DISSERTATION

Optimierte Übergangsdiffusoren für kleine Wellenleistungstriebwerke

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften (Dr.techn.)
eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften,
von

Dipl.-Ing. Christoph BUSS BSc
Matr.Nr. 1026374

unter der Leitung von

Ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger
Institut für Energietechnik und Thermodynamik, E302
Forschungsbereich Strömungsmaschinen

Wien, 22. Januar 2022

begutachtet von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing.
Christian Bauer
Institut für Energietechnik und Thermodynamik
Technische Universität Wien

Univ.Prof. Dr.-Ing.
Martin Berens MSc
Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung
Technische Universität Wien

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Erklärung

Diese Arbeit wurde teilweise von der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) im Rahmen des Sondierungsprojekts JET2SHAFT (Projektnummer 861101) unterstützt.

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung **Dissertation** nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht. Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin bzw. einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen bzw. Begutachtern beurteilten Arbeit überein. Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

Wien, Jänner, 2022

Christoph Buss

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

"[To] mechanical progress there is apparently no end: for as in the past so in the future, each step in any direction will remove limits and bring in past barriers which have till then blocked the way in other directions; and so what for the time may appear to be a visible or practical limit will turn out to be but a bend in the road."

Osborne Reynolds (1842-1912)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Anstellung als Universitätsassistent am Institut für Energietechnik und Thermodynamik im Fachbereich Strömungsmaschinen in den Jahren 2017 bis 2021.
Ich möchte an dieser Stelle die Möglichkeit nutzen und all jenen danken, die mich beim Verfassen dieser Dissertation unterstützt und begleitet haben und ohne deren Hilfe die Fertigstellung dieser Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Zunächst danke ich Herrn *Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger* für die Themenvergabe und die vorbildliche Betreuung dieser Arbeit, sowie das uneingeschränkte Vertrauen während meiner gesamten Arbeitszeit. Nicht nur in deiner Rolle als Betreuer, sondern auch als Kollege möchte ich dir *Reinhard*, für die zahlreichen anregenden Diskussionen und das äußert angenehme Arbeitsklima meinen Dank aussprechen. Du hattest stets ein offenes Ohr für meine Fragen und hast wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Herrn *Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Christian Bauer* danke ich für die Möglichkeit, meine Dissertation im Rahmen meiner Anstellung verfassen zu können und für sein großzügiges Verständnis in allen Belangen in seiner Funktion als Vorgesetzter. Zusätzlich möchte ich ihm für die Begutachtung dieser Arbeit danken. Für die Übernahme des Zweitgutachtens danke ich Herrn *Univ.Prof. Dr.-Ing. Martin Berens MSc.*

Weiters bedanke ich mich bei der Firma *AMT Netherlands* sowie bei Herrn *Dipl.-HTL-Ing. Matthias Viertler* von *EFG Aircraft* für die freundliche Genehmigung, die entsprechenden Abbildungen in meiner Dissertation verwenden zu dürfen. Der *österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft* danke ich für die Förderung des Projekts JET2SHAFT, welches einen Teil der vorliegenden Arbeit darstellt.

Ebenso möchte ich an dieser Stelle Herrn *Franz Trummer* erwähnen, welcher mir bei allen Netzwerk- und Softwaretechnischen Problemen stets weiterhelfen konnte. Im Zusammenhang mit der Unterstützung in allen organisatorischen und die Lehre betreffenden Belangen möchte ich auch Frau *Martina Hantschel* nicht unerwähnt lassen. Ihr zwei habt durch eure Unterstützung so manche Arbeit ungemein erleichtert bzw. überhaupt erst möglich gemacht, ein herzliches Dankeschön dafür.

Meinem Kollegen *Julian Unterluggauer* danke ich für die Unterstützung, vor allem zu Beginn meiner Anstellung, sowie für die angenehme Zeit im gemeinsamen Büro

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

und den unterhaltsamen Kaffee- und Mittagspausen. Weiters danke ich an dieser Stelle meinem Kollegen *Anton Maly* für die tatkräftige Unterstützung in allen messtechnischen Angelegenheiten, sowie für die zahlreichen interessanten, anregenden und auch lustigen Gespräche während meiner Zeit am Arsenal. Weiters danke ich meinem Kollegen *Franz Hahn* für die angenehme Zeit am Getreidemarkt und den hilfreichen Informationsaustausch betreffend der Optimierung. Meinem Kollegen *Bernhard Semlitsch* danke ich ebenfalls für die gute Zusammenarbeit und die interessanten Diskussionen während der bedauerlicherweise kurzen, gemeinsamen Bürozeit.
Allen weiteren Institutskollegen möchte ich ebenso für die gute Zusammenarbeit während der letzten vier Jahre, sowie für gemeinsame Mittagspausen und so manche kulinarische Experimente in der Mitarbeiterküche danken.

Herrn *Ing. Gerhard Kanzler* danke ich für die Hilfestellung betreffend des Betriebs der KHD-Gasturbinenanlage. Weiters danke ich in diesem Zusammenhang Herrn *Werner Koch* für die gewissenhafte Durchführung sämtlicher Umbauarbeiten an der Gasturbine.

Einen großen Dank möchte ich an dieser Stelle meinen Eltern *Josef* und *Christine* aussprechen. Ihr habt mich stets mit größter Aufopferung wo es ging unterstützt und immer an mich geglaubt. Ein herzliches Dankeschön für alles!

Und ein besonderer Dank gebührt schließlich dir liebe *Sabine*. Du hast mir den nötigen Freiraum geschaffen, um diese Arbeit - trotz der durch die Corona-Pandemie bedingten Heimarbeit - in Ruhe vollenden zu können. Ich danke dir ebenso für dein unendlich großes Verständnis in dieser für mich sehr arbeitsintensiven Zeit. Du hast mir gemeinsam mit unserer Tochter *Luna* die nötige Kraft gegeben, damit ich auch bei so manchen Tiefpunkten während meiner Dissertation dennoch die Motivation nicht verlor. Euch beiden sei diese Arbeit gewidmet.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Strömungsverhalten und der Optimierung von Übergangsdiffusoren von zweiwelligen Kleingasturbinen bei vergleichsweise kleinen Eintrittsreynoldszahlen ($\sim 10^4$), welche sich aus den geringen Abmessungen ergeben. Im Zuge der Untersuchung wird ebenfalls auf die Modellierung des Kreisprozesses von Kleingasturbinen eingegangen. Dabei wird der Einfluss von parasitären Effekten wie unerwünschte Wärmeleitung aufgrund der geringen Abmessungen betrachtet, um möglichst realistische Randbedingungen für die Diffusoruntersuchung zu generieren.

Einleitend wird auf Trendprognosen betreffend der unbemannten Luftfahrt eingegangen, was ein mögliches Anwendungsgebiet von zweiwelligen Kleingasturbinen als Antriebsmaschine darstellt. Diese Prognosen zeigen einen steigenden Trend für Drohnennutzung im kommerziellen Sektor, wodurch ein erhöhter Bedarf für Forschung und Entwicklung im Bereich der Antriebskomponenten für UAVs zu erwarten ist. Im Zuge dessen wird auf ein spezielles Drohnenkonzept eingegangen, welches die Möglichkeit bietet, eine Kleingasturbine als Antrieb zu verwenden und deren Vorteile für den Flugbetrieb zu nutzen. Dabei wurde eine benötigte Antriebsleistung von etwa 40 kW abgeschätzt. Wie eine durchgeführte Marktsondierung zeigt, sind jedoch im Bereich der Kleingasturbinen im betrachteten Bereich von bis zu 500 kW keine Wellenleistungstriebwerke mit mehr als 15 kW Antriebsleistung direkt verfügbar. Im Vorfeld der Strömungsuntersuchungen wurde deshalb ein vorhandenes Strahltriebwerk in ein Wellenleistungstriebwerk übergeleitet, woraus sich die Hauptabmessungen des Übergangsdiffusors ergaben.

Dazu wird zunächst die relevante Literatur betreffend Kleingasturbinen aufgezeigt. Weiters werden die bekanntesten Erkenntnisse betreffend der Strömung und der Optimierung von Übergangsdiffusoren angeführt. Es zeigt sich, dass sich der Großteil der bekannten Diffusorliteratur auf Eintrittsreynoldszahlen bezieht, die um eine Größenordnung über jenen liegt ($\sim 10^5$), welche in Übergangsdiffusoren von Kleingasturbinen auftreten.

