

AUSLEGUNG UND OPTIMIERUNG EINES AEROAKUSTIK-KANALS FÜR TURBOMASCHINENANWENDUNGEN UNTER VERWENDUNG NUMERISCHER METHODEN

M. Bartelt, J. Seume

Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD), Leibniz Universität Hannover
Appelstraße 9, D-30167 Hannover, Deutschland

Zusammenfassung

Durch die Entwicklung neuer Antriebskonzepte mit lärmarmen, ganz oder teilweise ummantelten Propellern werden die Turbokomponenten des Kerntriebwerks zur dominierenden Lärmquelle. Im Rahmen des Verbundprojekts „Bürgerndahes Flugzeug“ werden in den nächsten Jahren Untersuchungen zur Lärmemission dieser durchgeführt, mit dem Ziel, innovative Lärminderungskonzepte zu entwickeln. Dazu gilt es zunächst den Schalltransport durch eine mehrstufige Niederdruckturbinen- und die eigentlichen Schallentstehungsmechanismen mittels hochwertiger Validierungsexperimente zu verstehen, um anschließend in geeigneter Art und Weise konstruktiv-technische Maßnahmen zur Schallreduzierung durchzuführen. Dafür wird am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover ein mehrstufiger Turbinenprüfstand mit Schallerzeugungssystemen versehen, so dass sich beliebig akustische Quellen stromauf der Niederdruckturbinen einkoppeln lassen, die etwa die Lärmteile der Brennkammer oder der Hochdruckturbinen simulieren können.

Um unter anderem die komplexen Messtechniken und die Schallerzeugungseinheiten unter vereinfachten Bedingungen entwickeln zu können, wird am TFD ein neuer Aeroakustik-Prüfstand entworfen und aufgebaut. Dazu kommen bereits in der Entwicklungsphase verschiedene numerische Verfahren zum Einsatz, um das luftführende System strömungsmechanisch und akustisch zu optimieren. Ziel ist es dabei eine möglichst drallarme und leise Zuströmung der Messstrecke zu gewährleisten, wobei jedoch strömungsmechanische und geometrische Ähnlichkeiten zu realen Turbomaschinen eingehalten werden müssen (z.B. hohe Massenströme und hohe Druckverhältnisse). Im Rahmen dieser Veröffentlichung werden dazu insbesondere das Vorgehen und die Ergebnisse der numerischen Auslegungs- und Optimierungsrechnungen der Schalldämpfereinheit und des Messstreckeneinlaufs aufgezeigt und diskutiert.

1. NOMENKLATUR

c	m/s	Schallgeschwindigkeit
D	db	Dämpfung
D	m	Durchmesser
f	Hz	Frequenz
h	m	halbe Kanalhöhe
k	-	Wellenzahl
L	m	Länge
l	m	Materialdicke
m	kg/s	Massenstrom
p	Pa	Druck
r	mm	Radius
S	m ²	Freie Querschnittsfläche
Tu	-	Turbulenzgrad
U	m	Kanalumfang
u	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
x	m	Länge
Z	kg/m ² s	Impedanz
α	-	Absorptionskoeffizient
λ	m	Wellenlänge
σ	kg/m ³ s	Strömungswiderst. Mat.

ρ kg/m³ Dichte

Indizes

0	Referenzzustand
B	Bellmouth
d	Diffusor
k	Konus
O	obere Grenze
R	Rohr

2. EINLEITUNG

Im Rahmen des Forschungsverbunds „Bürgerndahes Flugzeug“ werden in enger Zusammenarbeit zwischen der Technischen Universität Braunschweig (TUBS), der Leibniz Universität Hannover (LUH) und dem DLR Braunschweig, Göttingen, Berlin multidisziplinäre Konzepte für zukünftige Flugverkehrsanzwendungen entwickelt (s. Hecker & Butzmühlen [10]). Ein Schwerpunkt stellt dabei die Erforschung und Verbesserung besonders lärmarmen Flugantriebe dar.

Dazu werden am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD/LUH) die Schalltransport- und Entstehungsmechanismen durch eine mehrstufige Niederdruckturbine numerisch und experimentell untersucht, um anschließend in geeigneter Art und Weise konstruktiv-technische Maßnahmen zur Schallreduzierung durchführen zu können. Begleitend dazu werden hocheffiziente Linerkonzepte (metallische Strukturschäume) am Institut für Werkstoffe (IFW/TUBS) entwickelt, wobei modernste Werkstoffkombinationen zum Einsatz kommen sollen. Diese verfügen einerseits über ein hohes Schallabsorptionsvermögen, andererseits sind diese unter hohen Temperaturen in chemisch aggressiven Abgasmedien langzeitbeständig. Zur experimentellen Untersuchung modifiziert und instrumentiert das TFD einen mehrstufigen Luftturbinenprüfstand, um die Möglichkeit akustische Quellen mittels verschiedener Schallerzeugungseinheiten (Mode Generator) stromauf der Niederdruckturbine einzubringen, mit Hilfe derer sich beliebige Schallsituation simulieren lassen. Um diese Anregungseinheiten, die komplexen akustischen Messtechniken und Messverfahren, aber auch erste Linerkonzepte unter vereinfachten Strömungsbedingungen untersuchen zu können, wird am TFD ein neuer Aeroakustik-Windkanal für Turbomaschinenanwendungen aufgebaut. Dieser soll bereits über ähnliche Strömungseigenschaften verfügen, wie sie in der Luftturbine vorherrschen. Im Rahmen dieser Veröffentlichung sollen ausgewählte Aspekte der Auslegung vorgestellt und die zu Optimierungszwecken der aeroakustischen Komponenten eingesetzten numerischen und analytischen Verfahren dargelegt werden.

Generell sind rein aerodynamisch ausgelegte Strömungskanäle für hochsensible akustische Messungen ungeeignet (vgl. Brouwer [2]), da sie meist ein zu hohes Hintergrundrauschen aufweisen und die tonalen Lärmanteile der Antriebseinheiten sehr hohe Pegel haben. Die wesentliche Lärmquelle stellt dabei die Strömung selbst dar, welche durch Scherschichteffekte, turbulente Strömungsstrukturen oder Strömungsablösungen innerhalb der Luftführungssysteme und der Verdichtereinheiten entsteht. Diese Lärmanteile sind hauptsächlich breitbandig – im Gegensatz zu den diskreten Tönen des tonalen Lärms, welche vorwiegend durch die rotierenden Komponenten des Antriebsgebläses oder periodischer Nachläufe erzeugt werden. So gilt es bereits in der Auslegung aeroakustischer Windkanäle, neben den aerodynamischen Optimierungen, Maßnahmen zu ergreifen, um den Betriebslärm des Windkanals soweit wie möglich zu reduzieren. Laut Mathew et al. [11] ist eine Reduzierung des Schallpegels des Hintergrundlärms auf -10dB unter den des zu untersuchenden Phänomens anzustreben. Zur Lärminderung lassen sich in Windkanälen verschiedene Maßnahmen, in Abhängigkeit des Frequenzspektrums, ergreifen. Generell kann dabei in reaktive und absorptive Verfahren unterschieden werden (vgl. Fuchs [8], Fromhold [7]). Die Absorption des Schalls wird etwa durch die Auskleidung der Windkanalwände mit einem schallschluckfähigen Material, wie etwa offenporigem Schaumstoff oder Glaswolle (angebracht hinter einer Lochblechverkleidung), erzielt. Diese Auskleidung erhöht, auf Grund zunehmender Wandreibung, zwar einerseits die Strömungsverluste, dämpft jedoch andererseits wirksam den vor allem höherfrequenten Lärm. Die Möglichkeiten zur Auskleidung einer Messstrecke bzw. eines vorgeschalteten Schalldämpfers sind in erster Linie abhängig vom Typ des Windkanals und insbesondere von den erreichten Geschwindigkeiten der Strömung. Reaktive

Absorbersysteme sind wesentlich aufwändiger zur realisieren und nur sehr schmalbandig wirksam – wenn auch gleich hocheffektiv. In dem hier vorgestellten Schalldämpfer wird sich bei der Auslegung auf absorptive Verfahren beschränkt.

