung des breitbandigen Anteils des Geräusches.

Weitere Arbeiten von Kerschen und Envia [40] zeigen durch theoretische Überlegungen, dass durch Neigung der Vorderkante eine direkte Beeinflussung des Geräuscentstehungsmechanismus „Interaktion der turbulenten Zuströmung mit den Laufradschaufeln“ hervorgerufen wird. Diese theoretischen Überlegungen beruhen auf der Annahme, dass durch die Neigung der Vorderkante Auslöschungseffekte entstehen, die zur Verringerung des Geräuschverhaltens führen können.

Carolus [12] hält die Theorie der Auslöschungseffekte der phasenverschobenen Druckfelder durch die Sichelung von Laufradschaufeln eher relevant für sehr hohe Machzahlen. Weiterhin geht er davon aus, dass bei niedrigen Machzahlen die Bedeutsamkeit dieser Theorie gering ist.

Die im Rahmen der Arbeit von Meixner [53] untersuchten Laufradgeometrien zeigen, dass die vorwärtsgesichelten Varianten zu einer Verringerung des Geräuschpegels führen, jedoch bei gleichzeitiger Verschlechterung des Wirkungsgrades. Abhängig von der Zuströmung (gestört oder ungestört), kann eine schwache Sichelung bei ungestörter Zuströmung akustische Vorteile bringen. Bei gestörter Zuströmung bringt erst eine starke Sichelung akustische Vorteile mit sich.

Die Arbeit von Beiler [3] beschäftigt sich hauptsächlich mit dem aerodynamischen Einfluss der Sichelung auf die Strömung des Laufrades. Er zeigt, dass eine Vorwärtssichelung die Strömung im Nabenbereich stabilisiert, welche zur Verzögerung des Strömungsabrisses bei dieser Variante und damit Ausdehnung des Betriebsbereiches des Axialventilators führt. Ein Strömungsabriss tritt mit zunehmender Drosselung verspätet auf, aber abrupt über die gesamte Schaufelhöhe. Bei der Rückwärtssichelung tritt zwar mit zunehmender Drosselung bereits bei höheren Volumenzahlen der Strömungsabriss auf, allerdings nicht so ausgeprägt wie bei der Vorwärtssichelung. Die Arbeiten von Wright und Simmons [71], Stütz [65] und Corsini und Rispoli [13] bestätigen den stabilen Verlauf der Kennlinie bei einem vorwärtsgesichelten Laufrad im Teillastbereich im Vergleich zu einer ungesichelten Variante. Corsini und Rispoli konnten in [13] nachweisen, dass eine Vorwärtssichelung die Spaltströmung signifikant reduzieren kann.

Wie bereits in vergangenen Abschnitten erwähnt, ein „Nachteil“ einer Sichelung der Schaufeln ist die auftretende Abweichung des neuen Betriebspunkts vom Auslegungspunkt. Dies resultiert aus zusätzlich auftretenden radialen Geschwindigkeitskomponenten, die zur Abweichung von der koaxialen Strömung führen. Mögliche Korrekturen, um die Abweichung durch die Sichelung zu kompensieren, schlagen Beiler [3], Carolus [12] und Meixner [53] in ihren Arbeiten vor.

### 2.6.3 Variation der Spaltform

Konstruktionsbedingt ist bei allen Arten von Strömungsmaschinen ein Spalt zwischen dem rotierenden Laufrad und dem stehenden Gehäuse notwendig. Bei Kühlerventilatoren rotiert meistens das Laufrad in einer Zarge. Aufgrund von Schwingungen sind hier „große“ Spaltweiten notwendig um einen Kontakt zwischen dem rotierenden Laufrad und der stehenden Zarge auszuschließen. Es entsteht eine Sekundärströmung, die sogenannte Spaltströmung, die mit dem rotierenden Laufrad interagiert und zu zusätzlicher Geräuschabstrahlung führt. Diese Strömung wird angetrieben durch die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Strömungsmaschine. Im Kennlinienbereich größerer Volumenströme (Überlast) ist die Druckdifferenz gering und somit die Spaltströmung geringfügig vorhanden. Mit zunehmender Drosselung und im Bereich des Optimalpunktes bzw. in der Teillast ist diese Spaltströmung sehr ausgeprägt. Bereits in den 1950er Jahren zeigte Marcinowski, dass die Vergrößerung des Kopfspaltes bei leitraddlosen Axialventilatoren zur Erhöhung der gemessenen Schalldruckpegel führt [52]. Longhouse stellte im Jahr 1978 fest [46], dass durch eine 15-fache Verkleinerung der Spaltweite bei Kühlerventilatoren eine Absenkung von bis zu 15 dB(A) realisiert wurde. Longhouse empfiehlt in seiner Arbeit ebenfalls einen mitrotierenden Ring um die Schaufelblattspitzen mit einer düsenartigen Form, um die Spaltströmung zu führen und so weitere Blattspitzenwirbel und somit Verluste zu vermeiden. Ähnliche Ergebnisse erreichte auch Fukano et al. 1985 [26] mit ringlosen Laufrädern. Dabei wurde die Spaltweite variiert und das beste Ergebnis sowohl akustisch als auch aerodynamisch mit der kleinsten Spaltweite von 0,7 mm bei einem Laufraddurchmesser von 606 mm realisiert. Bei den Untersuchungen von Stütz [66] wurde die aerodynamische und akustische Beeinflussung der Spaltweite bei Axialventilatoren untersucht. Hier wurde gezeigt, dass eine Abhängigkeit des abgestrahlten Geräuschs von der Spaltweite zwar vorhanden ist, diese aber nicht stetig gegeben ist. Es existieren Bereiche, bei denen die akustischen Größen sich trotz Änderung der Spaltweite nicht mehr ändern.

Weitere sehr detaillierte Untersuchungen der Spaltform und deren Einfluss auf Aerodynamik und Akustik finden sich in der Arbeit von Kameier [38]. Eine Sekundärströmung konnte bei [38] durch Auswertung von Korrelationen der Oberflächenwechseldruckmessungen zwischen den rotierenden Laufradschaufeln und der stehenden Wand nachgewiesen werden. Der Autor stellte ebenfalls fest, dass eine Verkleinerung der Spaltweite (um ca. das 8-Fache) zu einer Reduzierung der schmalbandigen Überhöhungen unterhalb der Blattfolgefrequenz von bis zu 35 dB führt. Durch eine Änderung der Spaltform beim Einbau von sogenannten Turbulenzerzeugern im Bereich des Laufradspaltes in [39] wurde eine erhebliche Reduzierung des Schallpegels erzielt.

### 3 EXPERIMENTELLE UND NUMERISCHE VERFAHREN

In diesem Kapitel werden sowohl die verwendeten experimentellen Messverfahren als auch die Methoden der numerischen Strömungssimulation vorgestellt und erläutert. Die experimentellen Verfahren beinhalten die Messung und Erfassung der integralen Werte unterschiedlicher Ventilatoren und optische Strömungsmessverfahren. Die Messung der integralen Werte führt zur Bestimmung aerodynamischer Kennlinien (Verlauf der Druckzahl, Wirkungsgrad, Wellenleistung über Volumenzahl) und der akustischen Kennlinien. Diese Kennlinien werden verglichen, um den Einfluss der jeweiligen Geometrieänderung den integralen Werten der Aerodynamik und Aeroakustik zuzuordnen. Auf die Strömungsvisualisierungsverfahren wird in Kapitel 3.2 eingegangen. Die verwendeten Versuchslaufräder sollen in Kapitel 3.3 dargestellt werden. Bei der Auslegung wurden numerische Strömungssimulationen durchgeführt. Diese werden in Kapitel 3.4 näher beschrieben.

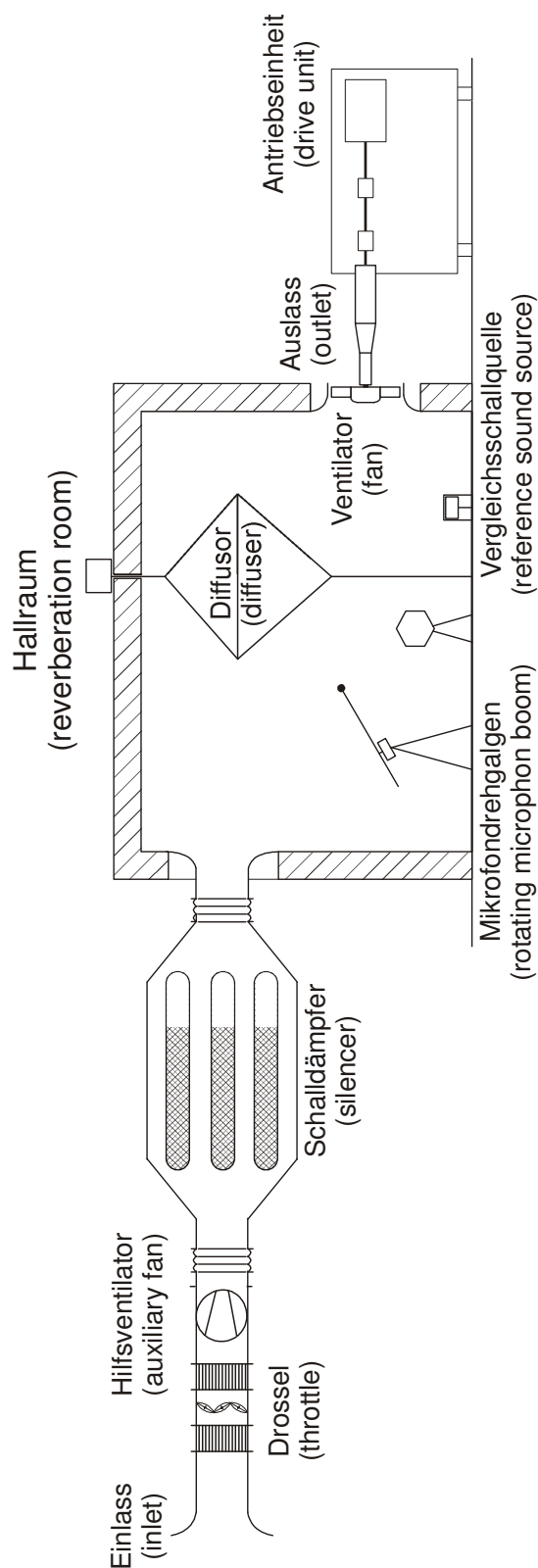
#### 3.1 Versuchseinrichtung zur Aero-Akustik-Messung

Abbildung 3.1 zeigt eine prinzipielle Darstellung des Aero-Akustik-Prüfstands. Dieser Prüfstand erlaubt die normgerechte simultane Erfassung der aerodynamischen und akustischen Betriebsgrößen von Ventilatoren nach ISO 3741 und ISO 5801. Der Prüfling wird an der Grenze des Hallraumes angebracht und saugt im Betrieb die Luft aus dem Hallraum in eine Laborhalle aus. Der Volumenstrom wird mit einer Messdüse am Eintritt des Prüfstandes ermittelt. Die freiausblasende Druckerhöhung wird zwischen Hallraum und Umgebung bestimmt. Für die Druckmessung werden Betz-Manometer verwendet. Parallel zu den Betz-Manometern sind digitale Messinstrumente angebracht, um die Messdaten digitalisieren und gleichzeitig an einem Rechner erfassen zu können. Bei diesen zweiten Druckmessgeräten handelt es sich um den Differenzdruckmessumformer PU der Firma Halstrup-Walcher GmbH. Diese haben eine Ansprechzeit von 20 ms, einen Messbereich von 0 bis 2,5 kPa und einen Messfehler von ca. 1 %. Der Prüfling wird mittels eines Elektro-Motors mit einer maximalen Drehzahl von  $3200 \text{ min}^{-1}$  und einer maximalen Wellenleistung von 12 kW angetrieben. Die Messinstrumente für Drehzahl und Drehmoment werden zwischen Antriebsmotor und Laufrad montiert. Für die Drehzahl wird ein FZAM 08P3001 Reflexions-Lichttaster mit Intensitätsunterscheidung der Firma Baumer Electric AG mit einer gepulsten Infrarot-Diode als Lichtquelle und einer Ansprechzeit von weniger als 1 ms eingesetzt. Das Drehmoment wird mit einer Drehmoment-Messwelle T20WN der Firma HBM mit einem Messbereich von  $\pm 10 \text{ Nm}$  erfasst. Hierfür kommt das Torsionsprinzip zur Anwendung. Weitere Komponenten des Prüfstandes sind Drossel und Hilfsventi-

lator, um den Volumenstrom variieren zu können und die Verluste in der Anlage des Prüfstands zu kompensieren.

Mit einem Kulissen-Schalldämpfer, der zwischen Laborhalle, Hilfsventilator, Drossel und Hallraum angebracht ist (siehe Abbildung 3.1), werden die Störgeräusche dieser Komponenten zum Hallraum unterbunden. Der Hallraum besitzt ein Volumen von ca.  $100 \text{ m}^3$  mit einer Länge von 5,45 m, einer Breite von 3,75 m und einer Höhe von 4,85 m. Die Abmessungen des Raumes sind somit keine Vielfachen voneinander und entsprechen damit den Bedingungen für Akustik-Prüfstände, wodurch stehende Wellen vermieden werden. Die Gesamtoberfläche des Raumes beträgt  $130 \text{ m}^2$ .

Um stehende Wellen im Hallraum zu vermeiden, wird abgesehen von den unsymmetrischen bzw. ungleichen Abmessungen des Raumes, ein drehender Diffusor bzw. Reflektor in der Mitte des Raums angebracht. Dieser Diffusor hat ebenfalls unsymmetrisch angeordnete Platten, um die Diffusität bzw. Halligkeit des Hallraumes zu verbessern. Die Schalldruckschwankungen im Hallraum werden durch ein Kondensatormikrofon erfasst. Dieses durchläuft einen bestimmten Messpfad und wird im Diffusfeld angebracht, um sämtliche Überhöhungen an den Wänden oder Ecken zu vermeiden. Durch die Rotation des Mikrofons wird eine gute räumliche Mittelung der Schalldruckschwankungen erzielt. Das Mikrofon ist ein  $\frac{1}{2}$ -Zoll-Diffusfeldmikrofon der Firma Brüel&Kjaer vom Typ 4943. Es ist an einen digitalen Equalizer des Typs BEQ II der Firma Head Acoustics GmbH angeschlossen. Dieser Equalizer vereinigt die Eigenschaften eines Entzerrers, eines zweikanaligen Frontends und eines A/D-Wandlers in einem flexiblen Messwerkzeug und ist somit in der Lage, den Spannungsverlauf am Mikrofon in einen Schalldruckschwankungsverlauf umzurechnen, darzustellen und zu bearbeiten. Die Aufnahme der Messungen erfolgte mit der Software HeadRecorder der Firma Head Acoustics GmbH. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgte mit der Software Artemis11 bzw. Artemis12, ebenfalls von Head Acoustics GmbH. Im Hallraum ist ebenso eine Vergleichsschallquelle der Firma Brüel&Kjaer vom Typ 4204 angebracht, wovon der an der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt (PTB) gemessene Schallleistungspegel in Form von Oktav- und Terzband zur Verfügung steht. Vor jeder Messreihe wird das Fremdgeräusch, und das Vergleichsschallquellengeräusch erfasst. Es muss gewährleistet sein, dass das Fremdgeräusch und das zu untersuchende Geräusch ausreichend voneinander entfernt sind (mindestens 10 dB), um das Geräusch tatsächlich dem Prüfling zuordnen zu können.



Leistungsmessung (ISO 5801)

max. Volumensstrom : 4,5 m<sup>3</sup>/s  
 max. stat. Druckdifferenz : +/- 2500 Pa  
 Antriebsleistung : 11kW  
 max. Drehzahl : 3600 1/min

Akustikmessung (ISO 3741)

Hallraumvolumen : 99 m<sup>3</sup>  
 Oberfläche (Innenseite) : 130 m<sup>2</sup>  
 Maße (L \* B \* H) : 5,45 x 3,75 x 4,84  
 Frequenzbereich : 125 Hz - 20 kHz  
 Geräuschart : breitbandig / tonal  
 Geräuschbewertung : A, B, C, D, linear

Abbildung 3.1: Aufbau des Aero-Akustik Prüfstandes am Fachgebiet Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

## 3.2 Versuchseinrichtung zur Strömungsmessung

Strömungsvisualisierungsverfahren sind optische Messverfahren zur Erfassung und Beschreibung der Strömung. Diese sind in der Lage die Geschwindigkeitsvektoren in einer Strömung darzustellen, um die physikalischen Vorgänge zu verstehen. Ein weiterer wichtiger Aspekt dieser Untersuchungen ist die Validierung der numerischen Strömungssimulation. Bei diesem Messverfahren werden innerhalb kürzester Zeit zwei Bilder (Doppelbilder) vom Strömungsfeld aufgenommen. Der Strömung werden dabei Partikel zugesetzt, die die Strömung hundertprozentig beschreiben. Für die Aufnahme wird das Strömungsfeld durch eine leistungsstarke Lichtquelle (Laser) illuminiert, die synchron mit der Kamera ausgelöst wird. Bei der Auswertung der Doppelbilder wird mittels Korrelationen die Bewegung der Partikel erfasst und daraus die Strömung exakt gemessen. Die Grundlagen der optischen Strömungsmessverfahren werden nicht weiter im Detail behandelt. Es wird auf folgende Literaturstellen verwiesen [22, 58].

### 3.2.1 Strömungsvisualisierung der Spaltströmung mittels „High Speed Particle Image Velocimetry“ (HPIV)

Dieses Verfahren eignet sich am besten um instationäre Phänomene, z. B. um die Spaltströmung bei Axialventilatoren korrekt zu erfassen. Dabei ist eine hohe zeitliche Auflösung von Lichtquelle und Kamera unabdingbar. Der benutzte Laser muss mit dem Aufnahmezeitpunkt der Kamera synchronisiert sein. Das Triggersignal wurde von der Kamera gesteuert und über einen Synchronizer 2009 der Firma ILA GmbH zur Steuerung des Lasers benutzt. Der Aufbau dieser Untersuchungen ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Die Ausleuchtung des Messbereiches muss durch den Laser ausreichend vorhanden sein, um gute Ergebnisse zu erzielen. Beim Laser handelt es sich um einen Neodym-doped Yttrium-Lithium Fluoride (Nd:YLF) Laser mit einer Wellenlänge von 527 nm. Eine weitere Bedingung des Aufbaus ist die Position der Kamera, die die Zuströmung zum Laufrad nicht behindern darf. Um diese Problematik zu lösen, wurden Spiegel installiert. Durch einen seitlichen Spiegel fokussiert die Kamera genau im Messbereich (siehe Abbildung 3.2). Um eine hohe zeitliche Auflösung zu erreichen, wurde der Messbereich auf ungefähr 30 mm\*30 mm um den Kopfspalt zwischen Laufrad und Gehäuse beschränkt.

Um die Strömung visualisieren zu können, müssen der Strömung Partikel hinzugefügt werden. Dazu wurde mithilfe eines Zerstäubers ein Ölnebel hergestellt. Aufgrund des offenen Prüfstandes stellte dies eine Herausforderung zur Gewährleistung einer homogenen Partikelverteilung in der Messebene dar. Dies wurde durch die richtige und mehrfache Aufstellung von solchen Zerstäubern nahe der Messebene und im Spaltbereich auf der Druckseite des Lüfters gelöst.



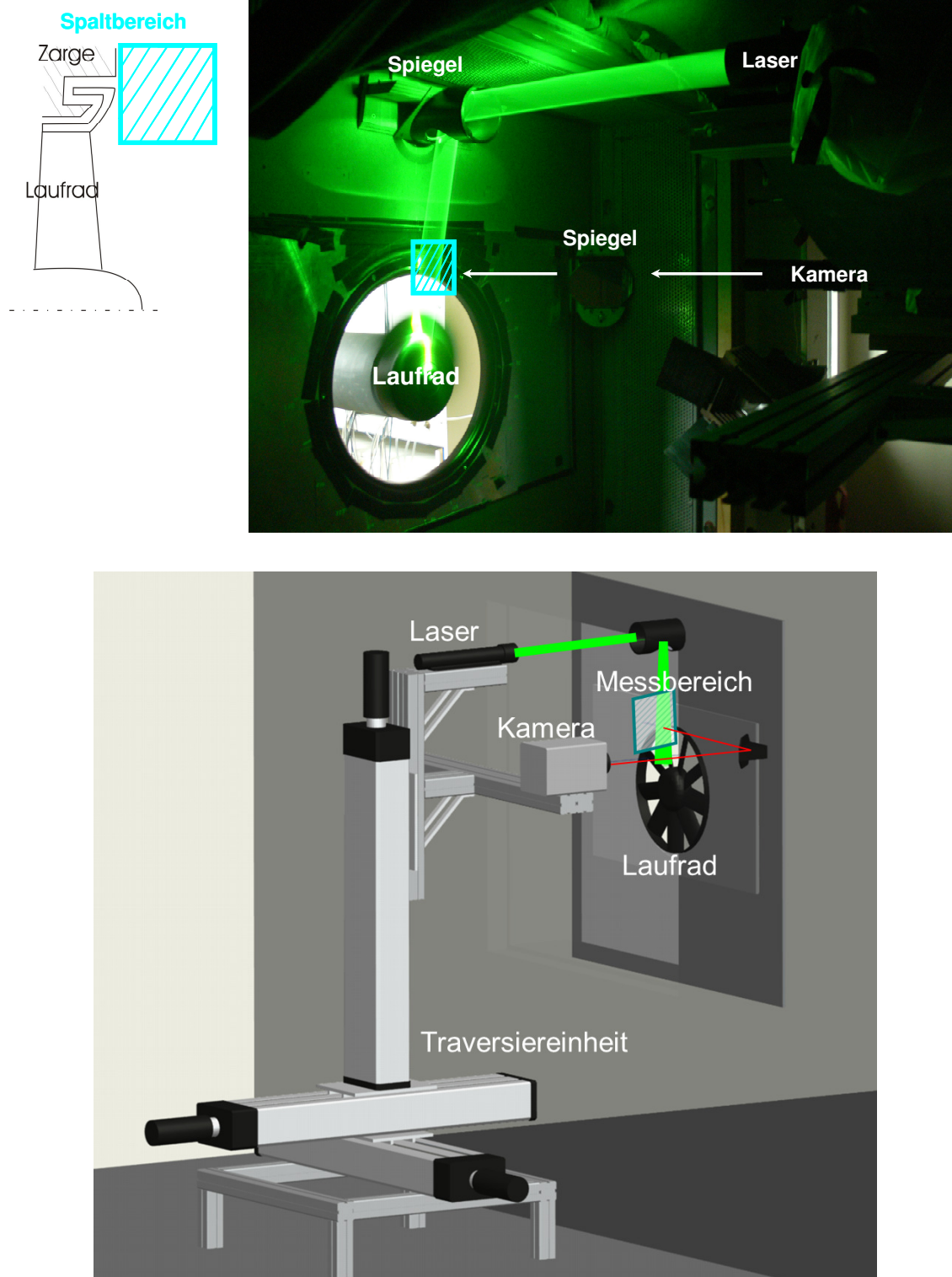


Abbildung 3.2: Visualisierung der Spaltströmung, oben: realer Aufbau, unten: Zeichnung

### 3.2.2 Strömungsvisualisierung in einer Ebene auf der Abströmseite des Laufrades mittels „Stereo Particle Image Velocimetry“ (SPIV)

Ziel dieser Untersuchungen ist die Visualisierung der Abströmung unterschiedlicher Laufradgeometrien sowie die Validierung der numerischen Strömungssimulation. Die hier untersuchten Schaufelformen unterscheiden sich durch die unterschiedlichen Sichelungsvarianten der Laufräder.

Diese Untersuchungen wurden an einem speziellen Ventilatoren-Prüfstand durchgeführt. Dieser Prüfstand wurde hauptsächlich für Zwecke der Strömungsvisualisierung bei Ventilatoren bzw. lufttechnischen Anlagen konzipiert. Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 3.3 und Abbildung 3.4 dargestellt. Es handelt sich dabei um einen geschlossenen Prüfstand, der mit einem Zerstäuber für die Herstellung der Partikel zur Strömungsvisualisierung, einem Hilfsventilator, einer Drossel und Druckmessinstrumenten ausgestattet ist.

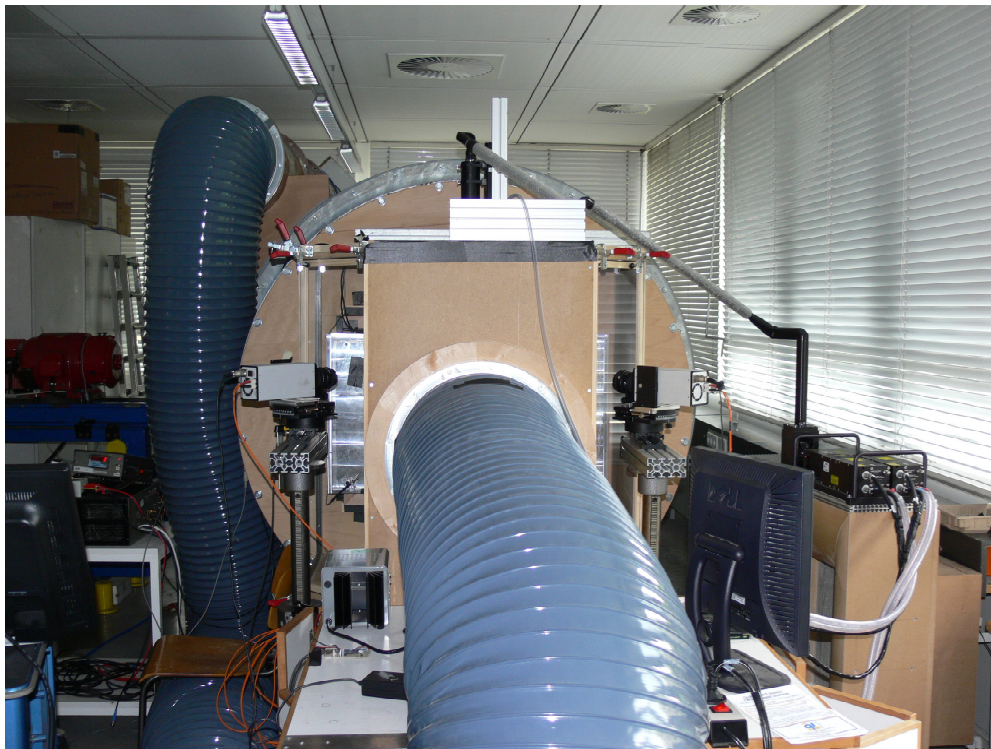


Abbildung 3.3: Aufbau des geschlossenen Prüfstands für PIV-Messungen

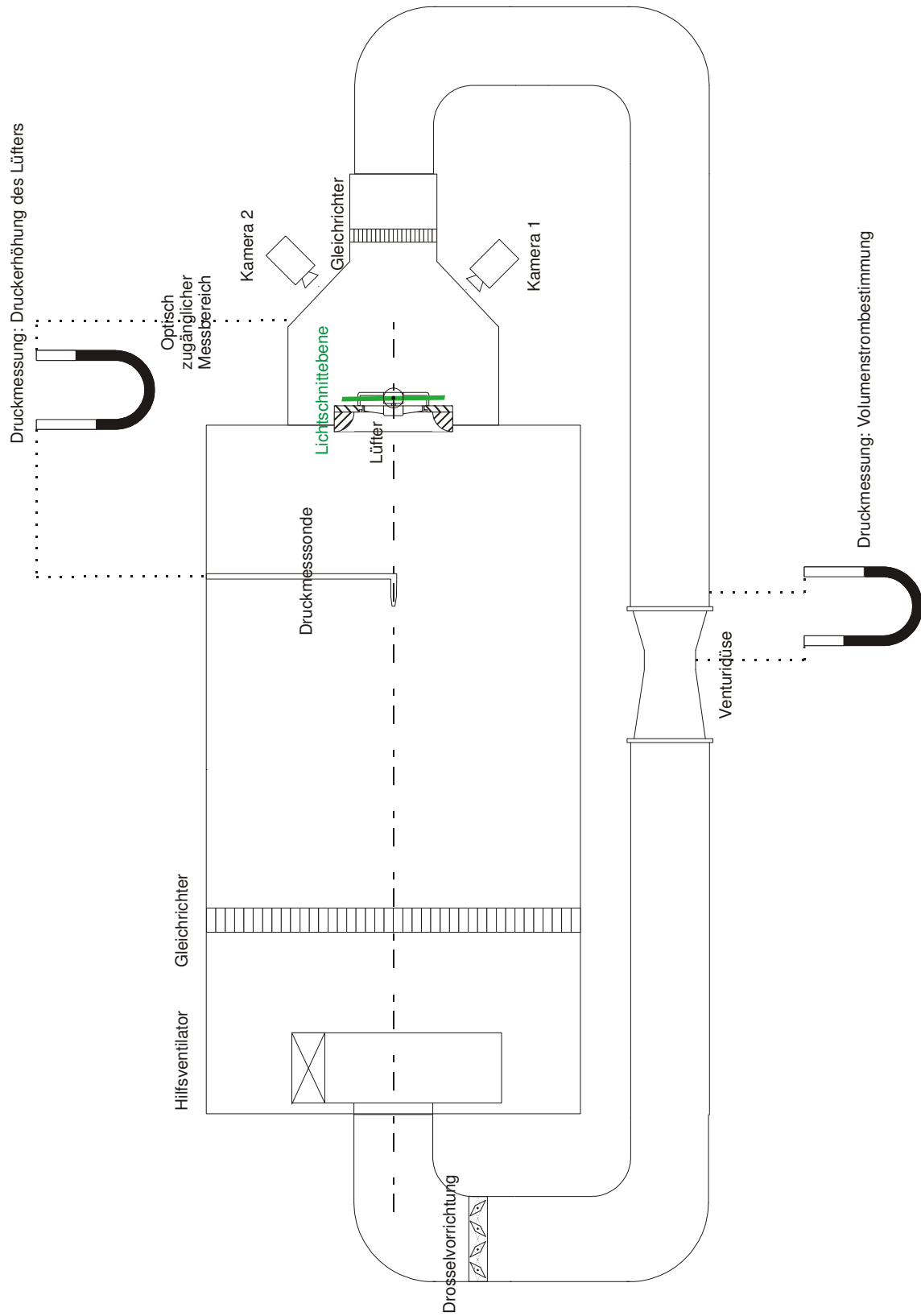


Abbildung 3.4: Schematischer Aufbau des PIV-Prüfstandes

Dieser Prüfstand besitzt einen optisch zugänglichen Bereich, in dem das Laufrad angebracht wird. In diesem Bereich werden beide Kameras ebenso wie die Lichtquelle angebracht, um abströmseitig in einer Ebene messen zu können (siehe Abbildung 3.5).



Abbildung 3.5: Teststrecke mit Kamera-Positionen und Laserführung

### 3.3 Versuchslaufräder

#### 3.3.1 Laufräder mit Ring

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Laufräder wurden als Prototypen aus Aluminium gefertigt. Ausgehend vom Basislaufrad mit geraden Schaufeln wurden verschiedene Varianten aufgebaut. Variiert wurden dabei die Schaufelzahl, die Schaufelform und die Schaufelteilung. Konstant gehalten wurden die Naben- und Außendurchmesser aller Varianten ebenso wie die Spaltform. Die aerodynamischen und akustischen Messungen aller Kühlerventilatoren wurden bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. In Abbildung 3.6 sind die Bezeichnungen aller Laufräder mit Ring in dieser Arbeit und ihre charakteristische Merkmale zusammengefasst. Details zu den jeweiligen Variationen, wie Verlauf der Sicherungswinkel über die Schaufelhöhe, werden in Kapitel 4 näher erläutert. In Tabelle 3.1 werden die verwendeten Laufräder der jeweiligen Geometrievariation zugeordnet.





Abbildung 3.6: Charakteristiken der verwendeten Laufräder mit Ring

| Variation von       | Bei Konstanz von   | LaufRad    |
|---------------------|--------------------|------------|
| Schaufelzahl        | Teilungsverhältnis | a, b, c    |
| Schaufelsehnenlänge | Teilungsverhältnis | a, b, c    |
| Schaufelsehnenlänge | Schaufelzahl       | a, e       |
| Schaufelteilung     | Schaufelzahl       | b, d       |
| Schaufelform        | Rückwärtssichelung | f, j       |
| Schaufelform        | Vorwärtssichelung  | g, h, i, k |

Tabelle 3.1: Analyierte Geometrievariationen

### 3.3.2 Laufräder ohne Ring

Im Rahmen dieser Arbeit wurden auch Kühlerventilatoren ohne Lüfterring betrachtet. Die charakteristischen Angaben dieser analysierten Geometrien sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.




| Bezeichnung | $SZ$ [-] | $L$ [mm] | Bemerkungen  |   |
|-------------|----------|----------|--|---|
| LR1         | 11       | 62       | Gerade Schaufeln                                       |  |
| LR2         | 11       | 65       | Gerade Schaufeln                                       |  |
| LR3         | 11       | 65       | Rückwärtssichelung (außen)<br>Vorwärtssichelung (Nabe) |  |

Tabelle 3.2: Charakteristiken der verwendeten Laufräder ohne Ring

## 3.4 Numerische Strömungssimulation

Um die Anzahl an experimentellen Varianten einzugrenzen, wurden im Vorfeld der Messungen numerische Strömungssimulationen durchgeführt. Dabei wird die aerodynamische Kennlinie berechnet und mit der bereits ermittelten Kennlinie (Simulation bzw. Messung) der Basisgeometrie verglichen. Erfüllen die berechneten Laufräder den festgelegten Betriebspunkt, wird die Geometrie zur Herstellung weitergegeben, um diese auch experimentell zu bewerten. Weicht dagegen die neue Kennlinie von der der Basisgeometrie stark ab, werden weitere Korrekturfaktoren bzw. Schaufelregelungsmaßnahmen solange variiert und gerechnet, bis die Kennlinien weitestgehend übereinstimmen. Die Grundlagen der numerischen Simulation und der Strömungsgleichungen werden im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter behandelt und können der Literatur entnommen werden [20, 59].

### 3.4.1 Vorgehensweise

Aufgrund der Rotationssymmetrie der untersuchten Laufräder wurde ein Schaufelkanal anstatt des gesamten Laufrades berechnet. Somit konnte die Rechenzeit deutlich reduziert werden. Um diese Art der Segmentberechnung durchzuführen, werden periodische Randbedingungen eingesetzt. Nachfolgend werden die Schritte Gittergenerierung, Berechnung und Auswertung näher beschrieben.

#### Netzgenerierung

Die Vernetzung des Strömungsbereiches wurde mit dem Gittergenerierungsprogramm ICEMCFD durchgeführt. Diese Netzgenerierung basiert auf einer blockstrukturierten Vorgehensweise. Dabei wird die Geometrie auf kleinere räumliche Blöcke unterteilt, wofür eine strukturierte Netzverteilung vorgegeben werden kann. Das gesamte Strömungsproblem wird in eine Rotor- und Statordomäne unterteilt. Die Rotordomäne ist als rotierende Domäne definiert und beinhaltet die Schaufel, die Nabe und den Laufradring (siehe Abbildung 3.7). Der Rest des Strömungsgebietes wird als stehende Domäne definiert, um den Rechenaufwand zu reduzieren. Die Rotor- und Statordomänen werden mittels eines „Interfaces“ miteinander gekoppelt. Bei der Netzgenerierung wurden die Qualitätsmerkmale aus Empfehlungen von [1] möglichst eingehalten. Die wichtigsten Qualitätsparameter sind (3x3)-Determinante, Hexaederzellwinkel und Zellvolumenwechsel. Diese sind ein Maß für die Distorsion der Hexaeder Zellen und können bei großer Abweichung vom empfohlenen Wert zu erheblicher Ungenauigkeit der Lösung bzw. zu Konvergenzproblemen führen [1, 20].

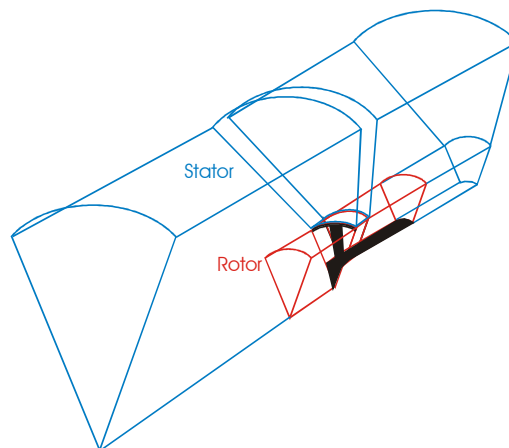


Abbildung 3.7: Definition der Rotor- und Stator-Domänen

### Gitterunabhängigkeit

Die Geometrie wurde anhand eines dreidimensionalen blockstrukturierten Netzes diskretisiert. Um den Einfluss der räumlichen Diskretisierung zu untersuchen, wurden zunächst verschiedene Netze mit unterschiedlicher Zellenanzahl aufgebaut und berechnet. Sollten die Ergebnisse der berechneten Kennlinien mit der unterschiedlichen Netzfeinheit keine Abweichungen zeigen, kann ein definierter Kompromiss aus Rechengenauigkeit und Rechenzeit eingegangen werden. Um dies zu analysieren, wurden im Bereich des Kopfspaltes und um das Laufrad lokale Verfeinerungen durchgeführt. Die erstellten Netze sind in Abbildung 3.8 dargestellt und bestehen aus: Netz 1 (600.000 Zellen), Netz 2 (900.000 Zellen) und Netz 3 (1.200.000 Zellen). Die Verfeinerungen von Netz 1 zu Netz 2 betreffen die Bereiche an den Wänden wie Schaufel, Kopfspalt und Nabe. Die Verfeinerungen von Netz 2 zu Netz 3 betreffen die Bereiche, in denen eine ausgeprägte Spaltströmung zu erwarten ist, ebenso wie den abströmseitigen Bereich, in der die Strömung in den Spalt zurückströmt.

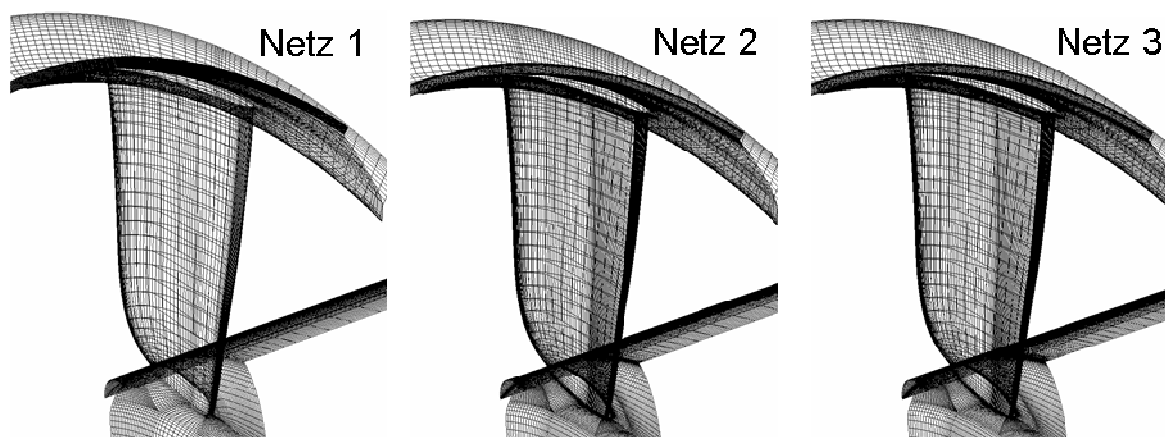


Abbildung 3.8: Verwendung unterschiedlicher Berechnungsnetze



In Abbildung 3.9 werden die Ergebnisse der unterschiedlichen Netze bei der Variante BSK\_W verglichen. Diese zeigt, dass mit zunehmender Anzahl an Zellen und somit zunehmendem Rechenaufwand keine wesentlichen Änderungen festzustellen sind.

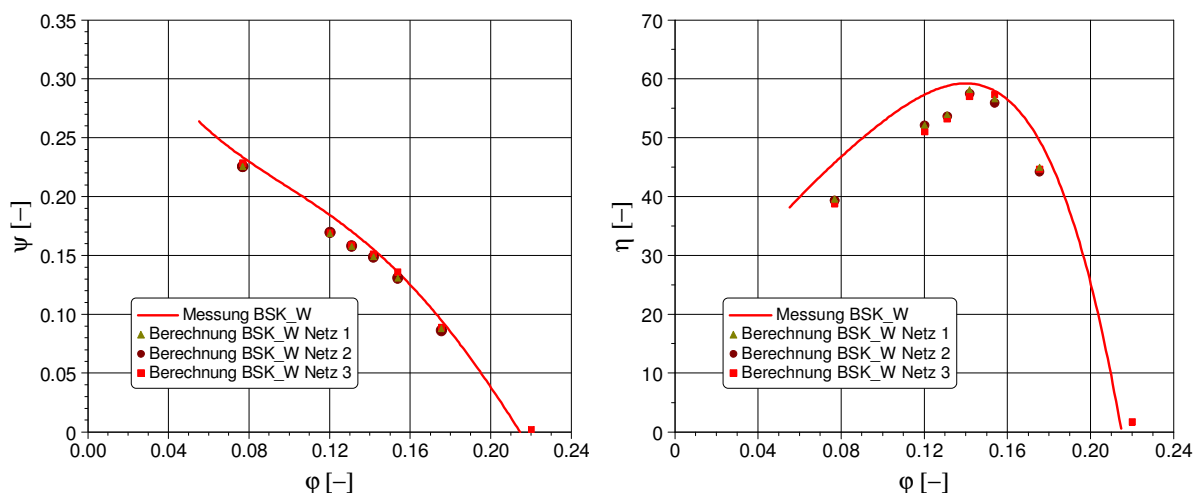


Abbildung 3.9: Vergleich der Strömungskennlinie und Wirkungsgradkennlinie mit den verschiedenen Netzen bei BSK\_W (siehe Abbildung 3.6)

### Randbedingungen

Die Randbedingungen sind in Abbildung 3.10 dargestellt. Sie bestehen aus einer Massenstrom-Randbedingung am Eintritt und einer statischen Druckrandbedingung am Austritt mit einem statischen Druckwert von 1 bar und einem Referenzdruck von 1 bar. Das Laufrad und das Gehäuse sind als Wände mit Haftbedingung definiert. Hier werden unterschiedliche Geschwindigkeitswerte für die rotierende „Wand“ des Laufrads und die stehende „Wand“ des Gehäuses vorgegeben. Wie bereits erwähnt wird ein Schaufelkanal berechnet, weshalb die Seitenwände des Segments als periodische Randbedingungen definiert werden. Dadurch kann bei rotationssymmetrischen Geometrien die Rechenzeit deutlich reduziert werden. Die Begrenzungsflächen werden über diese periodischen Randbedingungen miteinander gekoppelt. Die oberen Begrenzungsflächen des Strömungsproblems werden als Symmetrierandbedingungen definiert. Diese sind undurchlässig und setzen die normalen Geschwindigkeitskomponenten auf diesen Flächen zu null (nicht haftend). Der Abstand zwischen der Eintrittsrandbedingung und dem Laufrad ebenso wie der Abstand zwischen der Austrittsrandbedingung und dem Laufrad ist um ein Vielfaches größer als der Rotordurchmesser ( $7 \cdot D_a$ ). Damit kann eine Beeinflussung des Strömungsfeldes im Laufrad durch die Randbedingungen ausgeschlossen werden.