Um Besonderheiten betreffend der Modellierung von Kleingasturbinen besser beurteilen zu können, wurde im Vorfeld der Triebwerksüberleitung eine Messung an der institutseigenen Kleingasturbine durchgeführt. Im Zuge dessen wurde die Messtechnik des Gasturbinenprüfstandes erneuert und ein Messprogramm zur digitalen Datenauswertung erstellt. Parallel zu der experimentellen Untersuchung wurde der thermodynamische Kreisprozess der Kleingasturbine mittels geeigneter

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Simulationssoftware modelliert. Durch den Vergleich der Messdaten mit den Simulationsergebnissen konnte anschließend das Simulationsmodell validiert werden. Auf Basis dessen wurde für das Triebwerk, welches für die Überleitung ausgewählt wurde, ebenfalls eine Kreisprozesssimulation durchgeführt. Daraus ergaben sich die Zustandsgrößen am Austritt der Gasgeneratorturbine. Die Strömungsgrößen wurden dabei durch eine parallel ausgeführte Mittelschnittrechnung generiert. Durch die anschließende Vorauslegung der Nutzleistungsturbine wurden schließlich die Hauptabmessungen des Übergangsdiffusors fixiert.

Die Größen am Gasgeneratoraustritt wurden anschließend als Eintrittsrandbedingung für die numerische Untersuchung des Übergangsdiffusors verwendet. Neben der Variation von Turbulenzgrad und Versperrung am Diffusoreintritt wurde auch der Einfluss des mittleren Diffusoröffnungswinkels, sowie des Kantenradius an den Stoßkanten der Diffusorwände untersucht. Zusätzlich wurde bei den einzelnen Berechnungen die Diffusorlänge variiert. Dadurch konnten optimale Diffusorlängen für maximalen Druckrückgewinn sowie der Druckrückgewinn in Abhängigkeit der Diffusorlänge gewonnen werden. Durch eine zweidimensionale Simulation konnte eine Vielzahl an Diffusorgeometrien untersucht und schließlich mit den Ergebnissen aus der bekannten Diffusorliteratur verglichen werden. Dabei stellte sich heraus, dass auch bei geringeren Eintrittsreynoldszahlen die bekannte Literatur für die Auswahl optimaler Geometrien verwendet werden kann. Dies gilt jedoch nur für ein bestimmtes Kanalhöhenverhältnis von etwa 1,2. Für abweichende Kanalhöhenverhältnisse ergeben sich aus dieser Arbeit ebenfalls Diffusordiagramme, die für eine Vorauswahl optimaler Geometrien bei kleinen Eintrittsreynoldszahlen herangezogen werden können.

Im Anschluss an die Untersuchungen betreffend geradwandiger Übergangsdiffusoren wurde eine Geometrieoptimierung auf Basis der erhaltenen Hauptabmessungen durchgeführt. Dabei wurde die Methode der antwortflächenbasierten Optimierung verwendet. Dadurch konnte bei gleichem Druckrückgewinn der Diffusor um 30 % verkürzt werden. Abschließend wurde die Rückwirkung der Nutzleistungsturbinenleitreihe auf die Diffusorströmung mit Hilfe eines porösen Mediums untersucht.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Abstract

This thesis deals with the numerical investigation of flows within intermediate turbine ducts at low inlet Reynolds numbers ($\sim 10^4$), as these flows occur in micro-gas turbines due to small dimensions. Modelling of micro-gas turbines is also part of the present work in order to generate realistic boundary conditions for the duct flow investigation.

Initially, trend forecasts concerning unmanned aerial vehicles (UAVs) are discussed. UAVs represent a possible field for a micro-turbo shaft gas turbine application. As the forecasts show an increasing trend for commercial UAV use, a growing demand of research and development in the field of UAV propulsion is expected. In this context, a special UAV concept is discussed which offers the possibility of a gas turbine propulsion while using its advantages in flight operations. For this concept, a required drive power of about 40 kW was estimated. However, a market survey shows that no turbo shaft engines are available in this power range. Therefore, an existing micro-jet engine was converted into a micro-turbo shaft engine, what resulted in the main dimensions of the intermediate turbine duct which are essential for the flow investigation.

For this purpose, the relevant literature on small gas turbines is presented at first. Furthermore, the best-known findings concerning the flow and the optimisation of intermediate turbine ducts are presented. It is shown that most of the known diffuser literature refers to inlet Reynolds numbers, which are an order of magnitude higher ($\sim 10^5$), than those of ducts within micro-gas turbines.
In order to be able to better assess specific issues concerning the modelling of micro-gas turbines, a measurement was carried out on the institute's gas turbine test stand in the forefield of the engine conversion. In this course, the existing measurement technology has been replaced by digital transducers and a data acquisition program has been developed. Subsequently, the thermodynamic cycle of the institute´s gas turbine has been modelled using suitable simulation software. The model was then validated by comparing the measurement data with the simulation results. Based on this, the micro-gas turbine which was selected for the conversion has also been modelled. As a result, the thermodynamic properties at the gas generator turbine outlet were obtained. Flow velocities were calculated via mean line analysis in parallel. Finally, the main dimensions of the intermediate turbine duct were fixed by the subsequent pre dimensioning of the power turbine.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

The conditions at the gas generator outlet were then used as inlet boundary conditions for the numerical investigation of the intermediate turbine duct. Beside the Reynolds number, inlet turbulence and blockage, as well as mean rise angle have been varied during the simulations. Additionally, all investigations have been carried out at different duct lengths. As a result, pressure recovery as a function of duct length and optimum lengths for maximum pressure recovery were obtained. Through a two-dimensional, rotationally symmetric modelling, it was possible to investigate a large number of duct geometries. Finally the results were compared to the known diffuser literature. It turned out, that lower inlet Reynolds numbers have almost no influence on the location of the optimal geometry in the performance chart of intermediate turbine ducts, as long as the channel height ratio differs not from 1,2. For deviating channel height ratios, diffuser performance charts which also result from this work, can be used for a pre selection of optimal intermediate turbine duct geometries.

Following the investigations concerning straight-walled intermediate turbine ducts, a geometry optimisation was carried out using response surface-based optimisation. Thereby, the intermediate turbine duct could be shortened by 30 % without any loss in pressure recovery. Finally, the effect of the power turbine´s guide vane row on the diffuser flow was numerically investigated using a porous medium approach.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**
- 1.1 Unbemannte Luftfahrt . . . 2
- 1.2 Einrotoriges Drohnenkonzept . . . 3
- 1.3 Drohnenantriebe . . . 4
- 1.4 Motivation und Forschungsziele . . . 6

2 Literaturübersicht **7**
- 2.1 Kleingasturbinen . . . 8
- 2.2 Überleitung eines Strahltriebwerks in ein Wellenleistungstriebwerk . . . 9
- 2.3 Turbinenübergangsdiffusoren . . . 9
  - 2.3.1 Allgemeine Kenngrößen . . . 9
  - 2.3.2 S-förmige Diffusoren . . . 14
  - 2.3.3 Diffusoroptimierung . . . 18

3 Versuchsaufbau **20**
- 3.1 Grundkonfiguration KHD T216 . . . 21
- 3.2 Aufbau des Prüfstands . . . 24
- 3.3 Modernisierungskonzept . . . 26
- 3.4 Messstellen und Messtechnik . . . 27
- 3.5 Messprogramm . . . 29
- 3.6 Messunsicherheiten . . . 31
- 3.7 Messergebnisse . . . 32

4 Kreisprozess der KHD-Gasturbine **35**
- 4.1 Statische vs. totale Betrachtung . . . 36
- 4.2 Modellierung des KHD T216 Prozesses . . . 37

5 Überleitung des Wellenleistungstriebwerks **42**
- 5.1 Triebwerksauswahl . . . 43
- 5.2 Leistungsabschätzung . . . 43
- 5.3 Einfacher Kreisprozess . . . 45
- 5.4 Erweiterter Kreisprozess . . . 46
- 5.5 Strömungsbedingungen . . . 49
- 5.6 Hauptabmessungen . . . 51

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

6 Modellbildung und Berechnungsverfahren 55
6.1 Geometrie . . . 56
6.2 Vernetzung und Wandbehandlung . . . 56
6.3 Berechnungsverfahren . . . 57
6.4 Randbedingungen . . . 59
6.5 Netzunabhängigkeitsstudie . . . 61
6.6 Validierung des Modells . . . 63