Der Großteil der bereits existierenden aeroakustischen Windkanäle ist für Freistrahlerversuche und nicht, wie in den hier vorliegenden Anforderungen, für geschlossene Rohranwendungen ausgelegt. So lassen sich etwa in dem DNW-Kanal (Brouwer [2]) mit einer 8mx6m Düsenkonfiguration großskalige Windkanalexperimente für die Automobil und Flugzeugindustrie durchführen und insbesondere außenaerodynamische Effekte auf die Lärmgenerierung untersuchen. Dieser Großkanal weist nach Brouwer [2] bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $u_\infty=80\text{m/s}$ einen Hintergrundlärmpegel von $L_p \leq 80\text{dB}$ im 125Hz Terz-Band auf. Für ähnliche Untersuchungen ist auch der französische CEPRA 19 ausgelegt. Mit einem Düsenquerschnitt von 2 m bzw. 3 m wird in der offenen Messstrecke eine Strömungsgeschwindigkeit von $u_\infty=127\text{m/s}$ erzielt. Nach (ONERA [18]) beträgt der Hintergrundlärm bei $u_\infty=40\text{m/s}$ $L_p=65\text{dB}$ bzw. bei $u_\infty=100\text{m/s}$ $L_p=90\text{dB}$. Weitere, wesentlich kleinere Aeroakustikkanäle, sind etwa bei Hanson [9], Mueller et al. [16] oder Sarradj et al. [20] beschrieben. Um die von den Luftverdichtern herrührenden tonalen Lärmanteile zu vermeiden, wird beispielsweise der Freistrahlerkanal der Universität Southampton intermittierend betrieben, in dem die zuvor komprimierte Luft aus Vorratstanks in die Messstrecke eingeblasen wird (vgl. Chong et al. [3]). Neuhaus & Neise [17] beschreiben hingegen einen für die aeroakustische Untersuchung von Niedergeschwindigkeitsaxialverdichtern optimierten Strömungskanal und gehen auf dessen Aufbau und die Implementierung der akustischen Messtechnik ein. Dieses System ist ähnlich des hier entwickelten als geschlossene Rohranordnung und nicht als Freistrahlerkanal ausgeführt.

3. ANFORDERUNGEN

Der Aeroakustik-Windkanal (AWT) ist ein System, welches in seiner Komplexität vereinfacht ist, aber dennoch über turbomaschinenähnliche Strömungseigenschaften verfügt. Somit gilt es etwa hohe Massenströme bei gleichzeitig hohen Druckverhältnissen zu realisieren. Zudem werden gesteigerte Anforderungen an die Strömungs- und Schallsituation in der Messstrecke gestellt. Besonderes Augenmerk gilt dabei der Auslegung und Optimierung der Schalldämpfereinheit hinsichtlich ihrer Dämpfungseigenschaften und der Strömungshomogenisierung, um eine sehr leise und turbulenz- und drallarme Grundströmung in der sich stromab anschließenden Messstrecke zu erhalten. Die wesentlichen Anforderungen sind:

- Maximaler Massenstrom $m \geq 9\text{kg/s}$
- Maximaler Systemdruck $p \geq 3.5\text{ bar}$
- Großer Messstreckenquerschnitt ($\varnothing 500\text{mm}$)
- Turbulenzgrad in der Messstrecke $Tu < 1\%$
- Hintergrundlärm in der Messstrecke unter 70dB(A) bei $u_\infty=50\text{m/s}$
- 360° -Zugang der Messstrecke für akustische, pneumatische und optische Messtechniken
- Reproduzierbarkeit ($\pm 0.3\%$) des Betriebspunkts
- Modularer Aufbau & erweiterbare Messstrecke
- Austauschbare Schalldämpferelemente

Zum Betrieb der Einheit soll auf die bereits am Institut vorhandene Versorgungsinfrastruktur zurückgegriffen werden. Das TFD verfügt über eine hausinterne Luftversorgung, bei der es sich um eine Anordnung von drei Schraubenkompressoren (Gesamtleistung 4,5 MVA) handelt, die entweder in Reihe oder parallel betrieben werden können. Diese fördern einen maximalen Massenstrom von $m=9 \text{ kg/s}$ bei einem Druck von $p=3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$. Somit lassen sich Strömungsbedingungen generieren, wie sie auch in realen Turbomaschinen bzw. den Großmaschinenprüfständen des Institutes vorherrschen. Die Schraubenverdichter sind an das Luftversorgungsnetz angeschlossen, so dass sich bei entsprechender Schieber- und Ventilstellung die komprimierte Luft an verschiedenen Stellen des Gebäudes entnehmen lässt. Weiterhin gilt es den gesamten Prüfstand modular aufzubauen, so dass sich spätere Modifikationen einfach realisieren lassen und eine höchstmögliche Flexibilität gewährleistet ist. So sind neben rein aeroakustischen auch aeroelastische Untersuchungen oder klassische Aufbauten als Ringgitterwindkanal im Druck- oder Saugbetrieb denkbar. Da die Messungen zudem sehr sensibel auf Betriebs- und Massenstromänderungen reagieren, ist eine hochgenaue Betriebspunktregelung vorgesehen, die direkt in die Luftversorgung eingreift und sehr kurze Regelzeiten hat.

4. AUSLEGUNG

4.1. Konzept & Aufbau

In BILD 1 ist der allgemeine Aufbau des Aeroakustik-Windkanals dargestellt. Die komprimierte Luft wird über ein Rohrleitungssystem dem Schalldämpfer zugeführt. Um eine exakte Massentstrombestimmung durchführen zu können, wird eine genormte Venturi-Düse (DIN EN ISO 5167-4) in das Rohrleitungssystem implementiert. Gemäß Norm gilt es in Abhängigkeit einer zulässigen Zusatzunsicherheit definierte Mindestlängen des Düseneinlauf- und Auslaufs einzuhalten. Mit dem ausgelegten System sind hochgenaue Massenstrombestimmungen mit einer maximalen Gesamtunsicherheit von 0,61% möglich. Um etwaigen Körperschalleintrag des Rohrsystems bzw. der Antriebseinheiten auf den Schalldämpfer und damit auch auf die Messstrecke zu verhindern, wird das Rohrsystem durch einen Kompensator von dem Schalldämpfer entkoppelt. Da gemäß der Anforderungen Systemdrücke von $p \geq 3,5 \text{ bar}$ zu berücksichtigen sind, wird der Schalldämpfer als Druckbehälter gemäß Druckgeräterichtlinie DGRL 97/23/EG-AD2000 ausgelegt und behördlich geprüft. Dies erfordert Nachweisrechnungen der Behälterwand, der Flansch- und Schraubverbindungen, sowie der Schweißnähte. Dabei wird ein maximal zulässiger Überdruck von $p_U=5 \text{ bar}$ angenommen. Des Weiteren wird das System modular aus drei einzelnen, über Flanschverbindungen miteinander verbundenen Segmenten aufgebaut. So ist es bei Bedarf möglich den Schalldämpfer bzw. die Beruhigungskammer um weitere Elemente zu ergänzen. Der Druckbehälter wird innen mit speziellen Absorberelementen ausgekleidet, um eine möglichst hohe Schalldämpfung des durch die Antriebseinheiten und des durch die Strömung induzierten Lärms zu erzielen. Dazu wird speziell im Diffusorteil ein optimiertes Auskleidungskonzept mit zentralen Konuselement entwickelt.