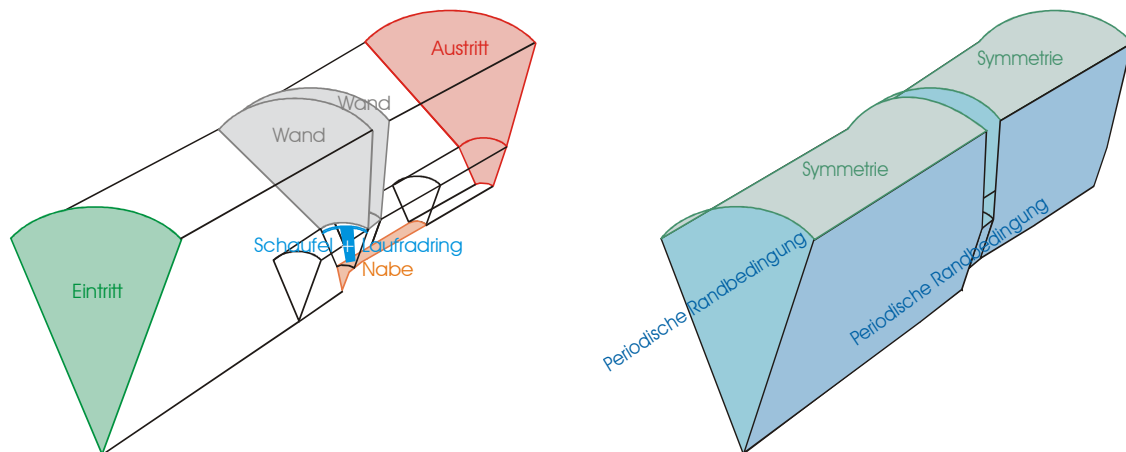


Abbildung 3.10: Einstellung der Randbedingungen

### Strömungsberechnung

Die Strömungsberechnungen wurden mit dem kommerziellen Programmpaket CFX 12.1 der Firma ANSYS durchgeführt. Bei den Berechnungen wurde die RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes) Methode gewählt. Aufgrund der niedrigeren Machzahl von ungefähr 0,17 kann das Fluid als inkompressibel betrachtet werden. Die Turbulenzmodellierung erfolgte mit dem  $k-\omega$ -SST Modell. Dieses Modell zeigte bereits in vorangehenden Arbeiten und in der Literatur [2, 55] für Strömungen mit positivem Druckgradienten zuverlässige Ergebnisse. Mit Hilfe von Wandmodellierungsverfahren können an den Wänden verhältnismäßig grobe Zellen in Bereichen hoher Gradienten in den Scherschichten zugelassen werden. Die Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit (bei Reynoldszahlen an der Blattspitze von ungefähr  $1,5 \cdot 10^5$ ) haben einen dimensionslosen Wandabstandswert  $y^+$  zwischen 30 und 120.

### Auswertung der Strömungsberechnung

Die Auswertung der Strömungsberechnung erfolgt durch die Analyse des Verlaufes der Druckerhöhung an den Austrittsflächen. Ist eine Konvergenz dieser Größe um einen bestimmten Wert sichtbar, ist damit eine ausreichende Genauigkeit erreicht und die Rechnung kann beendet werden. Je nach Betriebspunkt (Volllast, Optimalbereich oder Teillast) kann dieser Verlauf Schwankungen aufweisen. Deshalb wird der Verlauf gemittelt abgelesen. Die Auswertung erfolgt nach dem Ablesen der Betriebspunkte und der Erstellung einer gerechneten Kennlinie hauptsächlich im Bereich des Optimalpunktes, da diese Laufräder für diesen Bereich ausgelegt sind. Die Auswertung beinhaltet Strömungsbilder mit Veranschaulichung des Verlaufes der Strömung an den Schaufeln durch Flächenstromlinien am Laufrad oder im Spaltbereich (siehe Kapitel 5).

### 3.5 Vergleich Simulation und Messung

Wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln erwähnt, wurde die Simulation zunächst zur Auslegung unterschiedlicher Lüftergeometrien eingesetzt. Die gemessenen Kennlinien wurden anschließend mit den berechneten Werten verglichen. Die Validierung der numerischen Simulation wurde in zwei Schritten durchgeführt. Die erste Validierung erfolgte mit den integralen Werten der Kennlinien. Ist eine gute Übereinstimmung vorhanden, kann davon ausgegangen werden, dass die numerisch gerechneten Strömungen ebenfalls eine gute Übereinstimmung zeigen werden. Dies wird im zweiten Schritt der Validierung durchgeführt. Hier werden Strömungsbilder, die am PIV-Prüfstand gemessen wurden, mit den berechneten Ergebnissen verglichen.

#### 3.5.1 Vergleich der integralen Werte

Der in Abbildung 3.11 dargestellte Vergleich beinhaltet die Varianten USK, BSK\_W und FSK\_S. Beim Vergleich der Varianten BSK\_W mit USK und FSK\_S ist eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Die Betrachtung der Wirkungsgradkennlinien in Abbildung 3.12 zeigt ebenfalls eine hinreichend gute Übereinstimmung zwischen den Messungen und den berechneten Werten.

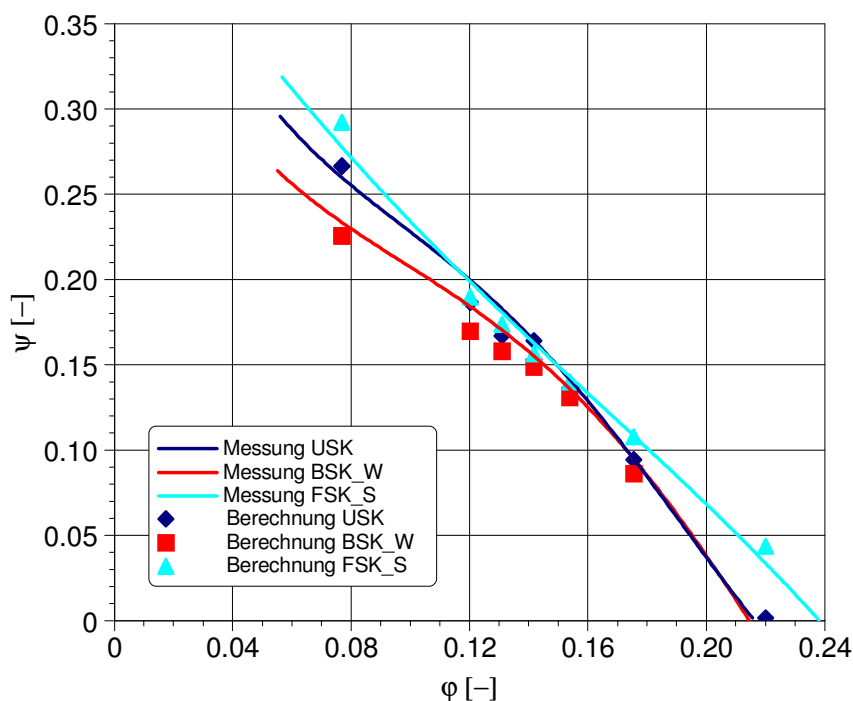


Abbildung 3.11: Vergleich der Druckkennlinien

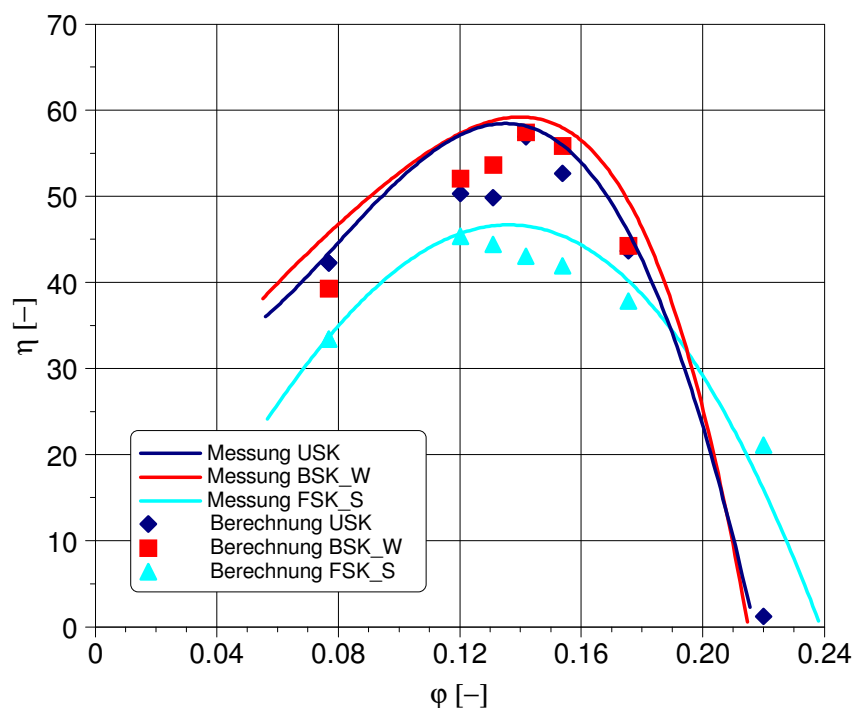


Abbildung 3.12: Vergleich der Wirkungsgradkennlinien

Die Abweichungen der Kennlinien sind zwar unterschiedlich, zeigen aber eine gute Übereinstimmung vor allem im Bereich des besten Wirkungsgrades bei ungefähr  $\varphi \approx 0,14$ . Hervorgehoben werden können die Tendenzen zwischen den unterschiedlichen Varianten, die im Experiment und in der numerischen Simulation gut übereinstimmen.

### 3.5.2 Vergleich lokaler Geschwindigkeitsfelder

Für die Validierung der Strömungssimulation wurden die PIV-Messungen und die Berechnungen bei einer Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. Bei den PIV-Messungen wurden für jede Messung jeweils 1000 Doppelbilder aufgenommen. Um Messung und Berechnung vergleichen zu können, wurden die 1000 Doppelbilder gemittelt. Die im nächsten Abschnitt vorgestellten Vergleiche wurden in einer Messebene auf der Abströmseite des Laufrades in einem Abstand  $A$  von 25 mm durchgeführt (siehe Abbildung 3.13). Die Ergebnisse werden entsprechend der Gleichungen 3.01 und 3.02 normiert. Die Axial- und Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit werden auf den mittleren Wert der Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit (gemessener Volumenstrom bezogen auf die durchströmte Fläche) bezogen.

$$c_{ax}^* = \frac{c_{ax}}{c_{ax}} = \frac{c_{ax}}{\left( \dot{V} / \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_i^2) \right)} \tag{3.01}$$

$$c_u^* = \frac{c_u}{c_{ax}} = \frac{c_u}{\left( \dot{V} / \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_i^2) \right)} \tag{3.02}$$

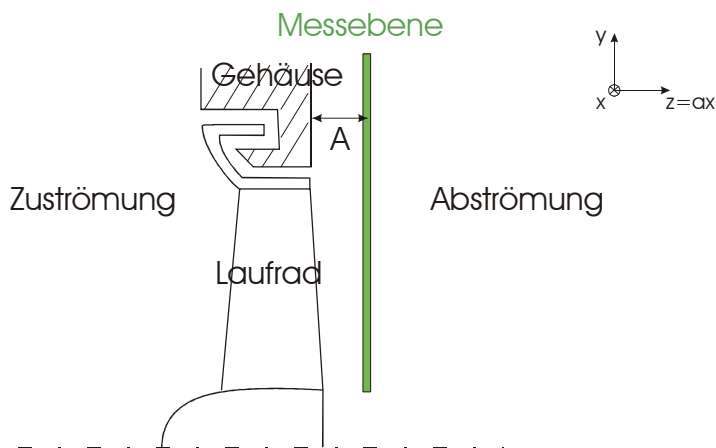


Abbildung 3.13: Beschreibung der Lage der Messebene

Vergleicht man die numerische Simulation und die Messung in Abbildung 3.14 und Abbildung 3.15 für die Variante FSK\_S, zeigt sich eine hinreichend akzeptable Übereinstimmung zwischen beiden Verfahren.

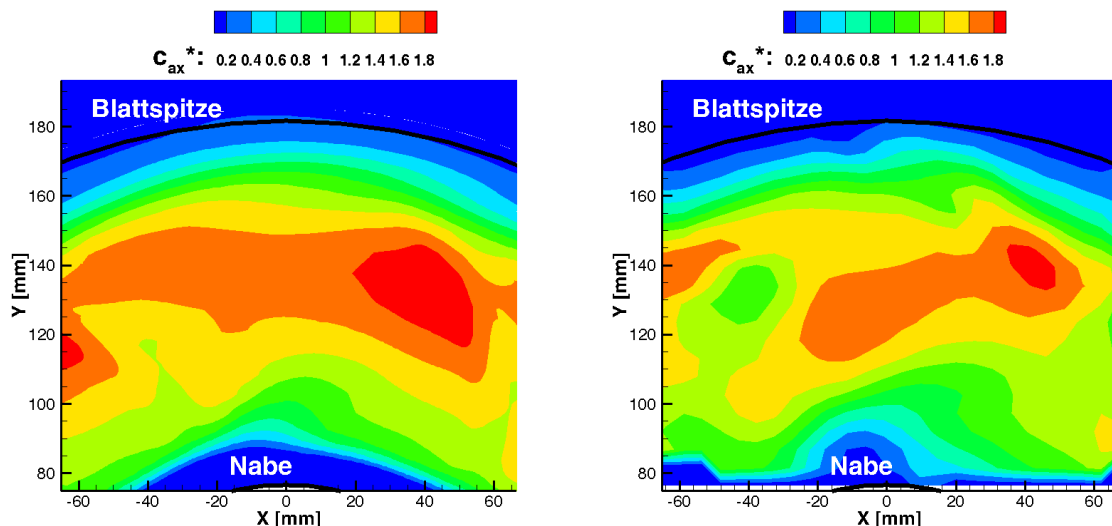


Abbildung 3.14: Vergleich der CFD (links) mit Messung (rechts) von der normierten Axialgeschwindigkeit bei FSK\_S

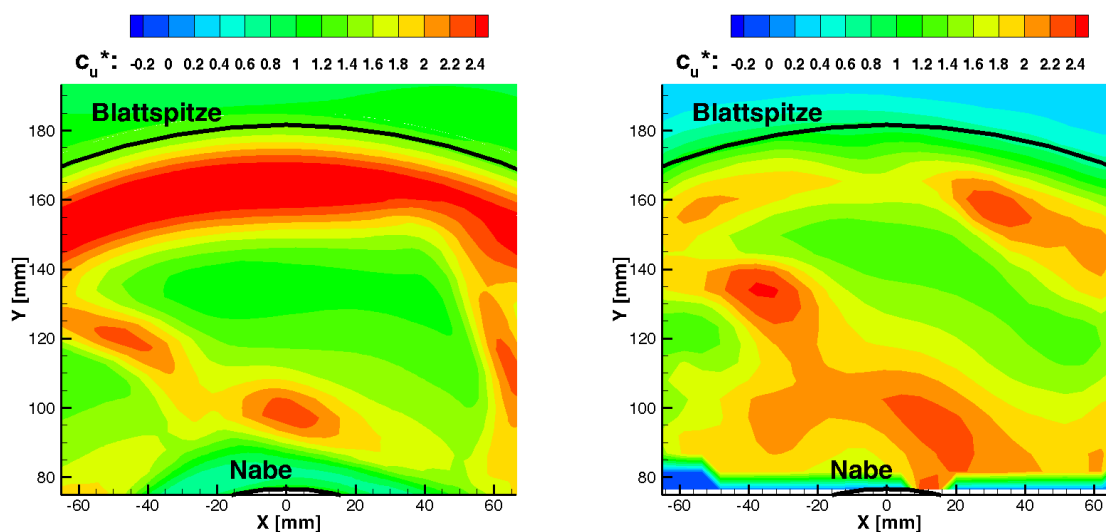


Abbildung 3.15: Vergleich der CFD (links) mit Messung (rechts) von der normierten Umfangsgeschwindigkeit bei FSK\_S

Um die Qualität des Vergleiches der lokalen Geschwindigkeitsbilder zu bewerten, werden die Verläufe beider Geschwindigkeitskomponenten zwischen der Nabe (76,5 mm) und der Blattspitze (181,5 mm) längs einer Linie (siehe Abbildung 3.16) extrahiert und verglichen.

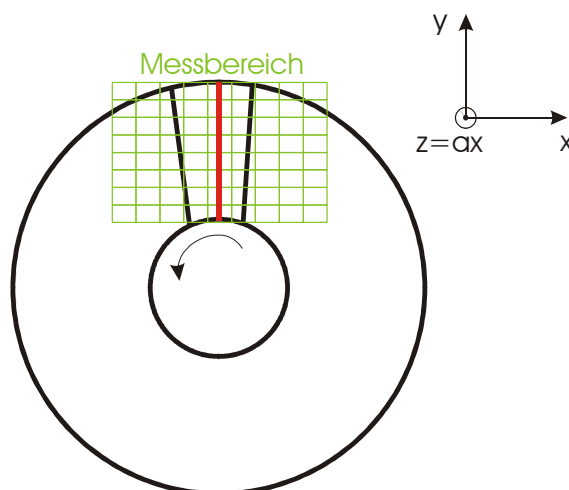


Abbildung 3.16: Vorgehensweise beim Vergleich des Experiments und Simulation längs einer Linie in radialer Richtung (rot gekennzeichnet)

Der Vergleich der Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit zwischen Experiment (durchgezogene Linie) und CFD (dargestellte Punkte) in Abbildung 3.17 zeigt bei allen Varianten eine hinreichend akzeptable Übereinstimmung vor allem im Bereich höherer Radien.

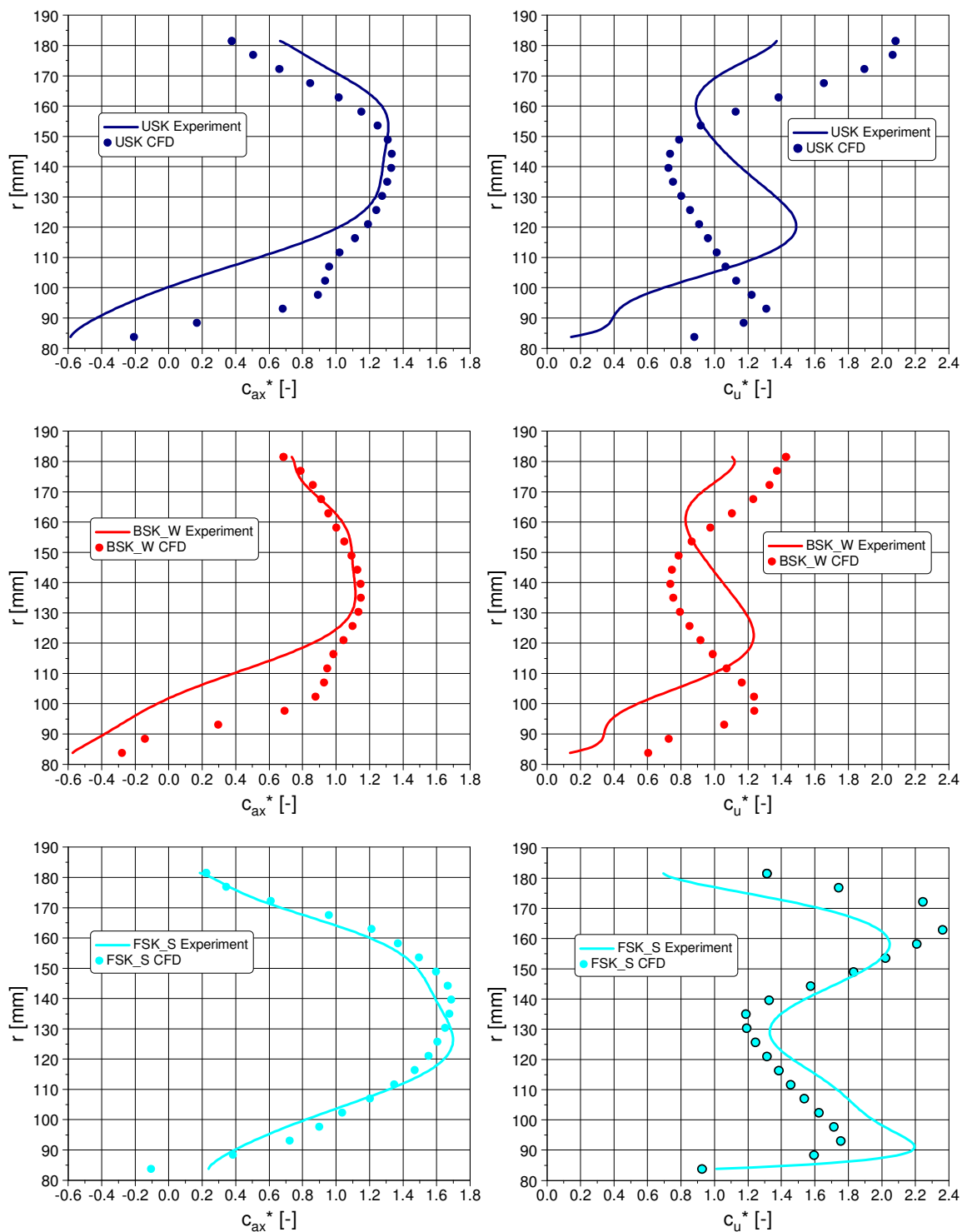


Abbildung 3.17: Vergleich der Axialkomponente (links) und der Umfangskomponente (rechts) der Absolutgeschwindigkeit längs einer radialen Linie in Abbildung 3.16 zwischen CFD und Experiment

Beim Vergleich der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit zeigt die Variante FSK\_S eine gute Übereinstimmung im Gegensatz zu den Varianten USK und BSK\_S. Gründe für diese Abweichungen kann die Nabenablösung sein, die anders vorausgesagt wird in der Simulation als im Experiment. Bei USK und BSK\_W wird die Nabenablösung deutlich kleiner vermutet als in der Messung, die zur Verschiebung des Verlaufs zu niedrigeren Radien führt. Bei FSK\_S ist die Übereinstimmung hoch aufgrund der Stabilisierung der Nabenströmung bei dieser Variante und der damit verbundenen Vermeidung einer Nabenablösung. Eine weitere Begründung für die Abweichung zwischen Messung und Simulation kann die Anzahl der genommenen Bilder bei der PIV-Messung sein. Aufgrund der starken Verdrallung und der fluktuierenden Abströmung wäre eine größere Anzahl an aufgenommenen Bildern vorteilhafter gewesen, um das Gewicht von Fluktuationen in der Mittelung zu reduzieren.

Im nächsten Abschnitt wird auf die Geschwindigkeitsbilder des PIV-Verfahrens näher eingegangen. Der Vergleich der axialen Komponente der Absolutgeschwindigkeit beinhaltet zusätzlich zu den unterschiedlichen Varianten USK, BSK\_W und FSK\_S auch die Variante FSK\_W. Dieser Vergleich ist eine eindimensionale Darstellung der Verteilung der axialen Komponente der Absolutgeschwindigkeit längs einer Linie (siehe Abbildung 3.16) von der Nabe zur Blattspitze und ist in Abbildung 3.18 dargestellt. Es zeigt sich eine Ausdehnung des Nabentotwassergebietes bei der Variante BSK\_S und eine Verkleinerung dieses Gebietes bei der Variante FSK\_S. Dies ist ersichtlich durch die negativen Werten der Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit bei BSK\_W. Diese Erkenntnis bestätigt die Annahme, dass die Strömung durch eine Rückwärtssichelung nach außen „geschleudert“ und damit die Nabenströmung negativ beeinflusst wird. Eine Vorwärtssichelung dagegen zwingt die Strömung in Richtung der Nabe, welche zur Stabilisierung der Nabenströmung führt. Diese Tatsache ist wenig bei der Variante FSK\_W zu sehen, dafür sehr deutlich bei FSK\_S. Ebenfalls aus Abbildung 3.18 ersichtlich ist, dass sich die Strömung nur bei der Variante FSK\_S stark vom Kopfspalt in Richtung Drehachse verlagert wird, welche zur Änderung der Spaltströmung führt. Dieser Sachverhalt wird in Kapitel 5 näher behandelt. Die schwache Sichelung bei FSK\_W verlagert nur geringfügig die Strömung weg vom Spalt. Ein weiterer wichtiger Punkt, der beobachtet werden kann, ist die Zunahme der axialen Komponente der Absolutgeschwindigkeit bei der Variante FSK\_S. Dies kann mit der „Verkleinerung“ der durchströmten Fläche begründet werden. Die einzige Variante in der Messung, die kein Rückströmungsgebiet hinter der Nabe aufweist, ist die Variante FSK\_S.



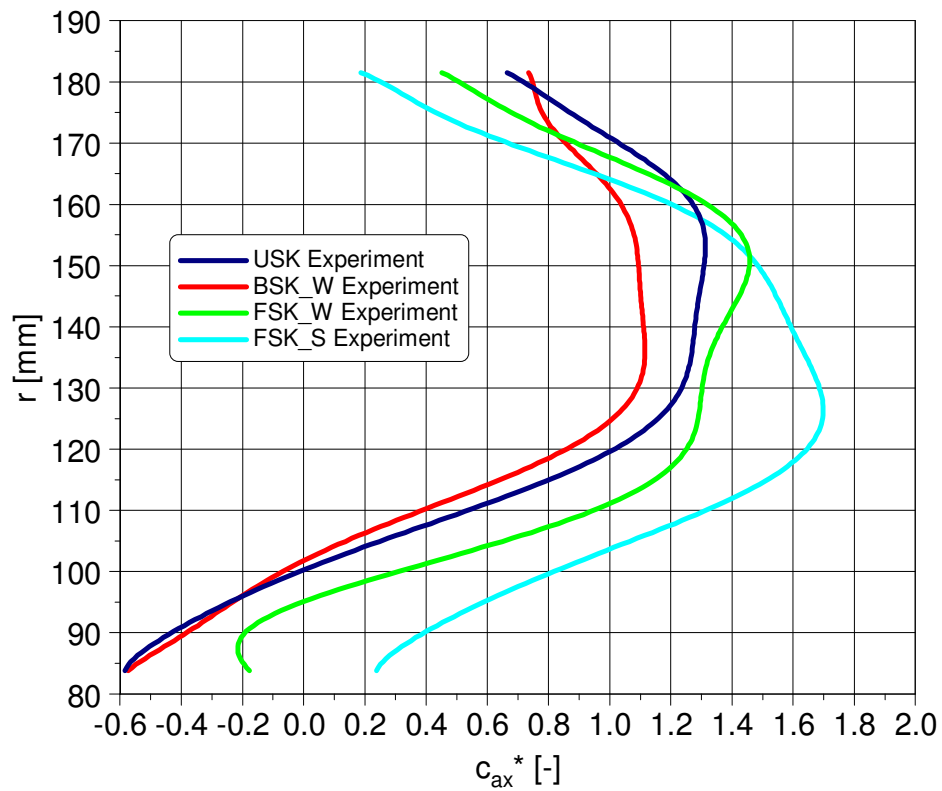


Abbildung 3.18: Vergleich der Verteilung der axialen Komponente der Absolutgeschwindigkeit längs einer radialen Linie (Experiment)

Der Vergleich der Strömungsvektoren in Abbildung 3.19 in der Ebene auf der Abströmseite des Laufrades zeigt hauptsächlich eine Strömung in Richtung Nabe bei der Variante FSK\_S. Die übrigen Varianten weisen eine Strömung in Richtung Gehäuse bzw. dem Kopfspalt auf.

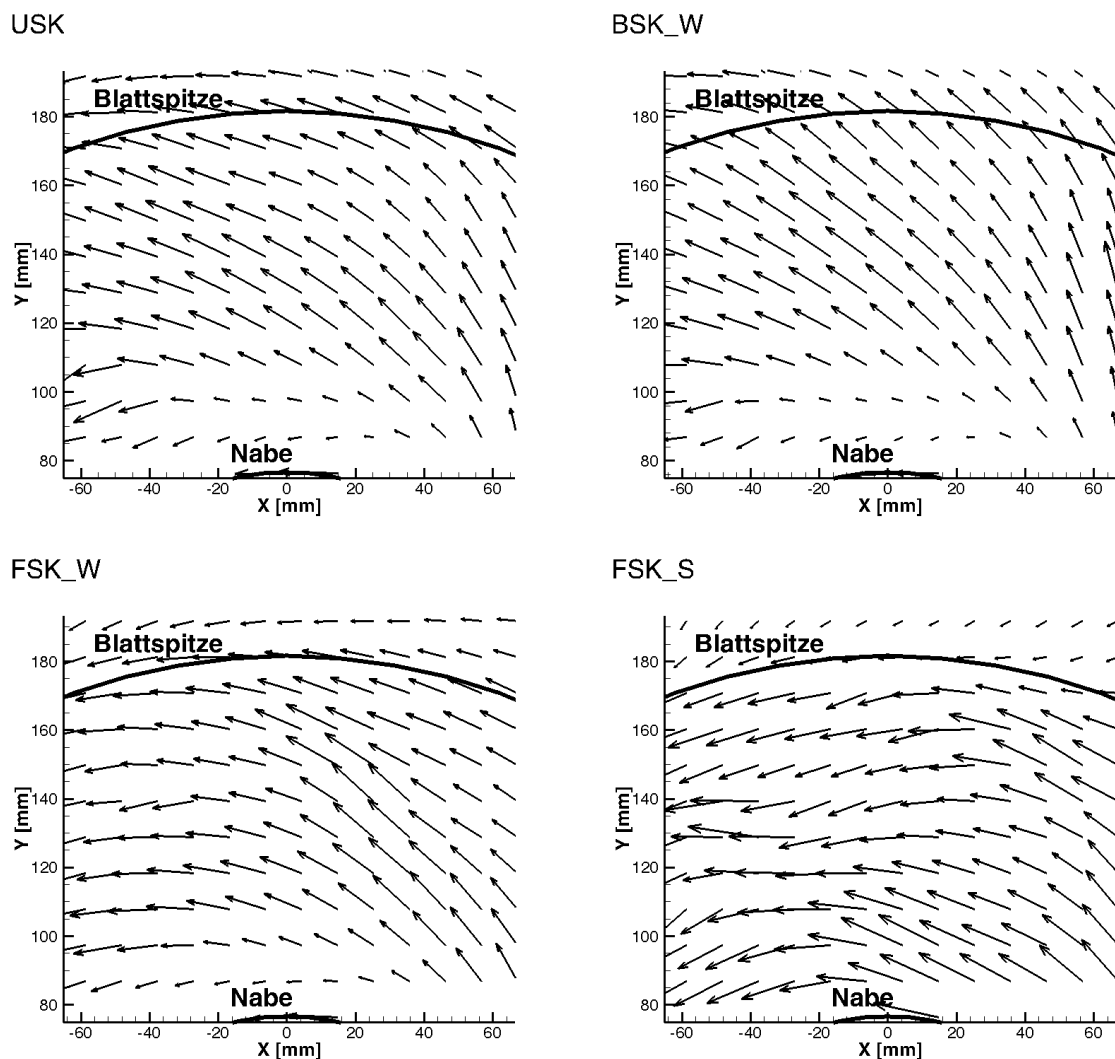


Abbildung 3.19: Vergleich der Strömungsvektoren auf der Ebene hinter dem Laufrad (Experiment)

### 3.6 Abschätzung des Messfehlers für die aerodynamischen und akustischen Messungen

Die Messungen wurden an einem nach ISO 5801 ausgeführten Ventilatorenprüfstand des Fachgebiets Strömungsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) durchgeführt. Die Messunsicherheit entspricht Kapitel 17.7, Tabelle 3 der ISO 5801 (2007). Die akustischen Messungen wurden gemäß ISO 3741 am selben Prüfstand durchgeführt. Hier beträgt die Messunsicherheit im reflexionsstarken Raum der Güteklasse 1 je nach Frequenzbereich 0,5 bis 1,5 dB. Es wurde regelmäßig die Reproduzierbarkeit des Prüfstandes bei gezielter Wiederholung

gewählter Messungen überprüft. Die durchgeführten Vergleichsmessungen in dieser Arbeit wurden innerhalb einer kurzen Zeitspanne (am selben Tag) durchgeführt, um die relativen Aussagen korrekt wiederzugeben.

Bei den Verfahren der Strömungsmessung (Particle Image Velocimetry) wurde bei der Auswertung der Bilder darauf geachtet, dass die Strömungsvektoren im Messbereich kaum interpoliert werden. Hier kann eine Messunsicherheit von 5 % großzügig abgeschätzt werden.

Für die einzelnen Komponenten des Versuchsstandes können sich folgende Anzeige- bzw. Abweichungen des Messwertes ergeben:

Druckdifferenzzähler:  $\pm 1$  %

Volumenstromzähler:  $\pm 1$  %

Impulszähler zur Messung der Drehzahl der Welle:  $\pm 1 \text{ min}^{-1}$

DMS T20WN zur Messung des Drehmomentes der Welle:  $\pm 0,2$  %

Kondensatormikrofon 4943 von Brüel&Kjær (aus Datenblatt):

im Bereich 100 Hz bis 6,3 kHz:  $\pm 1$  dB

im Bereich 6,3 kHz bis 10 kHz:  $\pm 2$  dB

Einfluss der Luftfeuchtigkeit:  $< 0,1$  dB

Messfehler aufgrund eines nicht idealen Aufbaus des Ventilators oder weiterer Komponenten wie Attrappe, Wärmetauscher und Haltestreben können nicht ausgeschlossen werden. Eine geringfügig unpräzise Einstellung der Welle kann ebenfalls zu einer Abweichung führen. Diese Ungenauigkeiten sind systematische Fehler der Einzelmessung und sind somit nicht bestimmbar. Diese Messunsicherheit wird durch Wiederholbarkeit der Messungen und Überprüfung des Aufbaus verringert.

## 4 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Die Vorgehensweise bei dieser Arbeit ist die gezielte Variation von geometrischen Parametern des Kühlerventilators bei möglichst konstant zu haltendem Betriebspunkt. Die simultane Erfassung der aerodynamischen und akustischen Kenngrößen beim gleichen Betriebspunkt, am besten im Bereich bester Wirkungsgrade, erlaubt in einem weiteren Schritt die Bewertung der Frequenzspektren. Im Bereich der besten Wirkungsgrade wird davon ausgegangen, dass der Geräuscentstehungsmechanismus „Strömungsablösung an den Laufradschaufeln“ untergeordneter Bedeutung ist und die restlichen Geräuscentstehungsmechanismen kaum beeinflussen kann. Die Frequenzspektren werden bei gleicher Volumenzahl dargestellt. Durch die korrekte Zuordnung der Geräuscentstehungsmechanismen zu den jeweiligen Erscheinungen im Frequenzspektrum können die Geräuschvorhersagemodelle ergänzt werden.

Die Variation der Laufradgeometrie betrifft die Schaufelzahl, die Schaufelteilung, die Schaufellänge und die Schaufelform. Die geometrischen Änderungen wurden so ausgeführt, dass der Volumenstrom durch das Laufrad konstant bleibt. Demnach kann davon ausgegangen werden, dass nahezu ähnliche Strömungsverhältnisse bzw. Betriebsbedingungen an den Laufradschaufeln herrschen. Eine Änderung am Gehäuse entspricht der Variation der Spaltform, somit wird die Spaltströmung beeinflusst. Hierfür wurden zwei unterschiedliche Spaltformen realisiert, gemessen und miteinander verglichen. Bedingt durch die Änderung der Einbausituation (Anbringen zusätzlicher Komponenten) ändern sich die Betriebsbedingungen am Laufrad. Dies erschwert die Zuordnung der Erhöhung oder Reduzierung im Schallpegel zur jeweiligen Komponente. Aus diesen Gründen wurde eine Variation der Einbausituation durchgeführt, um deren Einfluss auf Aerodynamik und Akustik dieser Kühlerventilatoren zu untersuchen. Für den aerodynamischen Vergleich werden die typischen Strömungskennlinien mit den dimensionslosen Kennzahlen  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\eta$  und  $\lambda$  präsentiert. Bei den akustischen Kenngrößen werden die Gesamt-, spezifisch- und A-bewerteten Schallpegel dargestellt. Letztere haben den Vorteil, dass im Bereich niedriger Frequenzen, unterhalb 100 Hz, eine mögliche niederfrequente Störung von außen bzw. die Grenze für die Genauigkeit des Hallraumes nicht ins Gewicht fällt. Der Vergleich der Frequenzspektren wurde bei einer gleichen Volumenzahl ( $\varphi \approx 0,14$  bzw.  $0,15$ ) durchgeführt. Hier muss erwähnt werden, dass die Optimalpunkte,  $\varphi_{opt} = \varphi(\eta_{max})$  der unterschiedlichen Varianten in einem Bereich zwischen  $0,13$  und  $0,16$  liegen. In den nachfolgenden Diagrammen mit Messpunkten werden polynomische Ausgleichskurven eingetragen. Die Benennung der Varianten wurde bereits in Kapitel 3.3 vorgestellt und kann für die Zuordnung der Messergebnisse in den Legenden herangezogen werden.

### 4.1 Variation des Betriebs

Die Variation des Betriebs von Kühlerventilatoren wird in diesem Abschnitt erläutert. Hierfür wurde die Variante 7 mit geraden Schaufeln (USK 7Sch, siehe Kapitel 3.3) gewählt.

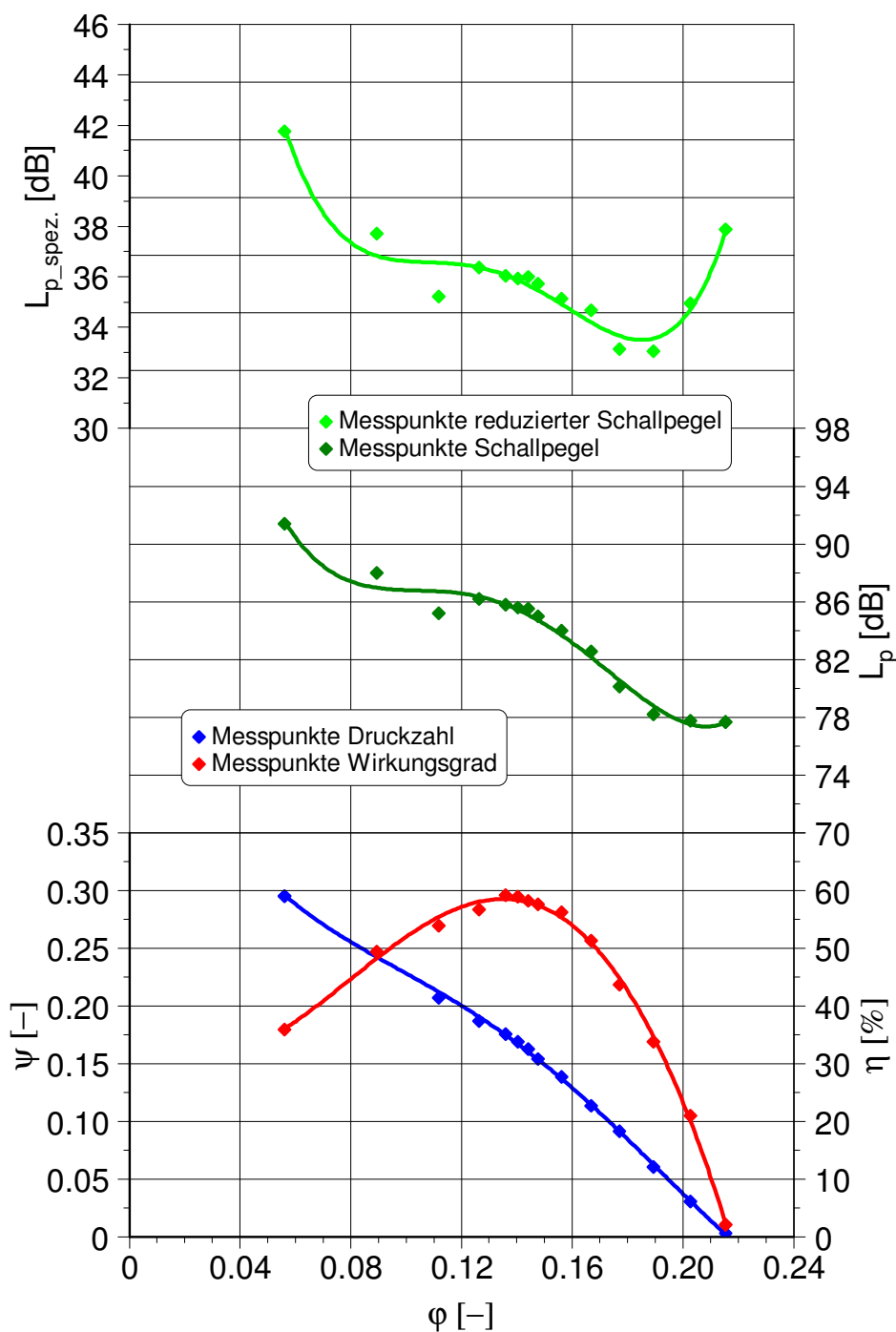


Abbildung 4.1: Aerodynamische und akustische Kennlinien

Bei der Betrachtung der Strömungskennlinien in Abbildung 4.1 fällt auf, dass der Optimalpunkt bei einer Volumenzahl  $\varphi = 0,14$  liegt und einen Wirkungsgrad von  $\eta = 60 \%$  besitzt. Dabei wird mit abnehmendem Volumenstrom bzw. Volumenzahl eine Zunahme des Schallpegels registriert. Je mehr der Ventilator in Richtung Teillast gedrosselt wird, desto mehr Strömungsablösungen treten an der Saugseite der Schaufeln und an der Nabe auf und somit wird eine Zunahme des breitbandigen Anteils des Frequenzspektrums beobachtet (siehe Abbildung 4.2).

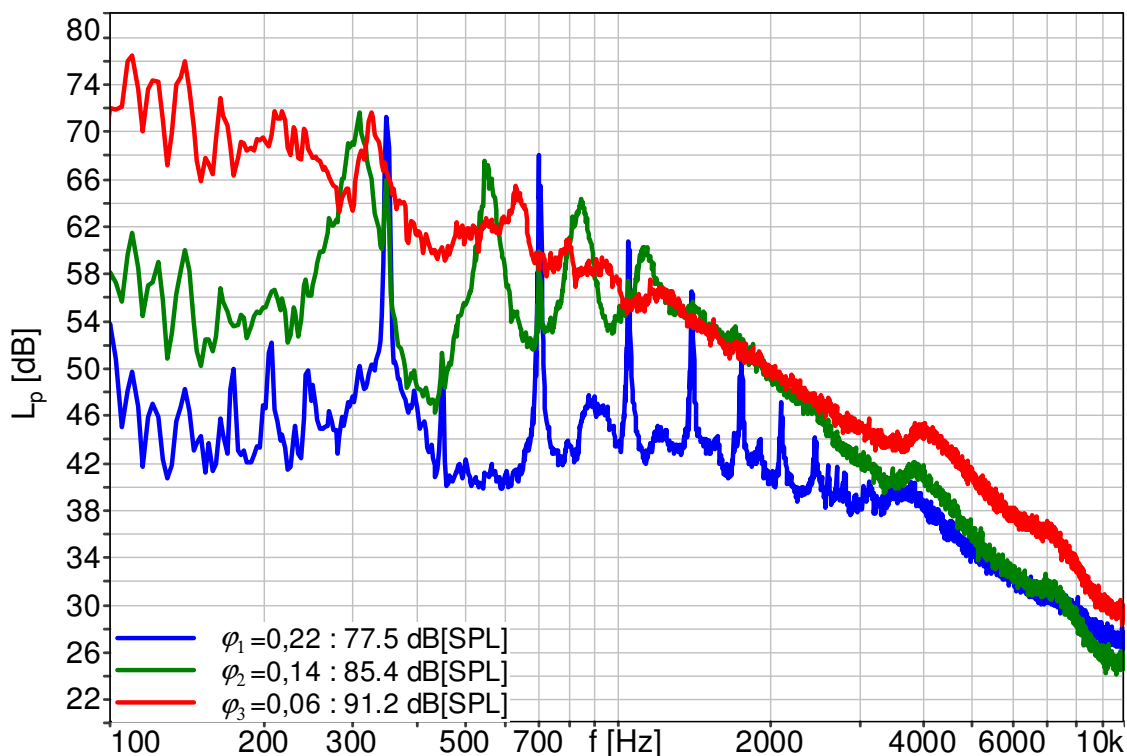


Abbildung 4.2: Vergleich der Frequenzspektren der drei markierten Betriebspunkte,  $\Delta f = 2,7 \text{ Hz}$

Bei der Betrachtung der unterschiedlichen Frequenzspektren fällt auf, dass beim maximalen Volumenstrom ( $\varphi = 0,22$ ) das Spektrum auffällige tonale Komponenten aufweist. Bei der Blattfolgefrequenz (*BPF*) ragt die tonale Komponente um ca. 28 dB aus. Die erste Harmonische ragt mit 24 dB aus. Die Verschiebung längs der Kennlinie in Richtung Optimalpunkt erhöht das Grundniveau, also den breitbandigen Anteil des Spektrums und reduziert die Tonalität im Geräuschkennlinie. Der Grundton und der erste Oberton ragen beim Spektrum von  $\varphi = 0,14$  jetzt nur noch um 16 bzw. 10 dB aus. Des Weiteren fallen schmalbandige Überhöhungen im Frequenzspektrum auf, die teilweise höher anfallen als die der Blattfolgefrequenz. Diese werden bei ungefähr dem 0,8-Fachen der jeweiligen Blattfolgefrequenz lokalisiert, mit Ausnahme der ersten schmalbandigen Überhöhung, die bei dem

ca. 0,9-fachen des Grundtons (siehe Abbildung 4.2) auftritt. Beim dritten Betriebspunkt ( $\varphi = 0,06$ ) und mit zunehmender Drosselung nimmt die breitbandige Komponente im Frequenzspektrum zu und überdeckt die tonalen Komponenten.