7 Geradwandige Übergangsdiffusoren 66
7.1 Auswirkung der Eintrittsversperrung auf den Druckrückgewinn . . . 67
7.2 Einfluss des mittleren Öffnungswinkels auf den Druckrückgewinn . . . 69
7.3 Einfluss des Kantenradius auf den Druckrückgewinn . . . 71
7.4 Optimale Geometrien für geradwandige Übergangsdiffusoren . . . 73

8 Optimierte Übergangsdiffusoren 86
8.1 Parametrisierung . . . 87
8.2 Berechnungsschleife . . . 87
8.3 Optimierungsergebnisse . . . 89
8.4 Rückwirkung der Leitreihe auf die Diffusorströmung . . . 93

9 Zusammenfassung und Ausblick 98

A Messtechnik 101

B Zahlenwerte 103

Literaturverzeichnis 105

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	SI-Einheit
a	Schallgeschwindigkeit	m/s
a	viskoser Widerstandsbeiwert	m^{-2}
a_u	spezifische Umfangsarbeit	J/kg
A	Fläche	m^2
A_E	versperrte Fläche	m^2
$\boldsymbol{A}$	viskoser Widerstandstensor	m^{-2}
AR	Diffusorflächenverhältnis	-
b	Breite des ebenen Diffusors	m
b	axiale Schaufelbreite	m
b	kinetischer Widerstandsbeiwert	m^{-1}
B	Eintrittsversperrung	-
$\boldsymbol{B}$	kinetischer Widerstandstensor	m^{-1}
c	absoulte Strömungsgeschwindigkeit	m/s
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/kgK
C_p	statischer Druckrückgewinnungsfaktor	-
C_p^*	maximaler Druckrückgewinnungsfaktor bei gegebener Diffusorlänge	-
C_p^{**}	maximaler Druckrückgewinnungsfaktor bei gegebenem Flächenverhältnis	-
d	Durchmesser	m
D_ω	turbulente Querdiffusionsrate	W/kg
e_r	zufällige Messabweichung	
$e_{s,b}$	bekannte systematische Messabweichung	
$e_{s,u}$	unbekannte systematische Messabweichung	
$\vec{f}_r$	Widerstandskraft	N
$\boldsymbol{f}$	Kraftvektor	N
F	Schubkraft	N
h	spezifische Enthalpie	J/kg
$h_{Z,i}$	Zellengröße	m^2
H_U	unterer Heizwert	J/kg
i_G	Getriebeübersetzung	-
k	spezifische turbulente kinetische Energie	J/kg
k_G	Faktor für Getriebeverlustleistung	-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Symbol	Bedeutung	SI-Einheit
l	Schaufellänge, Rohrlänge, Optimierungsparameter	m
l_t	turbulentes Längenmaß	m
L	Länge des porösen Mediums	m
L_m	mittlere Diffusorwandlänge	m
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
M	Moment	Nm
Ma	Machzahl	-
n	Drehzahl	s^{-1}
n	Parameter des Grenzschichtprofils	-
N	axiale Diffusorlänge	m
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
P, P_ω	turbulente Produktionsrate	W/kg
P_n	*Bezier*-Steuerpunkt	
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Δp	Druckdifferenz	Pa
r, $\tilde{r}$	Radius	m
ΔR	hydraulischer Radius (Diffusorkanalhöhe)	m
R	spezifische Gaskonstante	J/kgK
R_C	Konvergenzverhältnis	-
R_k	kinematischer Reaktionsgrad	-
Re	Reynoldszahl	-
S_k, S_ω	turbulenter Quellterm	W/kg
t, T	Temperatur	°C, K
t	Zeit	s
Tu	Turbulenzgrad	-
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
u	Gesamtmessunsicherheit	
u_r	zufällige Messunsicherheit	
u_s	systematische Messunsicherheit	
$\boldsymbol{u}$	Geschwindigkeitsvektor	m/s
v	Radialgeschwindigkeit der Diffusorströmung	m/s
v', w'	turbulente Schwankungsgröße der Geschwindigkeit	m/s
w	relative Strömungsgeschwindigkeit	m/s
w	Axialgeschwindigkeit der Diffusorströmung	m/s
W	Kanalhöhe des ebenen Diffusors	m
x	Messwert	
x_t	wahrer Wert	
X	Messgröße	
y	Koordinate in radialer Richtung	-
y	Wandabstand	m
y^+	dimensionsloser Wandabstand	-
Y	Ergebnisgröße	
Y_k, Y_ω	turbulente Dissipationsrate	W/kg
z	Koordinate in axialer Richtung	-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	SI-Einheit
α	absoluter Strömungswinkel	Grad
β	relativer Strömungswinkel	Grad
Γ_k, Γ_ω	Diffusivitätskoeffizient	-
δ	Grenzschichtdicke	m
δ^*	Verdrängungsdicke	m
η	Wirkungsgrad	-
θ	Diffusoröffnungswinkel	Grad
κ	Isentropenexponent	-
λ	Arbeitszahl	-
λ	Rohrreibungszahl	-
μ	dynamische Viskosität	Pa s
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
ξ	Totaldruckverlustkoeffizient	-
Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m^3
$\boldsymbol{\tau}$	Dissipationsvektor	N/m^2
φ	Durchflusszahl	-
ϕ	beliebige Strömungsgröße	-
ϕ_∞	netzunabhängige Lösung	-
χ	Verhältnis der axialen Absolutgeschwindigkeiten	-
ω	spezifische turbulente Dissipationsrate	W/kg

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Tiefgestellte Zeichen

Symbol	Bedeutung
0	Umgebung
1	Diffusoreintritt, Verdichtereintritt (KHD)
2	Diffusoraustritt, Verdichteraustritt (KHD)
3	Turbineneintritt (KHD), Verdichteraustritt (Olympus)
4	Turbinenaustritt (KHD), Gasgenerator Leitreiheneintritt (Olympus)
5	Umgebung (KHD), Gasgenerator Leitreihenaustritt (Olympus)
6	Gasgenerator Laufreihenaustritt (Olympus)
7	Nutzleistungsturbine Leitreiheneintritt (Olympus)
8	Nutzleistungsturbine Leitreihenaustritt (Olympus)
9	Nutzleistungsturbine Laufreihenaustritt (Olympus)
10	Düsenaustritt (Olympus)
a	außen
aus, A	Austritt
A	einfaches Kreisprozessmodell
b	Schaufelbreite
B	erweitertes Kreisprozessmodell
B	Brennstoff
Bl	Blende
BK	Brennkammer
eff	effektiv
ein, E	Eintritt
ges	gesamt
h	hydraulisch
i	innen
id	ideal
$korr$	korrigiert
K	Kabine
L	Luft
m	mechanisch, mittel
max	maximal
opt	optimiert
P	Propeller
r	Widerstand
ref	Referenzzustand (STP)
s	isentrop
t	total
th	theoretisch, thermisch
T	Turbine

Es sei angemerkt, dass sich sämtliche dimensionslose Größen betreffend Diffusorrandbedingungen (Re, Tu, Ma, B) ohne Indizierung stets auf den Diffusoreintritt beziehen, sofern nicht anders angegeben.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Symbol	Bedeutung
u	Umfangsrichtung
V	Verdichter
VG	Getriebeverlust
z	Meridianrichtung
∞	ungestörte Strömung

Hochgestellte Zeichen

Symbol	Bedeutung
$(.)^{+}$	Supplementärwinkel zum Strömungswinkel
$\underline{(.)'}$	zeitliche Schwankungsgröße
$\overline{(.)}$	zeitgemittelte Größe, arithmetischer Mittelwert
$\overline{\overline{(.)}}$	flächengemittelte Größe
$\widehat{(.)}$	massengemittelte Größe
$\tilde{(.)}$	senkrecht zur geneigten Diffusorwand

Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
B	Bremse
BP	Betriebspunkt
CFD	Computational Fluid Dynamics
DOE	Design of Experiments
G	Getriebe
GT	Gasturbine
GCI	Grid Convergence Index
GGT	Gasgeneratorturbine
ITD	Intermediate Turbine Duct
MTOW	Maximum Take Off Weight
NLT	Nutzleistungsturbine
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
STP	Standard Temperature and Pressure (15 °C, 1013 mbar)
TAT	Turbinenaustrittstemperatur
UAV	Unmanned Aerial Vehicle

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 1

Einleitung

Dieses Kapitel zeigt Marktprognosen und Statistiken betreffend dem unbemannten Luftfahrtsektor auf. Im Zuge dessen wird speziell auf ein einrotoriges Drohnenkonzept eingegangen, welches die Möglichkeit eines Antriebs mittels Gasturbine bietet. Dazu wird zunächst die benötigte Leistungsklasse definiert und eine Marktsondierung von verfügbaren Antrieben im entsprechenden Leistungsbereich präsentiert. Abschließend werden die sich daraus ergebenden Forschungsziele dieser Arbeit definiert.