Am Auslass der Beruhigungskammer befindet sich eine strömungsoptimierte Bellmouth-Düse, um die Strömung der sich anschließenden Messstrecke möglichst störungsfrei zuzuführen. Die Form der Einlaufdüse und das zu erwartende Strömungsprofil werden mittels numerischer Methoden (CFD) in umfangreichen Optimierungsberechnungen ermittelt. Die sich anschließende Messstrecke wird als modulares System aufgebaut, so dass mit geringem Aufwand und kurzen Montagezeiten ganze Messtechniksegmente ausgetauscht werden können. Dazu werden entsprechende Rohrsegmente mit den zu untersuchenden akustischen Einheiten und Messtechniken über einfache Flanschverbindungen in das bestehende Rohrsystem eingesetzt bzw. ausgetauscht. Ein solches Messsegment ist beispielsweise die bereits erwähnte Schallgenerator-einheit, eine spezielle Lineraufnahme um Rohrschalldämpfer unter Strömungsbedingungen zu untersuchen oder ein variables Mikrofonsegment, mit welchem verschiedene akustische Messtechniken untersucht werden können.

Hinter der Messstrecke befindet sich ein reflexionsarmer Abschluss, welcher gemäß DIN EN ISO 5136 ausgelegt ist. Dieser wird für durchströmte Versuchsaufbauten benötigt, um die am Auslass des Rohrsystems auftretenden Reflexionen zu minimieren und damit akustische Störungen in der eigentlichen Messstrecke zu verhindern. Über eine abschließende Drossel lässt sich der entsprechende Systemdruck einstellen.

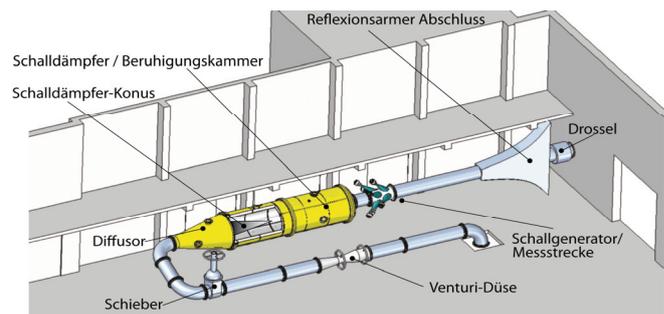


BILD 1. Prinzipieller Aufbau des Aeroakustik-Windkanals

4.2. Aerodynamische Auslegung des Diffusors

Die zur analytischen Auslegung des Diffusors verwendeten Methoden beruhen im Wesentlichen auf den empirischen Studien von Mehta & Bradshaw [13], wobei der wichtigste Parameter der Öffnungswinkel des Diffusors ist, der maßgeblich den Druckgradienten entlang des Diffusors und damit einhergehend, auch die Ablösungseigenschaften der Strömung beeinflusst. Nach Pope & Harper [19] kommen für den ablösungsfreien Betrieb von Diffusoren Öffnungswinkel bis zu 8° in Betracht, wobei in Abhängigkeit der Oberflächenbeschaffenheit auch Winkel bis zu 9° möglich sind.

Der das Ablösungsverhalten bestimmende Druckgradient eines Diffusors ergibt sich nach Mueller et al. [16] für inkompressible Strömungen aus der Kontinuitätsbeziehung und der Eulergleichung zu:

$$(1) \quad \frac{dp}{dx} = \frac{m^2}{\rho A^3} \frac{dA}{dx} = \frac{\text{const}}{A^3} \frac{dA}{dx}$$

Das hier entwickelte System wird allerdings als Ringdiffusor mit innenliegendem Konus ausgeführt. Dies hat im Wesentlichen zwei Gründe: Zum einen lässt sich der Konus als zusätzliches Absorberelement einsetzen und so die Dämpfung des Schalldämpfers erhöhen. Zum anderen können durch die entstehende Querschnittsverkleinerung wesentlich steiler zulaufendere, also kompaktere Diffusoren gebaut werden. Nach Hanson [9] wird jedoch aufgrund der sich ergebenden Änderung des Querschnittsverlaufs eine Anpassung des Ringdiffusors an den herkömmlichen konischen Diffusor notwendig. Dazu werden dessen Innen- und Außengeometrie mit Hilfe von Geradengleichungen approximiert, deren Winkel und Intervalllängen mittels eines numerischen Optimierungsverfahrens derart variiert werden, dass sich ein Optimum hinsichtlich der Querschnittsfläche und der Druckgradienten ergibt. Als Referenz dient ein ablösungsfreier konischer Diffusor mit einem Öffnungswinkel von 7°.

Die Optimierung erfolgt unter anderem mit Hilfe einer Monte Carlo Simulation. Dabei handelt es sich um ein stochastisches Berechnungsverfahren, welches auf Basis zufällig generierter Eingabevariablen und einer globalen Minimaapproximation einer zu definierenden Zielfunktion ein entsprechendes Optimum generiert. Dazu wird sowohl die Geometrie des Konus, als auch die der Diffusorinnen- und -außengeometrie in vier bzw. drei einzelne Segmente unterteilt, deren jeweiligen Längen und Radien als Eingabeparameter in der Simulation freigegeben werden. Die entsprechenden Geometrieparameter sind BILD 2 zu entnehmen. Vor der Optimierung wird lediglich eine untere Grenze des mittleren Konusradius $r_{k2}=300\text{mm}$ festgelegt, so dass dieser zwingend größer als der Eintrittsradius ist, um akustischen Durchstrahlungseffekten entgegenzuwirken. Weiterhin wird die Gesamtlänge des Konus auf $L_k=4000\text{mm}$ und die des Diffusors auf $L_d=5000\text{mm}$ festgesetzt.

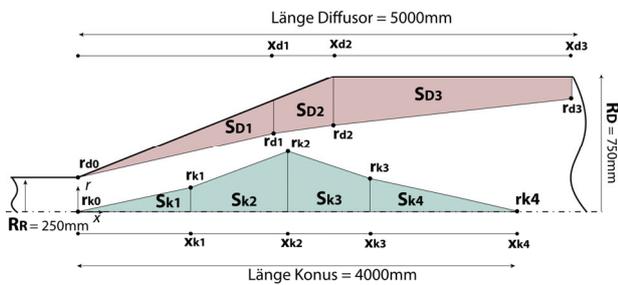


BILD 2. Unterteilung der Diffusor- und Konusgeometrie

Als Zielgröße dient die Differenz der Druckgradienten dp/dx zwischen dem Referenzdiffusor und dem untersuchten Ringdiffusor. Da die Höhe der Druckgradienten einen entscheidenden Einfluss auf das Ablöseverhalten und damit einhergehend auch auf die akustische Wirksamkeit hat, wird eine gewichtete Zielfunktion aus integraler Abweichung und Maximalabweichung gebildet. Die in die Monte Carlo Simulation implementierte Berechnung des Druckgradientens dp/dx erfolgt mittels eines Vorwärtsdifferenzenverfahrens, während die numerische Integration der Zielwertintegrale nach dem Simpsonverfahren erfolgt. In den hier präsentierten Ergebnissen wird lediglich die aerodynamisch am höchsten belastete Konfiguration bei einem Massenstrom von $m=9.0\text{ kg/s}$ betrachtet. Nach etwa 1×10^5 Iterationsschritten ergeben sich für das berechnete Optimum die in TAB 1 aufgeführten Geometriegrößen für die

7°-Ringdiffusorvariante.

	r_{k1}	r_{k2}	r_{k3}	r_{d1}	r_{d2}	r_{d3}
V_{Ref}	150	300	150	430	610	610
V_{Opti}	155	360	142	395	580	610

	x_{k1}	x_{k2}	x_{k3}	x_{d1}	x_{d2}	x_{d3}
V_{Ref}	1000	2000	3000	1000	2115	5000
V_{Opti}	785	2087	3498	1000	2115	5000

TAB 1. Parameter der Diffusor und Konus Geometrien in mm für Referenzgeometrie V_{Ref} und die optimierte Geometrie V_{Opti} (vgl. BILD 2)