## 4.2 Variation der Geometrie

### 4.2.1 Variation der Schaufelzahl und Schaufelteilung

Bei dieser Untersuchung wurde zunächst die Schaufelzahl bei konstantem Teilungsverhältnis geändert. Hierfür wurden folgende Varianten erstellt, analysiert und verglichen: 7 Schaufeln, 9 Schaufeln und 11 Schaufeln. Die Untersuchung mit der unsymmetrischen Teilung wurde bei der Variante mit 9 Schaufeln durchgeführt, um den Einfluss von gleicher und ungleicher Teilung zu untersuchen. Diese unsymmetrische Teilung wurde anhand der Untersuchungen von Mellin und Sovran [12, 54] gewählt. Bei der Änderung der Schaufelzahl wurde das Teilungsverhältnis durch Anpassung der Sehnenlänge konstant gehalten. Bei Zunahme der Schaufelzahl wurde demzufolge die Länge der Sehnenlänge mit dem Faktor ( $SZ_{neu}/SZ_{alt}$ ) multipliziert. Weitere Änderungen an den Schaufelwinkeln der Profilschnitte über die Schaufelhöhe sind minimal und dienen dem Erreichen des gewünschten Betriebspunkts.

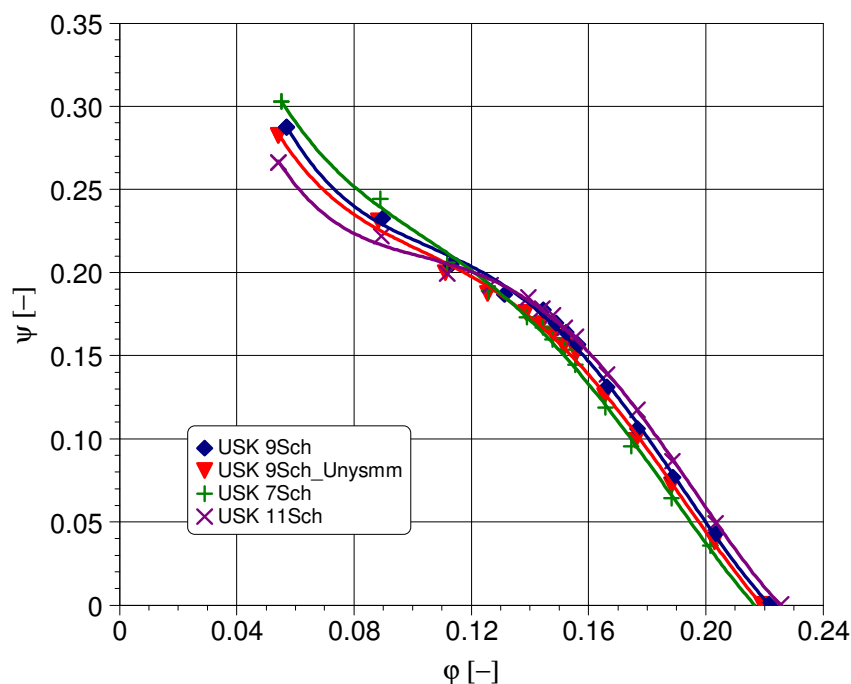


Abbildung 4.3: Vergleich der Druckzahlkennlinien bei der Schaufelzahl- und Schaufelteilungsvariation (siehe Abbildung 3.6)

Bei der Betrachtung der Strömungskennlinien, die in Abbildung 4.3 dargestellt sind, fällt auf, dass im Bereich des Optimalpunktes die Kennlinien sehr nah beieinanderliegen. Der maximale Volumenstrom wird geringfügig durch die Anzahl der Schaufeln bzw. der Durchströmfläche beeinflusst. Im Falle einer leichten Korrektur des Schaufeleintrittswinkels, sodass sich die Durchströmfläche minimal ändert, ändert sich der Volumenstrom geringfügig. Die unterschiedlichen Kennlinien zeigen ebenfalls unterschiedliche charakteristische Verläufe. Es scheint, dass sich eine höhere Schaufelzahl bei einer kürzeren Sehnenlänge geringfügig auf die Stabilität einer Kennlinie auswirkt. Es ist gut zu erkennen, dass die Kennlinie mit 11 Schaufeln bereits ab einer Volumenzahl von  $\varphi = 0,15$  mit abnehmenden Volumenströmen instabil wird.

Die Betrachtung der Leistungszahlverläufe der unterschiedlichen Schaufelzahlen zeigt eine geringfügige Erhöhung für die Varianten mit höherer Schaufelzahl (siehe Abbildung 4.4).

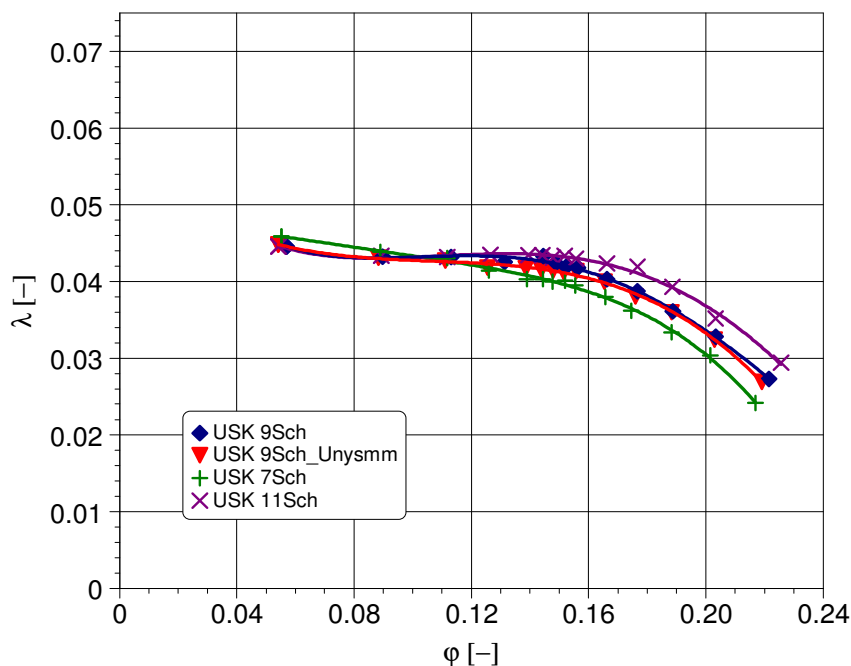


Abbildung 4.4: Vergleich der Leistungszahlverläufe bei der Schaufelzahlvariation (siehe Abbildung 3.6)

Die höhere aufgebrauchte Arbeit bei den Varianten mit den höheren Schaufelzahlen liefert auch eine höhere Druckdifferenz, was die vergleichbaren Wirkungsgrade der unterschiedlichen Laufräder erklärt. Alle Varianten zeigen einen Wirkungsgrad von ungefähr  $\eta = 60\%$  bei einer Volumenzahl  $\varphi_{opt}$  im Bereich von 0,14 bis 0,15 (siehe Abbildung 4.5).



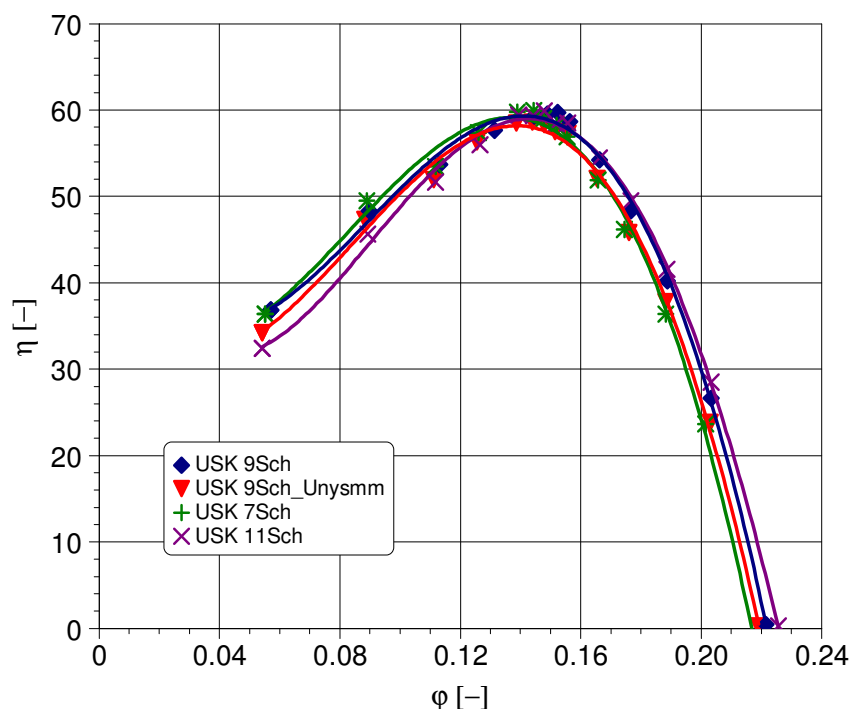


Abbildung 4.5: Vergleich der Wirkungsgradkennlinien bei der Schaufelzahlvariation (siehe Abbildung 3.6)

Der Vergleich der akustischen Kenngrößen (Abbildung 4.6 – Abbildung 4.8) zeigt vergleichbare Werte bei den Varianten 9 Sch, 9Sch\_Unsymm und 11 Sch, aber einen um 2 dB niedrigeren Verlauf für die Variante mit 7 Schaufeln. Bei den Untersuchungen von Fukano et al. [24] wurden bei einer Variation der Schaufel-sehnenlänge unter Konstanthalten des Teilungsverhältnisses ähnliche Ergebnisse erzielt. Die Varianten mit den längeren Sehnenlängen waren dabei akustisch im Vorteil. Die Autoren in [24] begründen das Ergebnis damit, dass die Schallleistung direkt proportional zur Schaufelzahl, aber nur proportional zur Schaufelsehnenlänge (mit Exponent 0,8) ist. Der Vergleich im Geräuschpegel zwischen gleicher und ungleicher Teilung bei 9 Sch und 9Sch\_Unsymm bestätigt ebenfalls die Beobachtungen von Mellin und Sovran in [54] und Stütz und Felsch in [64]. Demnach hat eine ungleiche Anordnung der Schaufeln keinen Einfluss auf den Gesamtschallpegel.

Bedingt durch die Tatsache, dass eine Änderung der Schaufelzahl zugleich die absolute Lage der tonalen Komponenten bzw. der schmalbandigen Überhöhungen ändert, wird eine Darstellung des A-bewerteten Schalldruckpegels herangezogen. Ein 7-schaufeliges Laufrad hat eher Nachteile bei der A-bewerteten Darstellung, was die niedrigere Differenz im A-bewerteten Schalldruckpegel im Vergleich zu den restlichen Laufrädern erklärt.

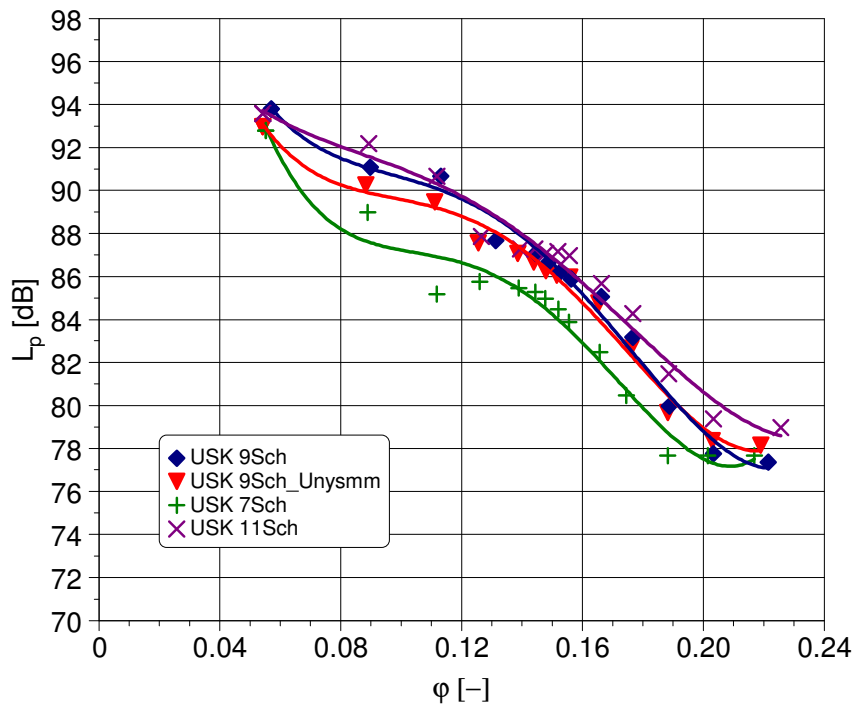


Abbildung 4.6: Vergleich der Schallpegelverläufe bei der Schaufelzahlvariation (siehe Abbildung 3.6)

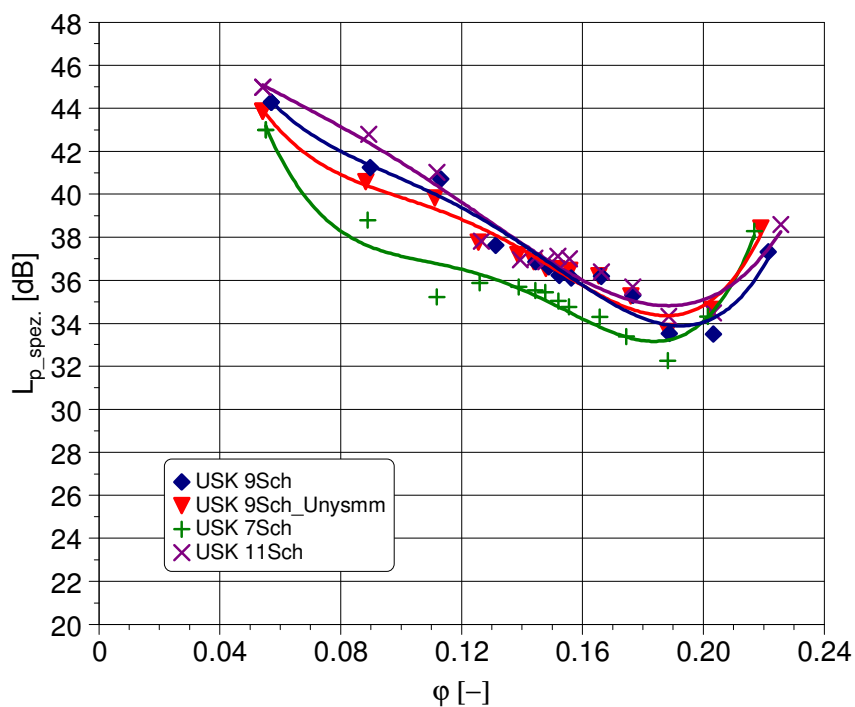


Abbildung 4.7: Vergleich der spez. Schallpegelverläufe bei der Schaufelzahlvariation (siehe Abbildung 3.6)

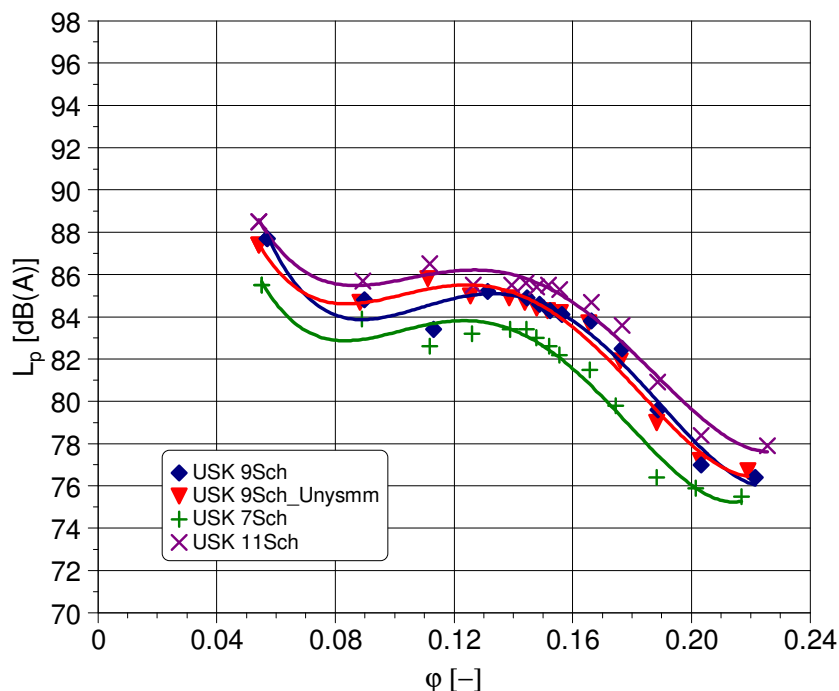


Abbildung 4.8: Darstellung der Schallpegelverläufe (A-bewertet) bei der Schaufelzahlvariation (siehe Abbildung 3.6)

Der Vergleich der unterschiedlichen Frequenzspektren erfolgt in zwei Etappen: Im ersten Frequenzspektrum (siehe Abbildung 4.9) werden ausschließlich beim Optimalpunkt die unterschiedlichen Schaufelzahlen dargestellt. Zur besseren Veranschaulichung wird hierfür eine Darstellung des Schalldruckpegels als Funktion der sogenannten Blattstrouhalzahl verwendet. Diese ist wie folgt definiert:

$$St_{Blatt} = \frac{f}{n \cdot SZ} = \frac{f}{BPF} \quad (4.01)$$

Bei der Abnahme des Gesamtschallpegels spielt der maximale Wert eine große Rolle. Dieser nimmt bei der Variante mit 7 Schaufeln ab, was eine Verbesserung im Gesamtpegel um 2 dB mit sich bringt.

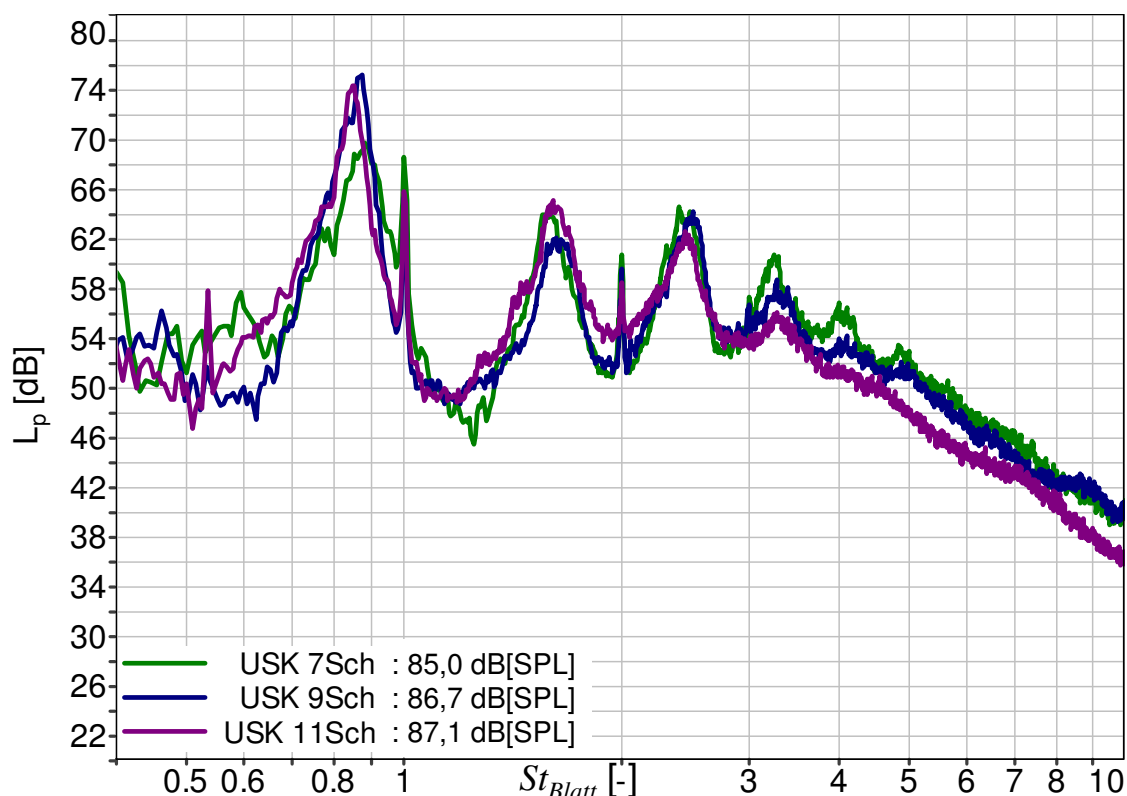


Abbildung 4.9: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelzahlvariation bei  $\varphi \approx 0,15$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

Der Vergleich der Frequenzspektren der symmetrischen und asymmetrischen Teilung bei der Variante USK 9 Sch zeigt eindeutig den Einfluss dieser unsymmetrischen Teilung auf die Charakteristik des Geräusches dieser Laufräder. Der breitbandige Anteil des Geräusches ist im Bereich der Blattstrouhalzahl kleiner 0,6 und höher 4 identisch mit dem der Variante mit der symmetrischen Verteilung der Schaufeln. Im Bereich der mittleren Frequenzen findet eine Verschmierung der tonalen und schmalbandigen Komponenten statt. Die Amplituden dieser Komponenten sinken zwar, verteilen sich jedoch eher in breitbandige Komponenten. Die Absolutwerte der tonalen und schmalbandigen Komponenten nehmen in diesem Bereich ab. Im Gegensatz dazu nehmen die breitbandigen Komponenten zu (siehe Abbildung 4.10).

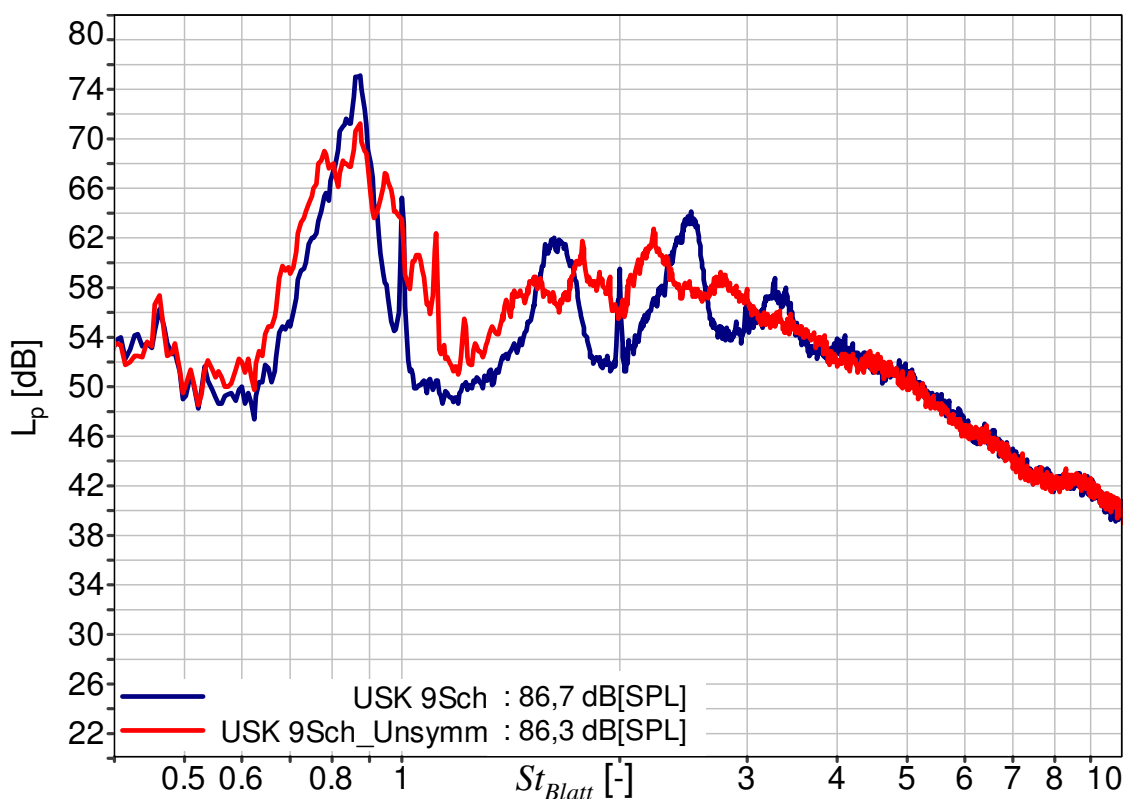


Abbildung 4.10: Vergleich der Frequenzspektren der gleichen und ungleichen Teilung bei  $\varphi \approx 0,15$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

#### 4.2.2 Schauffellängenvariation (Schaufelzahl konstant)

In diesem Kapitel wird eine weitere Geometrie erläutert, um den Einfluss der Schaufelteilung näher zu untersuchen. Die Variante USK AL hat die Charakteristik, dass die Schaufeln unterschiedliche Sehnenlängen in den verschiedenen Schaufelschnitten von der Nabe zur Blattspitze hin aufweisen. Die Schaufelsehnenlänge beträgt an der Blattspitze das 1,5-Fache der Sehnenlänge an der Nabe. Die Schaufelsehnenlänge der Variante USK AL ist größer als die der Variante USK.

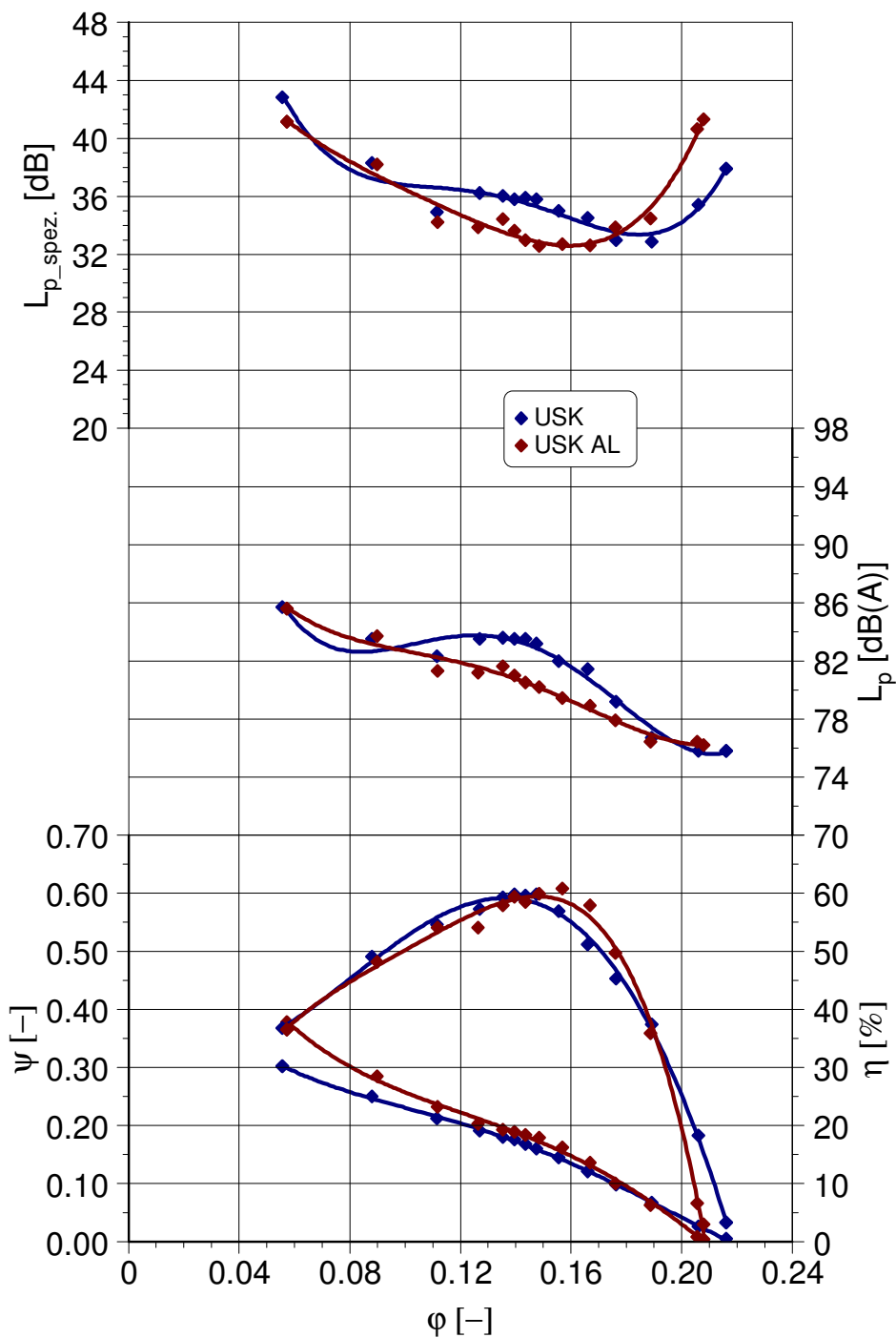


Abbildung 4.11: Schaufelteilungsvariation: Vergleich der Kennlinien (siehe Abbildung 3.6)

Der Vergleich zeigt, dass die größere Versperrung aufgrund der größeren Sehnenlänge bei der Variante USK AL zu niedrigeren maximalen Volumenströmen führt (siehe Abbildung 4.11). Die längeren Sehnenlängen führen zu geringfügig höheren Wirkungsgraden bei dieser Variante von ungefähr 2 %. Die beiden Opti-

malpunkte  $\varphi_{opt}$  liegen im Bereich zwischen 0,14 und 0,16. Die Betrachtung der akustischen Kenngrößen zeigt auch hier Vorteile beim Laufrad mit den höheren Sehnenlängen im äußeren Bereich des Laufrades. Eine Verbesserung von ungefähr 3 dB bzw. 3 dB(A) ist hier zu verzeichnen.

Bei der Betrachtung der Frequenzspektren beider Varianten in Abbildung 4.12 fällt auf, dass beide Verläufe nahezu identisch sind und sich hauptsächlich im Bereich höherer Frequenzen  $> 700$  Hz unterscheiden. Mögliche Ursache hierfür könnte die höhere Reynoldszahl bei der Variante USK AL aufgrund der längeren Schaufelsehne im Bereich der Blattspitze sein. Diese Begründung korrespondiert mit der Begründung von Fukano et al. in [25]. Mit zunehmender Schaufelsehnenlänge nimmt auch die turbulente Grenzschicht zu und somit die Breite des Nachlaufes, was zur Verschiebung der dominierenden Frequenzen des Turbulenzgeräusches im niederfrequenten Bereich führt [25], siehe auch Abbildung 4.12. Der niedrigere Breitbandlevel bei der Variante USK AL ist auch für die Reduzierung im Gesamtpegel von 3 dB verantwortlich.

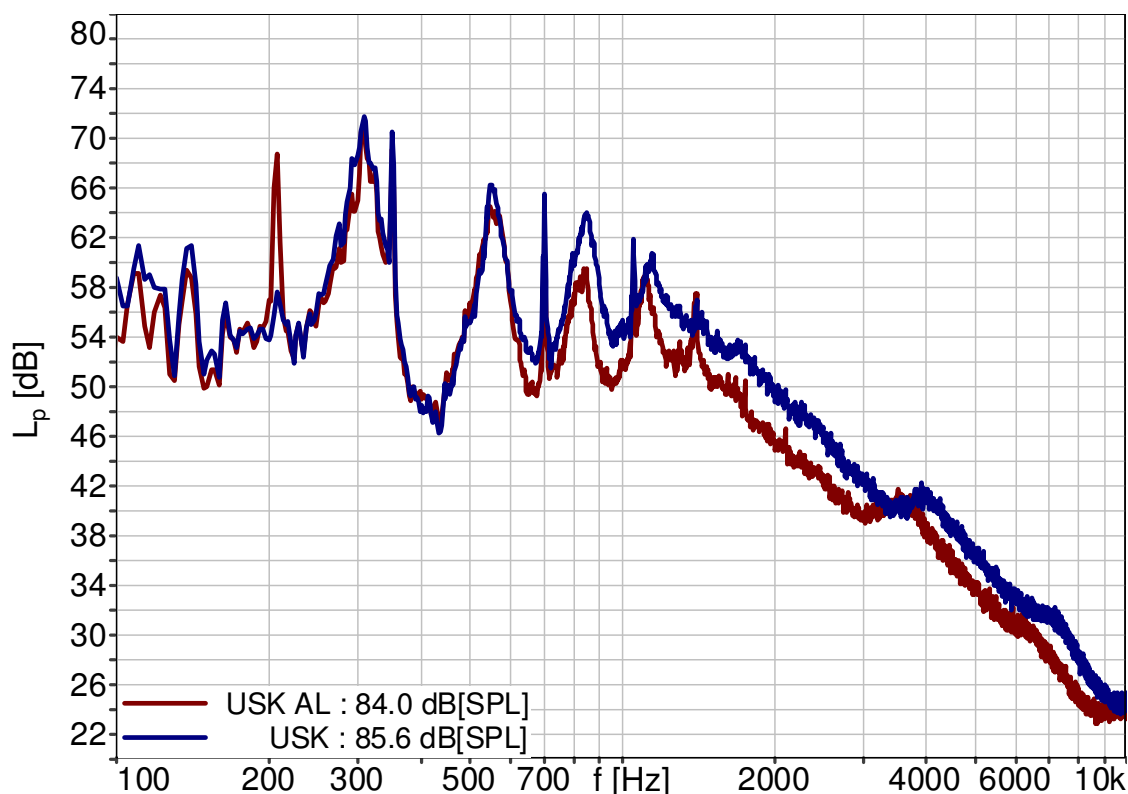


Abbildung 4.12: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelteilungsvariation bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

### 4.2.3 Schaufelformvariation

#### 4.2.3.1 SICHELUNG IM BEREICH DER BLATTSPITZE

Bei dieser Untersuchung wird der Fokus auf die Schaufelform gelegt. Bisherige Untersuchungen wurden mit Laufrädern mit ungesichelten bzw. geraden Schaufeln durchgeführt. Um den Einfluss der Sichelung der Schaufel näher zu untersuchen, wurden mehrere Geometrien ausgelegt, konstruiert, analysiert und mit der Referenzvariante USK verglichen. Der Unterschied im Verlauf des Sichelungswinkels  $\delta(r)$  (Definition von  $\delta(r)$  bereits in Abbildung 2.5 vorgestellt) ist in Abbildung 4.13 dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass im Rahmen dieser Untersuchungen sowohl die Richtung als auch die Stärke der Sichelung variiert wurde.

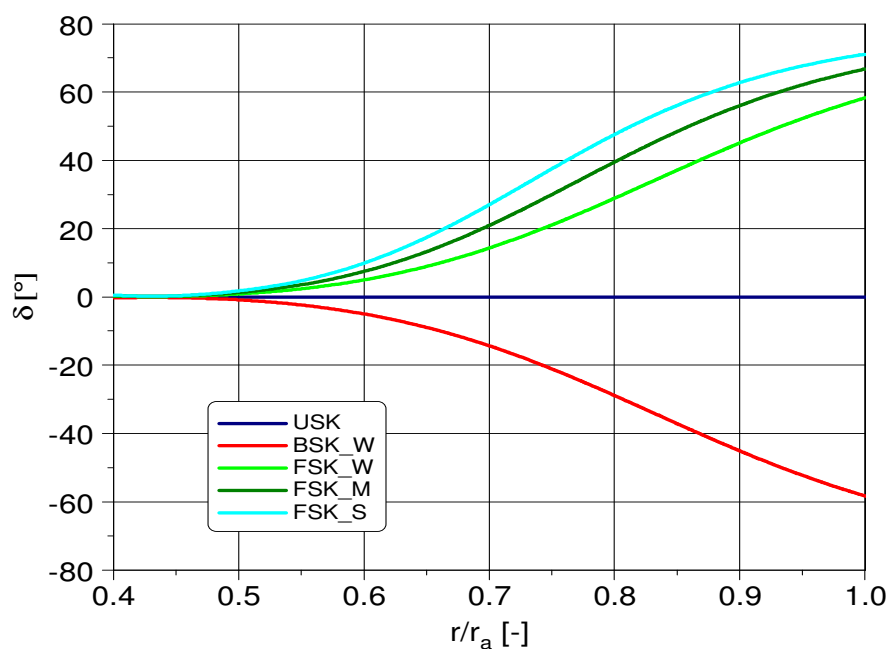


Abbildung 4.13: Verlauf des Sichelungswinkels von der Nabe bis zu Blattspitze (siehe Abbildung 3.6)

Für eine bessere Unterscheidung wurden die Varianten wie folgt benannt: Liegt eine Rückwärtssichelung vor, wird dies mit „BSK“ (Englisch: backward skewed), abgekürzt, und mit „FSK“ für die Vorwärtssichelung (forward skewed). Der zweite Teil der Benennung sagt etwas über die Stärke der Sichelung aus, mit „W“ für schwach (Englisch: weak), „M“ für mittel (Englisch: middle), oder „S“ für stark (Englisch: strong). Der hellblaue Verlauf in Abbildung 4.13 ist der Einzige, der eine



Verschiebung des Schaufelprofils im äußeren Bereich der Schaufeln über 50 % der Schaufelteilung aufweist.

In Abbildung 4.14 sind die gemessenen charakteristischen Kennlinien dargestellt. Der charakteristische Verlauf der Kennlinien zeigt ähnliche Tendenzen zu denen aus vergangenen Untersuchungen und Veröffentlichungen [13, 53]. Der Verlauf des rückwärtsgesichelten Laufrads stimmt gut mit der Kennlinie USK überein, wird aber früher instabil (mit abnehmendem Volumenstrom) und weicht von der Variante mit den geraden Schaufeln ab. Die Kennlinien FSK\_W, FSK\_M und FSK\_S zeigen dagegen einen sehr stabilen Verlauf auch bei niedrigen Volumenströmen. Dies resultiert daher, dass die Durchströmung durch die Sichelung beeinflusst wird. Eine Rückwärtssichelung zwingt die Strömung nach außen, also in Richtung Gehäuse, was eine Nabenablösung fördert und zu einem instabilen Verhalten bei niedrigeren Volumenströmen führt. Eine Vorwärtssichelung dagegen zwingt die Strömung in Richtung Nabe und stabilisiert damit die Nabenströmung, wodurch die Nabenablösung unterdrückt wird. Dies ist an den sehr stabil verlaufenden Kennlinien deutlich zu erkennen. Diese Beobachtung stimmt mit den Ergebnissen in den Arbeiten von Beiler [3], Corsini und Rispoli [13] und von Wright und Simmons [71] überein. Weiterhin erwähnenswert ist die akzeptable Übereinstimmung der Kennlinien vor allem im Bereich des Optimalpunktes der Variante USK [ $\varphi_{opt}(USK) \approx 0,14$ ].

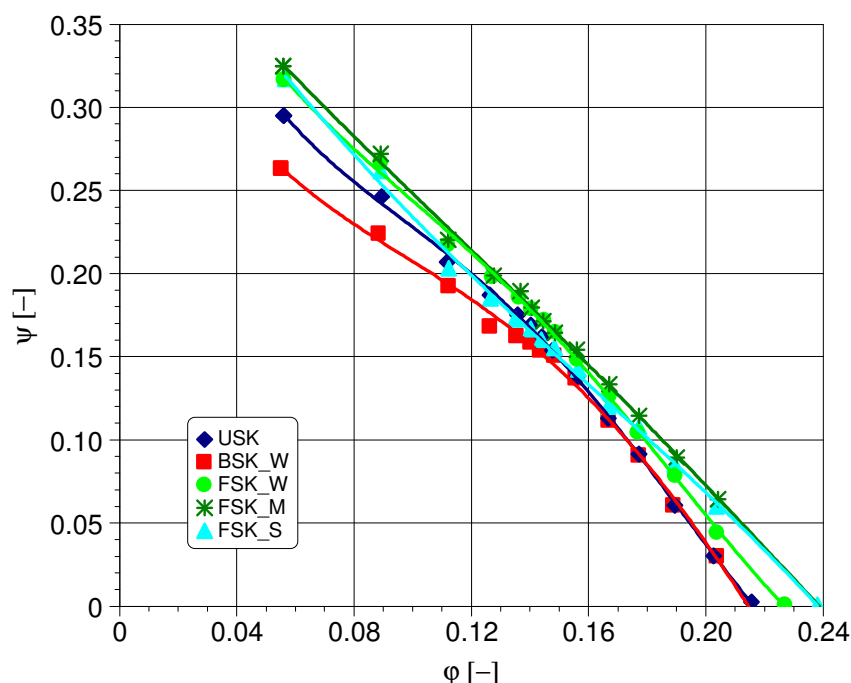


Abbildung 4.14: Vergleich der dimensionslosen aerodynamischen Kennlinien bei Schaufelformvariation1 (siehe Abbildung 3.6)

Die Betrachtung der Wirkungsgradkennlinien, in Abbildung 4.15, zeigt Vorteile bei der Variante BSK\_W und Nachteile in der Effizienz bei den Varianten FSK. Die Vorteile sind im Bereich von 2 %-Punkten Verbesserung im Gegensatz zu 4 %, 7 % und 12 %-Punkte, Verschlechterung bei den Varianten mit der Vorwärtssichelung. Ähnliche Tendenz im Wirkungsgradverlauf bei der Vorwärtssichelung wurde beobachtet in der Arbeit von Meixner [53]. Die Optimalpunkte  $\varphi_{opt}$  ( $\varphi$  bei  $\eta_{max}$ ) der unterschiedlichen Varianten liegen in einem Bereich zwischen 0,13 und 0,16.

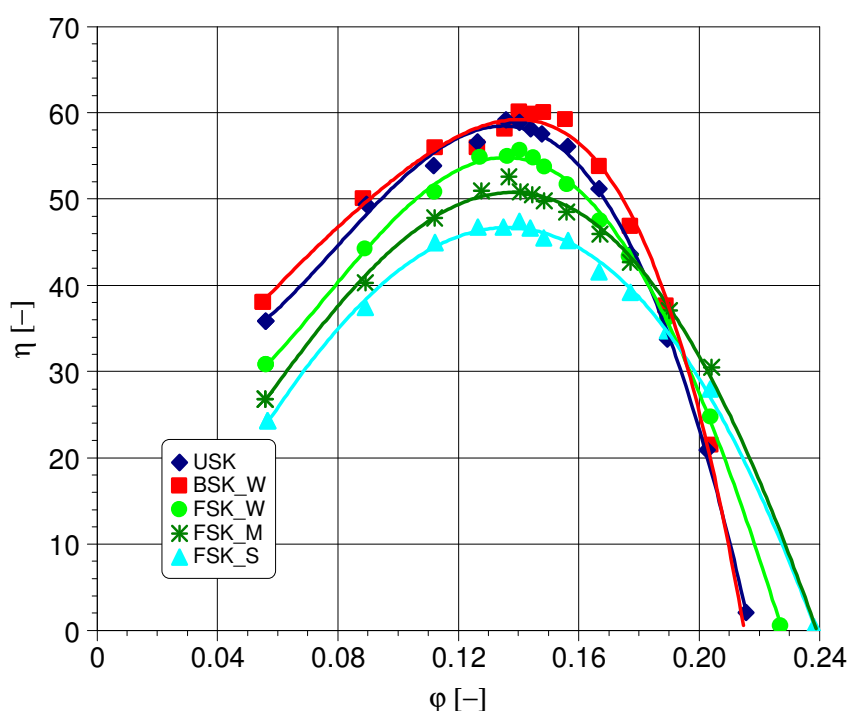


Abbildung 4.15: Vergleich der Wirkungsgradkennlinien bei Schaufelformvariation1 (siehe Abbildung 3.6)

Diese Änderungen in den Wirkungsgradverläufen resultieren aus den Änderungen der aufgewendeten Wellenleistung (siehe Abbildung 4.16). Das Laufrad mit der Rückwärtssichelung verschiebt die Kennlinie der Leistungszahl zu niedrigeren Werten, was die Verbesserung im Wirkungsgrad erklärt. Die Vorwärtssichelung erhöht die aufgebrauchte Wellenleistung und somit die Leistungszahl je nach Sichelungsstärke.