1.1 Unbemannte Luftfahrt

Innerhalb der letzten Jahre ist eine starke Zunahme der Nachfrage nach unbemannten Luftfahrzeugen (UAV) zu beobachten. Nicht nur für den privaten Freizeitgebrauch, sondern auch für kommerzielle Zwecke erfreuen sich sogenannte Drohnen auf Grund ihres breiten Anwendungsgebietes immer größerer Beliebtheit.
Laut einer deutschen Umfrage für industrielle Drohnennutzung aus dem Jahr 2019 [91] verwenden 79 % der Befragten Drohnen für Vermessungsaufgaben (Mehrfachnennungen möglich). Ebenso für Inspektionsaufgaben unterschiedlicher Art werden UAVs immer häufiger eingesetzt, um Personal und Kosten zu sparen, sowie Unfallrisiken zu minimieren. Weitere beliebte Anwendungsgebiete stellen Film- und Fotoaufnahmen sowie Beobachtungszwecke dar (Vgl. Abb 1.1).

In den USA zählten Film und Veranstaltungen neben Forschung und Entwicklung 2019 zu den häufigsten Drohnenanwendungen. Weiters wurden Drohnen in der Industrie, im Grundeigentum und Bauwesen sowie in der Landwirtschaft eingesetzt [37]. Die gesamte Verteilung der Anwendungen ist in Abb. 1.2 ersichtlich.

Dass in den nächsten Jahren von einer Zunahme des unbemannten Luftfahrtsektors auszugehen ist, zeigen auch die nachfolgenden Trendprognosen. So werden beispielsweise in Deutschland bis zum Jahr 2030 ca. 126 000 kommerzielle Drohnenanwendungen prognostiziert (Vgl. Abb. 1.3). Der Markt soll dabei um 16 % pro Jahr steigen. Deutschland steht bei den weltweit führenden Drohnenmärkten nach USA, China und Frankreich als zweites europäisches Land an vierter Stelle, gefolgt von Großbritannien. Bereits im Jahr 2019 beschäftigten sich ca. 400 deutsche Unternehmen mit Drohnentechnologie oder unbemannter Luftfahrt. [91]

Abbildung 1.3 zeigt ebenfalls den prognostizierten Trend für die USA. Dabei werden mehr als 800 000 kommerzielle Drohnenanwendungen bis 2024 erwartet [38]. Die Zahlen beziehen sich dabei auf Flugobjekte mit einem Startgewicht (MTOW)

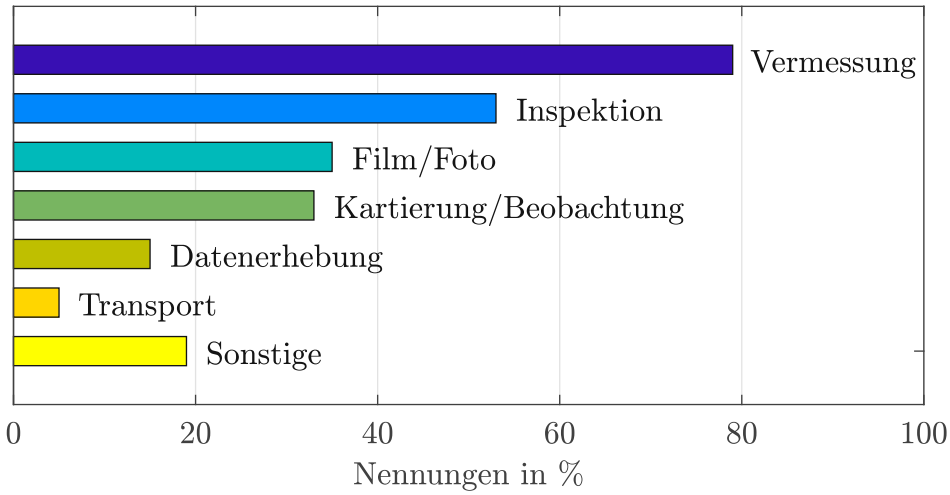


Abbildung 1.1: Umfrageergebnisse für industrielle Drohnennutzung in Deutschland (Stand: 2019) [91]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

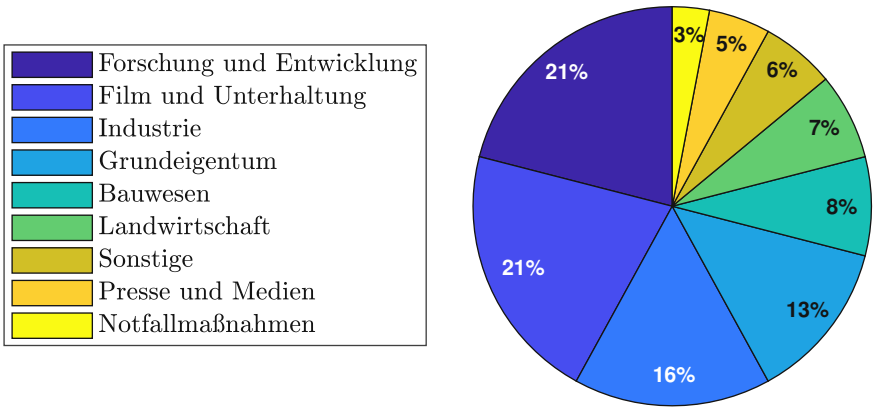


Abbildung 1.2: Drohnenanwendungen in den USA (Stand: 2019) [37]

von nicht mehr als 25 kg.
Auch in Österreich ist ein steigender Trend zu beobachten. Während laut Austro Control im Jahr 2015 lediglich 410 Drohnen bewilligt wurden, waren es 2019 bereits 2680, Tendenz steigend [17].
Insgesamt ist also von einer Zunahme des unbemannten Luftfahrtsektors für kommerzielle Zwecke auszugehen, weshalb sich ein erhöhter Forschungsbedarf betreffend der Antriebskomponenten für UAVs ergibt.

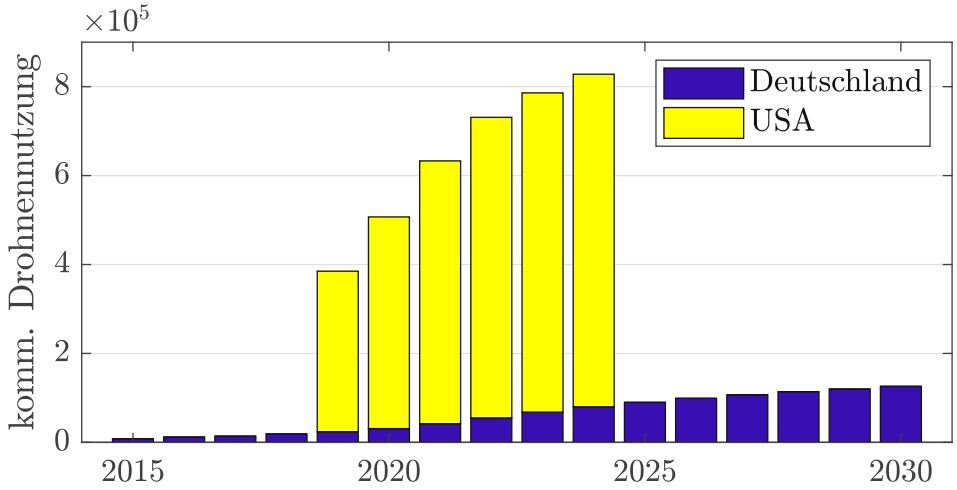


Abbildung 1.3: Prognose für die Anzahl an kommerziell genutzten Drohnen in Deutschland und den USA (absolut) [38], [91]