In BILD 3 ist zudem die sich ergebende Kontur des Ringdiffusors V_{Opti} im Vergleich zu einer vereinfachten Ringdiffusorform V_{Ref} aufgetragen. In BILD 4 sind die entsprechenden Druckgradienten über der Diffusorlänge dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass durch Vergrößerung des mittleren, maximalen Konusradius, sowie steileren Flanken des vordersten und hintersten Konussegmentes eine wesentlich bessere Anpassung der Druckgradienten an jene des ablösungsfreie arbeitenden konischen Diffusors erfolgt. Im Vergleich zu V_{Ref} können durch diese Maßnahmen nicht nur verbesserte aerodynamische Eigenschaften, sondern auch eine höhere Dämpfungswirkung (vgl. Abschnitt 4.3) erzielt werden. Da die Konus- und Diffusorgeometrien aus fertigungstechnischen Gründen über Geradensegmente approximiert werden, treten an den entsprechenden Intervallgrenzen Unstetigkeitsstellen und somit Sprünge in den Druckgradientenverläufen auf (vgl. BILD 4). Diese gilt es zu minimieren, da sie Rückwirkungen auf das Strömungsfeld haben können. Durch, im Fertigungsprozess angewendete graduelle Übergänge der einzelnen Segmente, würden sich diese Sprünge noch weiter verringert lassen. Generell zeigt sich, dass mit Hilfe des Optimierungsverfahrens eine, einem idealen Diffusor angepasste Ringdiffusorgeometrie ermitteln lässt.

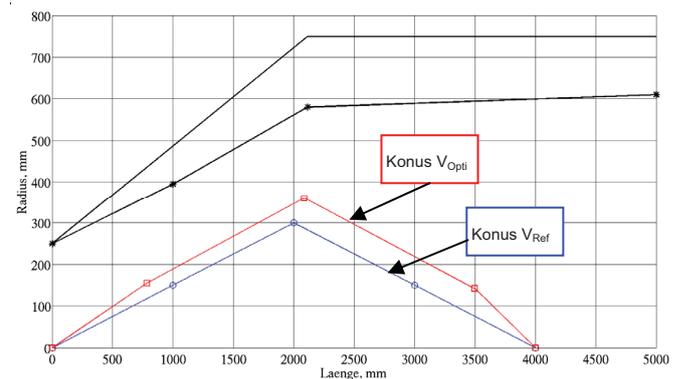


BILD 3: Konturen der Diffusorvarianten

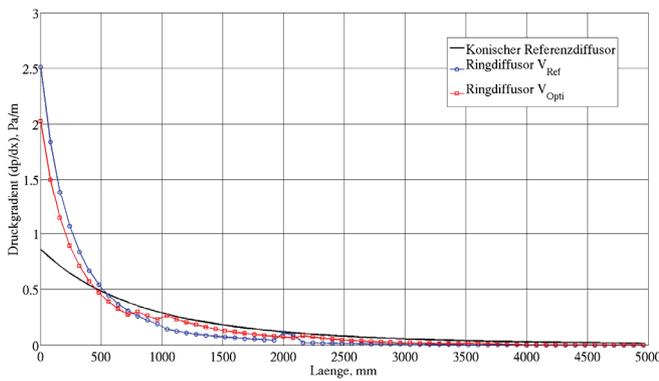


BILD 4: Verläufe der Druckgradienten dp/dx über der Diffusorlänge

4.3. Akustische Auslegung des Diffusor

Neben den aerodynamischen Optimierungen, wie vorhergehend am Beispiel des Druckgradientenverlaufs demonstriert wird, fließt in die Bewertung des Designs auch die akustische Leistungsfähigkeit (Dämpfung) der Schalldämpfervarianten ein.

Die im Schalldämpfer wirkenden Strömungsgeschwindigkeiten sind in der Berechnung der akustischen Dämpfung des Systems nicht berücksichtigt. Wie Fuchs [8] angibt, nimmt die Dämpfung bei Schallausbreitung mit der Strömung leicht ab, allerdings sind zu berücksichtigende Einflüsse erst ab Strömungsgeschwindigkeiten über $u_\infty=20\text{m/s}$ gegeben. Für die maximale Massenstromkonfiguration von $m=9.0\text{kg/s}$ werden für den hier betrachteten Diffusor solch hohe Geschwindigkeiten nur im vorderen Einlaufsegment ($L=0.7\text{m}$) erreicht, so dass sich der wesentliche Teil des Schalldämpfers unter Vernachlässigung der Strömungseffekte akustisch auslegen lässt. Die hier aufgeführte Bestimmung des Dämpfungsmaßes berücksichtigt nur die Dämpfung akustischer Wellen unterhalb der Cut-On Frequenz, da im Allgemeinen höhere Moden als die Grundmode bereits kurz nach Eintritt in das System absorbiert werden. Die verwendeten Piening-Gleichungen stellen eine konservative Abschätzung dar, die eher die Dämpfungseigenschaften unter- als überschätzt (s. Fuchs, [8]). Gemäß Frommhold [7] stellt die Näherung nach Piening eine Proportionalitätsbeziehung zwischen der Dämpfung über einem Kanalsegment der Länge dx und dem Verhältnis der ausgekleideten Fläche des Kanalumfangs $U(x)dx$, dem Absorptionskoeffizient α mit der freien Kanalquerschnittsfläche $S(x)$, dar. Unter Einführung einer experimentell bestimmten Proportionalitätskonstante K lässt sich gemäß

$$D_L(x, f) = K\alpha(f) \int_0^L \frac{U(x)}{S(x)} dx \quad [\text{dB}] \quad \text{mit } K = 1.5 \quad (2)$$

die Dämpfung über einen beliebig langen Kanal abschätzen. Allerdings berücksichtigt diese Näherungsformel nicht den so genannten akustischen Durchstrahlungseffekt, der bei $2h > \lambda$ eintritt und für hohe Frequenzen zu einem Abfallen der Dämpfungseigenschaften führt. Um diesen Effekt zu berücksichtigen, wird ein zusätzlicher Faktor eingeführt, der die obere Grenzfrequenz f_0 in Bezug zu f setzt.

So erweitert sich die Piening Formel für $f > f_0$ zu:

$$D_L(x, f) = K\alpha(f) \int_0^L \frac{U(x)}{S(x)} \left(\frac{f_0}{f}\right)^2 dx \quad [\text{dB}] \quad \text{mit } f_0 = 1.5 \frac{c}{2h} \quad (3)$$

Diese Zusammenhänge werden in die in Abschnitt 4.2 beschriebenen Optimierungsverfahren implementiert und finden Einfluss in die Bewertung der Gestaltung des Diffusors.

In den vorstehenden Gleichungen ist der Absorptionskoeffizient α bereits als frequenzabhängige Funktion angegeben, was bei der Berechnung der Dämpfung berücksichtigt wird. Für poröse Absorbermaterialien, lässt sich der Absorptionskoeffizient mit Hilfe eines von Delany & Bazley [5] angegebenen empirischen Modells als Funktion der Frequenz und des vom Dämpfungsmaterial abhängigen Strömungswiderstands σ beschreiben. Dabei werden nach Cox & Antonio [4] die Dämpfungseigenschaften des Materials als Funktion der charakteristischen Impedanz Z_c und der Wellenzahl k gemäß

$$Z_c = \rho_0 c_0 \left(1 + 0.0571 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-0.754} - i0.087 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-0.732} \right) \quad (4)$$

$$k = \frac{\omega}{c_0} \left(1 + 0.0978 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-0.7} - i0.189 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-0.595} \right) \quad (5)$$

angenommen, so dass sich der Absorptionskoeffizient für senkrechte Schallwirkrichtung zu

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z - \rho_0 c_0}{Z + \rho_0 c_0} \right|^2 \quad (6)$$

ergibt, wobei sich die Impedanz Z aus der charakteristischen Impedanz Z_c , der komplexen Wellenzahl k und der Materialdicke l nach

$$Z = Z_c \coth(ikl) \quad (7)$$

bestimmt. Der aufgeführte Strömungswiderstand σ stellt dabei eine materialspezifische Einflussgröße dar, die entweder experimentell gemessen wird oder nach entsprechenden Korrelationsansätzen zu bestimmen ist (vgl. Bies & Hansen, [1]). Mit Hilfe dieser Absorptionskoeffizientenbestimmung lässt sich anschließend nach Piening die frequenzabhängige Dämpfung des Schalldämpfers abschätzen, wie in BILD 5 für die drei Diffusorvarianten dargestellt ist.