Die Betrachtung der akustischen Kenngrößen bzw. Kennlinien, siehe Abbildung 4.17, zeigt einen interessanten Vergleich der unterschiedlichen Sichelungsarten und -stärken. Die Verläufe der Rückwärtssichelung und der geraden Schaufeln ähneln sich sehr und zeigen einen „plateau-ähnlichen“ Verlauf bei mittleren Volumenzahlen. Die unterschiedlichen Vorwärtssichelungen zeigen im Bereich der Überlast niedrigere Werte als die eben erwähnten Verläufe, steigen aber schlag-

artig in Richtung niedrigerer Volumenströme. Im Bereich des Optimalpunktes ist die Variante FSK\_S trotzdem um ca. 6 dB leiser als die Variante USK.

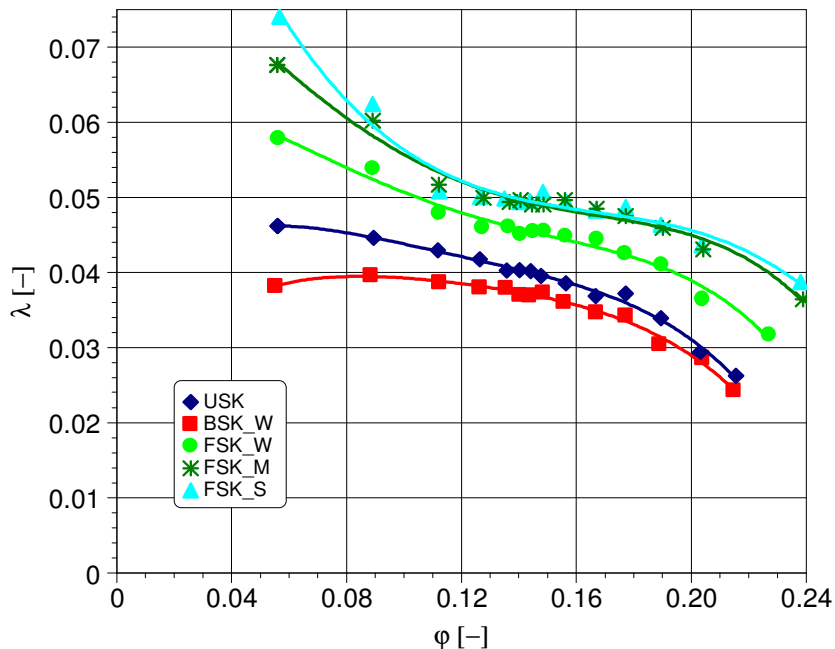


Abbildung 4.16: Vergleich der Leistungszahlverläufe bei Schaufelformvariation1 (siehe Abbildung 3.6)

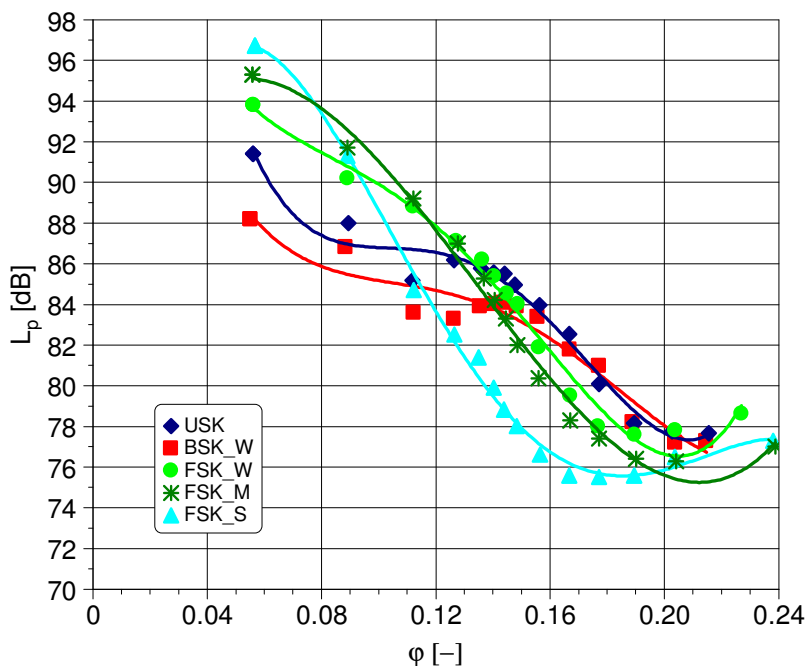


Abbildung 4.17: Vergleich der Schallpegelverläufe bei Schaufelformvariation1 (siehe Abbildung 3.6)

Die Beobachtungen im Verlauf der akustischen Kennlinien korrelieren stark mit der Arbeit von Beiler [3], wonach eine Vorwärtssichelung die Nabenströmung stabilisiert und damit den stabilen Bereich der Kennlinie in den Teillastbereich ausdehnt. Ein Strömungsabriss tritt abrupt und über die komplette Schaufelhöhe auf [3]. Dies kann die schlagartige Erhöhung im Schallpegelverlauf erklären. Bei der Rückwärtssichelung findet mit zunehmender Drosselung ein verfrühter Strömungsabriss statt, was die höheren Schallpegelwerte im Vergleich zu der Vorwärtssichelung (bei  $\varphi \approx 0,16$ ) erklärt.

Um einen Einfluss der geringfügigen Abweichungen im Betrieb der unterschiedlichen Geometrien auszuschließen, ist eine weitere Darstellung der akustischen Größen sehr hilfreich. Die Darstellung der sogenannten spezifischen Schallpegel, siehe Abbildung 4.18, zeigt allerdings genau die gleichen Tendenzen wie die Schallpegel in Abbildung 4.17. Dies untermauert somit die Aussage, dass diese Unterschiede in den Schallpegeln tatsächlich aus den unterschiedlichen Geometrien resultieren und nicht aus den geringfügigen Unterschieden im Betriebspunkt.

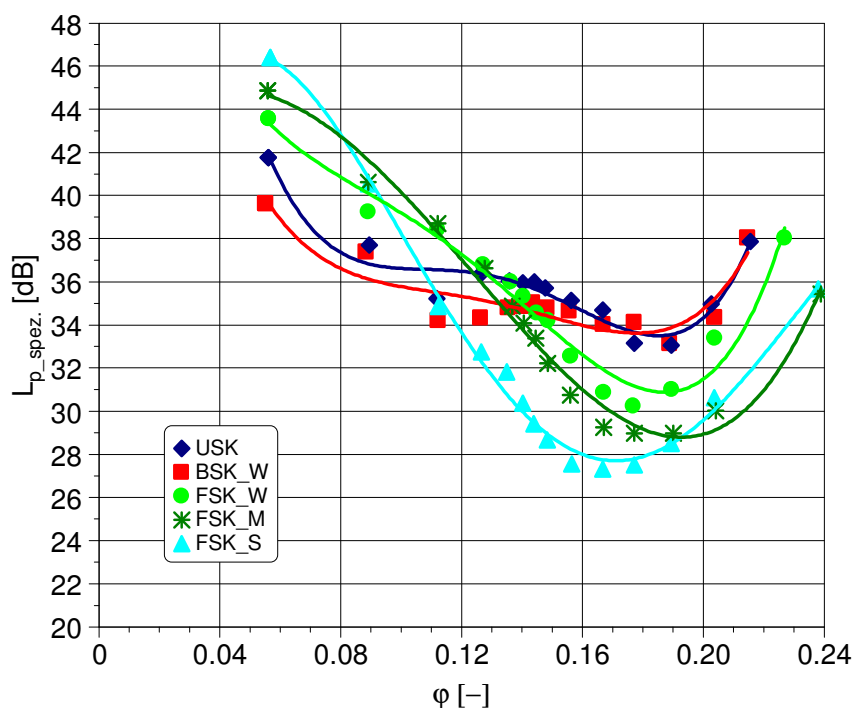


Abbildung 4.18: Vergleich der spezifischen Schallpegelverläufe bei Schaufelformvariation1 (siehe Abbildung 3.6)

In Abbildung 4.19 werden die A-bewerteten Kenngrößen dargestellt. Der Vorteil dieser Darstellung ist, dass hauptsächlich die niederfrequenten Anteile bei der Darstellung der Gesamtpegel nicht ins Gewicht fallen. Diese Darstellung zeigt eine

Verbesserung bei der Variante FSK\_S um 7 – 8 dB(A) im Vergleich zu der Variante USK. Eine nun sichtbare Verbesserung bei allen gesichelten Laufrädern ist erkennbar und zeigt einen Unterschied von ungefähr 2 bis 4 dB(A) bei den Varianten FSK\_W, FSK\_M und BSK\_W im Vergleich zu der Variante USK (siehe Abbildung 4.19).

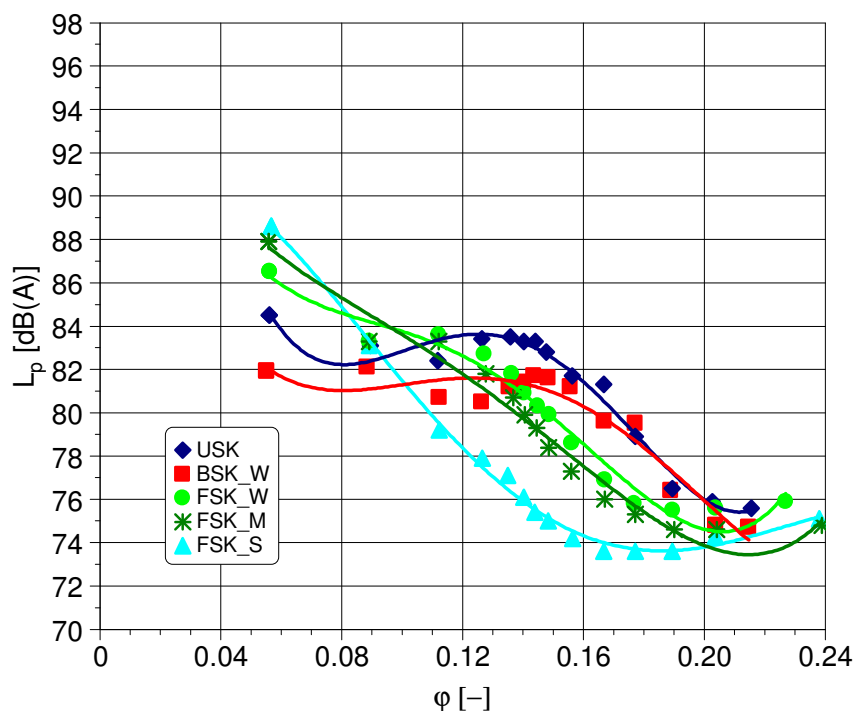


Abbildung 4.19: Vergleich der Schallpegelverläufe (A-bewertet) bei Schaufelformvariation1 (siehe Abbildung 3.6)

Die Frequenzspektren in Abbildung 4.20 zeigen Unterschiede in den Verläufen der unterschiedlichen Schaufelformen, was zu den Differenzen im Gesamtpegel führt. Die Hauptunterschiede sind im Bereich mittlerer Frequenzen zwischen 250 Hz und 4000 Hz lokalisiert. Beginnend mit der Variante BSK\_W ist bis zum ersten Oberton (bei 700 Hz) ein ähnlicher Verlauf wie bei Variante USK zu verzeichnen, um danach in Richtung höherer Frequenzen voneinander abzuweichen. Diese Abweichung erklärt den Unterschied von 2 dB im Gesamtpegel. Die Varianten FSK\_W und FSK\_M zeigen bereits ab einer Frequenz von 250 Hz ähnliche Unterschiede zu der Variante USK. Eine interessante Betrachtung liefert der Verlauf der Variante FSK\_S. Dieser Verlauf zeigt die fast komplette Unterbindung der so genannten schmalbandigen Überhöhungen kurz vor den tonalen Komponenten. Diese Unterbindung führt zu den hohen Differenzen im Gesamtpegel. Mögliche Ursache hierfür ist die Beeinflussung der Strömung durch das Laufrad bei der Variante FSK\_S, welche zu einer veränderten Spaltströmung führt und somit zu

einer Beeinflussung der Interaktion dieser Spaltströmung mit dem rotierenden Laufrad.

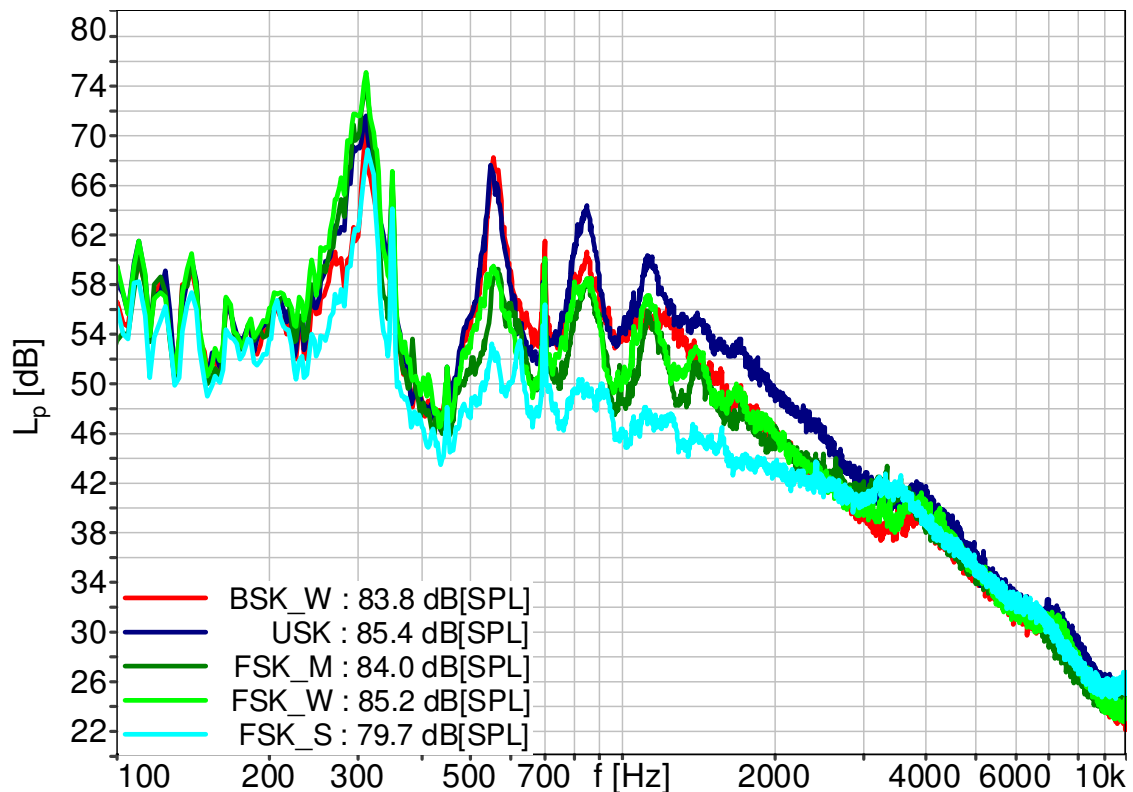


Abbildung 4.20: Vergleich der Frequenzspektren bei Schaufelformvariation1 bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

#### 4.2.3.2 SICHELUNG IM BEREICH DER NABE

Um weitere geometrische Änderungen hinsichtlich derer aerodynamischer und akustischer Beeinflussung zu untersuchen, wurden weitere Geometrien erstellt und analysiert, die eine Sichelung im Bereich der Nabe aufweisen. Die Bezeichnung dieser neuen Varianten beinhaltet zusätzlich \*\_HBSK oder \*\_HFSK, welche die Art der Sichelung im Bereich der Nabe (Englisch: Hub) bedeutet. Im Rahmen dieser Arbeit wurde versucht, die Sichelungsrichtung an der Nabe gegensinnig zur Sichelungsrichtung an der Blattspitze zu erzielen. Bei der Variante FSK\_S wurde zusätzlich an der Nabe rückwärtsgesichelt (FSK\_HBSK), bei der Variante BSK\_W wurde an der Nabe vorwärtsgesichelt (BSK\_HFSK). Ein Vergleich der Sichelungsverläufe bzw. Sichelungswinkeln der hier untersuchten Laufräder ist in Abbildung 4.21 dargestellt.

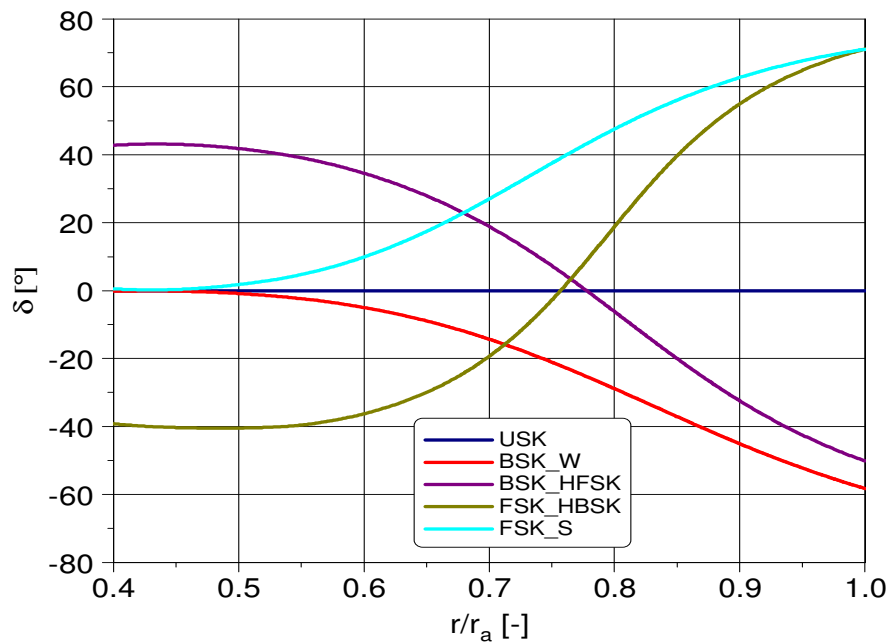


Abbildung 4.21: Verlauf des Sichelungswinkels von der Nabe bis zu Blattspitze (siehe Abbildung 3.6)

Die Strömungskennlinien aller dieser Laufräder sind in Abbildung 4.22 dargestellt.

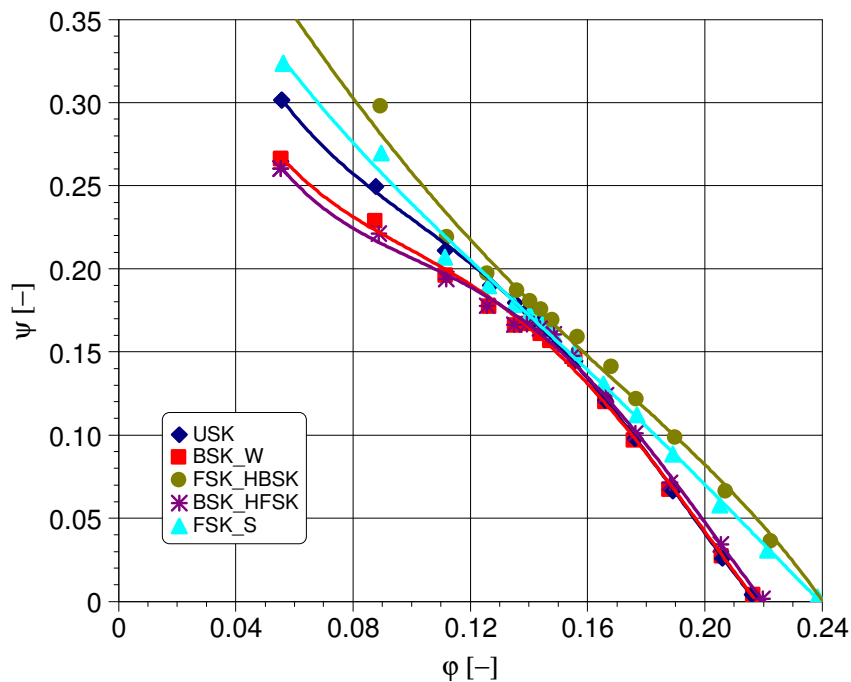


Abbildung 4.22: Vergleich der dimensionslosen aerodynamischen Kennlinien bei Schaufelformvariation2 (siehe Abbildung 3.6)

Bei der Betrachtung der Strömungskennlinien in Abbildung 4.22 fällt kein erwähnenswerter Unterschied in den Verläufen der unterschiedlichen Geometrien auf. Die Variante FSK\_HBSK zeigt eine leichte Verschiebung der Kennlinie zu höheren Drücken im Vergleich zur Variante ohne Sichelung des Nabenbereichs. Diese Verschiebung führt zu einer Verbesserung des Wirkungsgradverlaufes, siehe Abbildung 4.23, um 2 %-Punkte im Vergleich zu der Variante FSK\_S. Auch bei dieser Untersuchung liegen alle Optimalpunkte  $\varphi_{opt}$  im Bereich von 0,13 bis 0,16.

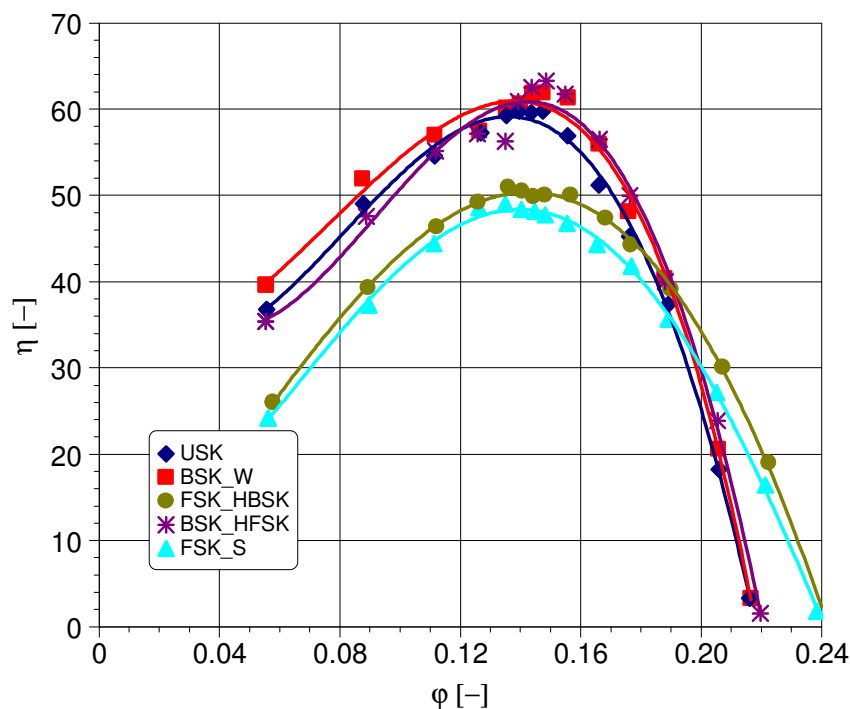


Abbildung 4.23: Vergleich der Wirkungsgradkennlinien bei Schaufelformvariation2 (siehe Abbildung 3.6)

In Abbildung 4.24 - Abbildung 4.26 sind die unterschiedlichen Schallpegel dargestellt. In allen drei Abbildungen ist gut zu erkennen, dass sich die Verläufe sehr stark ähneln. BSK\_W und BSK\_HFSK zeigen bei mittleren Volumenzahlen einen plateauähnlichen Verlauf wie die Variante USK und weisen um 6 bis 8 dB höhere Werte als die Varianten FSK\_S und FSK\_HBSK auf. Letztere steigen mit abnehmenden Volumenzahlen rasch an und weisen einen steileren Verlauf der akustischen Kenngrößen auf, als die Variante mit der Rückwärtssichelung. Hier besteht eine hohe Wahrscheinlichkeit bei einer falschen Abstimmung mit der Einbausituation (Wärmetauscher, Hindernisse) oder eine andere Anströmgeschwindigkeit während der Fahrt eines Fahrzeuges, dass der Schallpegel sich stark verändert.



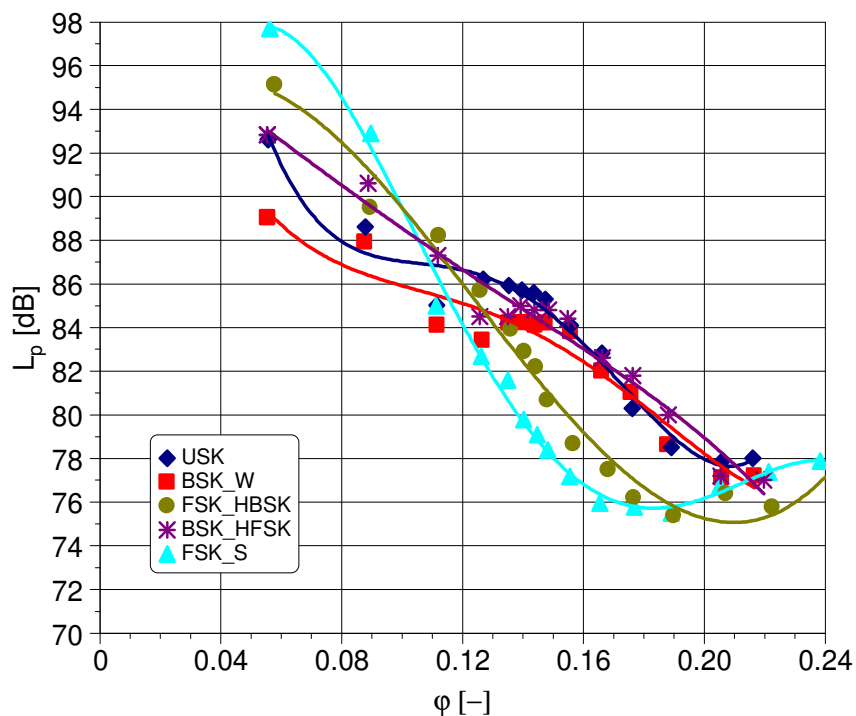


Abbildung 4.24: Vergleich der Schallpegelverläufe bei Schaufelformvariation2 (siehe Abbildung 3.6)

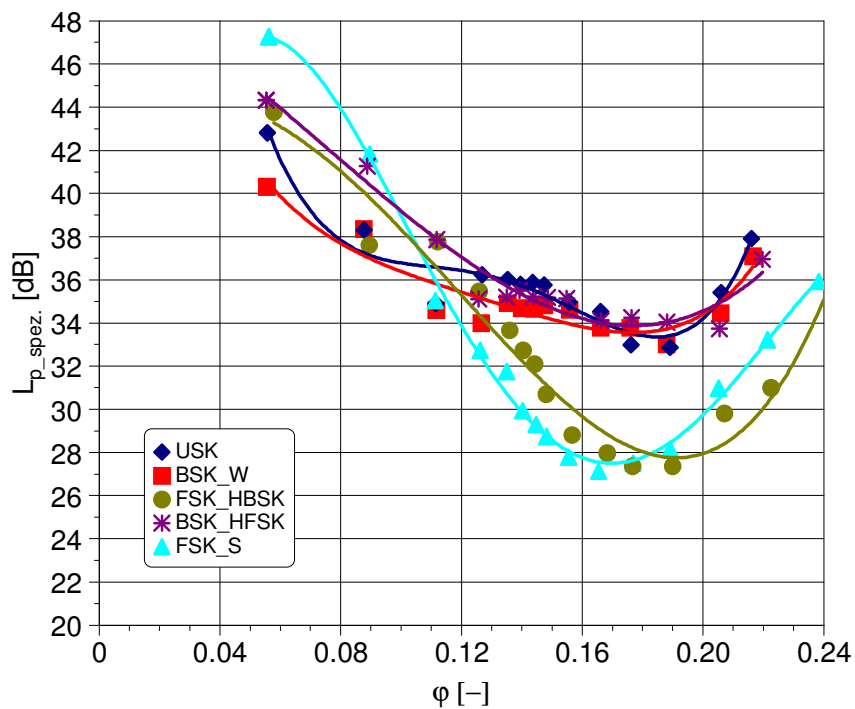


Abbildung 4.25: Vergleich der spezifischen Schallpegelverläufe bei Schaufelformvariation2 (siehe Abbildung 3.6)

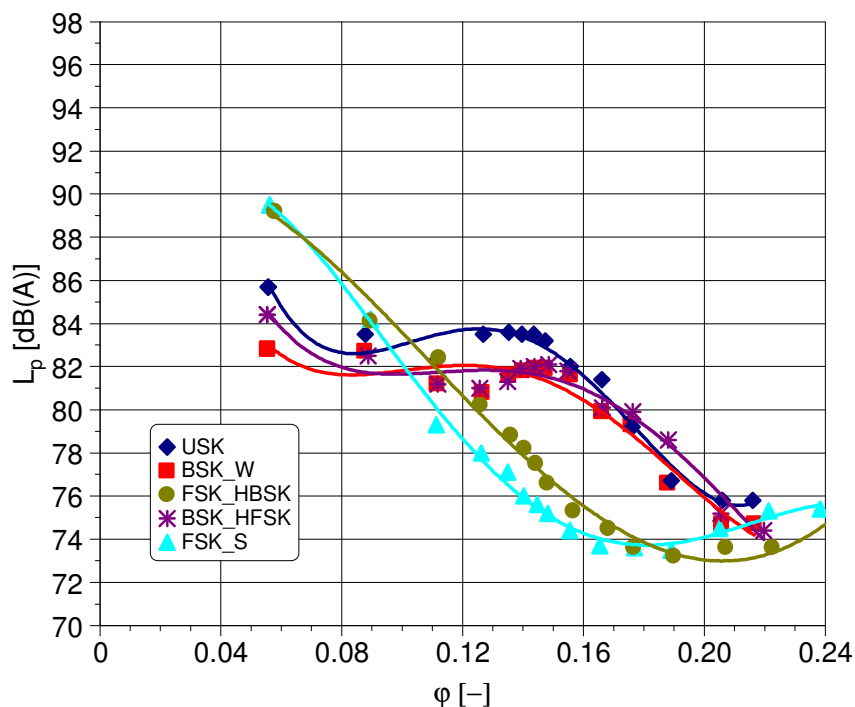


Abbildung 4.26: Vergleich der Schallpegelverläufe (A-bewertet) bei Schaufelformvariation2 (siehe Abbildung 3.6)

Um einen detaillierteren Vergleich zwischen den unterschiedlichen Schaufelformen aufzuzeigen, sind in Abbildung 4.27 die Frequenzspektren der untersuchten Varianten dargestellt. Die Varianten BSK\_W und BSK\_HFSK zeigen sehr ähnliche Verläufe mit Unterschieden zu Variante USK hauptsächlich ab dem ersten Oberton (700 Hz) in Richtung höherer Frequenzen. Die Unterschiede sind vor allem im Bereich der breitbandigen Anteile des Geräusches zu erkennen. Diese verringerten Anteile führen zu dem um 2 dB geringeren Schalldruckpegel im Vergleich zu der Variante USK. Die Varianten FSK\_S und FSK\_HBSK zeigen ebenfalls eine Reduzierung der breitbandigen Anteile, allerdings bereits ab Frequenzen um 250 Hz. Eine weitere wichtige Absenkung betrifft auch die so genannten schmalbandigen Überhöhungen, die bei den Varianten mit der Vorwärtssichelung im äußeren Bereich der Schaufeln (FSK\_S und FSK\_HBSK) fast komplett verschwinden. Da hier angenommen wird, dass die Schaufelformen nahe der Blattspitze bei den Varianten BSK\_W und BSK\_HBSK ebenso wie bei den Varianten FSK\_S und FSK\_HBSK identisch sind, kann ebenso angenommen werden, dass auch die Strömung in diesem Bereich beim gleichen Betriebspunkt bzw. Volumenstrom ebenfalls identisch sein kann. Trotz der Änderung der Geometrie im Nabenbereich haben sich, wie in den Frequenzspektren zu sehen ist, diese Geräuschspektren in ihren charakteristischen Anteilen (tonale, breitbandige und schmalbandige) kaum verändert. Die Änderungen im Gesamtpegel, resultierend

aus den Änderungen der schmalbandigen Überhöhungen werden hauptsächlich durch die Sichelung im äußeren Bereich der Schaufeln beeinflusst.

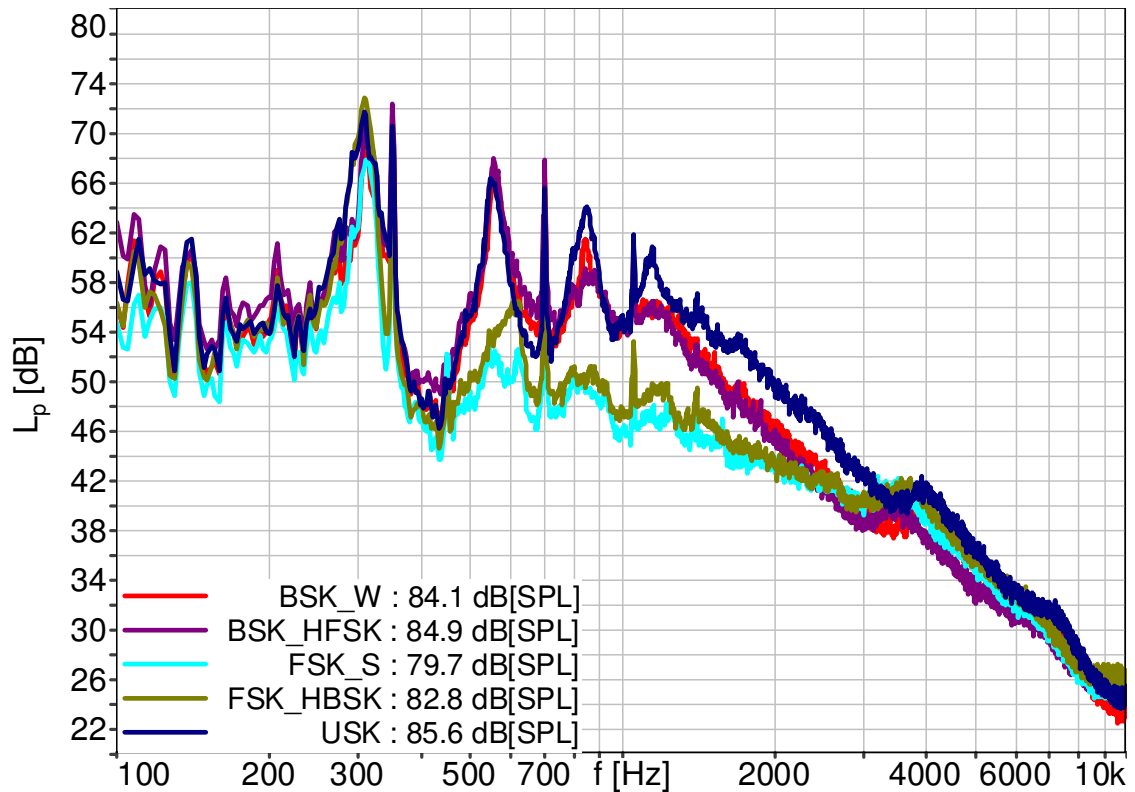


Abbildung 4.27: Vergleich der Frequenzspektren bei Schaufelformvariation2 bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

#### 4.2.4 Spaltformvariation

Im Rahmen dieses Kapitels werden zwei unterschiedliche Spaltformen bei jeweils unterschiedlichen Laufrädern analysiert. Die neue Spaltform, die als Spaltform 2 in Abbildung 4.28 bezeichnet wird, ist damit charakterisiert, dass die Spaltströmung fast komplett unterbunden wird und nur noch minimal vorhanden ist.

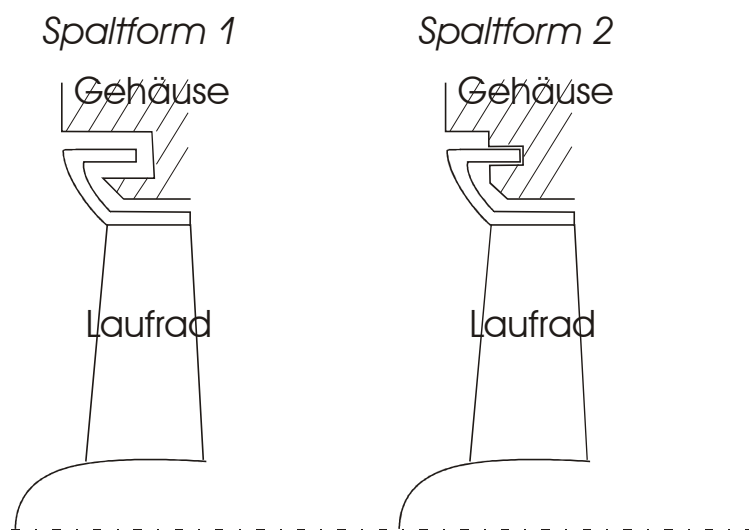


Abbildung 4.28: Darstellung der unterschiedlichen Spaltformen

#### 4.2.4.1 SPALTFORMVARIATION BEI DER VARIANTE USK

Um Erkenntnisse über den Einfluss der Spaltströmung auf das Geräuschverhalten von Axialventilatoren zu gewinnen, werden weitere Untersuchungen durchgeführt. Diese beinhalten Änderungen in der Spaltform, welche zu Änderungen der Spaltströmung führen. Um die Aussage zu untermauern, wird diese Maßnahme sowohl bei der Variante USK als auch bei der Variante mit den besten akustischen Ergebnissen, der Variante FSK\_S, bewertet.

In Abbildung 4.29 werden die beiden Spaltformen bei der Variante USK miteinander verglichen. Spaltform 2 hat eine vielfach kleinere Spaltweite als Spaltform 1 und führt zu einer Reduzierung der Spaltströmung. Diese Maßnahme führt zur Verschiebung der Strömungskennlinie, zu höheren Volumenströmen und zur Verbesserung des Wirkungsgrads um bis zu 5 % Wirkungsgradpunkte je nach Betriebsbereich. Die akustischen Kenngrößen verbessern sich um 6 dB bei der Variante Spaltform 2 sowohl im A-bewerteten Pegel als auch im spezifischen Geräuschpegel (siehe Abbildung 4.29).

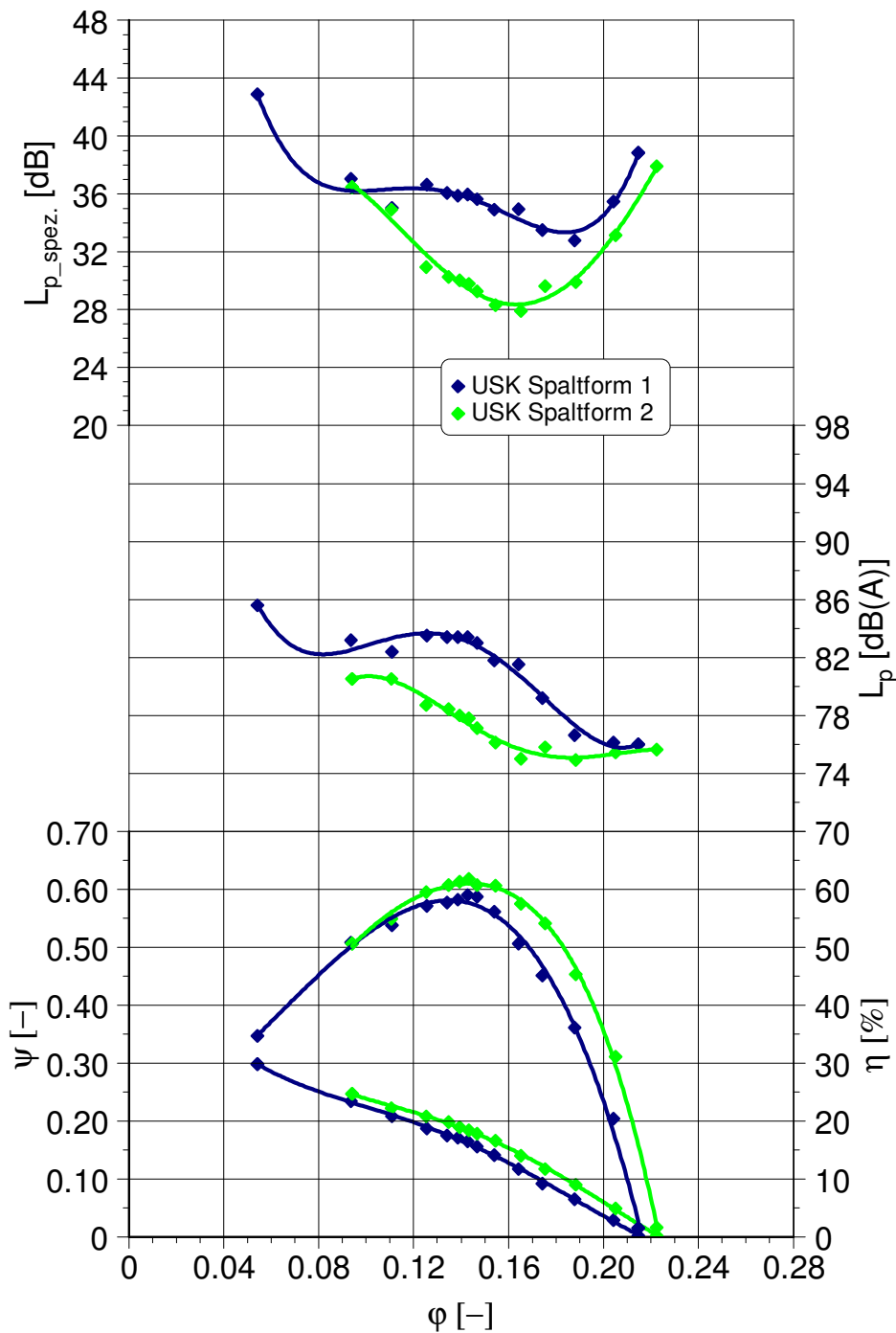


Abbildung 4.29: Spaltformeinfluss auf Aerodynamik und Akustik: Variante USK

Die Frequenzspektren beider Varianten mit den unterschiedlichen Spaltformen sind in Abbildung 4.30 dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass bei der Variante mit Spaltform 2 eine bedeutende Reduzierung der schmalbandigen Überhöhungen bei den Frequenzen 550 Hz, 850 Hz und 1150 Hz hervorgerufen wird. Der breit-

bandige Anteil wird ebenfalls zu niedrigeren Amplituden verschoben und damit reduziert. Diese Beobachtung kann damit erklärt werden, dass durch die Unterbindung der Spaltströmung die Interaktion zwischen Spalt und dem rotierenden Laufrad nachlässt, was zur Reduzierung der schmalbandigen Überhöhungen führt. Die Reduzierung der breitbandigen Komponente des Geräuschs kann damit erklärt werden, dass bei der Variante mit Spaltform 2 die Umströmung des Profils im Bereich der Blattspitze besser stattfindet und nicht mehr von der Spaltströmung beeinflusst wird. Dies führt zu einer Reduzierung der schmalbandigen Überhöhungen. Dieses Ergebnis stimmt mit den Beobachtungen von Kameier in [38] überein.

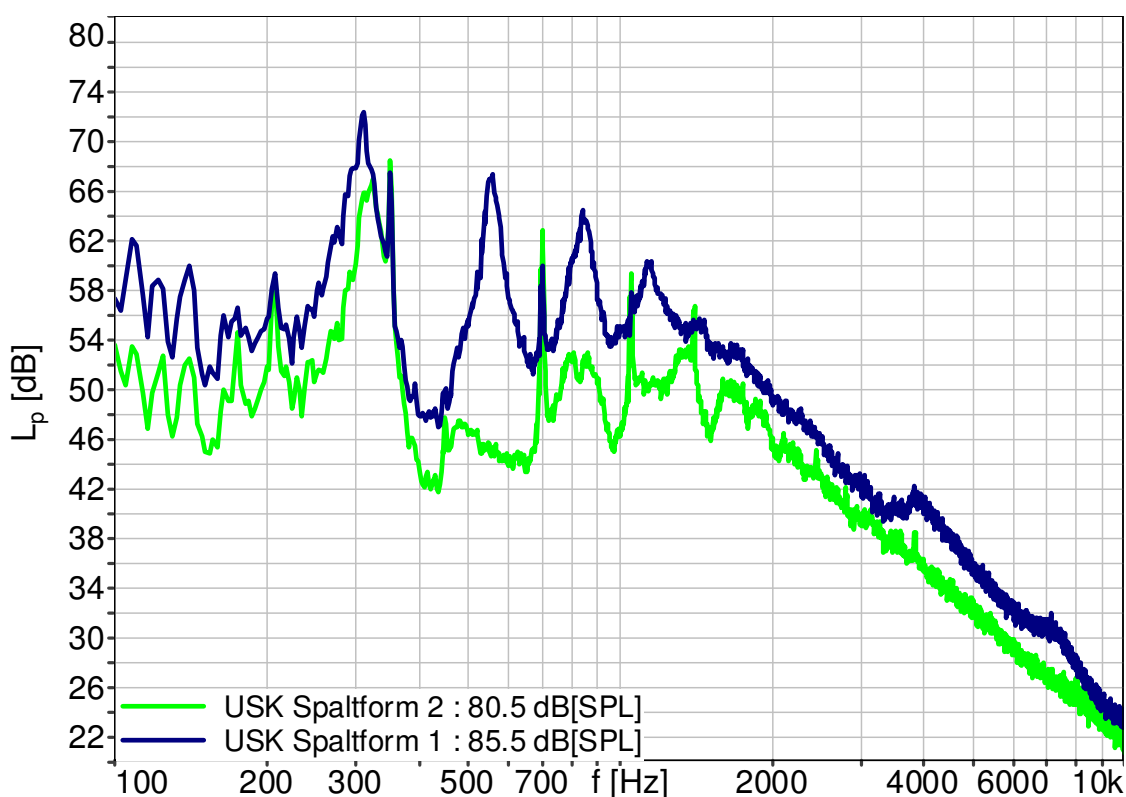


Abbildung 4.30: Vergleich der Frequenzspektren bei der Spaltformvariation für USK bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz

#### 4.2.4.2 SPALTFORMVARIATION BEI DER VARIANTE FSK\_S

In Abbildung 4.31 wird der Einfluss dieser Variation der Spaltform bei der Variante FSK\_S ebenfalls untersucht. Hauptziel dieser Untersuchung ist die eventuelle Bestätigung der Erkenntnisse von der Variante USK.