1.2 Einrotoriges Drohnenkonzept

Während die meisten Drohnen über mehrere Rotoren verfügen, welche über Elektromotoren angetrieben werden, gibt es auch andere Konzepte, die mit nur einem einzigen Rotor auskommen. In diesem Zusammenhang kann die sog. *Saturn BV 70* von *EFG Aircraft* genannt werden. Deren Prototyp ist in Abb. 1.4 dargestellt, welcher auf dem Konzept aus den Patenten [18, 19, 20] beruht (Vgl. Abb. 1.5). Aufgrund der speziellen Bauform ist dieses Konzept betreffend der Antriebs-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Abbildung 1.4: Einrotorige Drohne *Saturn BV 70* (Foto: *EFG Aircraft*)

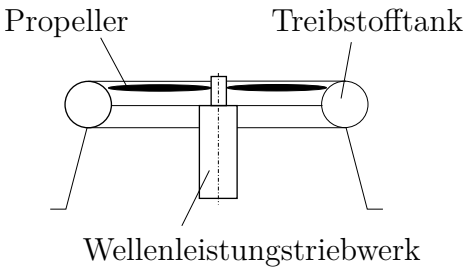


Abbildung 1.5: Schema des Drohnenkonzepts *Saturn BV 70* der Firma *EFG Aircraft* in Anlehnung an [18, 19, 20] (hier abweichend mit Gasturbinenantrieb)

art nicht so sehr eingeschränkt, wie eine mehrrotorige Drohne. Die *Saturn BV 70* kann somit sowohl mittels Elektromotor, als auch über einen Verbrennungsmotor (Kolbenmotor) oder eine Gasturbine in zentraler Anordnung angetrieben werden. Der benötigte Treibstoff kann dabei im torusförmigen Tank entsprechend Abb. 1.5 mitgeführt werden. Der Prototyp mit 700 mm Rotordurchmesser wurde vorwiegend als einrotorige Beobachtungsdrohne im Schwebeflug konzipiert und benötigt laut *EFG Aircraft* bei 25 kg Startgewicht eine Antriebsleistung von ca. 6 kW. Für Startgewichte von 100 bis 150 kg wurde die benötigte Antriebsleistung, je nach Propellerausführung, mit 20 bis 40 kW abgeschätzt.

1.3 Drohnenantriebe

Durch die zentrale Antriebsanordnung wie am Beispiel der *Saturn BV 70*, können die spezifischen Vorteile der jeweiligen Antriebsart genutzt werden, weshalb sich die Wahl des Antriebs bis zu einem gewissen Grad nach der Art der Anwendung richtet. Während bei Elektromotoren das vergleichsweise hohe Gewicht der Akkus sowie lange Ladezeiten nachteilig sind, können die Vibrationen eines Kolbenmotors bei Film- oder Fotoaufnahmen ungeeignet sein.
In jeder Luftfahrtanwendung spielt das Gewicht eine maßgebende Rolle. Nicht nur für die Effizienz des Luftfahrzeuges, sondern auch in Anbetracht der Sicherheit ist bei Drohnen das Maximalgewicht von besonderer Bedeutung. Nach dem österreichischen Luftfahrtgesetzt (LFG 2017), sowie der neuen europäischen Drohnenverordnung (Verordnung (EU) 2019/947) werden unbemannte Luftfahrzeuge in Klassen bzw. Kategorien eingeteilt, die unter anderem durch das maximale Startgewicht von 5, 25 bzw. 150 kg begrenzt sind. Je nach Anwendung kommt zum Eigengewicht der Drohne ein Anteil an Nutzlast wie z.B. für Kameras, Pakete, etc. hinzu, wodurch das Eigengewicht und somit der Antrieb nur eine begrenzte Masse aufweisen darf.
Für eine einrotorige Beobachtungsdrohne bietet sich also aufgrund des vibrations-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

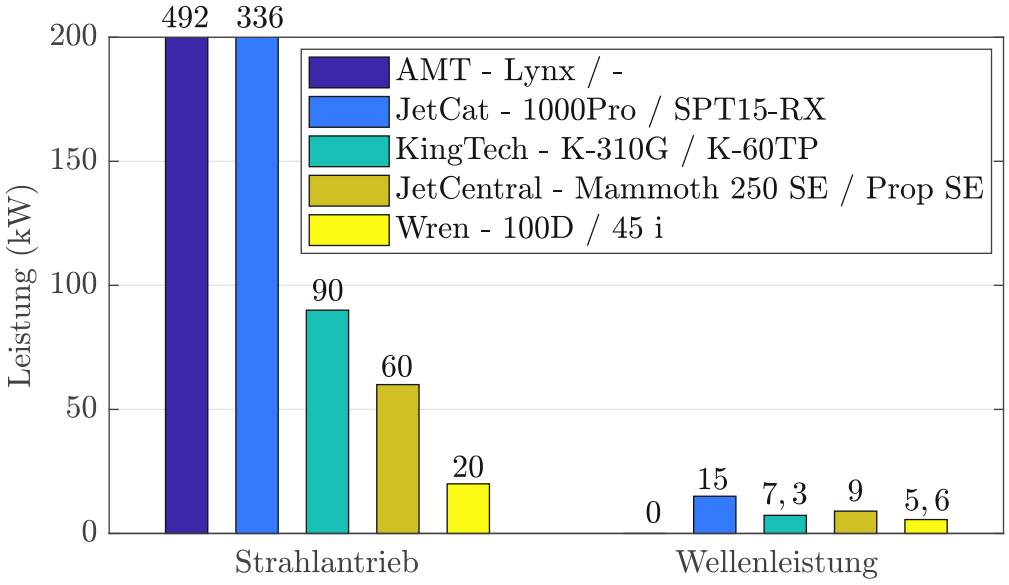


Abbildung 1.6: Ergebnisse der Marktsondierung über maximal verfügbare Antriebsleistung von Strahl- und Wellenleistungstriebwerken im kleinen Leistungsbereich (Stand: 2019) [86]

armen Laufs und des verhältnismäßig geringen Gewichts die Gasturbine als Antrieb an. Da die Antriebsenergie für Rotordrohnen in Form von Wellenleistung anliegen muss, kommen dafür nur Wellenleistungstriebwerke in Frage. Eine Marktsondierung hat jedoch gezeigt, dass im Bereich unter 500 kW Antriebsleistung Wellenleistungstriebwerke nur bis maximal 15 kW zur Verfügung stehen [86] (Vgl. Abb. 1.6, siehe auch [55]), wodurch ein Gasturbinenantrieb für Drohnen höherer Gewichts- bzw. Leistungsklassen vorerst nicht möglich ist.
Während wie gezeigt das Anwendungsspektrum für Drohnen immer mehr zunimmt, steigen damit auch die Anforderungen an die UAVs, wie beispielsweise das maximale Startgewicht. Je schwerer die Drohne ist, desto leistungsstärker muss auch der Antrieb ausgelegt sein. Es ist also davon auszugehen, dass zukünftig auch Wellenleistungstriebwerke mit mehr als 15 kW Antriebsleistung als Drohnenantriebe relevant sind.
Wie die Marktsondierung ebenfalls zeigt, stehen neben den Wellenleistungstriebwerken auch Strahltriebwerke mit deutlich höheren Antriebsleistungen zur Verfügung. Um den Konstruktionsaufwand möglichst gering zu halten, kann ein bestehendes Strahltriebwerk in ein Wellenleistungstriebwerk übergeleitet werden [55]. Das bestehende Strahltriebwerk dient dabei als Gasgenerator für das Wellenleistungstriebwerk. Die Schubdüse wird durch einen Übergangsdiffusor ersetzt, welcher die Gasgeneratorturbine (GGT) mit der Nutzleistungsturbine (NLT) verbindet, an der schließlich die konvertierte Schubleistung als Wellenleistung anliegt (Vgl. Abb. 1.7).
Um einen möglichst treibstoffsparenden Betrieb des Triebwerks sicherzustellen, ist es notwendig, den Wirkungsgrad jeder Einzelkomponente so hoch wie möglich zu halten. Im Falle einer Überleitung ist es also wichtig, dass die Strömung von der Gasgeneratorturbine zur Nutzleistungsturbine möglichst verlustfrei erfolgt. Der für