Dabei wird für den konischen Referenzdiffusor, den Referenzringdiffusor V_{Ref} und den optimierten Ringdiffusor V_{Opti} die sich einstellende normierte Dämpfung über ein Frequenzband von $f=100\text{Hz}$ bis 5000Hz dargestellt. Da hier lediglich ein qualitativer Vergleich der unterschiedlichen Schalldämpfervarianten angestellt werden soll, werden sämtliche Dämpfungen auf die maximale Dämpfung von V_{Opti} bezogen. Allen drei Diffusorgeometrien ist zusätzlich ein identischer gerader Rohrschalldämpfer angeschlossen (Länge 1500mm), so dass auch die Absorberauskleidung der Beruhigungsstrecke mit berücksichtigt wird. Die obere Grenzfrequenz f_0 wird dabei lokal ermittelt und führt zu einer längenabhängigen Anpassung der Piening-Formel.

Aus BILD 5 ist eine deutliche Verbesserung der Dämpfungseigenschaften durch die Optimierung der Diffusor-

geometrie zu erkennen. So weist V_{Opti} über das gesamte Frequenzband eine bis zu 18% höhere Dämpfung als der Referenzringdiffusor und als der konische Referenzdiffusor auf. Durch die lokale Anpassung der oberen Grenzfrequenz werden mit diesem Modell die lokal variierenden Durchstrahlungseffekte berücksichtigt, wie deutlich an dem starken Abfall der Dämpfung hin zu hohen Frequenzen erkennbar ist. Bemerkenswert ist, dass kaum eine Verbesserung der Dämpfung zwischen Referenzringdiffusor und dem konischen Referenzdiffusor eintritt.

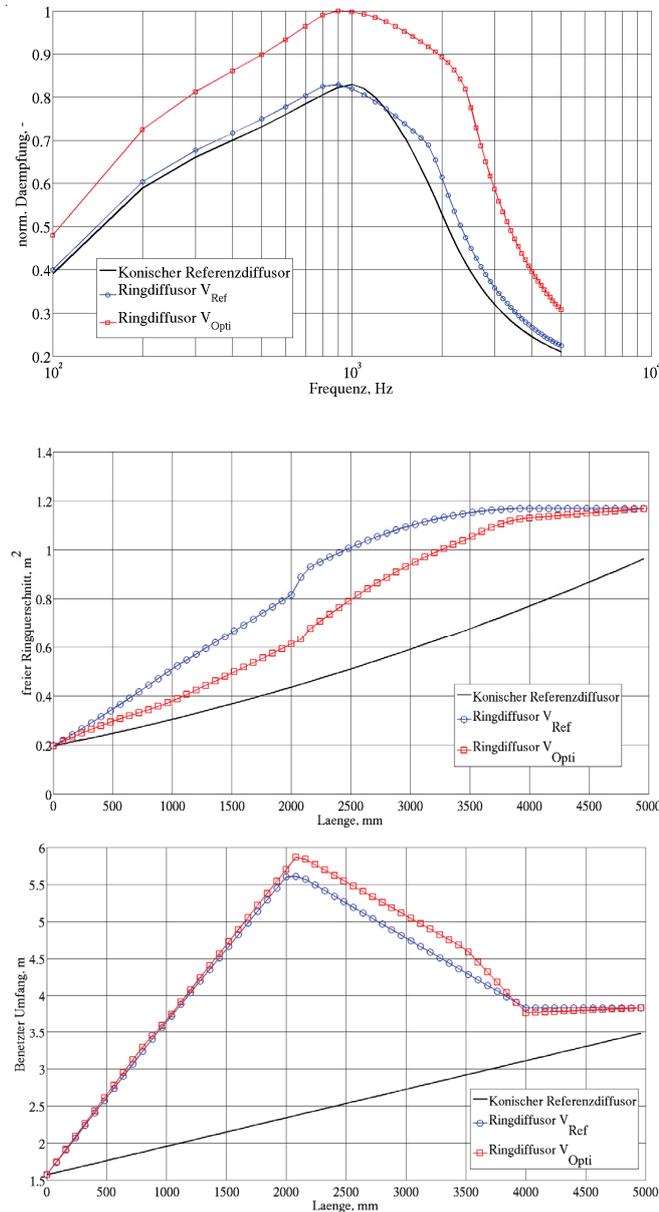


BILD 5: (oben) Normierte Dämpfung der Schalldämpfervarianten – aufgetragen über der Frequenz. (mitte) freie Querschnittsfläche des Diffusors entlang der Diffusorlänge. (unten) Benetzter Umfang des Diffusors entlang der Diffusorlänge

Dies erklärt sich bei Betrachtung der freien Querschnittsfläche $S(x)$ und des Umfangs $U(x)$ (vgl. BILD 5). Für den sich sehr gering öffnenden 7° -Diffuser ist die durchströmte Querschnittsfläche stets kleiner als die Ringflächen der wesentlich steiler verlaufenden Ringdiffusor-

geometrien, während der benetzte Umfang für diese aufgrund des zusätzlichen Konuselements wesentlich größer ist als jener des konischen Referenzdiffusors. Gemäß Gl. (2) ist das Verhältnis von Umfang zu freier Querschnittsfläche für den einfachen Ringdiffusor V_{Ref} und den konischen Referenzdiffusor nur marginal unterschiedlich, so dass kaum eine Verbesserung in der Dämpfungswirkung für V_{Ref} eintritt. Im Gegensatz dazu zeigt sich, dass sich durch die Optimierung der Diffusorgeometrie signifikante Verbesserungen in der Dämpfung des Schalldämpfers ergeben. Dies ist im Wesentlichen auf die Verkleinerung der freien Querschnittsfläche zurückzuführen, wie in BILD 5 zu erkennen ist. Ein weiterer entscheidender Effekt ist, dass sich durch die Reduzierung des freien Querschnitts die Kanalhöhe verringert und sich somit die lokale, obere Grenzfrequenz f_O erhöht, was zu geringeren Durchstrahlungseffekten bzw. einer besseren Dämpfungswirkung des Gesamtsystems führt. Mit Hilfe dieser Analyse lassen sich für die optimierte Variante erste qualitative Aussagen über die Dämpfung in Abhängigkeit der Frequenz machen. Generell ist über das gesamte Spektrum eine hohe Dämpfungswirkung zu erwarten, allerdings wird der Schalldämpfer in einem Frequenzbereich zwischen $f=500\text{Hz}$ und 2000Hz optimal arbeiten. Zu höheren Frequenzen hin fällt die Dämpfungswirkung aufgrund der zunehmenden Durchstrahlungseffekte stark ab, während die Wirksamkeit zu niedrigen Frequenzen ebenfalls, wenn auch nicht so stark, abnimmt. Dies ist mit der Abnahme des Absorptionskoeffizienten zu tiefen Frequenzen hin zu erklären. Dieser Einfluss wird, wie bereits beschrieben, in den Rechnungen über die Delany & Bazley-Korrelationen berücksichtigt.