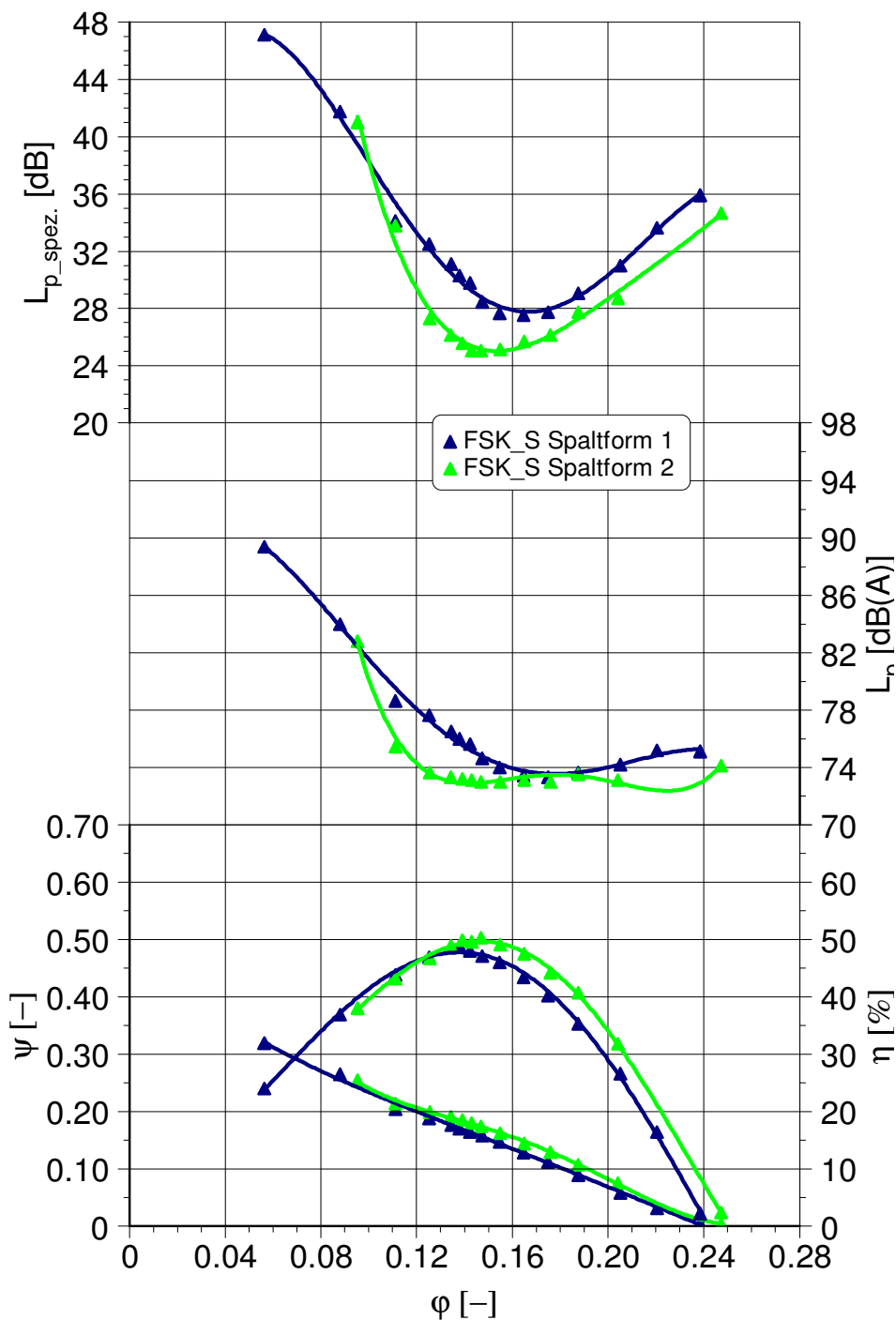


Abbildung 4.31: Spaltformeinfluss auf Aerodynamik und Akustik: Variante FSK\_S

Auch bei der Variante FSK\_S wird Ähnliches wie bei der Variante USK beobachtet. Eine Änderung der Spaltform von Spaltform 1 auf Spaltform 2 führt zu einer Verbesserung im Wirkungsgrad und einer Verschiebung der Strömungskennlinie zu geringfügig höheren Druckwerten. Da bereits die akustischen Kenngrößen

dieser Variante im Vergleich zur Variante USK niedrig sind, ist die Abnahme im Geräusch mit 3 bis 4 dB nicht so groß wie bei der Variante USK.

Die Frequenzspektren beider Spaltformen sind in Abbildung 4.32 dargestellt und zeigen ebenfalls ähnliche Tendenzen wie die Spektren beider Spaltformen bei USK. Auch hier ist eine Abnahme der breitbandigen Komponenten des Geräuschs zu verzeichnen sowie die Minimierung der schmalbandigen Überhöhungen. Da bei der Variante FSK\_S und Spaltform 1 nur noch die schmalbandige Überhöhung bei der Frequenz von 300 Hz vorhanden ist, betrifft die Reduzierung nur Letztere.

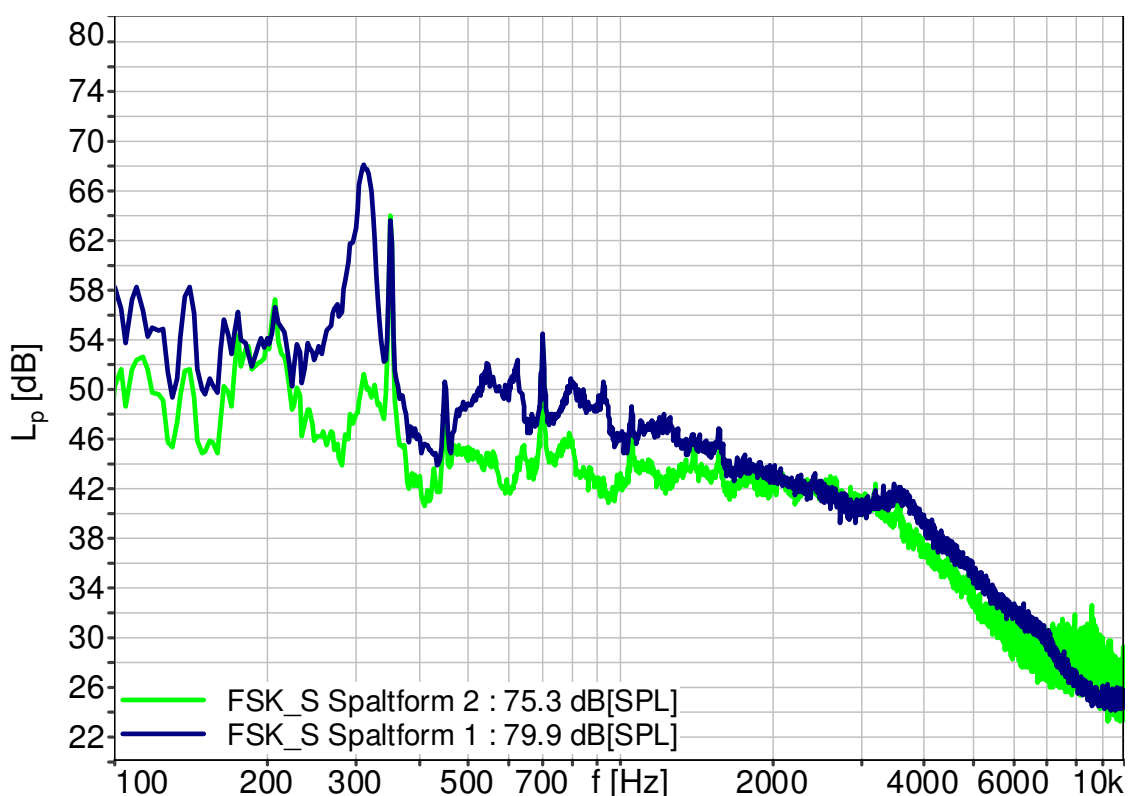


Abbildung 4.32: Vergleich der Frequenzspektren bei der Spaltformvariation für FSK\_S bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz

### 4.3 Variation der Einbausituation

Alle untersuchten Laufräder finden hauptsächlich Anwendung im Bereich der Motorkühlung im Fahrzeug. Deswegen wird in diesem Kapitel der Einfluss der unterschiedlichen Einbausituationen auf die Aerodynamik und Akustik untersucht (siehe Abbildung 4.33).



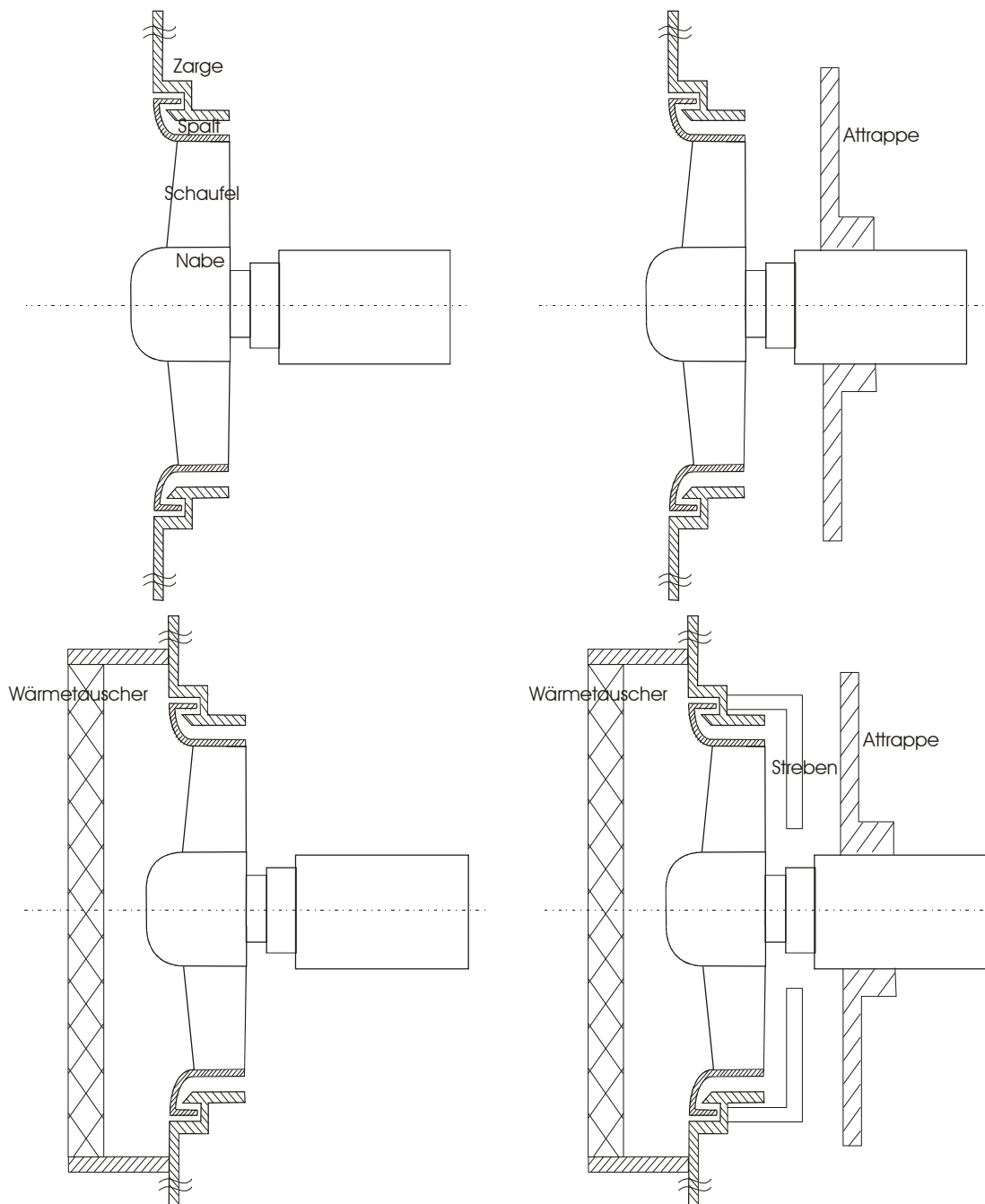


Abbildung 4.33: Mögliche Einbauarten

Die vorhandenen Komponenten, die im Rahmen dieser Arbeit berücksichtigt werden, sind der Wärmetauscher, der anströmseitig montiert werden kann, und eine Verblockung abströmseitig (Attrappe), die den Verbrennungsmotor simuliert. Die Attrappe wird nachfolgend als Prallplatte bezeichnet und ist als PP in den Legenden der Abbildungen gekennzeichnet. Die Motorhaltestreben, die ebenfalls ab-

strömseitig montiert werden und als Halterung für den Elektromotor des Laufrads dienen sollen, können ebenfalls als zusätzliche Komponenten gesehen werden.

Abbildung 4.34 stellt die unterschiedlichen Kennlinien mit den unterschiedlichen Komponenten bei der Variante USK dar. Ein Wärmetauscher führt zu den zusätzlichen Verlusten und verschiebt somit die Kennlinie zu niedrigeren Volumenzahlen (siehe Abbildung 4.34). Des Weiteren führt das Installieren einer Prallplatte zu einer Verschiebung der jeweiligen Kennlinie, zu niedrigeren Volumenzahlen im Bereich der Überlast und zu höheren Druckzahlen im Bereich der Teillast. Bei hohen Volumenzahlen, wobei die Strömung einen hohen Anteil an Axialkomponenten besitzt, ist die Attrappe eine Versperrung und verschiebt die Kennlinie zu niedrigeren Volumenströmen. Im Teillastbereich ist der Anteil der drallbehafteten Strömung maßgeblich, was zu einer Stabilisierung der Kennlinie durch die Attrappe führt und somit zu höheren Druckzahlen.

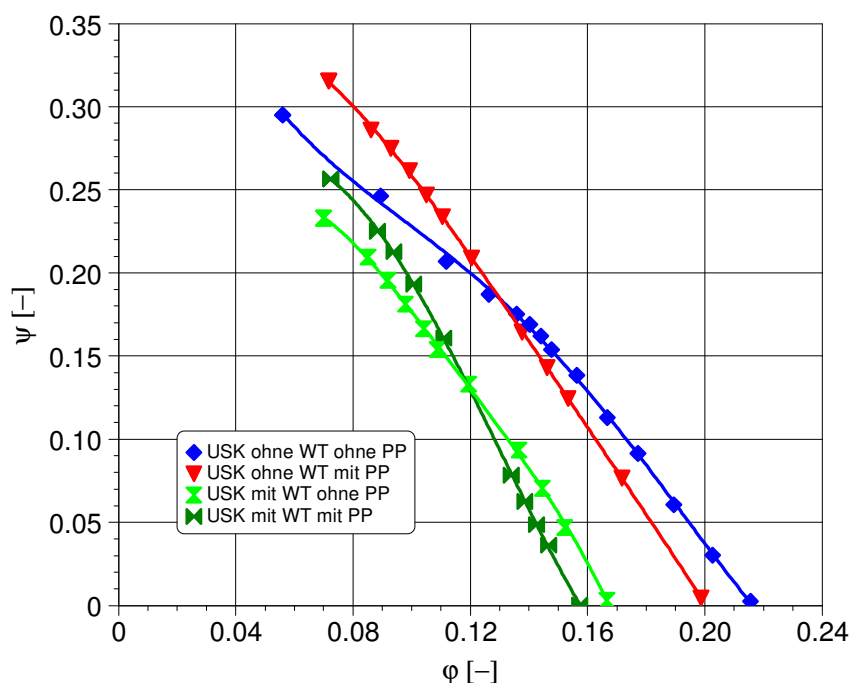


Abbildung 4.34: Vergleich der Druckzahlkennlinien bei Variation der Einbausituation

Die Leistungszahlverläufe, mit und ohne die Komponenten Wärmetauscher und Attrappe, werden in Abbildung 4.35 dargestellt. Die Installation einer Attrappe auf der Abströmseite des Laufrades verschiebt die maximale Volumenzahl zu kleineren Werten aufgrund der Verblockung. Die Attrappe bewirkt eine Verschiebung der Stromflächen nach außen, welche zur Erhöhung der aufgewendeten Arbeit bzw. Leistung führt. Der Einbau eines Wärmetauschers (=Gleichrichter) in der

Zuströmung führt zur Verkleinerung des Mitdralls in der Zuströmung und somit ebenfalls zur Erhöhung der aufgewendeten Leistung. Leistungszahlen im Teillast zeigen deutlich die abgelöste Strömung bedingt durch die Attrappe und/oder der Wärmetauscher, weil die aerodynamische Belastung der Beschau felung zunimmt.

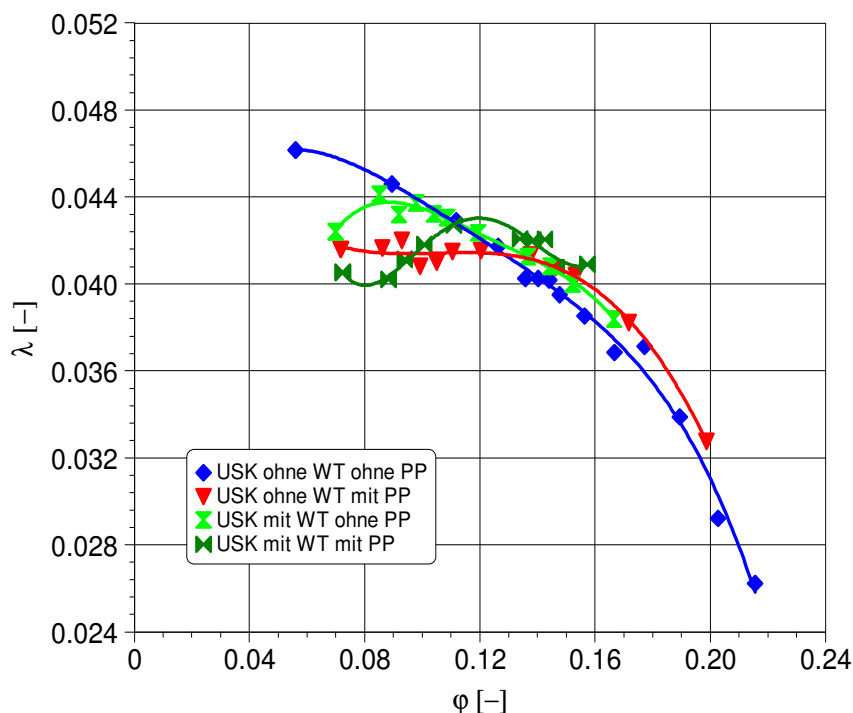


Abbildung 4.35: Vergleich der Leistungszahlverläufe bei unterschiedlichen Einbausituationen

Die Betrachtung der gemessenen absoluten akustischen Kenngrößen in Abbildung 4.36 zeigt deutlich die Schwierigkeit der Beurteilung unterschiedlicher Geometrien bzw. Varianten. Durch das Installieren einer der beiden Komponenten ändert sich das Betriebsverhalten der Ventilatoren, welches zu unterschiedlichen Verhältnissen am Laufrad und somit zu einer anderen Behandlung der Geräuschbetrachtung führt. Ein Wärmetauscher führt zu einer Reduzierung der maximalen Volumenzahl von  $\varphi \approx 0,22$  auf 0,16 und erschwert somit die eindeutige Zuordnung des verursachten Geräusches. Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die Einbausituation ohne Wärmetauscher und ohne Attrappe (ohne WT, ohne PP) der Betriebspunkt mit dem besten Wirkungsgrad betrachtet. Es wird davon ausgegangen, dass bei diesem Betriebspunkt wenige Störeffekte von unerwarteten Geräuschentstehungsmechanismen entstehen können. Sobald die Komponente „Wärmetauscher“ eingebaut wird, ändert sich die Kennlinie in hohem Maße und es wird deshalb der Betriebspunkt mit der höchsten Volumenzahl in Betracht ge-

zogen. Dieser liegt im Bereich des besten Wirkungsgrades der Variante ohne Wärmetauscher und ohne Attrappe.

Obwohl die Zuströmung zum Laufrad bei der Variante mit Wärmetauscher verändert wird, ist eine Abnahme im Schallpegel zu verzeichnen. So ist beim Betriebspunkt bei maximaler Volumenzahl (mit WT mit PP) von ca.  $\varphi \approx 0,16$  ein um 4 dB reduzierter Pegel gemessen worden als bei der Variante ohne WT und ohne PP. Mögliche Gründe hierfür können zum einen die Messmethode bzw. die Position des Mikrofons, zum anderen betriebspunktbezogene Einflüsse sein, die beim messen des Schallpegels nicht ausgelassen werden können. Wie in Kapitel 3 erläutert, ist die Mikrofonposition auf der Anströmseite des Laufrades angebracht, wo ebenfalls der Wärmetauscher angebracht wird und durch die Verblockung den gemessenen Wert verfälschen kann.

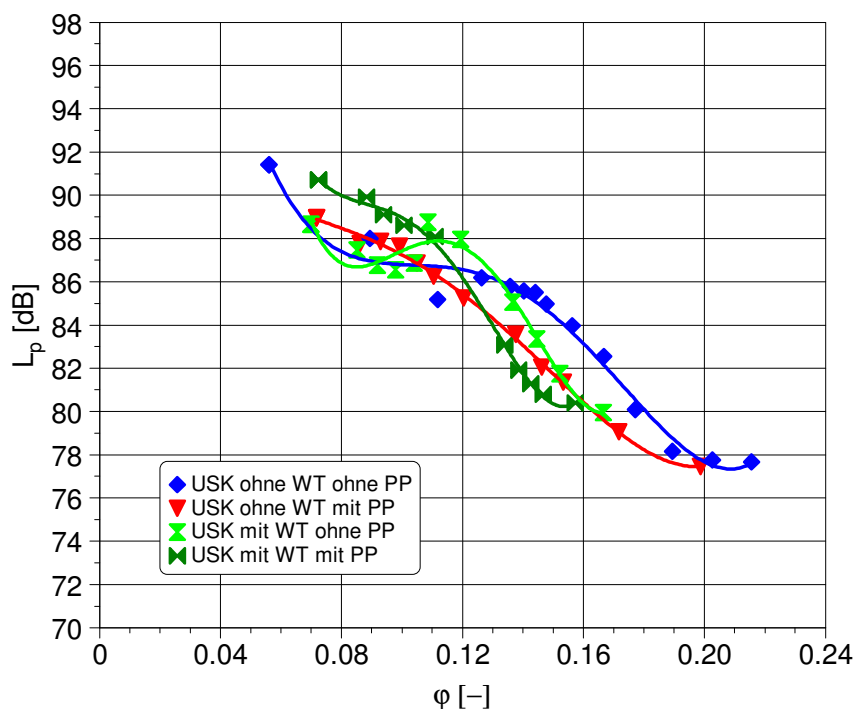


Abbildung 4.36: Vergleich der Schallpegelverläufe bei Variation der Einbausituation

Um eine eventuelle Verschiebung in den Frequenzen zu identifizieren und um weitere niederfrequente Einflüsse auszuschließen, dient die Darstellung des A-bewerteten Schallpegels in Abbildung 4.37. Diese zeigen ähnliche Tendenzen wie in Abbildung 4.36.

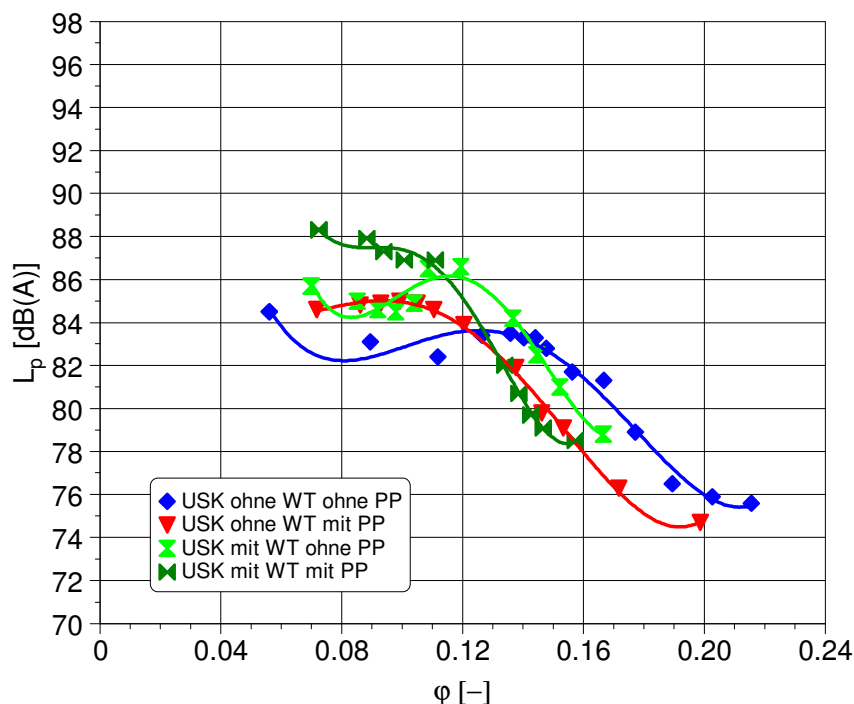


Abbildung 4.37: Vergleich der Schallpegelverläufe (A-bewertet) bei Variation der Einbausituation

Um Details zu den spektralen Erscheinungen der jeweiligen Komponenten darzustellen, werden die gemessenen Spektren der jeweiligen Einbausituationen dargestellt. Es muss erwähnt werden, dass hier entweder die A-bewerteten oder die linearen Schallpegel dargestellt werden können. Eine Darstellung des spezifischen Schallpegels wäre bei einer „konstanten“ Verschiebung der breitbandigen Anteile zu höheren oder niedrigeren Amplituden durchaus möglich. Diese Maßnahme wäre aber inkorrekt, da dabei davon ausgegangen wird, dass dieses vom Wärmetauscher verursachte Geräusch über alle Frequenzen gleich ist.

In Abbildung 4.38 sind die Frequenzspektren aller Einbausituationen bei gleichem Volumenstrom dargestellt. Deutlich wird die Änderung der Überhöhung der tonalen Komponenten bei den Frequenzen 350 Hz und bei höheren Vielfachen. Diese Frequenzen sind der Grundton (1. *BPF* - Blattfolgefrequenz) und höhere Obertöne (2., 3., ... *BPF*). Bei Vergrößerung des Bereiches um den Grundton (350 Hz) ist eine Erhöhung dieser tonalen Komponenten um bis zu 10 dB deutlich zu sehen. Die Spektren der anderen Varianten mit Wärmetauscher weisen einen höheren Anteil an tonalen Komponenten auf.

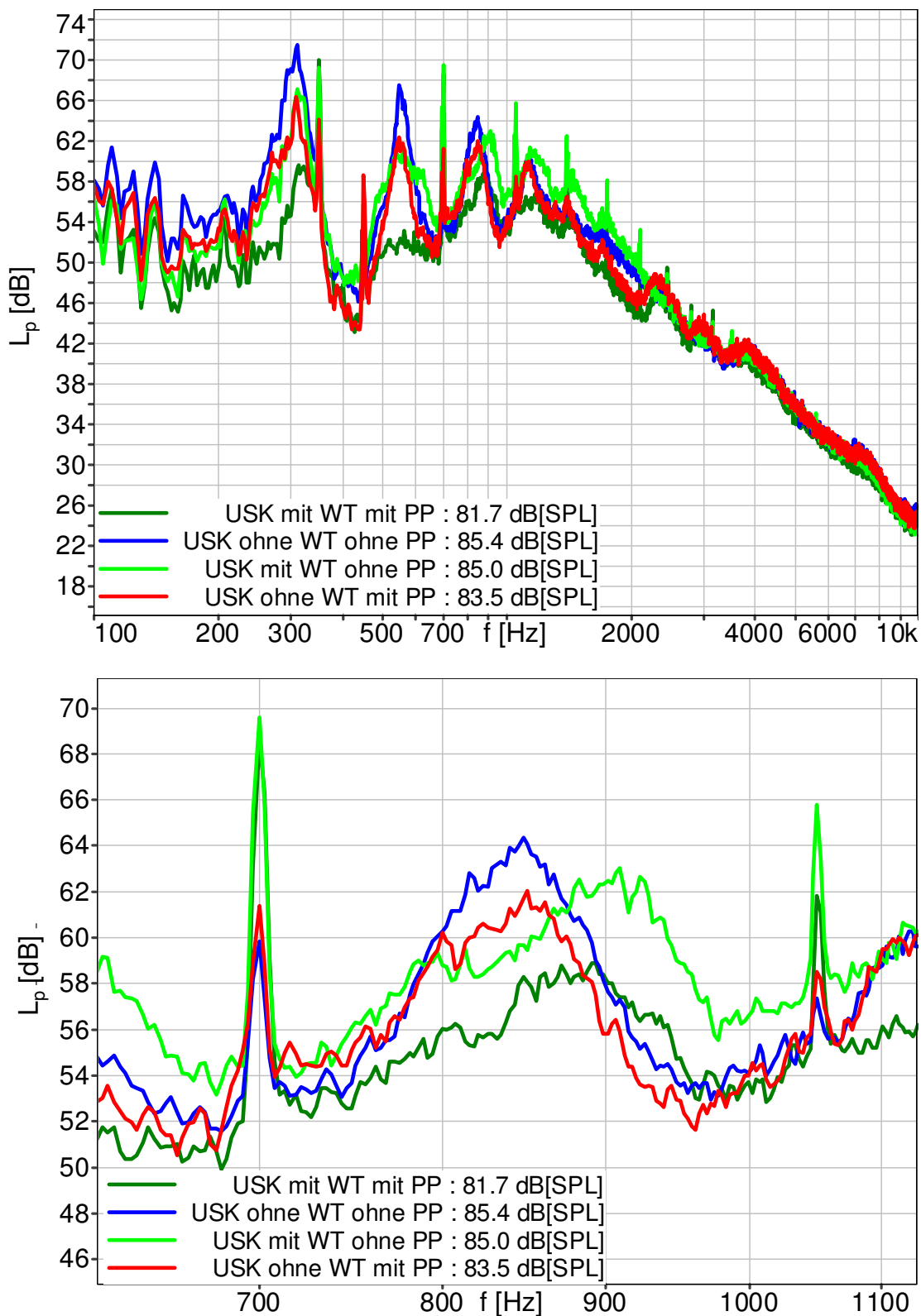


Abbildung 4.38: Vergleich der Frequenzspektren aller Einbausituationen bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz; unten: Vergrößerung des Bereichs um den 2. BPF und 3. BPF

## 4.4 Variation der Geometrie bei der Einbausituation im Fahrzeug

In diesem Abschnitt werden die untersuchten Laufräder in der Einbausituation im Fahrzeug miteinander verglichen. Wichtig bei diesem Vergleich ist die Reproduzierbarkeit der bereits vorgestellten Ergebnisse aus Kapitel 4.2. Hier werden ein Wärmetauscher auf der Anströmseite und eine Attrappe auf der Abströmseite zusätzlich angebracht. Um den Einfluss der Motorhaltestreben zu untersuchen, werden diese dazu abströmseitig installiert (siehe Abbildung 4.39). Die eingestellte Strebenzahl wurde auf 6 mittelgroße Streben festgelegt. Weitere Details zu den Abmessungen und Anordnungen der Streben sind in Abbildung 4.39 dargestellt. Die Ergebnisse dieser Messungen werden nach Geometrieänderung sortiert. Um den Messaufwand zu reduzieren, wurden die Messungen beim Betriebspunkt bei maximaler Volumenzahl und bei drei geringfügig kleineren Volumenströmen durchgeführt. Der Vergleich der Frequenzspektren wurde beim Betriebspunkt  $\varphi \approx 0,14$  durchgeführt. Dies entspricht dem Optimalpunkt bei den Varianten ohne WT und ohne PP.

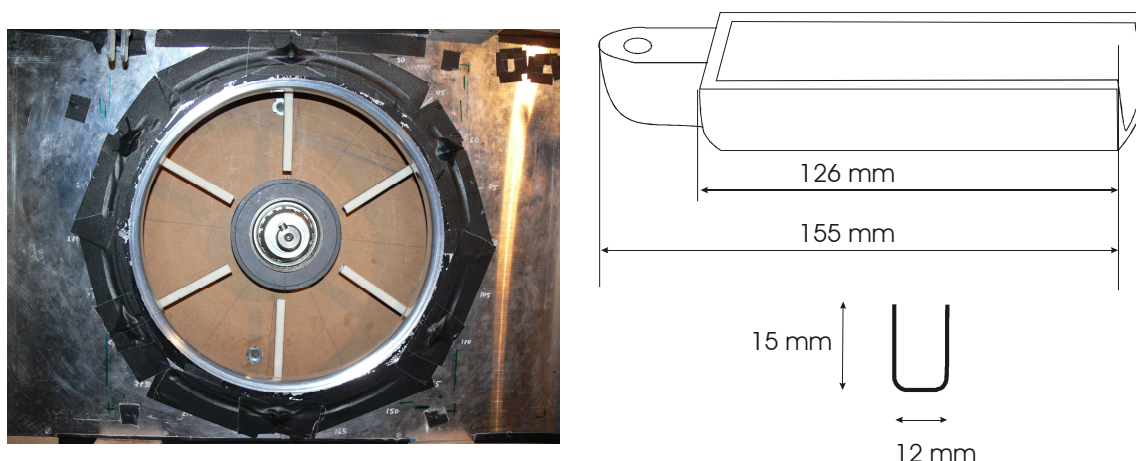


Abbildung 4.39: Anzahl und Anordnung der verwendeten Streben im Versuch

### 4.4.1 Sichelung im Bereich der Blattspitze

Diese Untersuchungen beinhalten die Varianten USK, BSK\_W, FSK\_W, FSK\_M und FSK\_S, wie in Kapitel 4.2.3.1. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abbildung 4.40 dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass das Anbringen der Streben nur einen geringfügigen Einfluss auf die aerodynamischen Werte hat. Die akustischen Kenngrößen zeigen eine sehr deutliche Beeinträchtigung durch die Installation der Streben. Eine deutliche Zunahme von den gemessenen Schallpegeln ist bei allen Varianten vorhanden. Diese Zunahmen betragen ungefähr 2 dB

bei der Variante USK und BSK\_W und ungefähr 3 dB bei den vorwärtsgesichelten Varianten. Beim Vergleich der akustischen Kenngrößen in Abbildung 4.40 zeigt die Variante FSK\_S eine Verbesserung von 4 dB im Vergleich zur Variante USK.

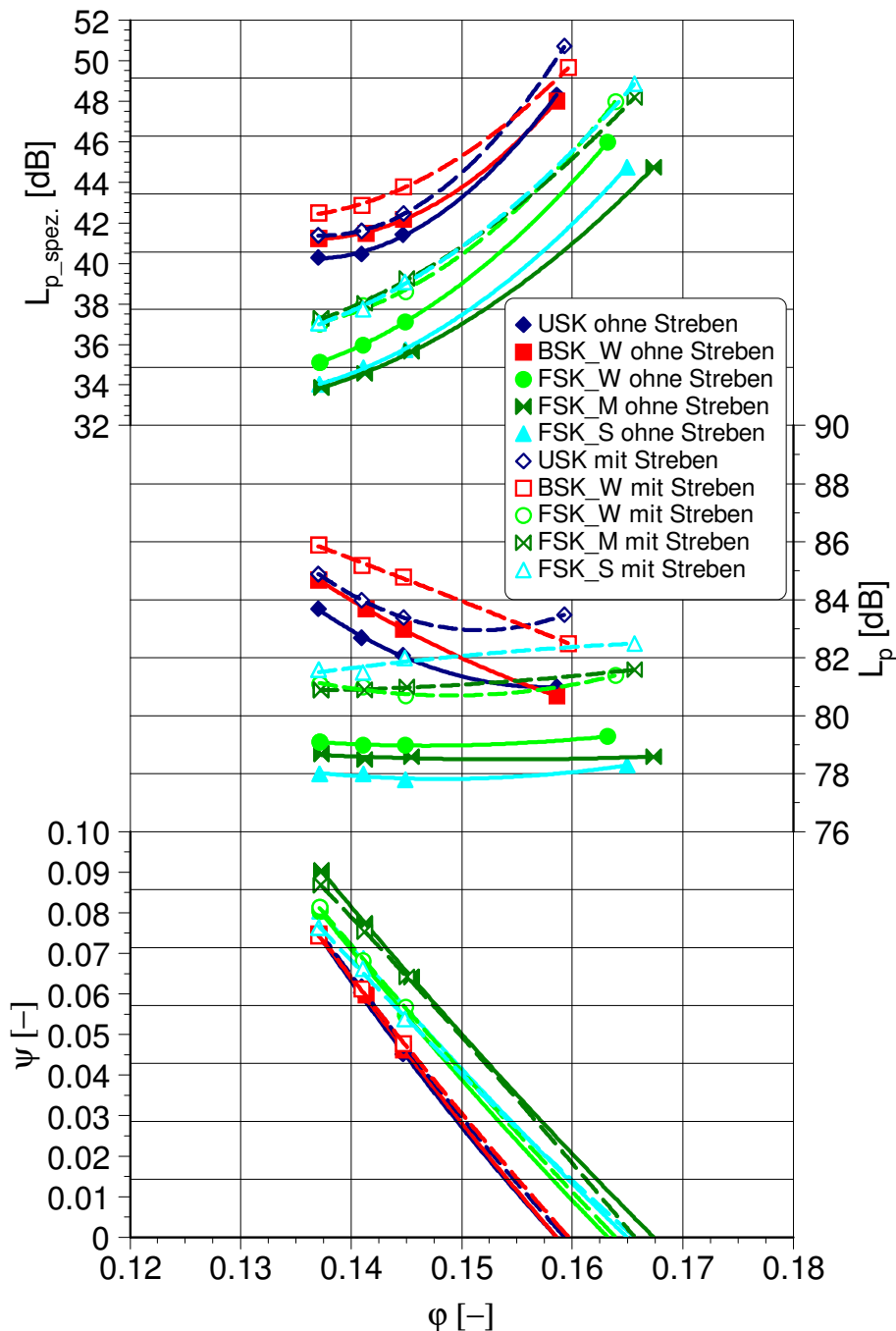


Abbildung 4.40: Ergebnisse der Einbausituation für die Schaufelformvariation1 - mit WT und PP mit und ohne Streben (siehe Abbildung 3.6)



Die Betrachtung der Frequenzspektren in Abbildung 4.41 bestätigt die Tendenzen aus Kapitel 4.2. Die schmalbandigen Überhöhungen sind bei der Variante FSK\_S kaum vorhanden. Ein weiterer Vorteil zeigt sich bei den tonalen Komponenten. Die Variante FSK\_S besitzt die niedrigsten Werte für den Grundton und den ersten Oberton, die um 6 dB und 10 dB geringer sind als die restlichen Varianten. Das ungesicherte Laufrad USK besitzt auch bei höheren Frequenzen tonale Komponenten (siehe Abbildung 4.41).

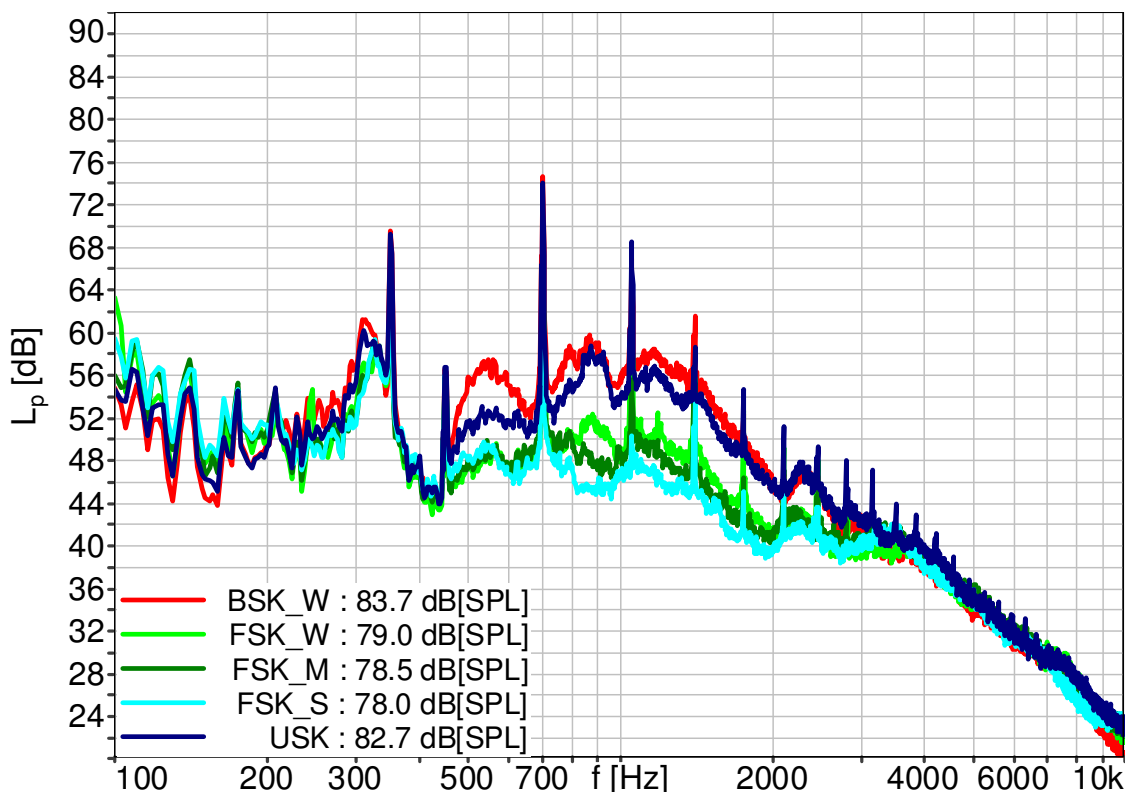


Abbildung 4.41: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelformvariation1 mit WT und PP ohne Streben bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

Die Frequenzspektren aller Varianten mit Motorhaltestreben auf der Abströmseite des Laufrades (Abbildung 4.42) zeigen eine starke Zunahme des Grundtons im Vergleich zu den Spektren ohne Streben (Abbildung 4.41). Alle Frequenzspektren mit Streben weisen ein tonaleres Verhalten auf als die Frequenzspektren bei den Varianten ohne Streben. Die Verstärkung im Bereich des Grundtons beträgt ungefähr 8 dB. Diese starke Zunahme des Grundtons bei allen Varianten ist verantwortlich für die Zunahme im Gesamtpegel durch die Streben um 2 dB. Bei dieser Einbausituation schrumpft die Verbesserung von FSK\_S im Vergleich zu USK und beträgt 3 dB statt 4 dB.