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

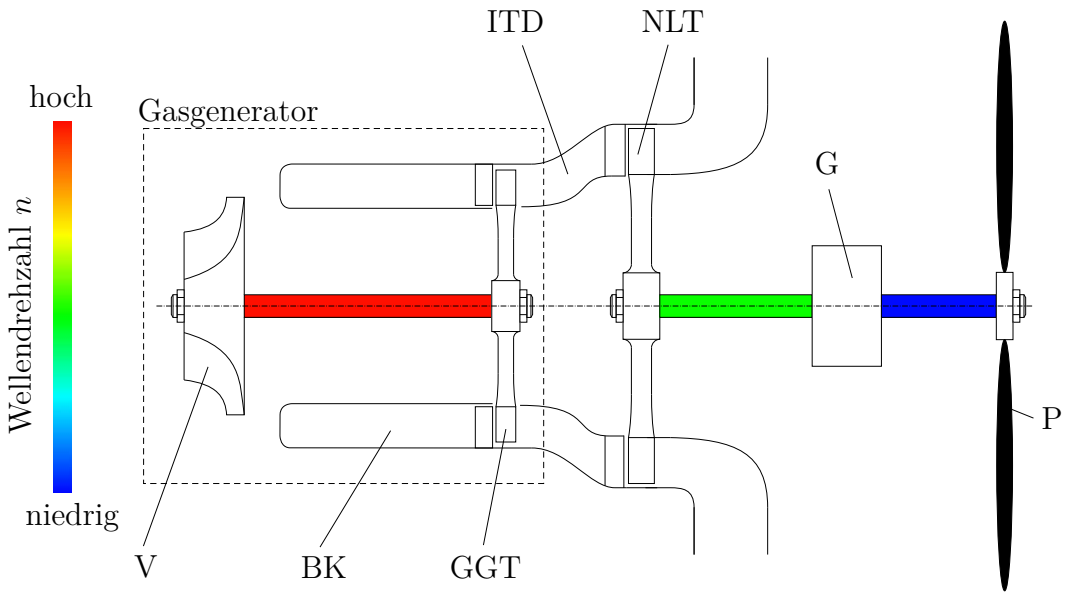


Abbildung 1.7: Schema des Wellenleistungstriebwerks: V Verdichter; BK Brennkammer; GGT Gasgeneratorturbine; ITD Übergangsdiffusor; NLT Nutzleistungsturbine; G Untersetzungsgetriebe; P Propeller

die Verbindung der beiden Turbinen zur Anwendung kommende Übergangsdiffusor (Intermediate Turbine Duct - ITD) ist jedoch einigen zusätzlichen Anforderungen unterworfen. Zum einen soll der Diffusor eine möglichst kurze axiale Länge aufweisen, um Kosten und Gewicht einzusparen. Zum anderen versucht man, die Drehzahl der mit dem Propeller bzw. Fan verbundenen Nutzleistungsturbine möglichst gering zu halten, indem man den Durchmesser der Nutzleistungsturbine erhöht. Der vergleichsweise große Propellerdurchmesser führt ansonsten zu unzulässig hoher Fliehkraftbelastung und erhöhten Verlusten an den Blattspitzen aufgrund von Strömungsablösungen [16]. Bei kleinen Abmessungen muss aufgrund der vergleichsweise hohen Drehzahl der Gasgeneratorturbine die Propellerdrehzahl zusätzlich mit Hilfe eines Untersetzungsgetriebes weiter reduziert werden (Vgl. Abb. 1.7).

1.4 Motivation und Forschungsziele

Wegen der geringen Abmessungen ergeben sich für die an der Leistungsumsetzung beteiligten Komponenten der Kleingasturbine vergleichsweise geringe Reynoldszahlen. Speziell für den Übergangsdiffusor ist daher das Strömungsverhalten sowie die Geometrieoptimierung bei niedrigen Eintrittsreynoldszahlen von Interesse. Dazu soll der Diffusor bei möglichst realistischen Randbedingungen untersucht werden, welche sich aus der Überleitung eines entsprechenden Triebwerks in niedriger Leistungsklasse (ca. 40 kW) ergeben. Da im Zuge der Überleitung eine Kreisprozessberechnung für die Ermittlung von Randbedingungen benötigt wird, ist außerdem die Modellierung des Kreisprozesses von Kleingasturbinen (Leistung $\leq$ 500 kW) von Interesse.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 2

Literaturübersicht

In diesem Kapitel wird ein Überblick über existierende Kleingasturbinenprüfstände und die damit in Zusammenhang stehenden Untersuchungen gegeben. Weiters wird auf bereits durchgeführte Überleitungen von Kleingasturbinen eingegangen. Anschließend werden die wichtigsten Kenngrößen von Diffusoren beschrieben und die häufigsten Diffusorgeometrien vorgestellt. Zuletzt wird ein Überblick über den Forschungsstand von Turbinenzwischendiffusoren und deren Optimierung gegeben.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

2.1 Kleingasturbinen

Die Arbeit von *Jackson et al.* [53] befasst sich mit dem Aufbau eines Kleingasturbinenprüfstands unter Verwendung des Schubtriebwerks *Olympus HP* von *AMT Netherlands*. Der Prüfstand wird vorwiegend zu Lehrzwecken und der Verhaltensanalyse von Kleingasturbinen genutzt. Vor allem sollen damit Messdaten zur Berechnung von Schubkorrekturfaktoren bereitgestellt werden.

Ein ähnlicher Prüfstand unter Verwendung des gleichen Triebwerks wurde von *Mathioudakis* und *Argyropoulos* [64] zu Lehrzwecken konzipiert. In einer ersten Messung konnte eine Verzögerung der Abgastemperatur (Turbinenaustrittstemperatur) gegenüber der Drehzahlkurve aufgrund von Wärmeleitung beobachtet werden. Kurz nach Erreichen der Nenndrehzahl pendelt sich die Abgastemperatur jedoch konstant bei etwa 630 °C (statisch) ein.

Eine breite Palette von Leistungsdaten des *Olympus HP* Triebwerks unter transienten Betriebsbedingungen wurde von *Leylek* [60] bzw. *Leylek et al.* [61] sowie von *Rahman und Whidborne* [70] veröffentlicht, welche auf experimentellen Untersuchungen bzw. numerischen Berechnungen beruhen. Weiters wurde von *Bakalis* und *Stamatis* [11] eine Modellkalibrierung für dieses Triebwerk zu Ausbildungszwecken veröffentlicht. Aus Messungen konnte gefolgert werden, dass sich statischer und totaler Druck am Verdichteraustritt über den betrachteten Betriebsbereich kaum unterscheiden. Im Falle des Turbinenaustrittsdrucks konnte jedoch eine merkliche Abweichung zwischen den beiden Zuständen festgestellt werden.
Sowohl in [11], als auch in [61] liegt das gemessene Verdichterdruckverhältnis im Bereich des Nennpunktes bei etwa 3,5, was leicht unter dem vom Hersteller angegebenen Wert liegt.

Die Arbeit von *Hohloch et al.* [50] beschäftigt sich mit der Beurteilung des transienten Betriebsverhaltens einer Kleingasturbine mit einer Leistung von ca. 100 kW (*Turbec T100*) zu Untersuchungen hinsichtlich dezentraler Energieerzeugung. Der dabei verwendeten einwelligen Gasturbine, welche die Leistung an einen Generator abgibt, ist ein Rekuperator sowie ein Abgaswärmetauscher zur Warmwassererzeugung nachgeschalten. Aus den Untersuchungen wird deutlich, dass unterschiedliche Eintrittsrandbedingungen am Rekuperator sowohl Auswirkungen auf das stationäre, als auch auf das transiente Betriebsverhalten der Gasturbine haben.

Ein weiterer einwelliger Prüfstand zu Lehr- und Forschungszwecken wurde von *Ferrari et al.* [39] aufgebaut und instrumentiert. Der Aufbau unter Verwendung der *Turbec T100* Gasturbine entspricht im Wesentlichem dem aus [50]. Der Prüfstand dient vorwiegend dem Verständnisaufbau betreffend kommerzieller Kleingasturbinen sowie der Validierung von Simulationen.
Im Zusammenhang mit dem Aufbau und der Modernisierung von Kleingasturbinenprüfständen zu Lehrzwecken seien weiters die Arbeiten von *Davison* und *Birk* [23], *Leonard et al.* [59] und *Lee et al.* [58] genannt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Die Arbeit von *Gong et al.* [44] beschäftigt sich mit Effekten, die speziell bei Gasturbinen mit kleinen Abmessungen auftreten. Als einen der wesentlichen Unterschiede im Vergleich zu konventionellen Gasturbinen nennen die Autoren die nicht-adiabate Verdichtung, die aufgrund von Wärmeleitung von der Heißgasseite in Richtung Verdichter auftritt und somit den Verdichterwirkungsgrad herabsetzt.
Für Untersuchungen und Prozesssimulationen im Zusammenhang mit Kleingasturbinen ergibt die Literaturrecherche, dass aufgrund kleiner Abmessungen nicht ohne weiteres adiabates Prozessverhalten vorausgesetzt werden kann.