4.4. Optimierung des Bellmouth-Einlaufs

Die eigentliche Messstrecke schließt hinter dem Schalldämpfer bzw. der Beruhigungskammer an. Somit ist eine störungsfreie Einströmung unerlässlich, um ein homogenes Strömungsprofil sowie eine turbulenzarme und leise Grundströmung in der Messstrecke zu erhalten. Dazu wird eine aerodynamische Optimierung der Einlaufgeometrie (Bellmouth) durchgeführt. Ziel einer angepassten Einlaufstrecke ist es, die Strömung zu richten und zu beschleunigen, um stromabwärts eine möglichst drallfreie und turbulenzarme Grundströmung, sowie ein über dem Rohrquerschnitt homogenes Strömungsprofil zu erhalten. Mueller et al. [16] führen weiterhin an, dass Strömungsablösungen und instationäre Einlaufeffekte zwingend zu vermeiden sind und dass ein möglichst geringes Grenzschichtwachstum anzustreben ist.

Dazu wird im Rahmen dieser Arbeit eine numerische Studie von vier verschiedenen Einlaufgeometrien (vgl. BILD 6) für verschiedene Massenstromverhältnisse durchgeführt. Allen Bellmouth-Varianten gemein ist der Durchmesser des Auslaufrohres von $D_R=500\text{mm}$ und die Gesamtlänge des Systems von $L=1000\text{mm}$. Die einzelnen Varianten unterscheiden sich allerdings in der Gestaltung ihrer Einlaufgeometrie, wie etwa dem Radius der Einlauflippe R_L , dem Einlaufdurchmesser D_B oder der Position des Tangentialpunktes x_T . Variante 1 weist von allen verglichenen Einläufen mit $R_L=125\text{mm}$ den kleinsten Lippenradius und das geringste Kontraktionsverhältnis von $x_T/D_B=1/6$, was ein Maß für die Einschnürung der Bellmouth ist, auf. Durch die Verschiebung des Tangentialpunktes stromabwärts steigt für Variante 2 das Kontraktionsverhältnis auf $x_T/D_B=1/4$. Dementsprechend verdoppelt sich der Lippenradius auf $R_L=250\text{mm}$. Für Variante 3 wird

durch Einführung eines zweiten Krümmungsradius der konvergente Teil stark verlängert, so dass sich das Kontraktionsverhältnis auf $x_T/D_B=3/4$ erhöht. Dadurch soll ein gleichmäßiger Übergang von divergentem Teil und der Auslaufstrecke erzwungen werden, so dass am Übergangspunkt niedrigere Druckgradienten auftreten. Ein ähnliches Prinzip wird auch für Variante 4 genutzt. Hierbei reicht allerdings der Außendurchmesser mit $D_B=1220\text{mm}$ bis an die Kammerwand und bildet somit einen direkten Abschluss. Dadurch sollen auftretende Umströmungen der Lippe unterbunden werden.

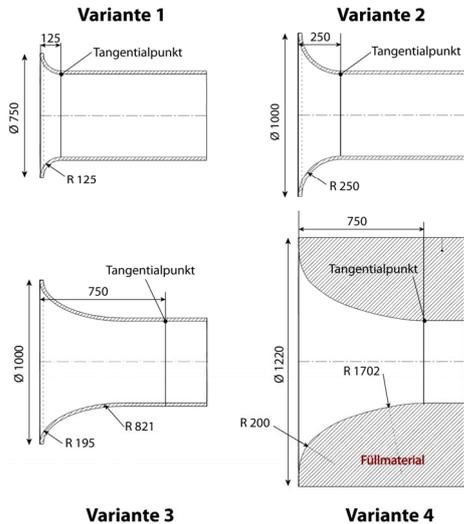


BILD 6. Vier verschiedene, verglichene Einlaufgeometrien

TAB 2 fasst die entsprechenden Geometrieparameter zusammen.

Variante	R_L , mm	D_B , mm	x_T , mm
1	125	750	125
2	250	1000	250
3	197 & 820	1000	750
4	200 & 1702	1500	750

TAB 2. Geometrieparameter der Bellmouth-Varianten

Umfangreiche Arbeiten zur Gestaltung von optimalen Strömungseinläufen sind etwa bei Smith [21], Morel [14] oder Morel [15] zu finden. Dabei werden verschiedene Einlaufgeometrien hinsichtlich ihres Strömungsverhaltens und ihrer Kalibrierung untersucht. Auch Fang et al. [6] untersuchen experimentell und numerisch die Strömungsfelder in und hinter einer quadratischen Einlaufdüse und geben allgemeine Gestaltungshinweise.

Die Berechnungsdomäne (vgl. BILD 7) umfasst dabei ein Teil der Beruhigungskammer, die entsprechende Einlaufgeometrie und ein abschließendes Segment des Auslaufrohrs, an dem die sich einstellenden Strömungsprofile bestimmt werden. Die Berechnung erfolgt mit Hilfe eines kommerziellen Finite Volumen Verfahrens (ANSYS CFX), wobei ein stationärer RANS-Ansatz verwendet wird. Die Diskretisierung der Konvektionsgleichungen erfolgt mit einem Verfahren zweiter Ordnung. Da die Strömungsdomäne sowohl über Gebiete hoher als auch niedriger Ge-

schwindigkeitsgradienten verfügt, wird das robuste SST-Turbulenzmodell verwendet (Näheres siehe Menter [13]). Es werden maximale y^+ -Werte von 30 erreicht, so dass die Berechnung der Wandgrenzschicht mittels High-Reynolds-Randbedingungen erfolgt, was für diese qualitativen Auslegungszwecke zu hinreichend genauen Lösungen führt, bei gleichzeitig vertretbarem Berechnungsaufwand. Im Rahmen von umfangreichen Voruntersuchungen wird eine Netzstudie angefertigt, um den Einfluss der Netzstrategie, der Knotenanzahl, als auch der Wandgrenzschichtauflösung auf die Globalparameter (z.B. Druckverlust) zu untersuchen.

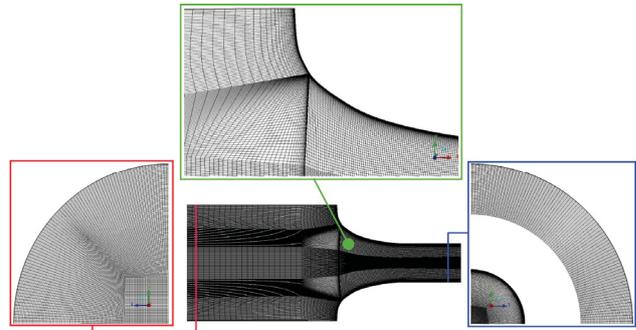


BILD 7. Netzdarstellung der Berechnungsdomäne im Mittenschnitt am Beispiel Bellmouth-Variante 4. Es sind Ausschnitte der Netze an drei verschiedenen Positionen dargestellt.

Als optimal erweist sich ein blockstrukturierter Netzaufbau mit einem doppelten O-Netz, um die entsprechenden Grenzschichten der Bellmouthgeometrie genau genug auflösen zu können. Für die unskalierten 3-dimensionalen Modelle ergeben sich somit, abhängig von der Bellmouth-Variante, Knotenanzahlen zwischen 8.2 und 9.5 Mio. Für alle Modelle werden dabei am Eintritt identische Massenstromrandbedingungen und statische Druckbedingungen ($p=101,3 \text{ kPa}$) am Austritt gesetzt.