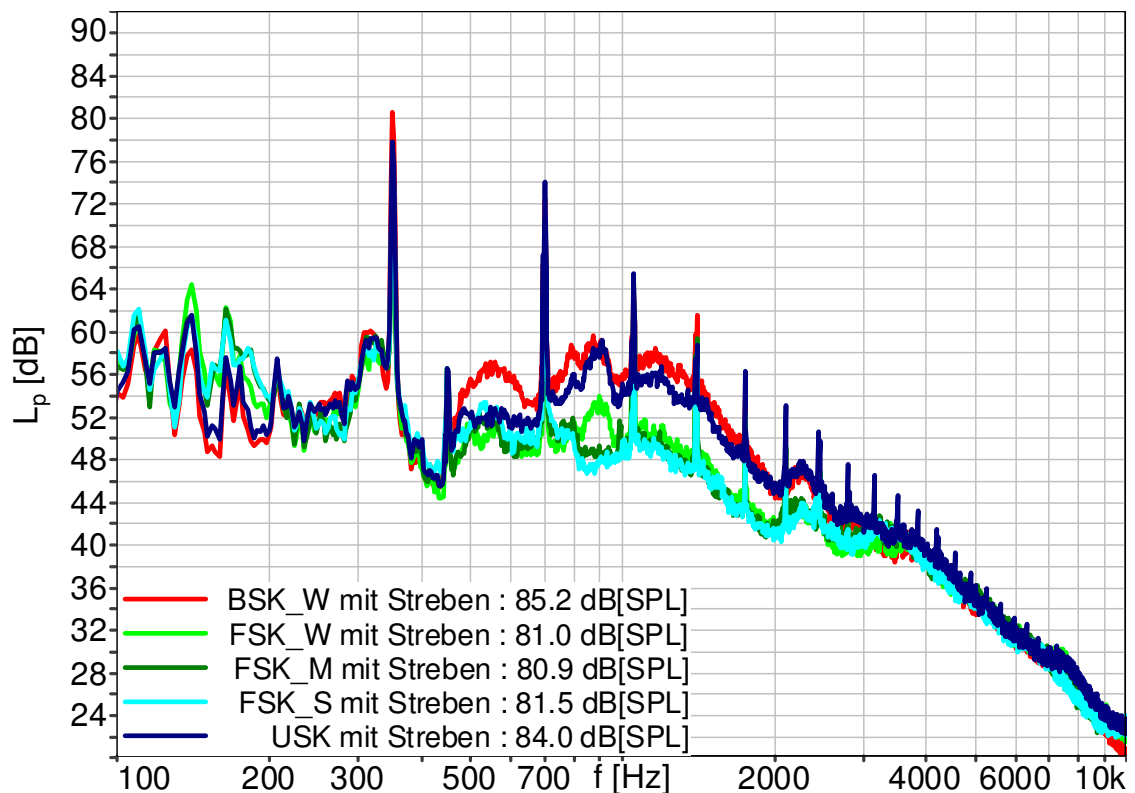


Abbildung 4.42: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelformvariation1 mit WT und PP mit Streben bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

#### 4.4.2 Sichelung im Bereich der Nabe

Bei diesen Untersuchungen wurden die Laufräder zusätzlich im Bereich der Nabe gesichelt. Der Vergleich der aerodynamischen und akustischen Kenngrößen ist in Abbildung 4.43 dargestellt. Auch hier werden ähnliche Tendenzen verzeichnet wie im vergangenen Abschnitt. Aerodynamisch haben die Haltestreben keinen bemerkenswerten Einfluss auf die Kennlinien. Akustisch bewirken diese ebenfalls eine Zunahme von ungefähr 2 dB im Gesamtpegel der Variante USK und etwa 3 bis 4 dB bei den gesichelten Varianten.

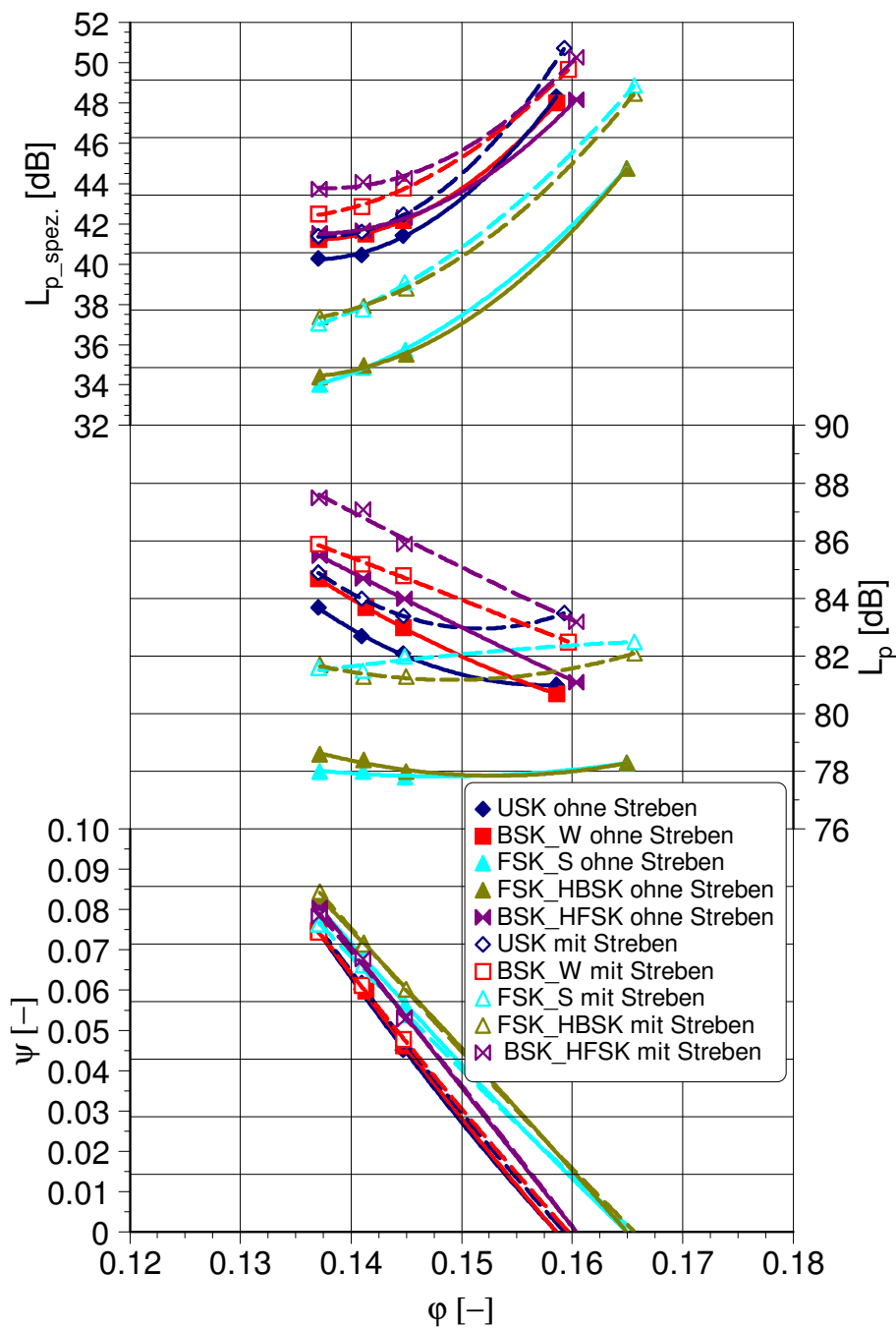


Abbildung 4.43: Ergebnisse der Einbausituation für die Schaufelformvariation2 - mit WT und PP mit und ohne Streben (siehe Abbildung 3.6)

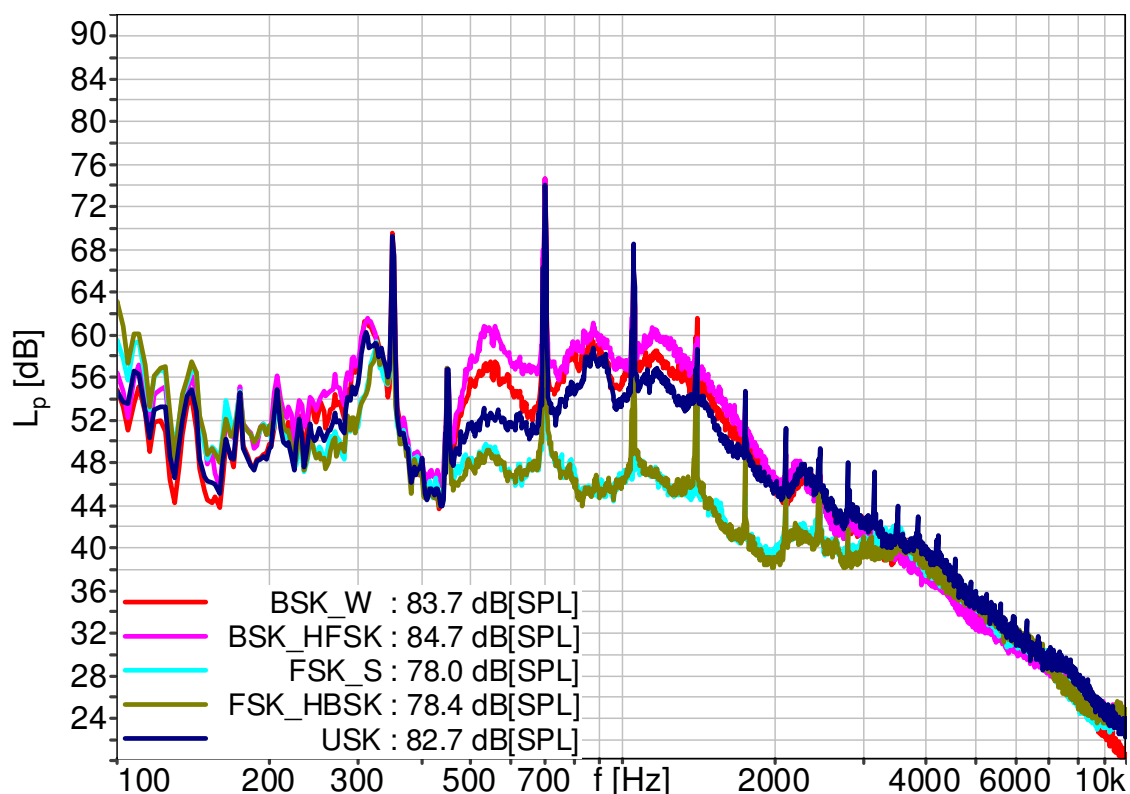


Abbildung 4.44: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelformvariation2 mit WT und PP ohne Streben bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

Der Vergleich der Frequenzspektren in Abbildung 4.44 und Abbildung 4.45 zeigt den Einfluss der Haltestreben deutlich. Auch bei diesen Varianten ändern sich hauptsächlich die tonalen Komponenten. Der Pegel bei der Blattfolgefrequenz steigt durch das Anbringen der Streben um ca. 10 dB im Vergleich zu den Varianten ohne Streben. Die höchsten Pegel werden bei den Varianten mit Rückwärtssichelung außen erzielt. Die Variante BSK\_W hat einen Wert von 80 dB im Grundton und BSK\_HFSK 82 dB. Weiterhin ist in beiden Frequenzspektren der Unterschied in den schmalbandigen Überhöhungen zu sehen, zwischen den Varianten mit Rückwärtssichelung und dem ungesicherten Laufrad im Vergleich zu den Varianten mit Vorwärtssichelung an der Blattspitze. Diese Abwesenheit der schmalbandigen Überhöhung ist verantwortlich für die Beibehaltung der Verbesserung der vorwärtsgesichelten Varianten um 3 dB im Vergleich zur Variante USK.

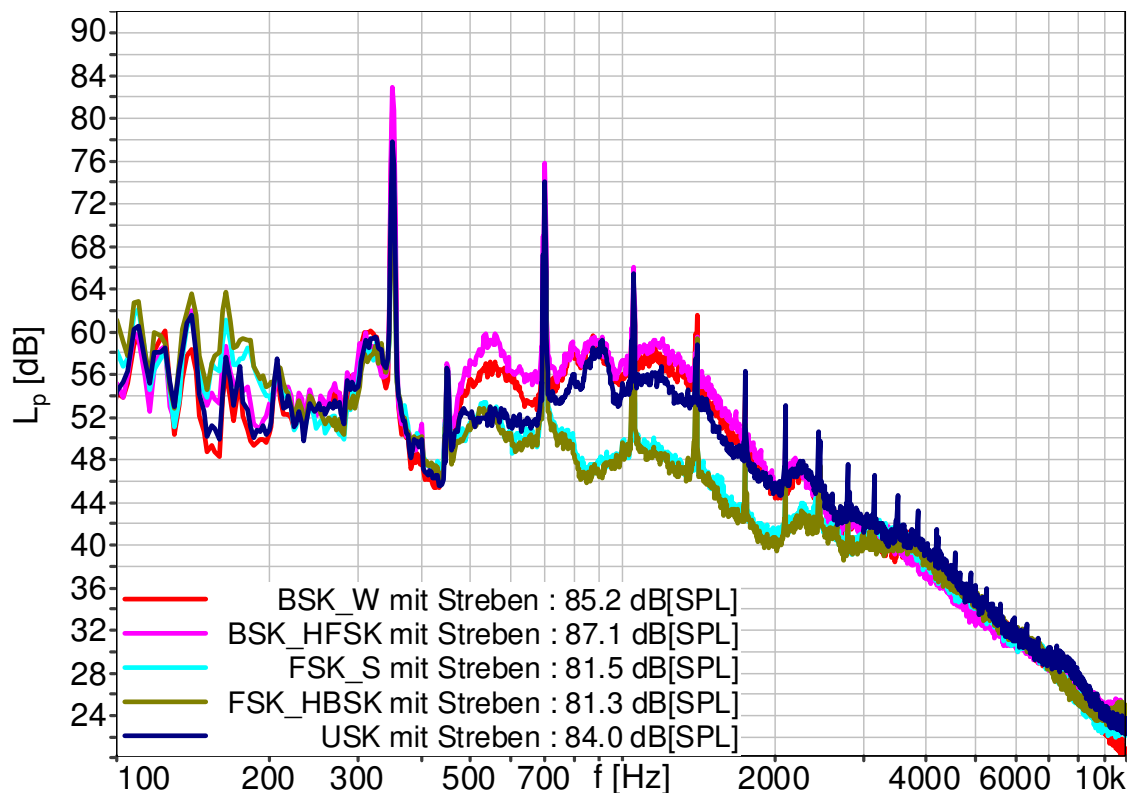


Abbildung 4.45: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelformvariation2 mit WT und PP mit Streben bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

#### 4.4.3 Schaufellängenvariation (Schaufelzahl konstant)

Abbildung 4.46 zeigt den Vergleich der aerodynamischen und akustischen Kenngrößen der Varianten mit unterschiedlicher Teilung. Auch diese Untersuchung zeigt eine kaum wahrnehmbare Beeinflussung des aerodynamischen Verhaltens durch das Anbringen der Motorhaltestreben. Bei der Betrachtung der akustischen Kenngrößen ist die Zunahme des Gesamtpegels 2 dB bei der Variante USK und bis zu 4 dB bei der Variante USK AL. Auch die Frequenzspektren in Abbildung 4.47 und Abbildung 4.48 bestätigen den Verlauf der akustischen Größen. Dabei ist eine Zunahme aller tonalen Komponenten zu verzeichnen. Der Pegel beim Grundton nimmt bei der Variante USK um ca. 8 dB und ca. 10 dB bei der Variante USK AL zu.

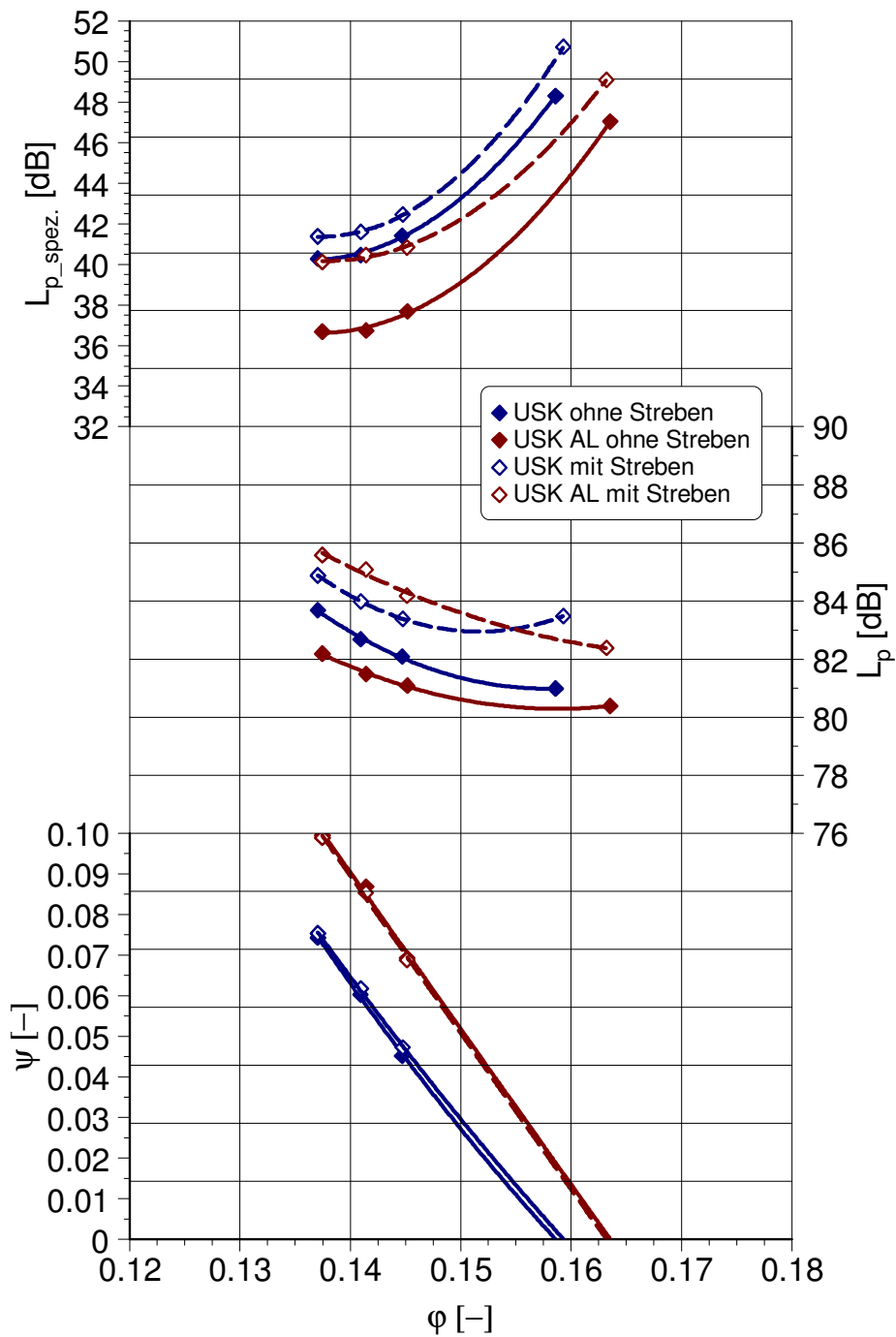


Abbildung 4.46: Ergebnisse der Einbausituation für die Schaufelteilungsvariation – mit WT und PP mit und ohne Streben (siehe Abbildung 3.6)

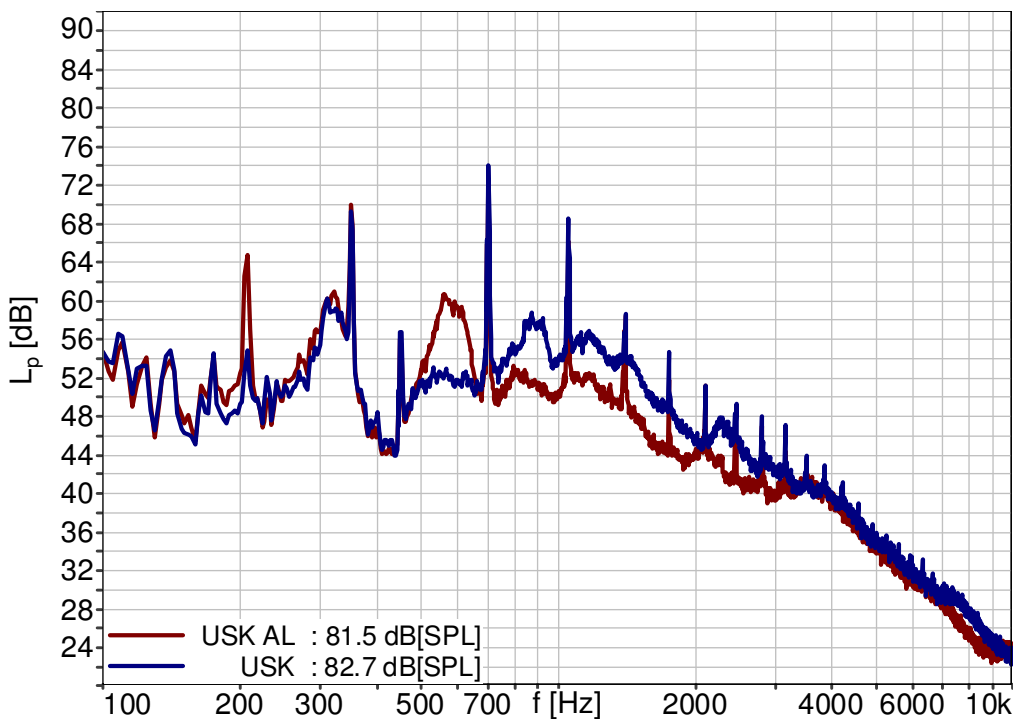


Abbildung 4.47: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelteilungsvariation mit WT und PP ohne Streben bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

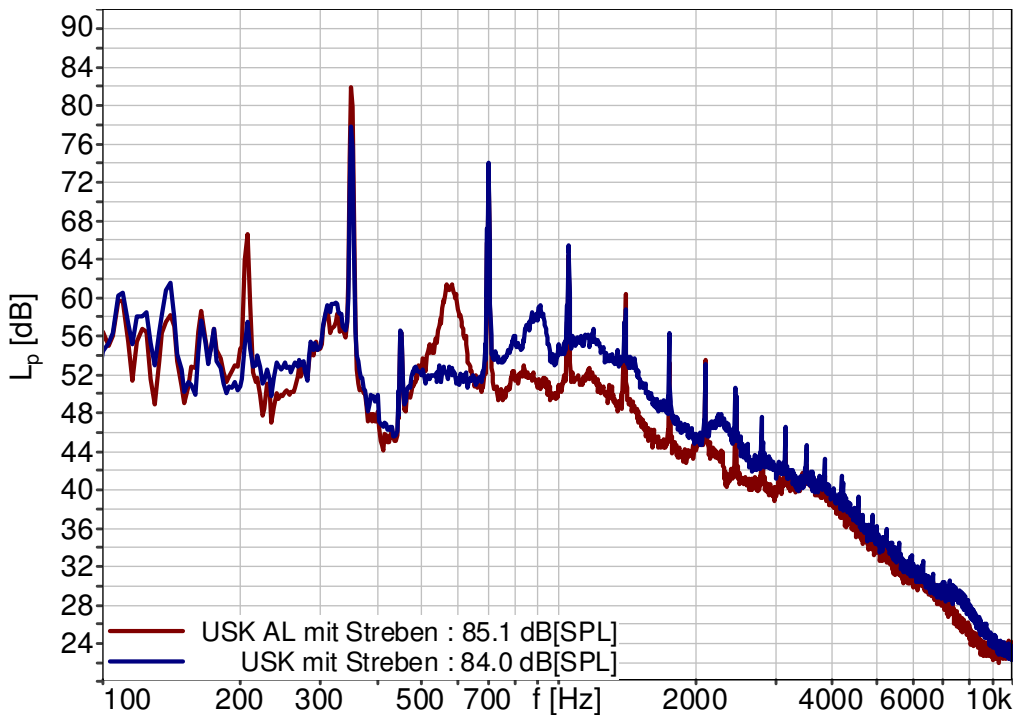


Abbildung 4.48: Vergleich der Frequenzspektren bei der Schaufelteilungsvariation mit WT und PP mit Streben bei  $\varphi \approx 0,14$ ,  $\Delta f = 2,7$  Hz (siehe Abbildung 3.6)

Die starke Zunahme im Geräuschpegel bei manchen Varianten wird verursacht durch die Variation des Abstandes zwischen Schaufelhinterkante und Strebe. Die Randbedingung wurde im Rahmen dieser Untersuchungen auf eine feste Position der Streben bei Variation der Laufräder festgelegt. Da konstruktionsbedingt die Laufräder eine unterschiedliche axiale Tiefe aufweisen, ändert sich somit der Abstand zwischen Schaufelhinterkante und Strebe. Aufbau der Messungen und weitere geometrische Größen sind in Abbildung 4.49 dargestellt.

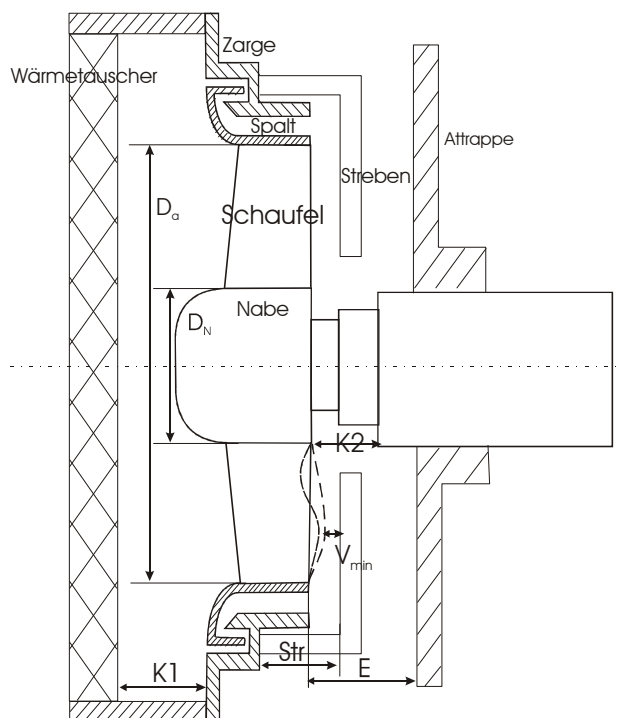


Abbildung 4.49: Abmessungen und Abstände bei den Messungen mit Motorhaltestreben

In Abbildung 4.49 sind die Abstände  $V_{\min}$  und Str dargestellt. Diese sind wichtig, um die Vergleiche bei der Betrachtung der tonalen Komponenten zwischen den unterschiedlichen Varianten zu diskutieren. Alle Abmessungen K1, K2, E und Str sind während aller Untersuchungen mit den Haltestreben konstant geblieben. Die Größe  $V_{\min}$  dagegen stellte sich je nach unterschiedlicher axialer Tiefe der Laufräder ein und variiert deshalb. Eine Darstellung der Abhängigkeit des Differenzpegels zwischen der Einbausituation mit und ohne Streben von den bezogenen Abständen  $V_{\min}$  zu Str ist in Abbildung 4.50 gezeigt. Für die Bestimmung von  $V_{\min}$  wurden die Radien  $r/r_a \geq 0,7$  gewählt. Die kleinsten Abstände sind bei der Variante FSK\_S vorhanden, gefolgt von den Varianten FSK\_M, FSK\_HBSK und USK AL. Der Vergleich zeigt die größten Zunahmen im Gesamtpegel bei den Varianten mit den niedrigsten Abständen zu den Streben. Die Zunahmen betragen maximal 3,6 dB bei der Variante USK AL bzw. 3,5 dB bei der Variante FSK\_S und minimal



1,5 dB bei USK und BSK\_W. Beim Vergleich der gemessenen Gesamtpegel, in Abbildung 4.42 für die eben genannten Varianten mit Streben zeigt FSK\_S weiterhin eine Verbesserung von 2,5 bzw. 3,5 dB gegenüber USK und BSK\_W.

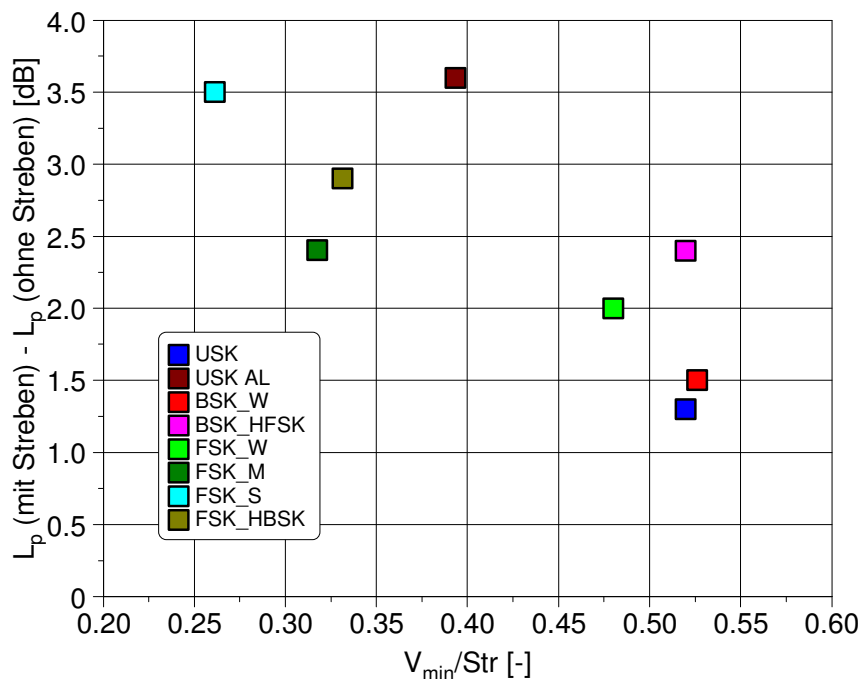


Abbildung 4.50: Schallpegeldifferenz (mit und ohne Streben) in Funktion vom bezogenen Mindestabstand zu den Streben (siehe Abbildung 3.6)

## 4.5 Ergebnisse der Untersuchungen bei den Laufrädern ohne Ring

In diesem Abschnitt wurden drei Laufräder für eine Aufgabenstellung im Nutzfahrzeugbereich ausgelegt und verglichen. Beschreibung der Laufräder und deren Einbausituation ebenso wie die wichtigsten geometrischen Abmessungen sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst. Die gewählte Drehzahl für diese Anwendung beträgt  $1500 \text{ min}^{-1}$ . Die aerodynamischen und akustischen Kenngrößen sind in Abbildung 4.51 dargestellt. Bei der Variante LR3 handelt es sich, im Gegensatz zu den restlichen Laufrädern, um ein rückwärtsgesicheltes Laufrad. Dieses besitzt einen um 6 %-Punkte besseren Wirkungsgrad und einen niedrigeren Geräuschpegel.

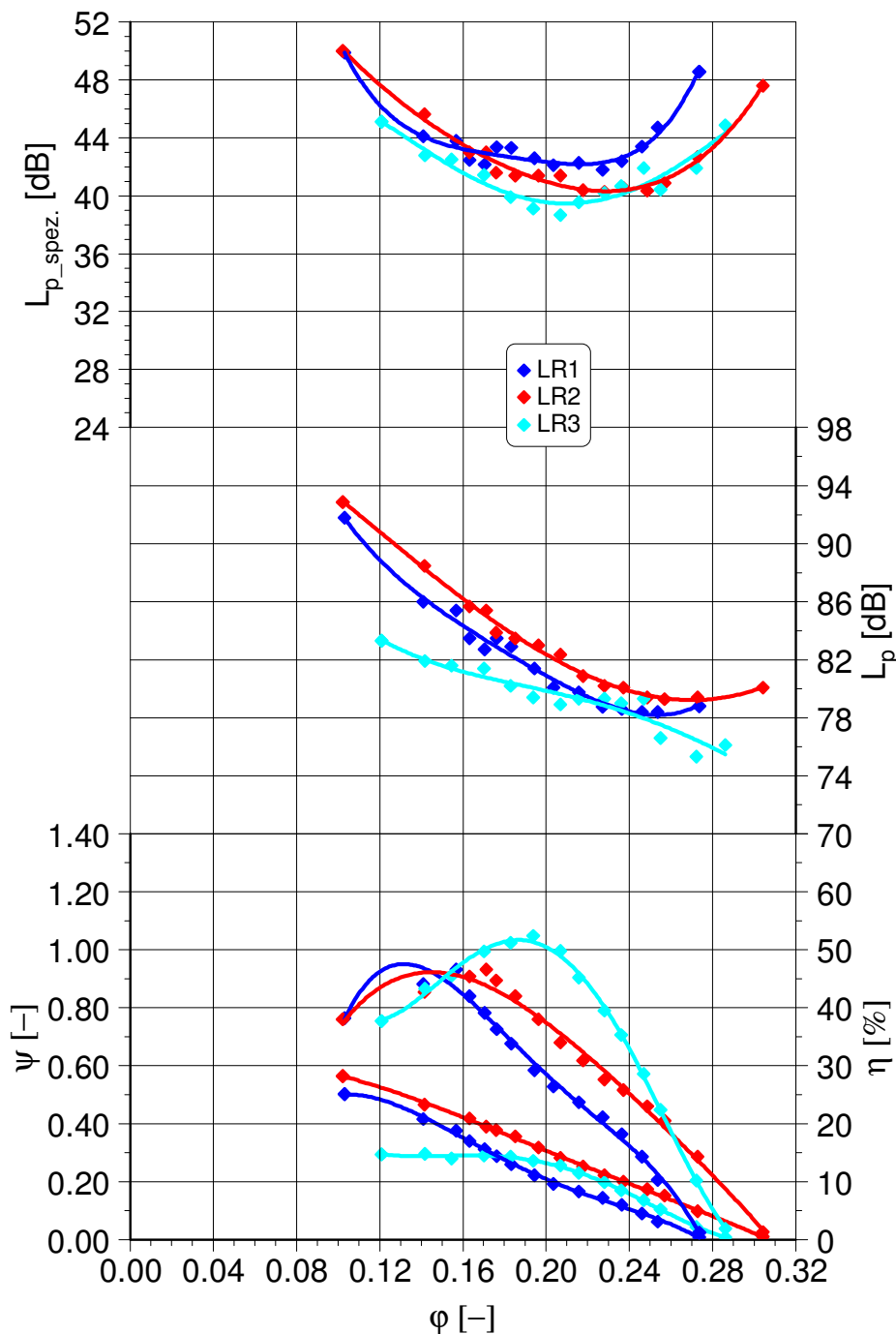


Abbildung 4.51: Vergleich der Kennlinien der verwendeten Laufräder ohne Ring (siehe Tabelle 3.2)

Der Vergleich der Frequenzspektren in Abbildung 4.52 zeigt im jeweiligen Optimalpunkt für LR3 einen um 6 dB besseren Schallpegel als LR1 und LR2. Auch das Spektrum von LR3 verläuft über alle Frequenzen unterhalb der Spektren von LR1 und LR2.

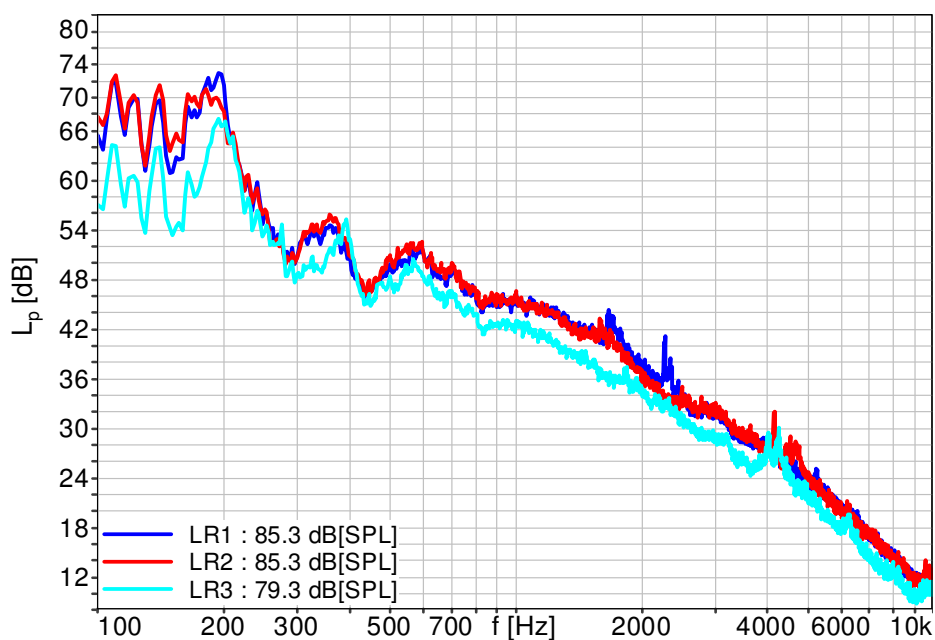


Abbildung 4.52: Vergleich der Frequenzspektren bei den Laufrädern ohne Ring (Tabelle 3.2) beim jeweiligen Optimalpunkt,  $\Delta f = 2,7$  Hz

Der Vergleich der Frequenzspektren längs einer Anlagenkennlinie (Parabel zweiter Ordnung) wird in Abbildung 4.53 dargestellt. Dieser Vergleich zeigt erneut eine bessere Tendenz für LR3 als LR1 und LR2. Die Differenz beträgt hier 3 dB.

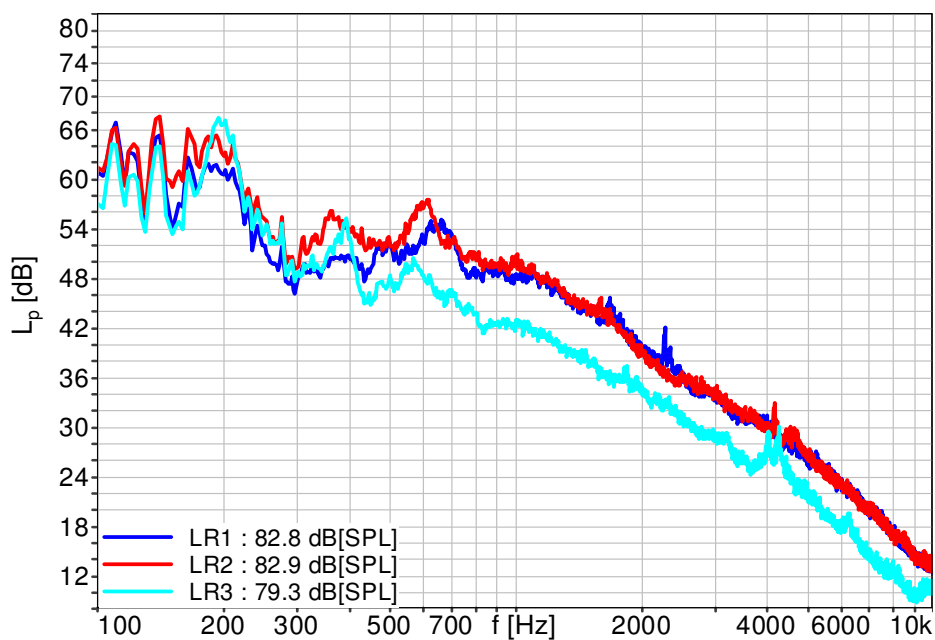


Abbildung 4.53: Vergleich der Frequenzspektren bei den Laufrädern ohne Ring (Tabelle 3.2) längs einer Anlagenkennlinie,  $\Delta f = 2,7$  Hz

## 5 DISKUSSION DER ERGEBNISSE

Die Diskussionen und Vergleiche in diesem Kapitel werden bei einer Volumenzahl von  $\varphi \approx 0,15$  durchgeführt, da es sich um den Optimalpunkt der Basisgeometrie handelt (siehe Kapitel 4, Abbildung 4.5). Außerdem kann angenommen werden, dass die geringfügigen Abweichungen der Volumenzahl zu vernachlässigbaren Änderungen der Strömung und des Geräusches führen.

### 5.1 Analysierte Geometrievariation: Teilungsverhältnis

In Kapitel 4.2.1 wurde die Vorgehensweise bei Variation der Schaufelzahl unter Konstanthalten des Teilungsverhältnisses aufgezeigt. Dies führte zu größeren Schaufelsehnenlängen bei der niedrigsten Schaufelzahl USK mit 7 Schaufeln und zu den kleinsten Schaufelsehnenlängen bei einer Schaufelzahl von 11 Schaufeln. Beim Vergleich der unterschiedlichen Sehnenlängen bei gleichem Betriebspunkt, der im Optimalpunkt bei der Variante USK bei einer Volumenzahl von  $\varphi_{opt}(USK) \approx 0,15$  liegt, kann die Reynoldszahl an der Blattspitze berechnet werden. Aufgrund der gleichen Auslegung und gleichen Schaufelform (gerade Schaufeln) wird davon ausgegangen, dass bei der Erfüllung des gleichen Betriebspunktes die gleiche Relativgeschwindigkeit längs des Schaufelprofils an der Blattspitze herrscht. Die Reynoldszahl ist wie folgt definiert:

$$Re = \frac{w_{\infty} L}{\nu} \quad (5.01)$$

Dabei ist  $L$  die Schaufelsehnenlänge und  $\nu$  die kinematische Viskosität des Fluids. In Abbildung 5.1 ist der Umkehrwert des Teilungsverhältnisses ( $L/t$ ) und der Schallpegel in Funktion der Reynoldszahl dargestellt. Dabei ist eine Schallpegeltendenz zu erkennen. Bei einer Zunahme der Schaufelsehnenlänge und der damit verbundenen Zunahme der Reynoldszahl nimmt der Schallpegel ab. Dabei wurde das beste Ergebnis mit der Variante USK AL (siehe Kapitel 4) realisiert.

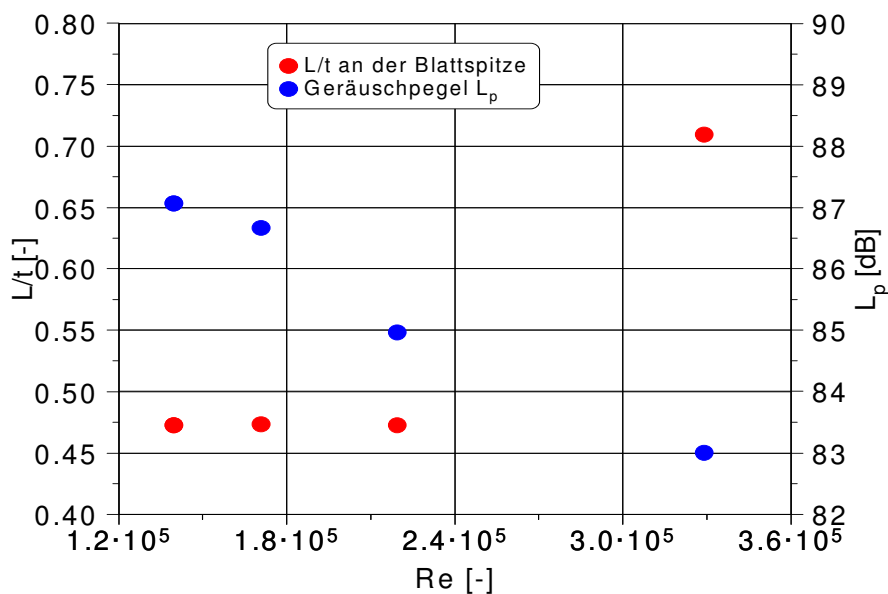


Abbildung 5.1: Reynoldszahleffekt auf den gemessenen Geräuschpegel bei der Volumenzahl  $\varphi \approx 0,15$

In Abbildung 5.2 ist auch der spezifische Geräuschpegel über der Reynoldszahl dargestellt. Es sind die gleichen Tendenzen wie beim gemessenen Schallpegel zu erkennen.