2.2 Überleitung eines Strahltriebwerks in ein Wellenleistungstriebwerk

Das Konzept, ein Strahltriebwerk in ein Wellenleistungtriebwerk überzuleiten, ist bereits weitgehend bekannt. Meist geht dies jedoch mit relativ großen Änderungen des Basistriebwerks einher. *Kadosh* und *Cukurel* zeigten aber in einer Machbarkeitsstudie, dass dies auch ohne gravierende Änderung des Basistriebwerks möglich ist. Durch Adaption eines stufenlosen Getriebes zwischen Gasgeneratorwelle und Nutzleistungsturbine lässt sich sogar der Betriebsbereich des ursprünglichen Triebwerks erweitern und damit das Betriebsverhalten verbessern. [55]

Elzahaby et al. [35] führten eine theoretische Überleitung anhand des Triebwerks *P200* von *JetCat*. Die Schubleistung des Triebwerks beträgt etwa 75 kW. Neben einer thermodynamischen Kreisprozessrechnung wurde im Zuge der Überleitung die Nutzleistungsturbine über eine Mittelschnittrechnung ausgelegt.

Eine weitere umfangreiche Überleitung inklusive Prototypenbau wurde von *Golchin et al.* [43] anhand des Basistriebwerks *Wren100* durchgeführt. Die Wellenleistung betrug dabei etwa 16 kW. Zusätzlich zur Auslegung der Nutzleistungsturbine mit Hilfe der *Wilson*-Methode [96] wurden vier verschiedene Übergangsdiffusoren mittels numerischer Simulation untersucht. Die Ergebnisse der Überleitung zeigten, dass der Schub unter Verwendung eines Propellers merklich gesteigert werden konnte. Weiters wurden die prognostizierten Vorteile der erleichterten Fertigung und der Kosteneinsparung bei Verwendung eines bestehenden Basistriebwerks bestätigt. Außerdem erwies sich die angewandte Methode nach [96] für die Turbinenauslegung als adäquat und es konnte trotz der kleinen Abmessungen ein Turbinenwirkungsgrad von über 80 % erreicht werden. Zusätzlich stellte sich heraus, dass vorhandene Wellenleistungstriebwerke mit leistungsfähigerem Gasgenerator weniger Wellenleistung erzielen als im Falle des übergeleiteten *Wren100*.

2.3 Turbinenübergangsdiffusoren

2.3.1 Allgemeine Kenngrößen

Auf Grund konstruktiver Gegebenheiten ergeben sich je nach Anwendungsfall zwangsweise unterschiedliche Diffusorgeometrien und damit je nach Geometrie unter-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

schiedliche Strömungsverhältnisse. Deshalb ist es sinnvoll, die verschiedenartigen Diffusoren getrennt voneinander zu betrachten und zu beurteilen. Dennoch werden Diffusoren unabhängig von der Geometrie mit denselben Kenngrößen beschrieben, um eine Vergleichbarkeit sicherzustellen. Allgemein erfolgt die Einteilung in ebene Diffusoren (straight diffusers), Kreisdiffusoren (conical diffusers) und Kreisringdiffusoren (annular diffusers). Einen grundsätzlichen Überblick über die gängigsten Diffusoren und deren Eigenschaften sowie eine Zusammenstellung an Forschungsergebnissen und Auslegungsrichtlinien liefert beispielsweise *Japikse* [54]. Aus experimentell ermittelten Leistungsdaten geben *Sovran* und *Klomp* [84] jeweils optimale Geometrien für die drei genannten Diffusortypen bei zwei unterschiedlichen Auslegungsszenarien an, welche später noch genauer beleuchtet werden.

Im Bereich der thermischen Turbomaschinen wie z.B. im Kraftwerksturbinen- oder im Triebwerksbau drängen sich aufgrund von benötigten Wellendurchführungen und Wellenlagerungen Kreisringdiffusoren auf. Wie bereits einleitend erwähnt, spielen vorwiegend im Triebwerksbau Kreisringdiffusoren in Form von Turbinenzwischendiffusoren (transition duct, intermediate turbine duct) als Übergangskanal zwischen Gasgenerator und Nutzleistungsturbine eine wesentliche Rolle. Aus der Notwendigkeit heraus, dass eine immer höhere Effizienz der Triebwerke und damit der einzelnen Komponenten gefordert wird, hat sich in den letzten Jahren eine Sonderform des Kreisringdiffusors etabliert. Dabei handelt es sich um Kreisringdiffusoren, deren Wände derart optimiert werden, sodass sich ein möglichst hoher Druckrückgewinn und somit möglichst geringe Verluste bei kurzen Baulängen ergeben (S-shaped duct). Die gängigsten Diffusorgeometrien sind in Abb. 2.1 zusammengefasst.
Für die geometrische Beschreibung von Diffusoren dient zum einen die dimensionslose axiale Länge $N/\Delta R_1$, welche die axiale Diffusorlänge auf den hydraulischen Radius am Eintritt bezieht und zum anderen das Flächenverhältnis AR (area ratio)

$$AR = \frac{A_2}{A_1}, \tag{2.1}$$

welches das Verhältnis des theoretisch zur Verfügung stehenden Strömungsquerschnittes von Austritt zu Eintritt angibt. Mit diesen beiden Größen ist die Diffusorgeometrie für ebene und Kreisdiffusoren vollständig definiert. In manchen Fällen wird auch alternativ der Diffusoröffnungswinkel θ angegeben. Für die vollständige Definition von Kreisringdiffusoren müssen zwei zusätzliche Parameter wie beispielsweise der mittlere Diffusoröffnungswinkel θ_m und die Kanalhöhe am Austritt ΔR_2 angegeben werden (Vgl. Abb. 2.1).
Ein Hauptziel von Diffusoren ist neben der gezielten Strömungsführung wie es speziell bei Kreisringdiffusoren der Fall ist, die möglichst effiziente Umsetzung von kinetischer Energie am Eintritt (Geschwindigkeit) in potenielle Energie am Austritt (statischer Druck). Für die folgenden, eindimensionalen Betrachtungen sei vorausgesetzt, dass es sich bei den verwendenten Drücken und Geschwindigkeiten um Mittelwerte über dem Strömungsquerschnitt handelt. Setzt man weiters konstante Dichte voraus, dann kann die Energieumsetzung im Diffusor durch den Druckrückgewinnfaktor

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

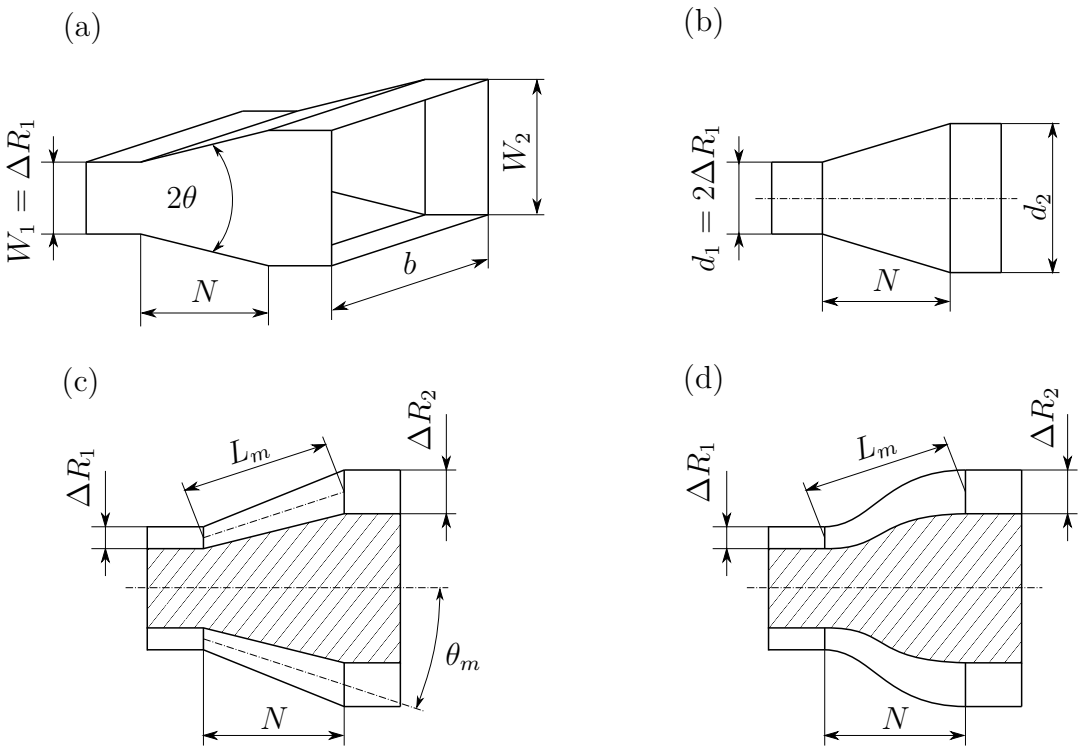


Abbildung 2.1: Diffusorgeometrien: (a) ebener Diffusor; (b) Kreisdiffusor; (c) Kreisringdiffusor - geradwandig; (d) Kreisringdiffusor - S-förmig