Die Bewertung einer optimalen Einlaufgeometrie erfolgt zunächst anhand von strömungsmechanisch relevanten Kriterien, allerdings gilt es auch aeroakustische Aspekte zu berücksichtigen. Die Strömung in der Messstrecke sollte, um ein rotationsymmetrisches Strömungsfeld zu erhalten, über den Querschnitt nahezu konstant sein (turbulentes Strömungsprofil), bzw. über einen homogenen Strömungsverlauf verfügen. Dazu werden bei einer Länge von $L=1000\text{mm}$ hinter dem Bellmouth-Einlauf die Strömungsbedingungen analysiert. In BILD 8 sind dazu die Geschwindigkeitsverläufe der vier Varianten gegenübergestellt. Für alle Einlaufgeometrien stellt sich für die untersuchte Massenstromkonfiguration ($Re>1.2 \cdot 10^6$) bereits im Bellmouth-Einlauf eine voll turbulente Strömung mit einem entsprechenden Strömungsprofil ein. Aufgrund der Haftbedingungen nimmt die Geschwindigkeit in Richtung der Rohrwand ab, während ab r/R von etwa 95% für alle Bellmouth-Varianten ein nahezu konstantes Geschwindigkeitsprofil vorliegt, so dass entsprechende Grenzschichteffekte nicht mehr auszumachen sind. In der Vergrößerung sind die berechneten Geschwindigkeitsprofile in Wandnähe dargestellt, um mögliche Unterschiede zwischen den Einlauf-Varianten aufzuzeigen. Es wird deutlich, dass nur geringe Änderungen der Geschwindigkeitsprofile zwischen den einzelnen Varianten auftreten.

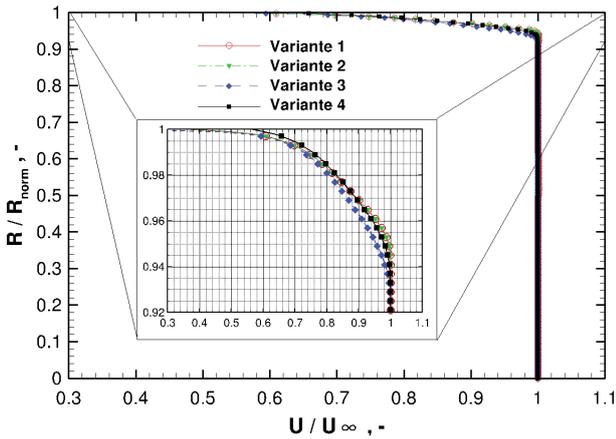


BILD 8. Verlauf der normierten Geschwindigkeitsprofile über dem Rohrradius bei $L=1000\text{mm}$. In der Vergrößerung ist der Grenzschichtbereich dargestellt

Durch das relativ große Kontraktionsverhältnis und die damit verbundene geringere Beschleunigung der Strömung im Einlauf der Variante 3, ist die Grenzschicht im Bereich der Messebene etwas dicker als für die restlichen Varianten. Generell lässt sich jedoch festhalten, dass für alle Bellmouth-Varianten bereits nach $L=1000\text{mm}$ sehr homogene Strömungsprofile mit einer sehr dünnen Grenzschicht vorliegen. Die sich einstellenden statischen Druckprofile sind in den Konturdarstellungen in BILD 9 aufgeführt. Es ist deutlich zu erkennen, dass eine Verkleinerung des Einlaufradius eine Aufstauwirkung des Fluids vor der Bellmouth zur Folge hat, was wiederum zu einer lokalen Destabilisierung des Strömungsfeldes führen kann. Mit steigendem Kontraktionsverhältnis lässt sich der in Höhe des Tangentialpunktes auftretende Druckgradient minimieren, welcher besonders stark bei Variante 1 und 2 ausgeprägt, während dieser für Variante 3 und Variante 4 sehr gering wird.

Diese Gebiete niedrigen Drucks beeinflussen das lokale Druckfeld und führen zu einem inhomogenen Druckverlauf über dem Rohrquerschnitt. Des Weiteren können diese Stellen Ausgangspunkt für Strömungsinstabilitäten sein, die es aus aerodynamischen und akustischen Gründen zwingend zu vermeiden gilt. Obwohl die charakteristischen Niederdruckgebiete für Variante 3 und 4 verschwindend gering werden, bilden sich, etwa in Höhe des Tangentialpunktes, auch bei diesen Geometrien inhomogene Druckfelder aus. Diese wandern mit zunehmendem Kontraktionsverhältnis stromabwärts, so dass sich diese für Variante 4 am weitesten von dem Bellmouth-Einlauf entfernt befinden. Dieser Umstand muss bei der Auslegung der Messstrecke und bei einer möglichen Instrumentierung berücksichtigt werden. Ein optimales Strömungsfeld im Rohr scheint für Variante 3 gegeben zu sein. Trotz dieser Umstände wird sich schließlich für Variante 4 entschieden. Während die Unterschiede im Strömungsprofil der Messstrecke nur marginal sind, weist Variante 4 die geringsten turbulenten Intensitäten auf (vgl. BILD 9.). Besonders die Einsaugeffekte an der Einlaufkante erzeugen aufgrund der großen Scherwirkungen ein hohes Maß an turbulenter kinetischer Energie in der Strömung. Dies wiederum führt zu strömungsinduziertem Lärm, welcher zwingend zu reduzieren ist.

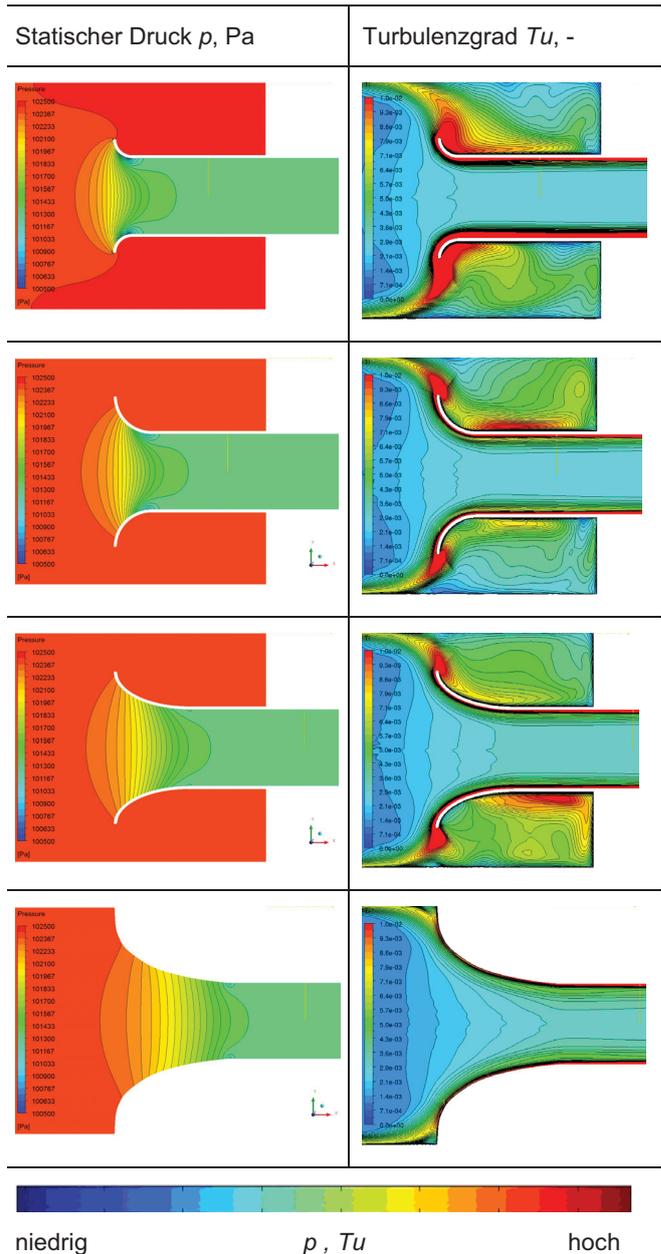


BILD 9: Verteilung des statischen Drucks und des Turbulenzgrads für die vier Bellmouth-Varianten

5. SCHLUSSFOLGERUNGEN

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „Bürgerndes Flugzeug“ wird für die Erprobung akustischer Messtechnik und neuer Liner-Konzepte ein neuer Aeroakustik-Windkanal am TFD aufgebaut. Dieser ist speziell für Turbomaschinenanwendungen konzipiert und verfügt über Strömungsbedingungen, die ähnlich denen realer Turbomaschinen sind. Im Rahmen dieser Veröffentlichung werden die grundsätzliche Designstrategie als auch das Vorgehen bei der Berechnung der wesentlichen Komponenten (Schalldämpfer und Beruhigungskammer) des Systems dargelegt und diskutiert. Darüber hinaus kommen verschiedene numerische Auslegungs- und Optimierungsverfahren, wie etwa CFD, empirische Methoden oder Monte Carlo Simulationen, zum Einsatz.