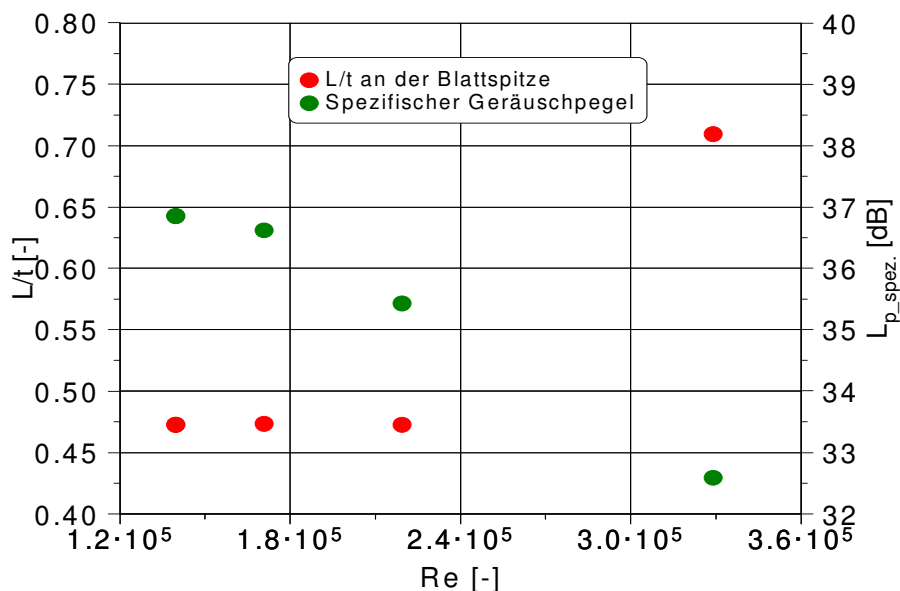


Abbildung 5.2: Reynoldszahleffekt auf den spezifischen Geräuschpegel bei der Volumenzahl  $\varphi \approx 0,15$

## 5.2 Analytisierte Geometrievariation: Spaltform

Mit „High Speed Particle Image Velocimetry“ (HPIV) wurden Untersuchungen zur Bestimmung des Strömungsfeldes im Bereich des Außenspaltes durchgeführt. Diese Untersuchungen wurden mit den Varianten USK 7Sch, USK 9Sch, USK 9Sch\_Unsymm und USK 11Sch bei der Volumenzahl von ca.  $\varphi \approx 0,15$  durchgeführt. Da es sich hierbei um instationäre Aufnahmen handelt, werden die Bilder nummeriert (i), um die relative Position zur Laufradschaufel zu ermitteln. In Abbildung 5.3 werden die allgemeinen Positionen der dargestellten Ergebnisse relativ zur Position des Laufrades dargestellt. Da die Messungen zeitgetriggert waren und die Messfrequenz kein ganzzahliger Teiler der Umdrehungsfrequenz des Laufrades war, ist eine geringfügige Abweichung in der Position des Lichtschnittes zum Laufrad möglich.

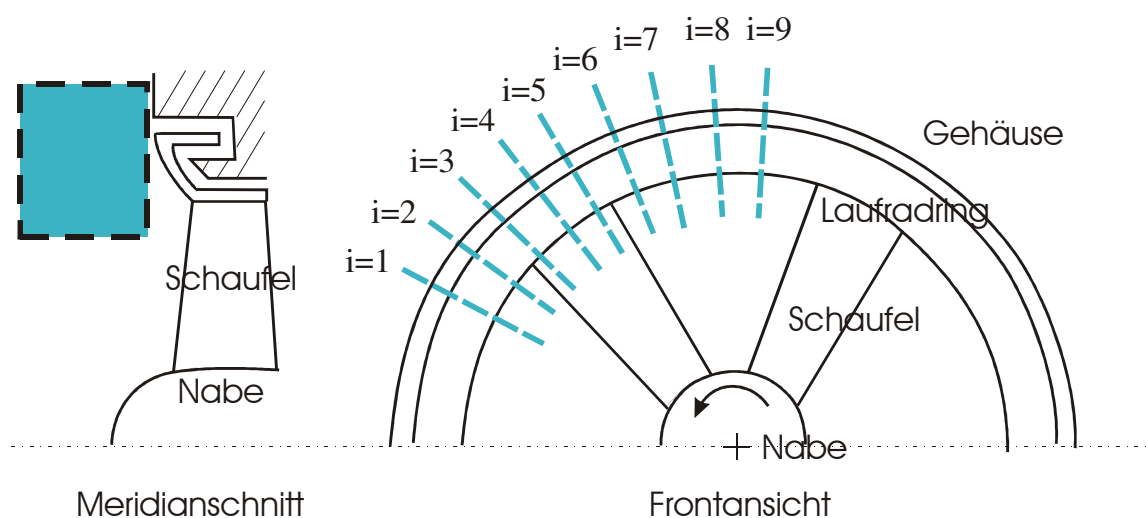


Abbildung 5.3: Prinzipskizze zur Kennzeichnung der Lichtschnittposition zu Laufradposition

Die Bilderabfolge der Messungen, zum Beispiel bei der Variante USK 7Sch in Abbildung 5.4, zeigt ein periodisches diskontinuierliches Verhalten der Ausströmung aus dem radialen Spalt. Dargestellt wird bei dieser Bilderabfolge die Absolutgeschwindigkeit ( $c_m$ ). Diese ist wie folgt definiert:

$$|\overline{c_m}| = \sqrt{(c_{ax}^2 + c_{rad}^2)} \quad (5.02)$$

In den oberen Bildern von Abbildung 5.4 ist eine ungestörte Zuströmung zum Laufrad zu erkennen. Das Laufrad und der radiale Spaltbereich sind links in jedem Bild gekennzeichnet. Der Kopfspalt ist der Abstand zwischen Laufradring und Zarge.



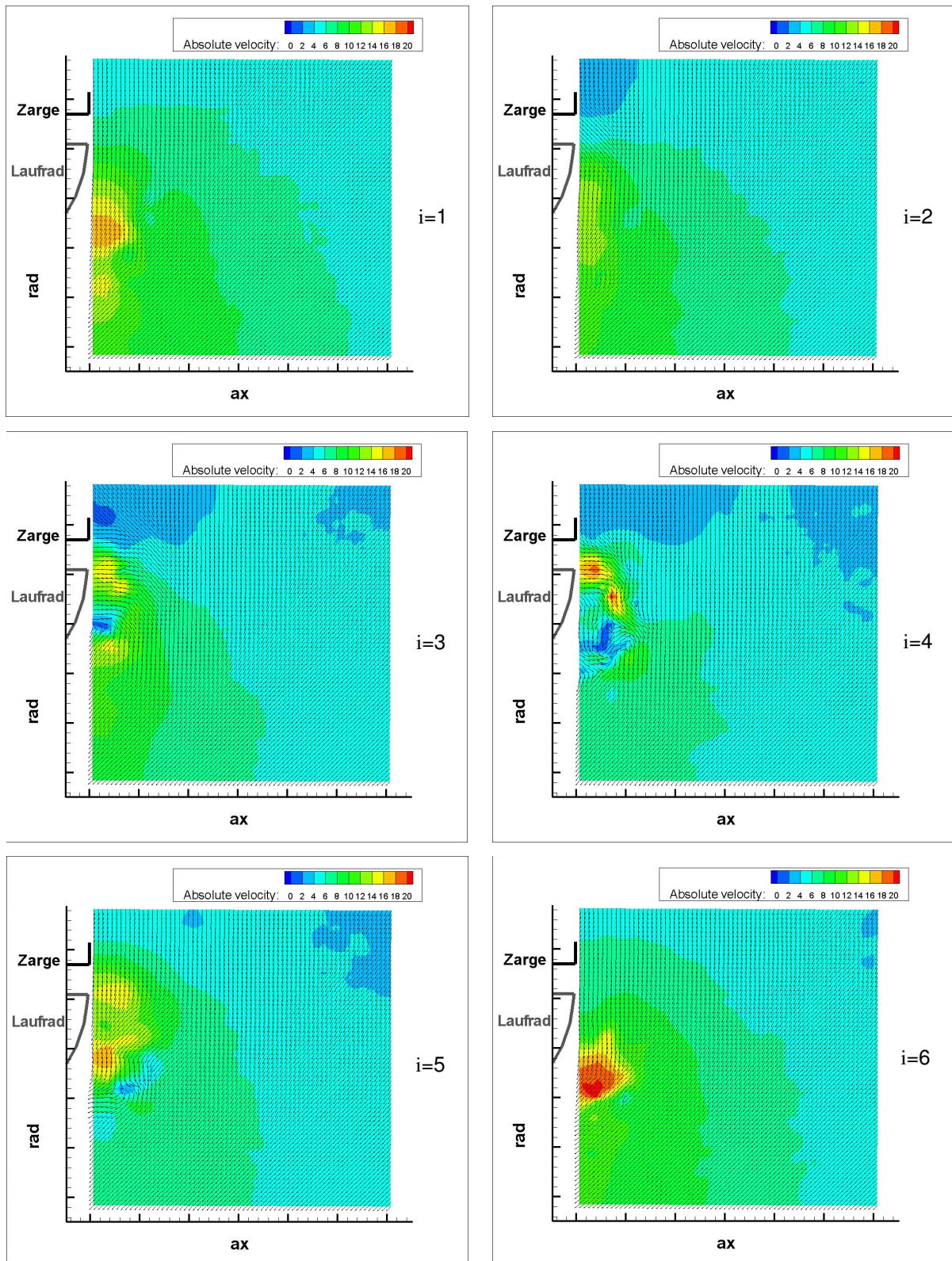


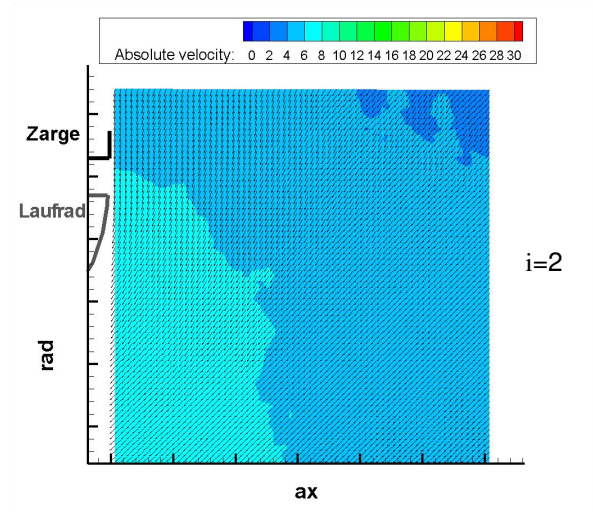
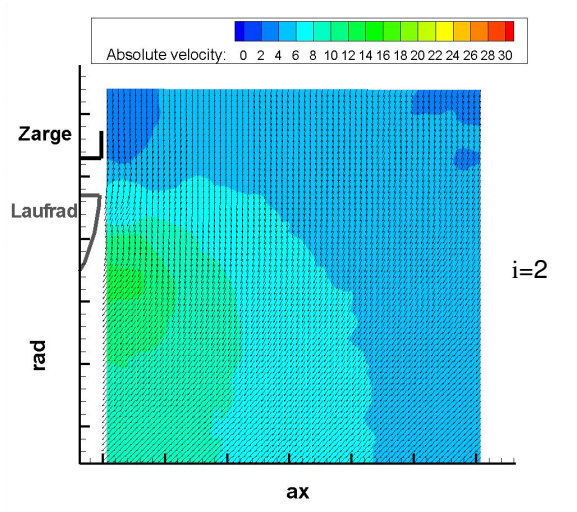
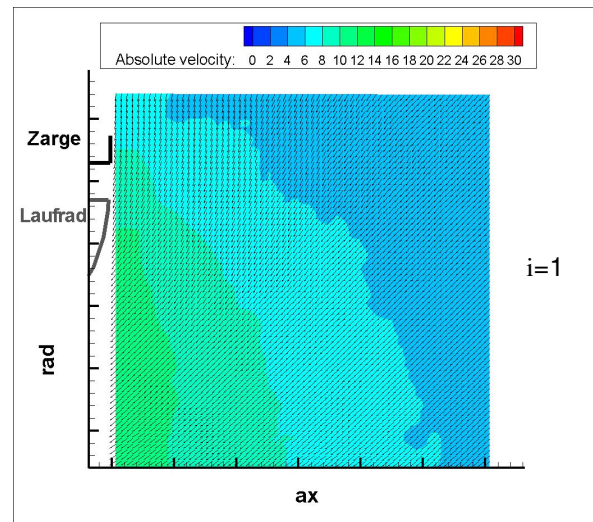
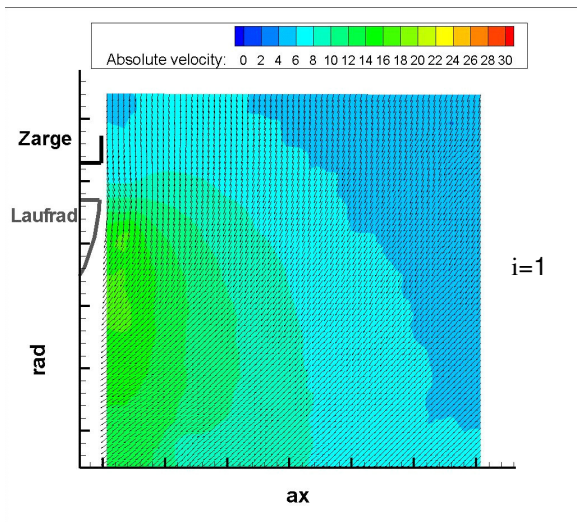
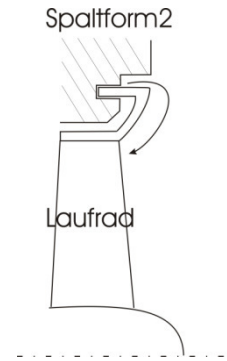
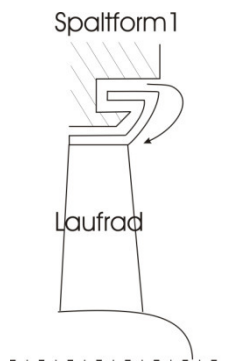
Abbildung 5.4: Bilderabfolge der Spaltströmung bei der Variante USK 7Sch (siehe Abbildung 3.6)

Ab dem Bild ( $i = 3$ ) der Bilderabfolge entsteht eine Strömung im Bereich des Spaltes, die gegen die Zuströmung wirkt. Hier beginnt die Spaltströmung zu entstehen und entwickelt sich weiter bis zum letzten Bild ( $i = 5$ ), in dem keine Spaltströmung zu erkennen ist. In Abbildung 5.4 wird das schwankende Verhalten der Spaltströmung erkennbar. Die Zuströmung zum Laufrad wird durch die schwankende Spaltströmung beeinflusst und ändert sich entsprechend der Ausströmung aus dem Spalt. Die Schwankung der Spaltströmung entspricht der Blattfolgefrequenz.

Diese Schwankungen der Geschwindigkeit im Bereich des radialen Spaltes können auf unterschiedlichen Entstehungsmechanismen beruhen. Eine mögliche Begründung könnte eine diskontinuierliche Spaltströmung sein, die stark von der Abströmung hinter den Schaufeln abhängt und somit als pulsierend auftritt. Diese pulsierende Strömung hängt von der Schaufelzahl und Drehzahl des Laufrades ab und strömt durch den Kopfspalt in Richtung Saugseite des Ventilators. Die dabei entstandene Radiusänderung führt zur Frequenzänderung, welche beim Auftreffen auf die Schaufeln zu einer Abweichung von der Blattfolgefrequenz führt.

Um weitere Details über diese Ausströmung zu gewinnen, wurden weitere Untersuchungen zur Spaltströmung durchgeführt. Die Variante USK 9Sch erhielt zwei unterschiedliche Spaltformen. Diese Spaltformen, Spaltform 1 und Spaltform 2, wurden bereits in Kapitel 4 (Abbildung 4.28) mit der Variante USK 7Sch dargestellt. Eine wichtige Änderung durch die Spaltform 2 ist die Verbesserung des Wirkungsgrads von ungefähr 4 %-Punkte und die starke Abnahme des Geräuschpegels um bis zu 5 dB im Optimalpunkt. Diese Verbesserung des akustischen Verhaltens äußert sich in einer fast kompletten Unterbindung der schmalbandigen Überhöhungen im Frequenzspektrum. Um diesen starken Rückgang der schmalbandigen Überhöhungen näher zu untersuchen, wurde die Spaltströmung mittels HPIV bei der Variante USK 9Sch und den Spaltformen 1 und 2 visualisiert. Die Absolutgeschwindigkeiten sind in Abbildung 5.5 links für die Spaltform 1 und rechts für die Spaltform 2 dargestellt. Bei den Ergebnissen zu Spaltform 1 ist die Entstehung der Spaltströmung sehr deutlich zu erkennen. Die Ergebnisse zu Spaltform 2 zeigen dies nicht. Damit wird die Annahme bestätigt, dass diese Schwankung alleine durch die pulsierende Spaltströmung hervorgerufen wird. Eine Verbindung zwischen der Verbesserung des Wirkungsgrades und des Schallpegels bzw. der Unterbindung der schmalbandigen Überhöhung im Frequenzspektrum (Kapitel 4, Abbildung 4.30) und der auftretenden pulsierenden Spaltströmung kann vermutet werden. Hier kann eine Abhängigkeit der schmalbandigen Überhöhung und der Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante ausgeschlossen werden, da bei beiden Spaltformen dasselbe Laufrad verwendet wurde.





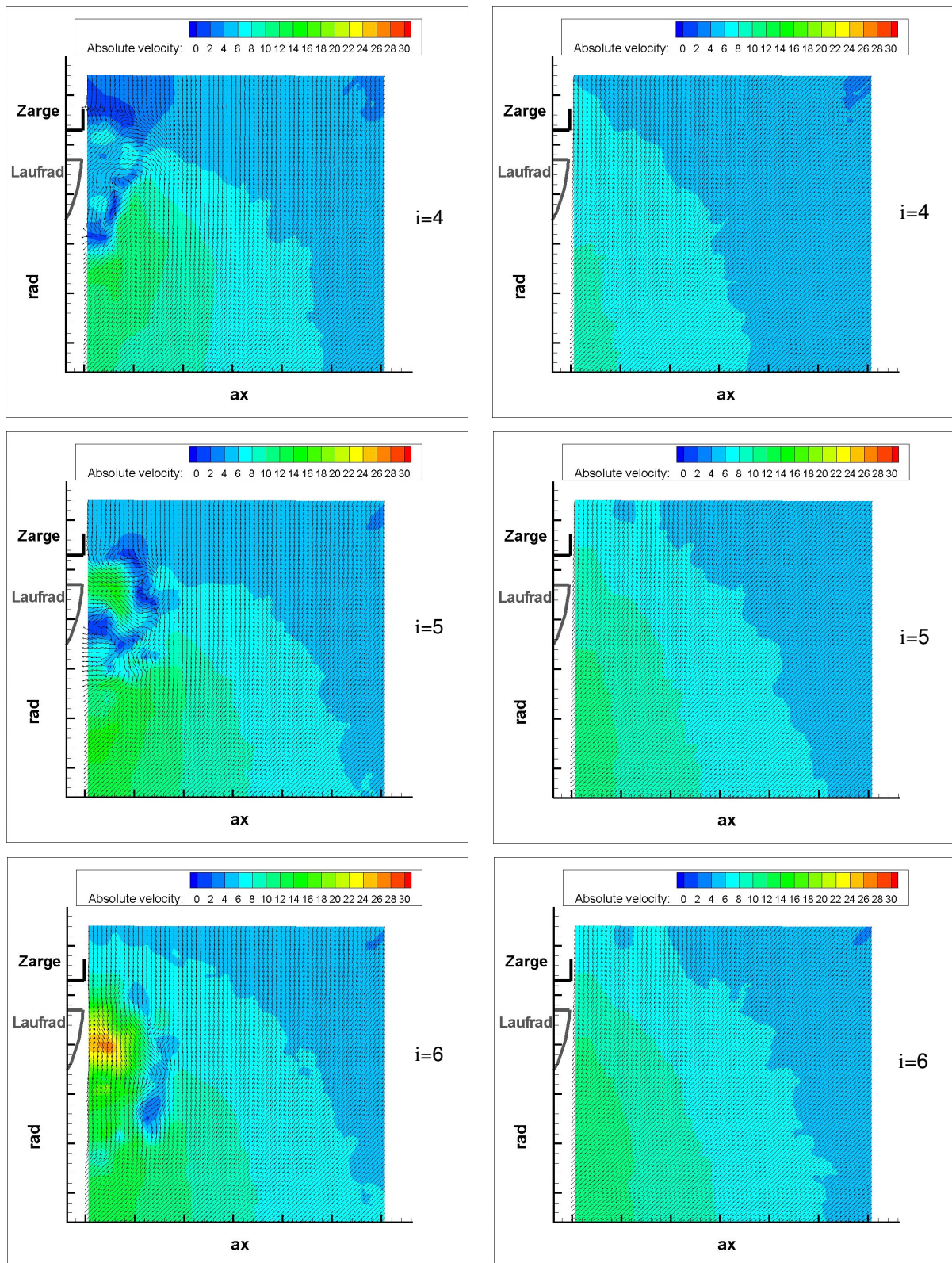


Abbildung 5.5: Vergleich der Strömungen im Bereich des Kopfspaltes bei USK 9Sch: Spaltform 1 (links) und Spaltform 2 (rechts) (siehe Abbildung 3.6)



### Ergänzende Untersuchungen: Spaltform

Um den Zusammenhang der schmalbandigen Überhöhung mit der Spaltströmung zu bestätigen, wurden im Rahmen weiterer Untersuchungen unterschiedliche Formen des radialen Spaltes analysiert und verglichen. Die bisherigen Untersuchungen wurden mit einer Spaltweite von 3 mm durchgeführt. Dies lässt kaum Möglichkeiten für eine geometrische Variation der Spaltform zu. Deshalb wurden die nachfolgenden Untersuchungen mit anderen Spaltweiten und -formen durchgeführt. Eine Zusammenfassung der Arbeit und Details zu allen verwendeten Spaltformen können [18] entnommen werden.

Die Spaltformvariation beinhaltet Spaltform A, Spaltform B, Spaltform C und Spaltform D. Mehr Information über die Gestaltung dieser Spaltformen ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Spaltform A und Spaltform B sind häufig in der Praxis eingesetzte Spaltformen. Spaltform B besitzt einen größeren radialen Abstand im Spalt als Spaltform A (siehe Abbildung 5.6). Bei Spaltform C ist dieses freie Volumen mit Rippen gefüllt, die parallel zur Rotationsachse angeordnet sind. Bei Spaltform D zeigen diese Rippen eine wellige Struktur. Bei Spaltform C ist davon auszugehen, dass die Spaltströmung axial gerichtet wieder den radialen Spalt verlässt ohne eine zusätzliche Drallkomponente. Bei Spaltform D wird hauptsächlich das leere Volumen gefüllt und die Spaltströmung in geringem Maße gerichtet.

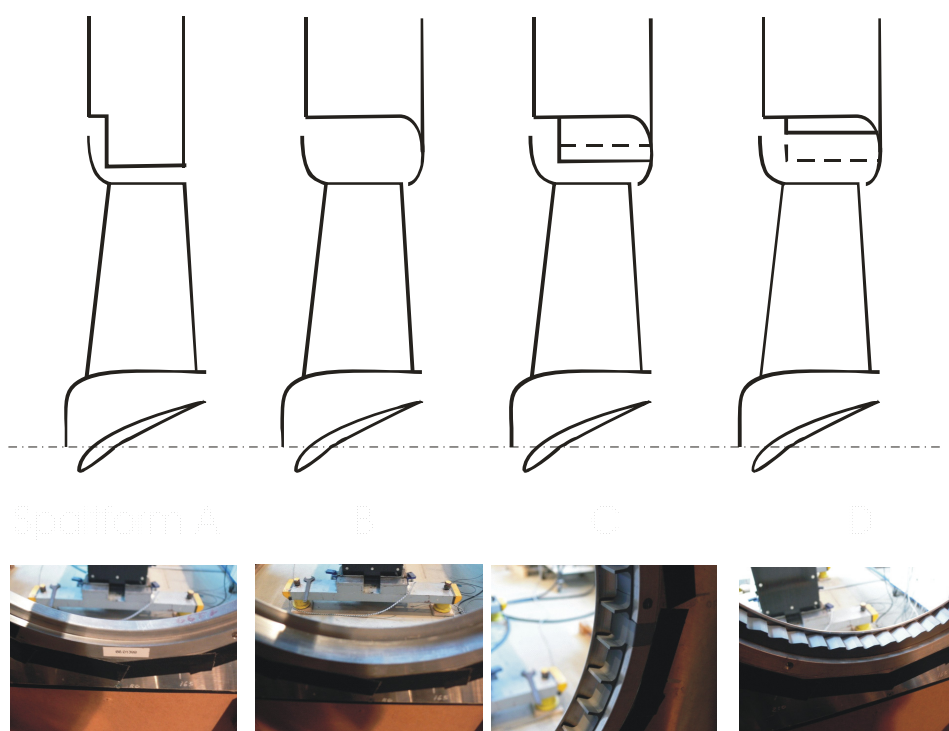


Abbildung 5.6: Untersuchte Spaltformen

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Die Spaltformen A und B zeigen sehr ähnliche Kennlinien. Lediglich bei hohen Volumenströmen weicht die Kennlinie der Spaltform B ab und verschiebt sich zu höheren Volumenzahlen. Die Kennlinien der Spaltformen C und D sind zu höheren Volumenzahlen und Druckzahlen verschoben. Beim Vergleich der Wirkungsgradkennlinien ist bei den Varianten Spaltform C und D ein bis zu 4 %-Punkte höherer Wirkungsgrad als bei den Spaltformen A und B zu verzeichnen. Auch bei der Betrachtung der akustischen Kenngrößen schneiden die Verläufe der Spaltformen C und D besser ab als die Verläufe der Spaltformen A und B. Hier sind beim Vergleich der spezifischen Schallpegel im Bereich des Optimalpunkts ( $\varphi \approx 0,165$ ) 4 dB geringere Werte bei Spaltform D und 2 dB geringere Werte bei Spaltform C zu erkennen. Der Vergleich der gemessenen Schallpegel (Abbildung 5.7) zeigt das beste Ergebnis bei Spaltform D. Dies ist bei  $\varphi \approx 0,165$  bis zu 3 dB besser als bei den anderen Spaltformen. Hier ist im Vergleich zu den anderen Spaltformen der kleinste Abstand im radialen Spalt vorhanden. Spaltform C scheint durch die Rippen einen positiven Effekt auf die Rückströmung zu haben, was zu einer Verbesserung von 2 dB im spezifischen Schallpegel führt.

Abbildung 5.8 zeigt einen Vergleich der Frequenzspektren aller Spaltformvarianten. Es fällt auf, dass die schmalbandigen Überhöhungen beim Verlauf der Spaltform C komplett verschwinden. Während die tonalen Komponenten der Blattfolgefrequenz und ihrer Harmonischen sich verstärken. Aufgrund der Interaktion der rotierenden Laufradschaufeln mit der Anzahl der Rippen (Rotor-Stator-Interaktion) entsteht die Überhöhung bei höheren Frequenzen (bei 2250 Hz), die dem vierten Oberton entspricht und gleichzeitig auch ein Vielfaches der Rippenzahl (45 Rippen) ist. Durch die Rippen im Spalt wird die Rückströmung gezwungen, axial aus dem Spalt auszuströmen und trifft auf die rotierenden Schaufeln. Dies erklärt die Verstärkung des tonalen Geräusches bei der Blattfolgefrequenz und ihrer Harmonischen. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Rückströmung bei dieser Spaltform kaum Drall enthält und somit keine Verschiebung in der Frequenz. Dies wird durch das Verschwinden der schmalbandigen Überhöhung bestätigt.

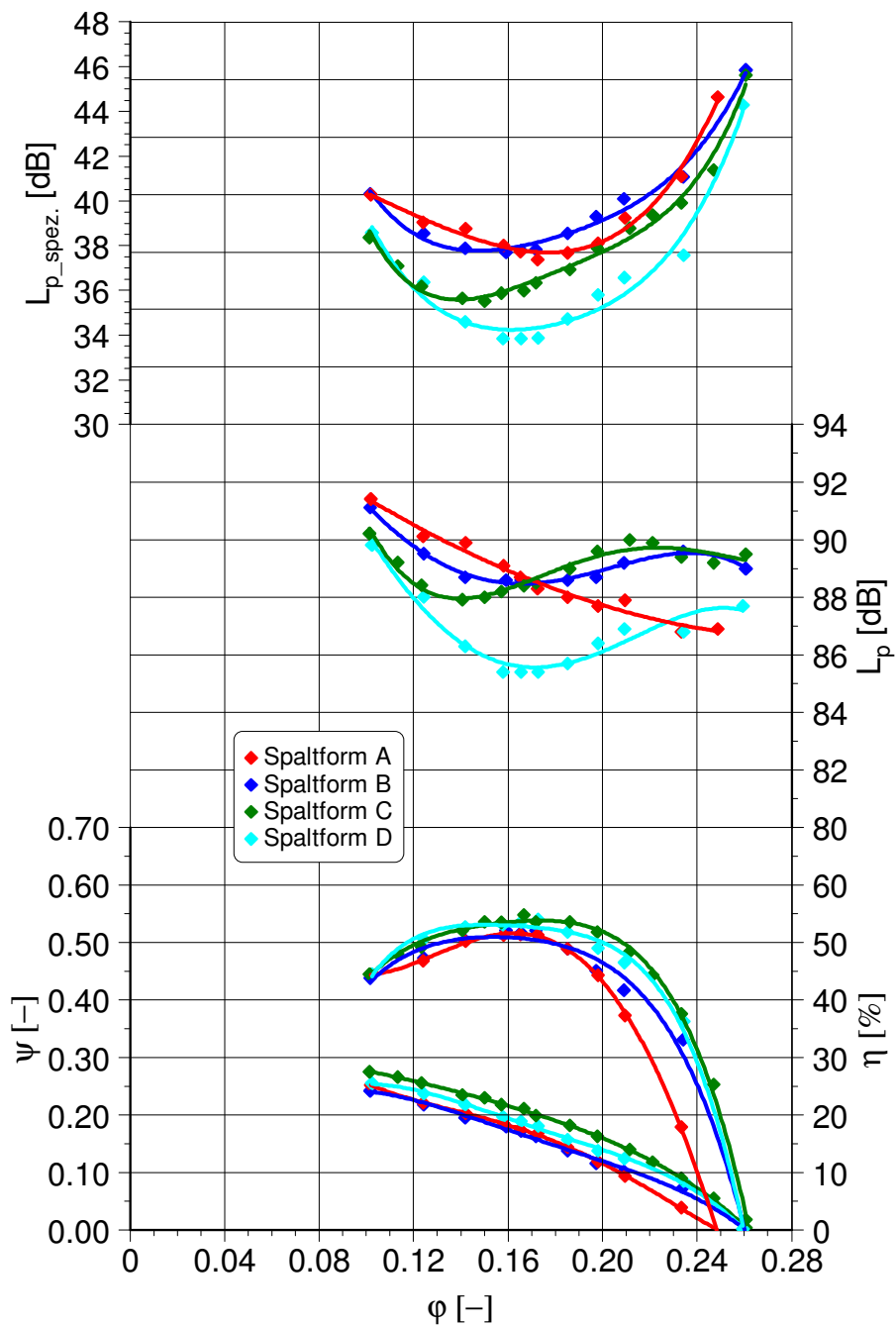


Abbildung 5.7: Aerodynamische und akustische Ergebnisse der unterschiedlichen Spaltformen

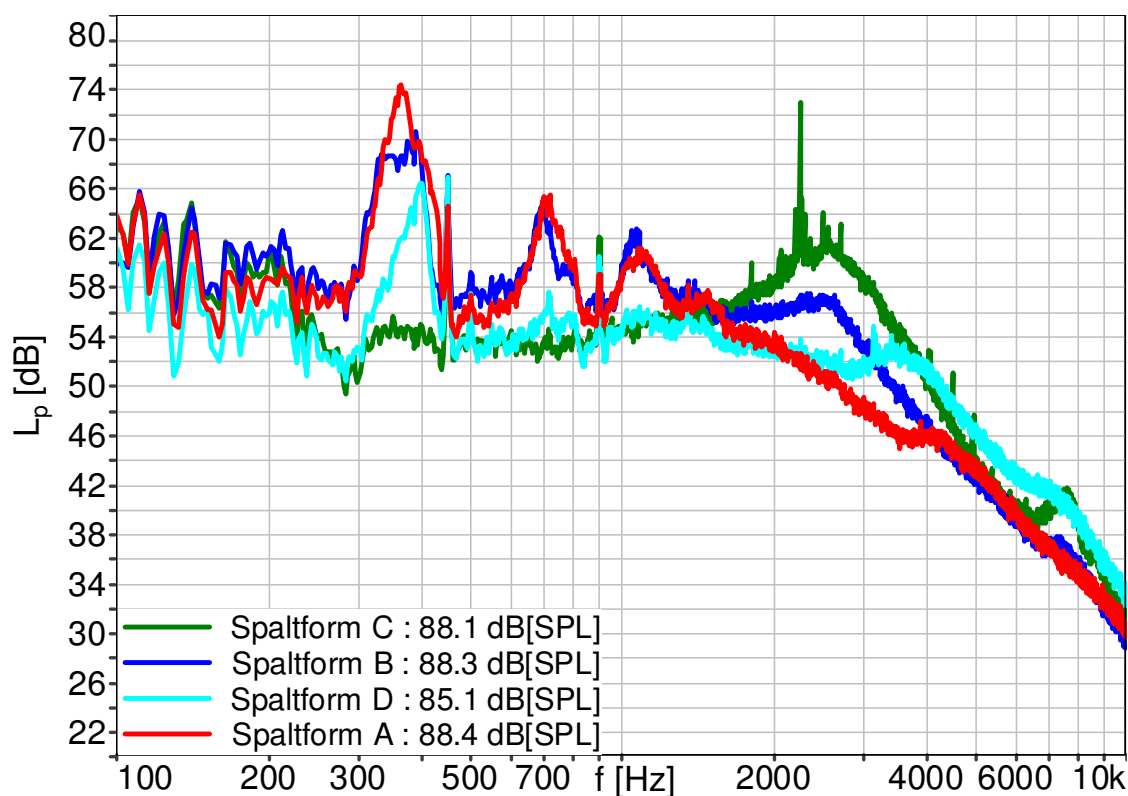


Abbildung 5.8: Vergleich der Frequenzspektren der unterschiedlichen Spaltformen bei  $\varphi \approx 0,165$ ,  $\Delta f = 2,7\text{Hz}$

### 5.3 Analytierte Geometrievariation: Schaufelform

Die Ergebnisse der Untersuchungen von Kapitel 4.2.3 zeigen, dass eine starke Vorwärtssichelung das beste akustische Ergebnis liefert und die schmalbandigen Überhöhungen vor der Blattfolgefrequenz und ihren Harmonische verschwinden. Nachteil dabei ist der starke Abfall des Wirkungsgrades. Um nähere Erkenntnisse hierüber zu gewinnen, wurden die bereits durchgeführten numerischen Simulationen der unterschiedlichen Varianten analysiert.

Eine Betrachtung der Stromlinien, die auf drei unterschiedliche Ebenen über die Schaufelhöhe bei allen Schaufelformvarianten projiziert werden (siehe Abbildung 5.9), zeigt die Gründe für die Verbesserung des Wirkungsgrads bei den Varianten BSK\_W und BSK\_HFSK und für die Verschlechterung des Wirkungsgrads bei den Varianten FSK\_S und FSK\_HBSK. Bei den Varianten FSK\_S und FSK\_HBSK verschlechtert sich die Umströmung der Schaufeln im Bereich nahe dem Kopfspalt und verbessert sich dagegen für die Varianten BSK\_W und BSK\_HFSK.

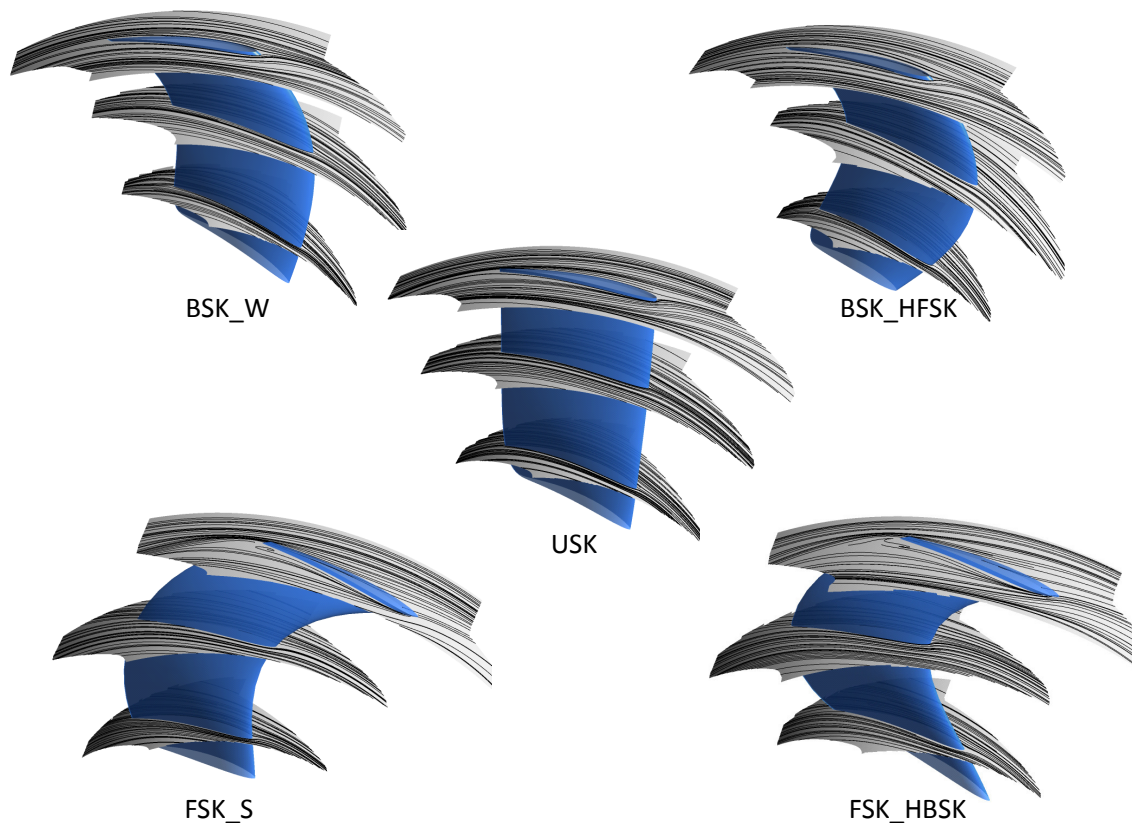


Abbildung 5.9: Projizierte Stromlinien in drei Schaufelhöhen bei FSK\_S, FSK\_HBSK, BSK\_W, BSK\_HFSK und USK (CFD) (siehe Abbildung 3.6)

In Abbildung 5.10 werden die Stromlinien auf der Oberfläche der Schaufelsaugseite dargestellt. Es ist zu erkennen, dass diese bei den Varianten BSK\_W und BSK\_HFSK einen längeren Weg erzielen und in Richtung Kopfspalt auf der Saugseite verlaufen. Bei den Varianten mit der starken Vorwärtssichelung im Bereich der Blattspitze verläuft die Strömung in Richtung Nabe.

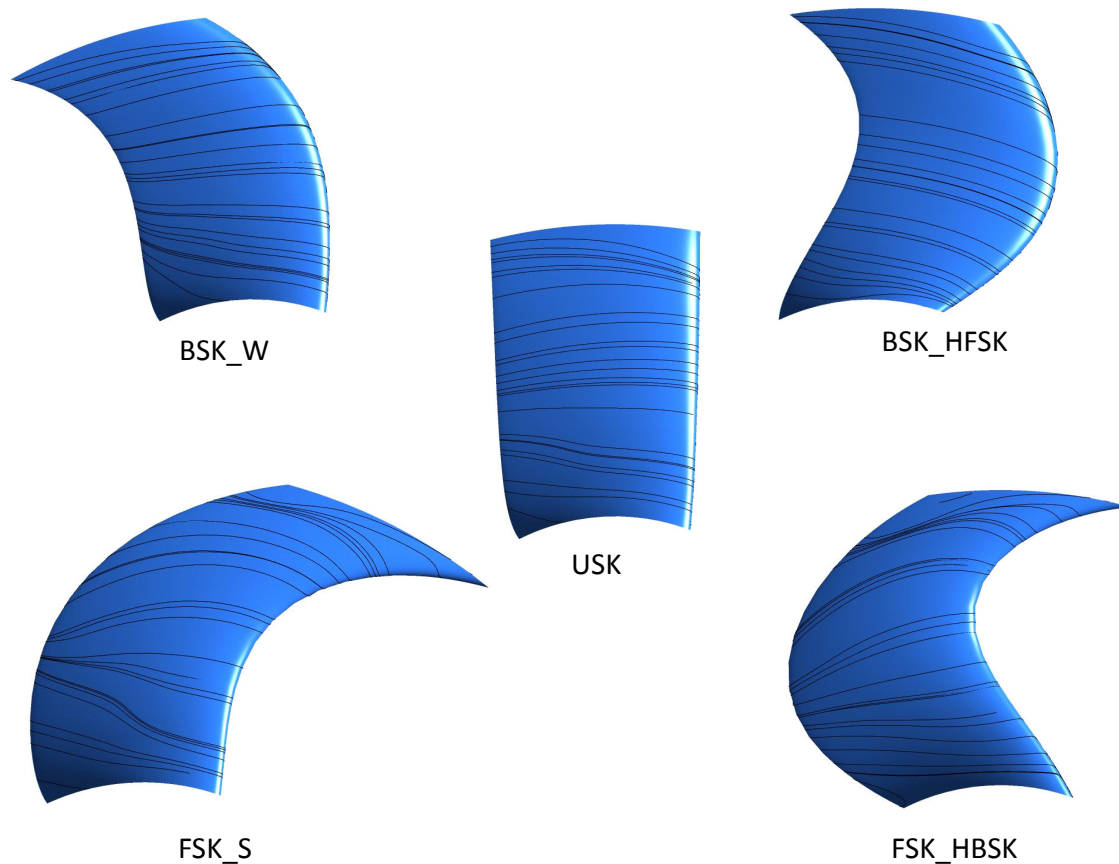


Abbildung 5.10: Darstellung der Stromlinien auf der Schaufeloberfläche (Saugseite) bei FSK\_S, FSK\_HBSK, BSK\_W, BSK\_HFSK und USK (CFD) (siehe Abbildung 3.6)

In Abbildung 5.11 werden die Stromlinien auf der Oberfläche der Schaufeldruckseite dargestellt. Der Verlauf der Stromlinien bei den Varianten BSK\_W und BSK\_HFSK im Bereich der Nabe zeigt eine Verschiebung zu höheren Radien, was auf eine mögliche Nabenablösung hindeutet. Bei den Varianten mit der starken Vorwärtssichelung im Bereich der Blattspitze kann dies aufgrund der Verschiebung der Strömung in Richtung Nabe hin nicht beobachtet werden. Diese Verschiebung verursacht eine Stabilisierung der Strömung und wirkt einer Nabenablösung entgegen. Diese Tatsache führt zum stabilen Verlauf der Kennlinie auch bei niedrigen Volumenzahlen und stimmt mit den Beobachtungen in den Arbeiten von Beiler [3], Corsini und Rispoli [13] und Wright und Simmons [71] überein.