Eine wesentliche Systemkomponente des Aeroakustik-Windkanals ist der Schalldämpfer. Dessen Diffusorsegment verfügt über ein zentrales Konuselement, welches als zusätzliche Schalldämpfereinheit fungiert. Mittels eines Euler-Verfahrens wird das System aerodynamisch an einen 7°-Referenzdiffusor angepasst und mit empirischen Dämpfungsberechnungen akustisch für ein relevantes Frequenzband optimiert. Mit Hilfe der eingesetzten Monte Carlo Simulation wird eine optimale Ringdiffusorgeometrie gefunden. Es zeigt sich, dass bereits geringe Abweichungen der Geometrie der Diffusorauskleidung und des Konus zu gravierenden Änderungen im Druckverlauf über dem Diffusor führen, die zwingend zu vermeiden sind. Weiterhin wird durch die Optimierung ein akustisch effektives System gefunden, das bis zu 18% wirksamer dämpft als ein Schalldämpfer mit einfachem konischen Diffusor.

Um eine aerodynamisch optimale Einströmung in die sich hinter dem Schalldämpfer anschließende Messstrecke zu gewährleisten, wird eine numerische Studie über verschiedene Bellmouth-Einläufe vorgestellt. Dabei werden vier unterschiedliche Geometrievarianten mittels CFD berechnet, und das sich einstellende Strömungsfeld wird analysiert. Ziel dabei ist es, in der Messstrecke ein homogenes Strömungsprofil und eine turbulenz- und drallarme Grundströmung zu erlangen. Es zeigt sich, dass aufgrund der Strömungsbeschleunigung innerhalb der Bellmouth nur sehr dünne Grenzschichten zu erwarten sind und das zu über 95% des Rohrquerschnitts ein homogenes (turbulentes) Strömungsprofil vorliegt. Weiterhin wird gezeigt, dass sich in Abhängigkeit der Tangentialpunktlage unterschiedlich stark ausgeprägte Niederdruckzellen am Übergang von Düsen- und Auslaufsegment ausbilden, die zu einem inhomogenen Druckfeld über dem Rohrquerschnitt führen. Diese Effekte gilt es bei entsprechender Instrumentierung zu berücksichtigen. Schließlich wird anhand der Simulationen eine optimale Einlaufgeometrie bestimmt, die sich als Trichter über den gesamten Querschnitt der Beruhigungskammer erstreckt. Nur mit dieser Geometrie lässt sich eine Umströmung der Einlaufkante vermeiden und somit Gebiete hoher Turbulenzproduktion bzw. Gebiete hoher Strömungslärmerzeugung reduzieren.

6. DANKSAGUNG

Die Autoren danken dem Land Niedersachsen für die Finanzierung, des im Rahmen des Forschungsprogramms „Bürgernahe Flugzeug“ (Förderkennzeichen VWZN2499 sowie VWZN2551) durchgeführten Projekts. Besonderer Dank gilt weiterhin Christopher Meinzer und Paul Weigel für ihre hervorragende Zuarbeit und ihre Unterstützung.

7. SCHRIFTTUM

- [1] Bies, D.A., Hansen, C.H., (1980): Flow Resistance Information for Acoustical Design. Appl. Acoust., Vol.14, pp.357-391, 1980
- [2] Brouwer, H.H. (1997): Anechoic Wind Tunnels. Tec. Report NLR-TP-97517, Nationaal Lucht- en Ruimtevaartlaboratorium, , Amsterdam, Netherlands, 1997
- [3] Chong, T.P., Joseph, P.F., Davies, P. (2009): Design and Performance of an Open Jet Wind Tunnel for Aero-Acoustic Measurement. J. App. Acoustics, Vol. 70, pp. 605-614, 2009
- [4] Cox, J.T., D'Antonio, P.,(2009): Acoustic Absorbers and Diffusers – Theory, Design, Application. Taylor & Francis. 2nd Ed., New York, USA, 2009
- [5] Delany, M.E., Bazley, E.N., (1970): Acoustical Properties of Fibrous Absorbent Materials. App. Acoustics, Vol. 3, pp. 105-116, 1970
- [6] Fang, F-M., Chen, J.C., Hong, Y.T. (2001): Experimental and Analytical Evaluation of Flow in a Square-to-Square Wind Tunnel Contraction. J. Wind Eng. Ind. Aerodynamics 89, pp. 247-262, 2001
- [7] Frommhold, W. (2005): Absorptionsschalldämpfer. In: Schirmer W, Editor. Technischer Schallschutz. Springer, Berlin, 2005
- [8] Fuchs, H. (2010): Schallabsorber und Schalldämpfer. Springer, Berlin, dritte Auflage, 2010
- [9] Hanson, C.E., (1969): The Design and Construction of a Low-Noise, Low-Turbulence Wind Tunnel. Tec. Report, Acoustic and Vibration Lab., MIT, Cambridge, Mass., 1969
- [10] Hecker, P., Butzmühlen, C. (2010): Das Bürgernahe Flugzeug. DGLR-Jahreskongress 2010, Hamburg, 161307, 2010
- [11] Mathew, J., Bahr, C., Carroll, B., Sheplack, M., Cattafesta, L. (2005): Design, Fabrication, and Characterization of an Aerochoic Wind Tunnel Facility. AIAA 2005-3052, 26th AIAA Aeroacoustic Conference, 2005
- [12] Menter, F.R. (1993): Zonal Two Equation kw Turbulence Models for Aerodynamic Flows. AIAA Paper 93-2906, 1993
- [13] Metha, R.D., Bradshaw, P. (1979): Design Rules for Small Low-Speed Wind Tunnels. In: The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol. 73, pp.443-449, 1979
- [14] Morel, T. (1975): Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions, ASME J. Fluids Eng. 97, pp. 225-233, 1975
- [15] Morel, T. (1977): Design of Two-Dimensional Wind Tunnel Contractions, ASME J. Fluids Eng. 99, pp.371-378, 1977
- [16] Mueller, T.J., Scharpf, D.F., Batill, S.M., Strebinger, R.B., (1992): The Design of a Subsonic Low-Noise, Low-Turbulence Wind Tunnel for Acoustic Measurements, AIAA 92-3883, 17th AIAA Aerospace Ground Testing Conference
- [17] Neuhaus, L., Neise, W. (2002): Active Flow Control to Improve the Aerodynamic and Acoustic Performance of Axial Turbomaschines, AIAA 2002-2948. 1st AIAA Flow Control Conference, 2002
- [18] Onera (2010): Table of Wind-Tunnel and Other Aerodynamic Facilities. Abruf 2.5.2010, URL: <http://www.onera.fr/gmt-en/wind-tunnels/wind-tunnels.php>
- [19] Pope, A., Harper, J. (1966): Low Speed Wind Tunnel Testing. John Wiley & Sons, New York, 1966
- [20] Sarradj, E., Fritzsche, C., Geyer, Th., Giesler, J. (2009): Acoustic and Aerodynamic Design and Characterization of a Small-Scale Aeroacoustic Wind Tunnel. J. App. Acoustics, Vol. 70, pp. 1073-1080, 2009
- [21] Smith, S.C., (1985): Airflow Calibration of a Bellmouth Inlet for Measurement of Compressor Airflow in Turbine Powered Propulsion Simulators. NASA-TM-84399, 1985