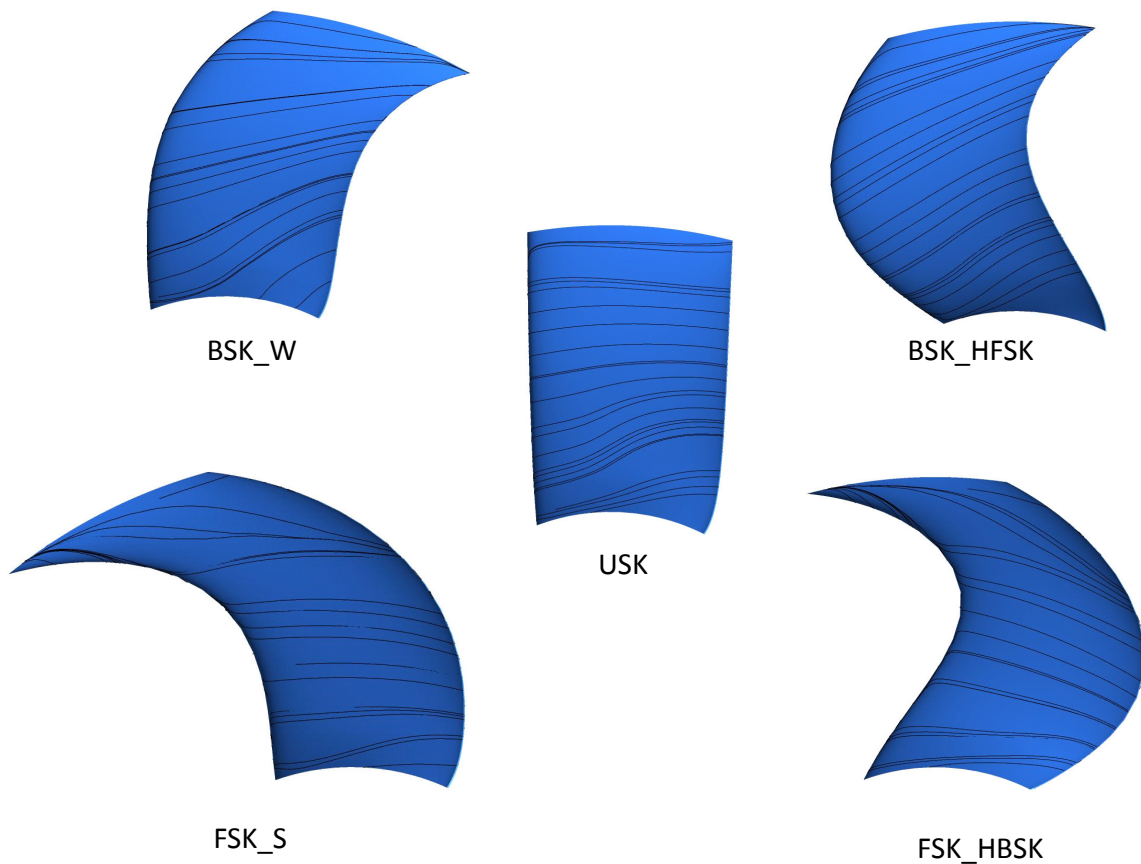


Abbildung 5.11: Darstellung der Stromlinien auf der Schaufeloberfläche (Druckseite) bei FSK\_S, FSK\_HBSK, BSK\_W, BSK\_HFSK und USK (CFD) (siehe Abbildung 3.6)

Durch die Verbesserung des akustischen Verhaltens bei den Varianten FSK\_S und FSK\_HBSK kann davon ausgegangen werden, dass die Verschlechterung der Umströmung der Schaufeln im äußeren Bereich keinen relevanten Einfluss auf den Schallpegel hat. Anhand der Strömungsvisualisierung bei den Varianten FSK\_S, USK und BSK\_W, die in Kapitel 3.4.1.4 dargestellt sind, ist die Änderung der Durchströmung deutlich. Die starke Vorwärtssichelung bei den Varianten FSK\_S und FSK\_HBSK zwingt die Strömung in Richtung Nabe und somit weg vom radialen Spalt. Die Rückwärtssichelung und das ungesichelte Laufrad zeigen eine starke Neigung der Strömung nach außen in Richtung Gehäuse. Gleiches wurde in Abbildung 5.10 und Abbildung 5.11 beobachtet. Diese unterschiedlichen Durchströmungen im Laufrad führen zu unterschiedlichen Geschwindigkeitsverteilungen in der Rückströmung im Spalt. Hierfür wird im Kopfspalt die Geschwindigkeitsverteilung längs eines Radialstrahls, wie in Abbildung 5.12 erläutert, dargestellt und verglichen.

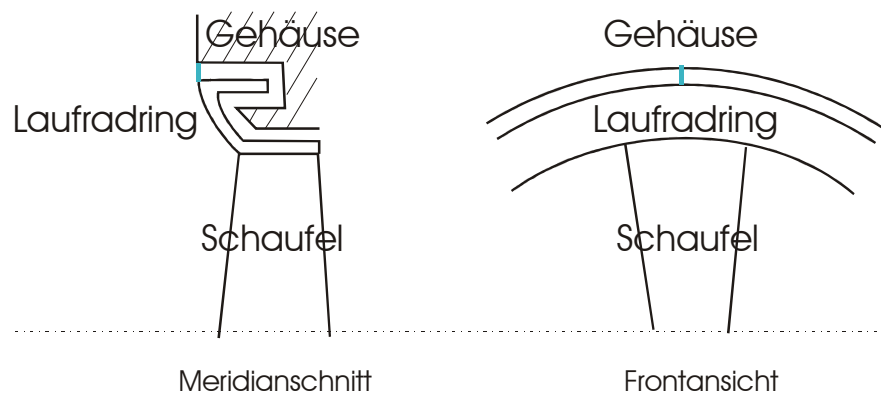


Abbildung 5.12: Vorgehensweise bei der Auswertung längs einer Linie im Kopfspalt

In Abbildung 5.13 ist die Geschwindigkeitsverteilung im Kopfspalt längs der gezeichneten Linie dargestellt. Diese zeigt, bedingt durch den vergleichbaren Betriebspunkt und somit der vergleichbaren Druckdifferenz, geringfügig unterschiedliche Axialkomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Spalt.

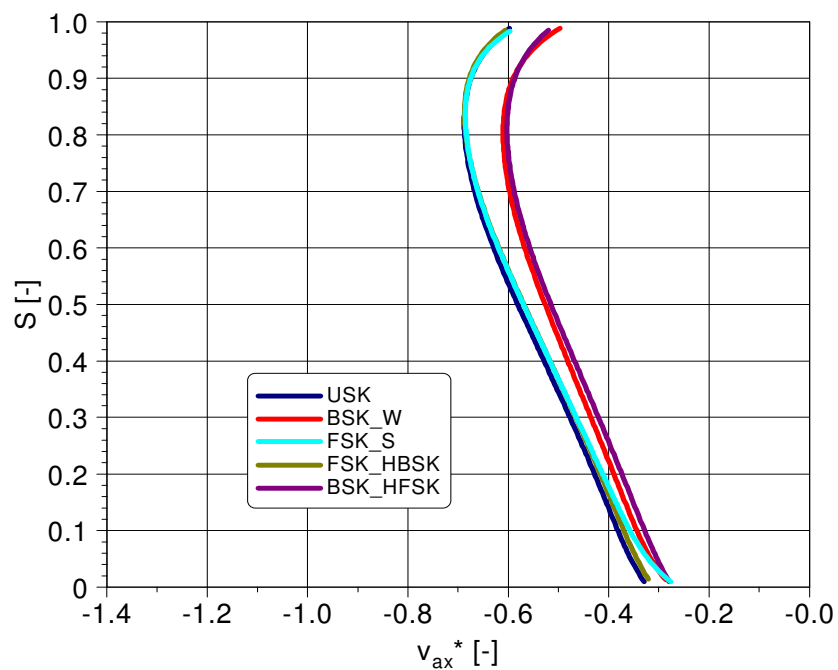


Abbildung 5.13: Verlauf der Axialkomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Spaltbereich bei FSK\_S, FSK\_HBSK, USK, BSK\_W und BSK\_HFSK (CFD) (siehe Abbildung 3.6)

Die Geschwindigkeitskomponenten werden mittels des Betriebspunktes entdimensioniert. Das dimensionslose Spaltverhältnis  $s$  wird wie folgt definiert:

$$S = \frac{r - r_{Ring}}{r_{Zarge} - r_{Ring}} \tag{5.03}$$

Die Entdimensionierung der Axialkomponente und Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit werden wie folgt durchgeführt:

$$v_{ax}^* (Spalt) = \frac{c_{ax,Spalt}}{\sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}} \tag{5.04}$$

$$v_u^* (Spalt) = \frac{c_{u,Spalt}}{\sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}} \tag{5.05}$$

Die Verläufe der entdimensionierten Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit sind in Abbildung 5.14 dargestellt. Der Vergleich zeigt die niedrigsten Werte bei FSK\_S und deutet auf eine geringe Drallkomponente der Spaltströmung hin. Die Sichelung im Nabenbereich der Schaufeln hat keinen relevanten Einfluss auf die Spaltströmung. In der Arbeit [13] wurde ebenfalls bei einer Vorwärtssichelung eine Reduzierung der Spaltströmung nachgewiesen.

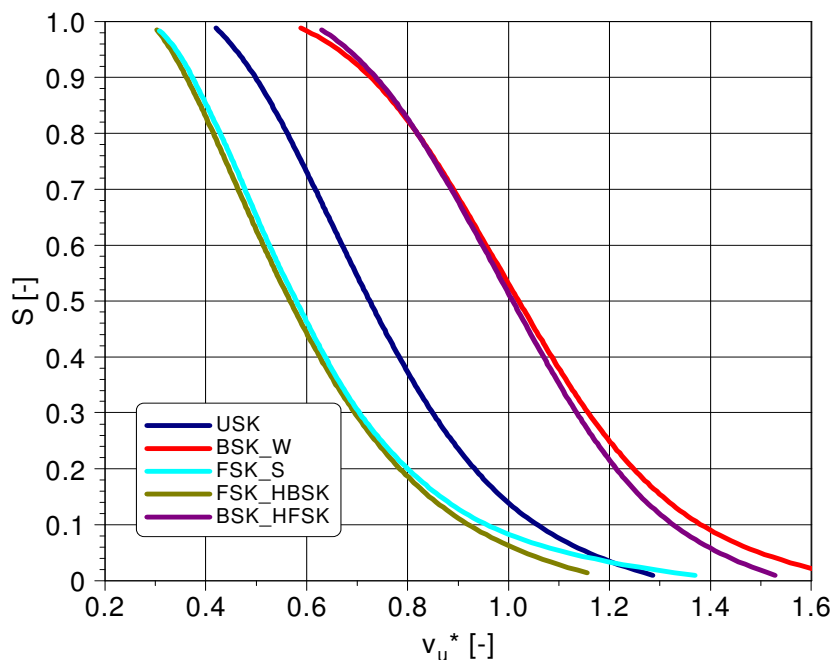


Abbildung 5.14: Verlauf der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Spaltbereich bei FSK\_S, FSK\_HBSK, USK, BSK\_W und BSK\_HFSK (CFD) (siehe Abbildung 3.6)

## 5.4 Anwendbarkeit der Modelle

Die Geräuschvorhersagemodelle wurden auf die hier untersuchten Laufräder angewendet. Diese Modelle sind semi-empirische Modelle und müssen an diese Typen von Axialventilatoren durch Messungen angepasst werden. Die verwendeten Daten für diese Beispiele sind in Tabelle 5.1 aufgelistet und gelten für alle unterschiedliche Varianten:

|                                  | Wert  |
|----------------------------------|-------|
| Turbulenzgrad $Tu$               | 4 %   |
| Turbulente Längenskale $\Lambda$ | 30 mm |
| Betriebspunkt $\varphi$          | 0,14  |

Tabelle 5.1: Eingangsdaten für die nachfolgende Modelle

Bei den gesichelten Laufrädern wird der Einfluss der Sichelung auf die Strömung (Schaufelumströmung und Spaltströmung) berücksichtigt. Somit werden die Eingangsparameter für die Geräuschvorhersagemodelle variiert. Die tatsächliche Schaufellänge wird durch die Erkenntnisse in Abbildung 5.10 und Abbildung 5.11 ergänzt. Es wird für die Schaufellänge ein höherer Wert vorgegeben bei BSK\_W und FSK\_S als bei USK. Basierend auf den Ergebnissen aus Abbildung 5.14 und den Untersuchungen bei der Spaltformvariation in Kapitel 4 wird der Korrekturfaktor  $K_3$  für die schmalbandigen Überhöhungen in Gleichung 2.58 dementsprechend angepasst. In Abbildung 5.15 werden die Modelle separat auf das ungesichelte Laufrad (USK) angewendet. Die diskontinuierlichen Linien zur Modellierung der schmalbandigen Überhöhungen wurden zur Modellierung des Geräusches resultierend aus der Interaktion der Spaltströmung mit dem Laufrad erstellt. Diese werden je nach Ausführung des Laufrades und der Vorhersage der Stärke der Verdrallung der Spaltströmung mit Koeffizienten verstärkt oder gedämpft. In Abbildung 5.16 werden die Geräuschvorhersagemodelle der jeweiligen Geräuscentstehungsmechanismen ( $TZ$ ,  $TG$  und  $HK$ ) und die für die schmalbandigen Überhöhungen zu einem gesamten Verlauf der Geräuschvorhersage bei USK addiert. Die gleiche Vorgehensweise wird angewendet für die Variante FSK\_S, in Abbildung 5.17 und Abbildung 5.18 und für die Variante BSK\_W, in Abbildung 5.19 und Abbildung 5.20. Bei FSK\_S wird eine geringere Spaltströmung erwartet und dementsprechend kleinere Koeffizienten für  $K_3$  eingesetzt, was die niedrigeren schmalbandigen Überhöhungen erklärt (siehe Abbildung 5.18). Bei BSK\_W wird der Koeffizient  $K_3$  verstärkt eingesetzt, was die höheren Werte der schmalbandigen Überhöhungen in Abbildung 5.20 erklärt.

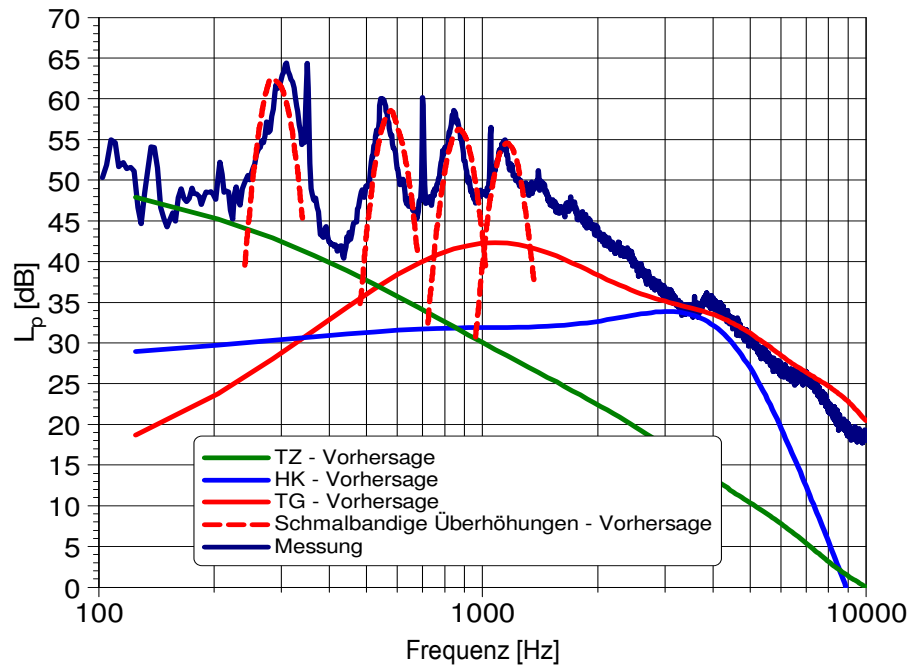


Abbildung 5.15: Separate Anwendung der Modelle bei USK (siehe Abbildung 3.6)

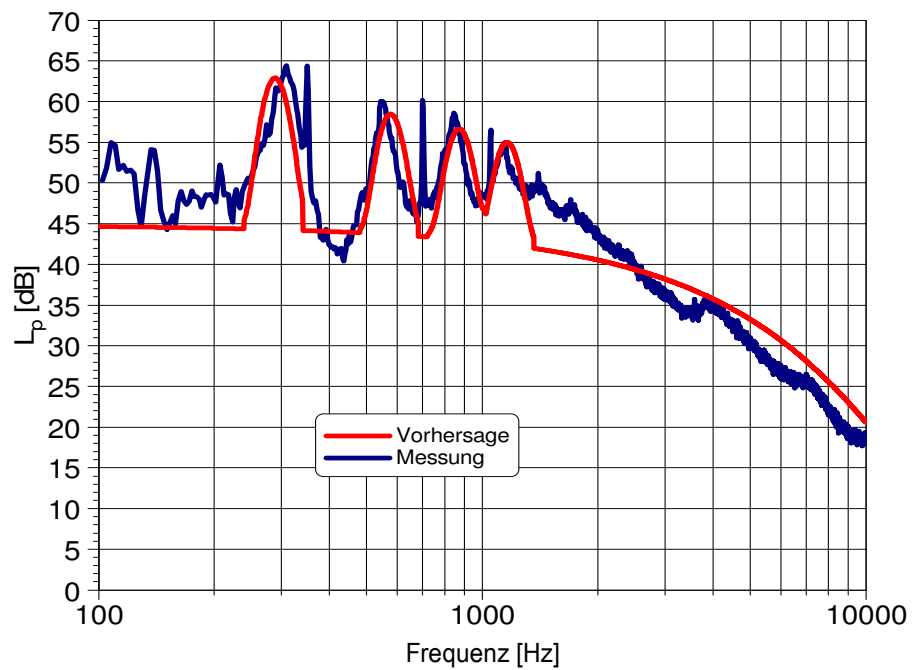


Abbildung 5.16: Addition aller separat betrachteten Modelle bei USK (siehe Abbildung 3.6)

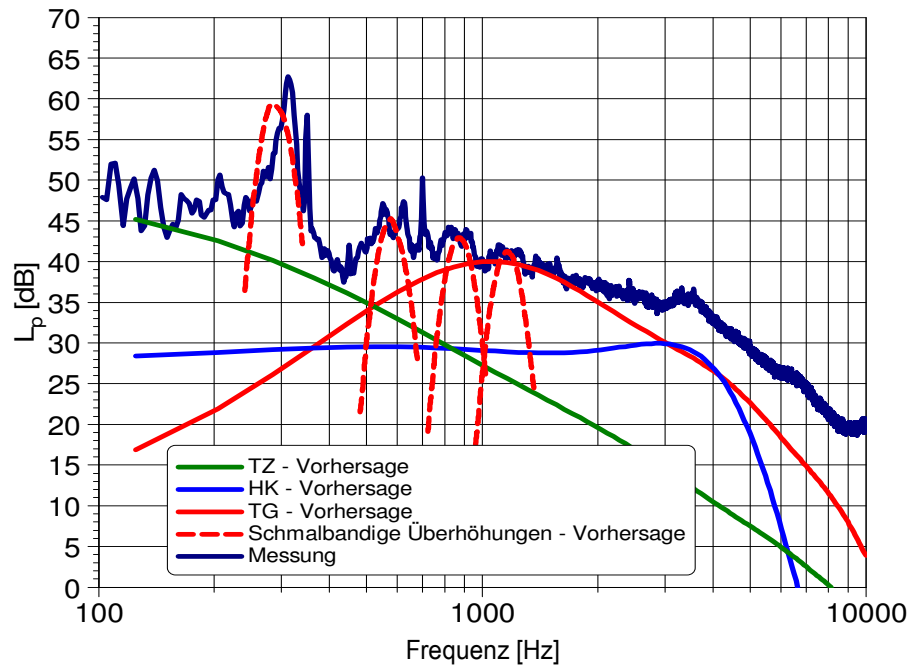


Abbildung 5.17: Separate Anwendung der Modelle bei FSK\_S (siehe Abbildung 3.6)

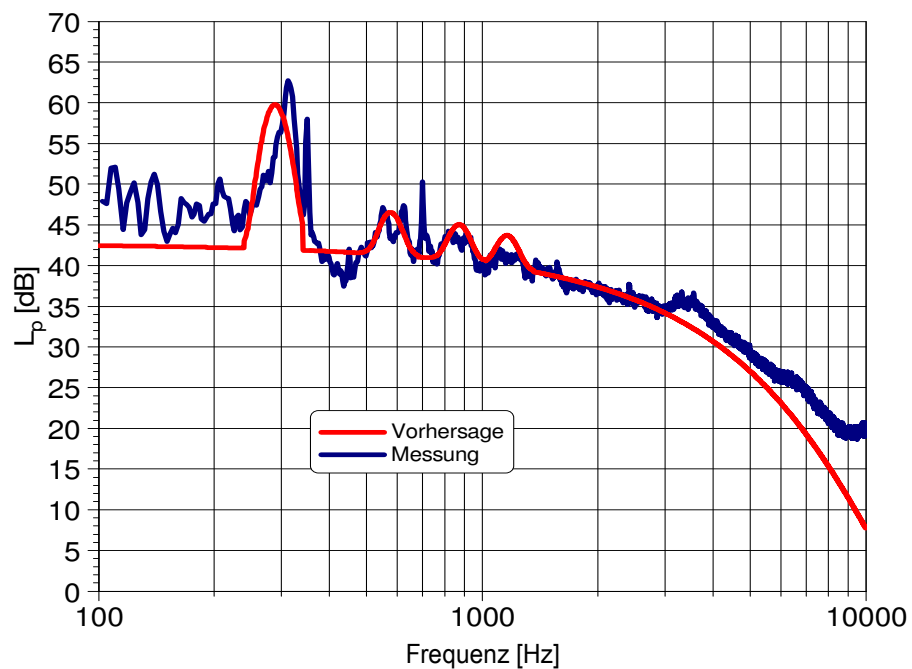


Abbildung 5.18: Addition aller separat betrachteten Modelle bei FSK\_S (siehe Abbildung 3.6)

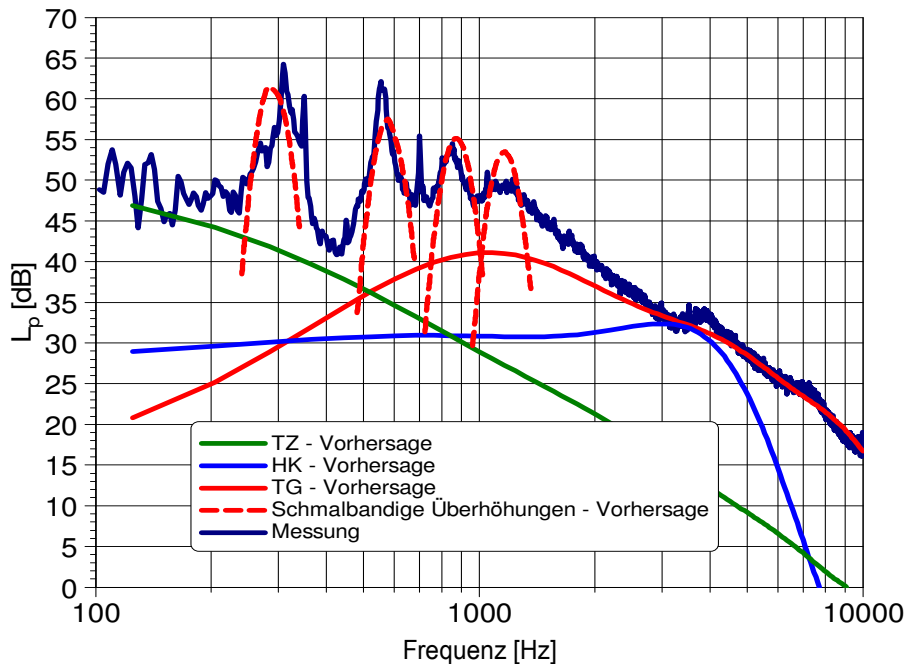


Abbildung 5.19: Separate Anwendung der Modellen bei BSK\_W (siehe Abbildung 3.6)

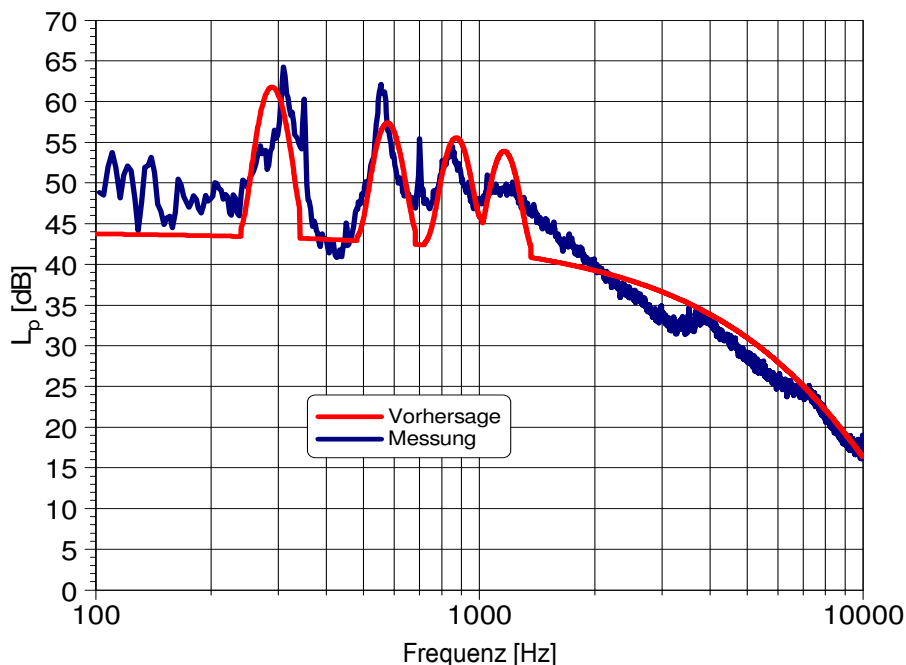


Abbildung 5.20: Addition aller separat betrachteten Modelle bei BSK\_W (siehe Abbildung 3.6)

## 6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Rahmen dieser Arbeit wurden geometrische Variationen an Kühlerventilatoren durchgeführt und analysiert. Diese Ventilatoren unterscheiden sich von gängigen Axialventilatoren in der sehr speziellen Bauart. Sie sind gekennzeichnet durch eine besonders komplexe Einbausituation und anspruchsvolle Betriebsbedingungen. Bedingt durch die kompakte Bauweise wird das Betriebs- und Geräuschverhalten dieser Kühlerventilatoren stark von den Einbaukomponenten beeinflusst. Diese Kühlerventilatoren können in zwei geometrische Laufradtypen unterschieden werden: Laufräder mit Ring und Laufräder ohne Ring. Erstere werden zu Kühlzwecken im Bereich des Kraftfahrzeugbaus angewendet. Laufräder ohne Ring stellen hauptsächlich die Kühlerventilatoren im Bereich der Nutzfahrzeuge dar. Die Unterscheidung der beiden Laufräder betrifft ebenfalls die Einbausituation und den Betriebspunkt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden geometrische Parameter der Kühlerventilatoren bei konstantem Betriebspunkt variiert, der stets im Bereich des Optimalpunktes lag. Variiert wurden die Schaufelzahl, die Schaufelform und das Schaufelteilungsverhältnis. Die Variationen wurden getrennt durchgeführt, um die dabei entstehenden aerodynamischen und akustischen Effekte korrekt zuzuordnen. Durch den Betrieb in diesem Bereich ist gewährleistet, dass Effekte, wie die Stoßverluste bzw. eine Strömungsablösung am Schaufelprofil, kaum das Geräuschverhalten beeinflussen. Es wurden mit geringfügigen Geometrieänderungen mehrere Laufräder ausgelegt. Die Änderung der Schaufelzahl beinhaltet die Variation zwischen 7 Schaufeln, 9 Schaufeln und 11 Schaufeln. Dabei wurde die Schaufelsehnenlänge entsprechend so angepasst, dass das Teilungsverhältnis konstant bleibt. Weitere Varianten wurden durch Variation des Teilungsverhältnisses der Laufräder ermittelt. Hier wurde ein unsymmetrisches 9 schaufeliges Laufrad erstellt, ebenso wie ein Laufrad mit einer über die Schaufelhöhe variablen Sehnenlänge.

Die Variation der Schaufelform beinhaltet die Richtung, Stärke und Ort der Sichelung der Schaufeln. Dabei wurden Rückwärts- und Vorwärtssichelung im äußeren Bereich der Schaufeln realisiert. Die Stärke der Sichelung wurde bei den vorwärtsgesichelten Varianten durchgeführt. Ausgehend von diesen Untersuchungen wurde die Sichelung im Nabenbereich der Schaufeln, bei Beibehaltung der Sichelung an der Blattspitze, variiert.

Im Auslegungsprozess und um den experimentellen Aufwand zu reduzieren, wurden die erstellten Laufradgeometrien numerisch simuliert. Bei Übereinstimmung der aerodynamischen Kennlinien wurden diese zur Fertigung weitergegeben. Zur



Validierung der numerischen Simulation wurden die integralen Werte der Kennlinien verglichen. Eine weitere Validierung wurde durch optische Messverfahren realisiert. Hier wurde auf der Abströmseite des Laufrades die Geschwindigkeitsverteilung mit Ergebnissen aus CFD-Rechnungen verglichen. Diese zeigten bei den gewählten Laufrädern akzeptable Übereinstimmung.

Bei der Schaufelzahlvariation wurde die Schaufelsehnenlänge ebenfalls variiert, um das Teilungsverhältnis und den Betriebspunkt konstant zu halten. Diese Maßnahme führt bei längeren Schaufelsehnenlängen zu höheren Reynoldszahlen. Der Vergleich der akustischen Kenngrößen zeigt Vorteile bei den Varianten mit den längeren Schaufelsehnenlängen und somit mit den höheren Reynoldszahlen. Diese Untersuchungen zeigen, dass sich für diese Art von Axialventilatoren längere Schaufelsehnenlängen im Bereich der Blattspitze vorteilhaft auf dessen Geräuschverhalten auswirken.

Die unsymmetrische Anordnung (ungleiche Teilung) beim Laufrad mit 9 Schaufeln bewirkte einen akustischen Vorteil. Der Vergleich des Gesamtpegels zeigt einen identischen Wert für gleiche und ungleiche Teilung. Bei Betrachtung des Frequenzspektrums bei der Variante mit ungleicher Teilung fällt jedoch eine „Verschmierung“ der tonalen und schmalbandigen Erscheinungen auf, welche subjektiv von Vorteil ist.

Ausgehend von den oberen Erkenntnissen bezüglich der Schaufelsehnenlänge wurde für die Variation der Schaufelform das Laufrad mit 7 Schaufeln gewählt. Die Kennlinien der vorwärtsgesichelten Varianten weisen, im Gegensatz zu dem Verlauf der rückwärtsgesichelten Varianten, einen stabilen Verlauf im Teillastbereich auf. Die besseren Wirkungsgrade wurden bei der Variante mit der Rückwärtssichelung erzielt, zeigten aber auch einen verfrühten instabilen Verlauf im Vergleich zum ungesichelten Laufrad. Bei den vorwärtsgesichelten Varianten verschlechtert sich der Wirkungsgrad. Das Laufrad mit der stärksten Vorwärtssichelung zeigt eine starke Verbesserung im Geräuschverhalten und einen massiven Rückgang der schmalbandigen Erscheinungen im Frequenzspektrum. Dieser Rückgang erklärt die Verbesserung im Geräuschpegel.

Während weiterer Untersuchungen der Spaltformgestaltung konnte eine Beeinflussung der schmalbandigen Überhöhungen im Frequenzspektrum beobachtet werden. Bei einer Unterbindung der Spaltströmung beim ungesichelten und stark vorwärtsgesichelten Laufrad wurden verbesserte Wirkungsgrade erzielt. Die schmalbandigen Überhöhungen im Frequenzspektrum sind dabei stark zurückgegangen. Dieser Rückgang der schmalbandigen Überhöhungen ist vergleichbar mit dem Rückgang bei starker Vorwärtssichelung. Aufgrund der Verwendung des gleichen Laufrades bei Variation der Spaltform kann ausgeschlossen werden,

dass diese schmalbandige Überhöhung aufgrund der Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante entsteht. Ergänzend zu den Geräuschenstehungsmechanismen werden diese Überhöhungen als eine Folge von Wirbel, die durch die Spaltströmung verursacht werden, betrachtet.

Die Auswertung der numerischen Simulation und der Strömungsmessung mittels PIV zeigt, dass die Vorwärtssichelung die Spaltströmung stark beeinflusst, was zu einem starken Rückgang der schmalbandigen Überhöhung führt. Die starke Vorwärtssichelung zwingt die Strömung in Richtung Nabe und beeinflusst damit die Spaltströmung stark.

Eine Übertragung der Ergebnisse auf die Einbausituation im Fahrzeug wird ebenfalls bestätigt. Die starke Vorwärtssichelung zeigt weiterhin eine Verbesserung im Geräuschpegel verglichen mit der ungesichelten Variante. Trotz der Versperrung durch den Verbrennungsmotor werden bessere akustische Werte erzielt. Durch die Beeinflussung der Spaltströmung und dem daraus resultierenden Geräusch ist eine starke Vorwärtssichelung an der Blattspitze bei diesem Typ von Kühlerventilatoren (mit einem Laufradring außen) akustisch betrachtet von Vorteil. Die Untersuchungen mit zusätzlichen Streben verdeutlichen die Wichtigkeit des Abstandes zwischen Strebe und Laufrad.

Die weiter oben gewonnenen Erkenntnisse wurden ergänzend in semi-empirische Geräuschvorhersagemodelle eingesetzt. Vor allem die Erkenntnis bezüglich der Korrelation der schmalbandigen Überhöhungen mit der Spaltströmung wurde, analog zum Lowson-Modell für die Wirbelablösung, in der Geräuschvorhersage eingesetzt. Weitere Strömungs- und Geometrieparameter als Eingangsgrößen für diese Modelle wurden aus der Auslegung entnommen. Diese Anpassung der Geräuschvorhersagemodelle wurde basierend auf den Untersuchungen dieser Arbeit ergänzt und kann auf Geometrievariationen angewendet werden, die hier bisher keine Berücksichtigung fanden.

## Literaturverzeichnis

- [1] ANSYS Inc.: ICEM-CFD 12.0 "User Manual". 2009
- [2] Bardina, J. E.; Huang, T. J.; Coakly, T. J.: Turbulence Modeling, Validation, Testing and Developments. NASA Technical Memor. 110446, 1997
- [3] Beiler, M.: Untersuchung der dreidimensionalen Strömung durch Axialventilatoren mit gekrümmten Schaufeln. Dissertation, Universität Siegen, Fortschritt Berichte VDI Reihe 7, Nr. 298, VDI Verlag Düsseldorf, 1996
- [4] Blake, W. K.: Mechanics of Flow Induced Sound and Vibration. Vol. I & II, Academic Press, 1986
- [5] Bohl, W.; Elmendorf, W.: Strömungsmaschinen 1 - Aufbau und Wirkungsweise. 10. Auflage, Vogel Fachbuch, 2008
- [6] Bohl, W.; Elmendorf, W.: Strömungsmaschinen 2 - Berechnung und Konstruktion. 7. Auflage, Vogel Fachbuch, 2005
- [7] Bommers, L.; Fricke, J.; Grundmann, R.: Ventilatoren. Vulkan Verlag Essen, 2. Auflage, 2002
- [8] Brooks, F. T.; Pope, D. S.; Marcolini, M. A.: Airfoil Self-Noise and Prediction. NASA Referendum Publication 1218, 1989
- [9] Brown, N. A.: The Use of Skewed Blades for Ship Propellers and Truck Fans. 98th ASME-Winter Annual Meeting, Noise and Fluids Engineering, 1977
- [10] Caglar, S.: Strömungsmaschinen 2 Skript. Fachgebiet Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2010
- [11] Carolus, Th., Stremel, M.: Blade Surface Pressure Fluctuations and Acoustic Radiation from an Axial Fan Rotor Due to Turbulence Inflow. Acta Acustica, Vol. 88, pp. 472-482, 2002
- [12] Carolus, Th.: Ventilatoren - Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion. Vieweg + Teubner Verlag, 2. Auflage, 2009
- [13] Corsini, A.; Rispoli, F.: Using Sweep to Extend the Stall Free Operational Range in Axial Fan Rotors. IMechE, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 218, pp 129-139, 2004

- [14] DIN EN ISO 3741: Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen, Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1. Deutsche Norm, Berlin, 2001
- [15] DIN EN ISO 3745: Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen, Verfahren der Genauigkeitsklasse 1 für reflexionsarme Räume und Halbräume. Deutsche Norm, Berlin, 2004
- [16] DIN EN ISO 5136: Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in Kanäle abgestrahlten Schalleistung. Deutsche Norm, Berlin, 2003
- [17] Doneit, W.: Entwicklung von Ventilatoren beliebiger Bauart mit einem integrierten, computergestützten Programmsystem. Dissertation, Institut für Strömungslehre und Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), 1987
- [18] Dämmig, B.: Aerodynamischer und akustischer Einfluss der Spaltformvariation auf Axialventilatoren. Diplomarbeit, Fachgebiet Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2011
- [19] Eck, B.: Ventilatoren. Springer Verlag, 1991
- [20] Ferziger, J. H.; Peric, M.: Numerische Strömungsmechanik. Springer Verlag, 2008
- [21] Ffowcs-Williams, J. E.; Hall, L. H.: Aerodynamic Sound Generation by Turbulent Flow in the Vicinity of a Scattered Half Plane. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 40, No. 4, pp 657-670, 1970
- [22] Fröhlig, F.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zu Spaltverlusten in halboffenen Laufrädern. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2010
- [23] Fukano, T.; Kodama, Y.; Senoo, Y.: Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans I: Modeling of the turbulent noise. Journal of Sound and Vibration, Vol. 50, pp 63-74, 1976
- [24] Fukano, T.; Kodama, Y.; Takamatsu, Y.: Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans II: Effects of Number of Blades, Chord Length and Camber of Blade. Journal of Sound and Vibration, Vol. 50, pp 75-88, 1976
- [25] Fukano, T.; Kodama, Y.; Takamatsu, Y.: Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans III: Effects of Rotational Frequency, Blade Thickness and Outer Blade Profile. Journal of Sound and Vibration, Vol. 56, No. 2, pp 261-277, 1977

- [26] Fukano, T.; Takamatsu, Y.; Kodama, Y.: The Effects of Tip Clearance on the Noise of Low Pressure Axial and Mixed Flow Fans. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 105, pp 291-308, 1986
- [27] Gabi, M.: *Strömungsmaschinen I Skript*. Fachgebiet Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2010
- [28] Gabi, M.; Pantle, I.: *Technische Akustik Skript*. Fachgebiet Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), 2008
- [29] Gallimore, S. J.: The Use of Sweep and Dihedral in Multistage Axial Flow Compressor Blading – Part I: University Research and Methods Development. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124, pp 521-532, 2002
- [30] Goldstein, M. E.; Rosenbaum, B. M.; Albers, L. U.: Sound Radiation from a High Speed Axial-Flow Due to the Inlet Turbulence Quadrupole Interaction. *Nasa TN D-7667*, 1974
- [31] Gray, L. M.: High Strength Fan. US Patent 4569631, Massachusetts USA, 1985
- [32] Gray, L. M.: Low Noise Fan. US Patent 4358245, Massachusetts USA, 1981
- [33] Grosveld, F. W.: Prediction of Broadband Noise from Horizontal Axis Wind Turbines. *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 1, No. 4, pp 292-299, 1985
- [34] Gutin, L.: On the Sound Field of a Rotating Propeller. *NACA Tech. Memor. No. 1195*, 1948
- [35] Heckl, M.; Müller, H. A.: *Taschenbuch der technischen Akustik*. Springer Verlag, 2. Auflage, 1994
- [36] Henn, H.; Sinambari, Gh. R.; Fallen, M.: *Ingenieurakustik*. Vieweg + Teubner Verlag, 4. Auflage, 2008
- [37] Horlock, J. H.: *Axialkompressoren*. Verlag G. Braun Karlsruhe, 1967
- [38] Kameier, F.: Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzenwirbellärms axialer Strömungsmaschinen. *Fortschritt Berichte VDI Reihe 7, Nr. 243*, VDI Verlag Düsseldorf, 1994
- [39] Kameier, F.; Neise, W.: Verfahren zur Reduzierung der Schallemission sowie zur Verbesserung der Luftleistung und des Wirkungsgrads bei einer axialen Strömungsmaschine. *Deutsches Patent P43 10 104.6*, 1993

- [40] Kerschen, E. J.; Envia, A.: Noise Generation by a Finite Span Swept Airfoil. AIAA-Paper No. 83-0768, AIAA 8th Aeroacoustics Conference, 1983
- [41] Költzsch, P.: Ein Beitrag zur Berechnung des Wirbellärms von Axialventilatoren. Hrsg. Bommers, Fricke, Klaes. Vulkan Verlag Essen, 1994
- [42] Lerch, R.; Sessler, G.; Wolf, D.: Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen. Springer Verlag, 2009
- [43] Lighthill, M. J.: On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory. Royal Soc. (London) A 211, pp 564-587, 1952
- [44] Lips, W.: Strömungsakustik in Theorie und Praxis: Anleitungen zur lärmarmen Projektierung von Maschinen und Anlagen. 4. Auflage, Expert Verlag, 2008
- [45] Lohmann, D.: Axiallüfter, insbesondere für ein Kühlgebläse eines Kraftfahrzeugmotors. Patent DE4326147C2, Braunschweig, 1993
- [46] Longhouse, R. E.: Control of Tip Clearance Noise of Axial Flow Fans by Rotating Shrouds. Journal of Sound and Vibration, Vol. 58, No. 2, pp 201-214, 1978
- [47] Longhouse, R. E.: Vortex Shedding Noise of Low Tip Speed Axial Flow Fans. Journal of Sound and Vibration, Vol. 53, No. 1, pp 25-46, 1977
- [48] Lawson, M. V.: Assessment and Prediction of Wind Turbine Noise. Flow Solutions Report 92/19, ETSU W/13/00284/REP, pp 1-59, 1992
- [49] Lawson, M. V.: The Sound Field for Singularities in Motion. Proc. Roy. Soc., A 286 (559-572), London, 1965
- [50] Lawson, M. V.: Theory and Experiment for Wind Turbine Noise. AIAA Paper 94-0119, 1994
- [51] Madison, R. D.: Fan Engineering (Handbook). Buffalo Forge Company, Buffalo, New York, 5 Auflage, 1949
- [52] Marcinowski, H.: Der Einfluss des Laufradspaltes bei leitradlosen frei ausblasenden Axialventilatoren. Fachgebiet Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), 1958
- [53] Meixner, H. U.: Vergleichende LDA-Messungen an ungesicherten und gesicherten Axialventilatoren. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Fortschritt Berichte VDI Reihe 7, No. 266, VDI Verlag Düsseldorf, 1995

- [54] Mellin, R. C.; Sovran, G.: Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors. ASME-Transactions, Journal of Basic Engineering, No. 92, pp 143-154, 1970.
- [55] Menter, F. R.: Zonal Two Equations  $k$ - $\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows. AIAA paper 93-2906, 1993
- [56] Morfey, C. L.: Tone Radiation from an Isolated Subsonic Rotor. Journal of Acoust. Soc. America. Vol. 49, pp 1690-1692, 1971
- [57] Neise, W.: Lärm und Lärmbekämpfung bei Ventilatoren – Eine Bestandsaufnahme. Deutsche Forschung und Versuchsanstalt für Luft und Raumfahrt, Forschungsbericht 80-16, 1980
- [58] Raffel, M.; Willert, C.; Werley, S.; Kompenhans, J.: Particle Image Velocimetry. Springer Verlag, 2007
- [59] Schäfer, M.: Numerik im Maschinenbau. Springer Verlag, 1999
- [60] Schneider, M.: Der Einfluss der Zuströmbedingungen auf das breitbandige Geräusch eines Axialventilators. Dissertation, Universität Siegen, Fortschritt Berichte VDI Reihe 7, Nr. 478, VDI Verlag Düsseldorf, 2006
- [61] Schneider, M.; Carolus, Th.: Literaturüberblick über ausgewählte Verfahren zur Schallvorhersage bei Axialventilatoren. VDI Tagung, Braunschweig, 2001
- [62] Sharland, I. J.: Sources of Noise in Axial Flow Fans. Journal of Sound and Vibration, Vol.1, No.3, pp 302-322, 1964
- [63] Stremel, M.; Carolus, Th.: Experimental Determination of the Fluctuating Pressure on a Rotating Fan Blade. 18<sup>th</sup> AIAA Aeroacoustics Conference, Berlin, 1999
- [64] Stütz, W.; Felsch, K.-O.: Einfluß der Laufrad- bzw. Schaufelform auf das Geräuschverhalten von Axialventilatoren. DAGA, Fortschritte der Akustik, 1990
- [65] Stütz, W.: Einfluss der Sichelung auf das aerodynamische und akustische Verhalten von Axialventilatoren. Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen - Mitteilungen des Instituts für Strömungslehre und Strömungsmaschinen, Band 44, Universität Karlsruhe (TH), 1992
- [66] Stütz, W.: Experimentelle Untersuchungen zum Radialspalteinfluss auf das aerodynamische und akustische Verhalten eines Axialventilators. Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen - Mitteilungen des Instituts für Strömungslehre und Strömungsmaschinen, Band 39, Universität Karlsruhe (TH), 1988

- [67] Von Hofe, R.; Thien, E.: Geräuschoptimierung von Fahrzeugkühlsystemen mit Axiallüfter und saugseitig angeordnetem Wärmetauscher. *Automobiletechnische Zeitschrift (ATZ)*, 1984
- [68] Wagner, S.; Bareiss, R.; Guidati, G.: *Wind Turbines Noise*. Springer Verlag, 1996
- [69] Wolfram, D.: Analyse des Entstehungsmechanismus von Drehtönen bei gehäuselosen Radialventilatoren. *Fortschritt Berichte VDI Reihe 7, Nr. 496*, VDI Verlag Düsseldorf, 2009
- [70] Wright, T.: The Acoustic Spectrum of Axial Flow Machines. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 45, pp 165-223, 1976
- [71] Wright, T.; Simmons, W. E.: Blade sweep for low-Speed Axial Fans. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp 151-158, 1990