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{\rho c_1^2}{2}}, \tag{2.2}$$

angegeben werden, welcher die statische Druckdifferenz zwischen Austritt und Eintritt auf den dynamischen Druck am Eintritt bezieht. Je höher also der C_p-Wert, desto besser die Energieumsetzung. Ausgehend von der verlustfreien, inkompressiblen *Bernoulli*-Gleichung

$$p_1 + \frac{\rho c_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho c_2^2}{2} \tag{2.3}$$

kann für den idealisierten Fall ein verlustfreier C_p-Wert angegeben werden, welchen man als theoretisch möglichen idealen Druckrückgewinn $C_{p,id}$ bezeichnet. Drückt man Gl. (2.3) mit Hilfe des Flächenverhältnisses AR aus, erhält man mit der Definition des Druckrückgewinnfaktors aus Gl. (2.2)

$$C_{p,id} = 1 - \left(\frac{1}{AR}\right)^2. \tag{2.4}$$

Der ideale Druckrückgewinn ist somit nur mehr vom Flächenverhältnis abhängig und nimmt für den theoretischen Grenzfall bei unendlichem Flächenverhältnis $AR \longrightarrow \infty$ den Wert 1 an.
Neben der Diffusorgeometrie gehört die Eintrittsversperrung B (blockage) zu den wichtigsten Einflussfaktoren hinsichtlich des Druckrückgewinns [71, 92]. Sie ist definiert über das Verhältnis aus der durch die Grenzschicht versperrten Fläche A_E zur geometrisch verfügbaren Querschnittsfläche A

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

$$B = \frac{A_E}{A}. \tag{2.5}$$

Unter der Vorraussetzung kleiner Verdrängungsdicken

$$\delta^* = \int_0^{\Delta R_1/2} \left(1 - \frac{c(y)}{c_\infty}\right) dx \tag{2.6}$$

sowie gleichen Verdrängungsdicken an Innen- und Außenwand im Fall des Kreisringdiffusors, ergibt sich die Eintrittsversperrung für die genannten Diffusortypen mit

$$B = \frac{2\delta^*}{\Delta R_1}. \tag{2.7}$$

Für die dimensionslose Darstellung wird dabei die gesamte Verdrängungsdicke auf den hydraulischen Radius ΔR_1 des jeweiligen Strömungsquerschnittes bezogen. Weiters ist der Druckrückgewinn eines Diffusors vom Turbulenzgrad Tu, der Machzahl Ma und der Reynoldszahl Re am Eintritt

$$Tu = \frac{\sqrt{\overline{c_1'^2}}}{c_1}, \qquad Ma = \frac{c_1}{\sqrt{\kappa R T}}, \qquad Re = \frac{c_1 \Delta R_1}{\nu} \tag{2.8}$$

abhängig. Ein erhöhter Eintrittsturbulenzgrad wirkt sich positiv auf den Druckrückgewinn aus, während die Eintrittsmachzahl bei Unterschallzuströmung ($Ma < 1$) nur wenig Einfluss auf den Druckrückgewinn hat. Ebenso kann für turbulente Zuströmbedingungen ($Re \geq 5 \cdot 10^4$) der Reynoldszahleinfluss weitgehend ausgeschlossen werden. [71, 92]

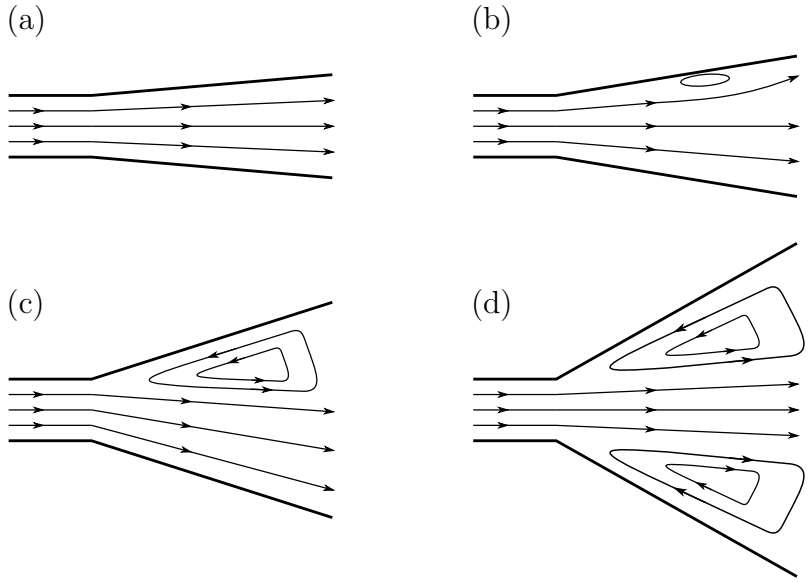


Abbildung 2.2: Diffusorströmungsformen in Anlehnung an [66, 71]: (a) Ablösefreie Strömung; (b) Instationäre Ablösung; (c) Zweidimensionale Ablösung; (d) Freistrahl

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Eingehende Untersuchungen zu ebenen Diffusoren wurden dazu von *Moore* und *Kline* [66] durchgeführt. Die Untersuchungsergebnisse zeigten auf, dass in Diffusoren vier charakteristische Strömungsformen (flow regimes) existieren, welche im wesentlichen von Öffnungswinkel, Länge und Eintrittsturbulenzgrad abhängen (Abb. 2.2). Ausgehend von einer ablösefreien Strömung (a) nehmen Ablöseerscheinungen unter Zunahme des Öffnungswinkels bei gleicher dimensionsloser Diffusorlänge ebenfalls zu. Bei kleinen Öffnungswinkeln treten zunächst punktuell kleine instationäre Ablösungen auf (b). Bei weiterer Zunahme des Öffnungswinkels stellt sich ein stationäres, zweidimensionales Ablösegebiet ein (c). Dies tritt je nach realer Geometrie an einer der beiden Diffusorwände auf. Steigert man den Öffnungswinkel noch weiter, kann die Strömung der Geometrie nicht mehr folgen und es kommt zu einer sog. Freistrahlströmung, bei der beidseitige Ablösungen auftreten (d).
Als weiterführende Arbeiten seien die Untersuchungen von *Fox* und *Kline* [41], *Reneau et al.* [71] sowie *Waitman et al.* [92] erwähnt. Dabei ergaben sich sog. Diffusordiagramme (performance charts) für unterschiedliche Eintrittsrandbedingungen wie in Abb. 2.3 ersichtlich. Je nach Diffusorgeometrie kann der zu erwartende Druckrückgewinn abgelesen werden, wodurch solche Diagramme ein hilfreiches Werkzeug bei der Diffusorauslegung darstellen.
Aus den frühen Untersuchungen von *Sovran* und *Klomp* [84] konnten anhand von Messungen an ebenen, Kreis- und Kreisringdiffusoren ebenso Diffusordiagramme generiert werden, mit deren Hilfe optimale Kombinationen aus Flächenverhältnis AR und dimensionsloser Diffusorlänge N/W_1 bzw. $L_m/\Delta R_1$ für maximalen Druckrückgewinn abgelesen werden können. Ein solches Diagramm ist in Abb. 2.4 für den Kreisringdiffusor ersichtlich. Dabei liegen optimale Diffusorgeometrien auf den beiden Geraden C_p^* und C_p^{**}, wobei C_p^* zu verwenden ist, um für eine gegebene

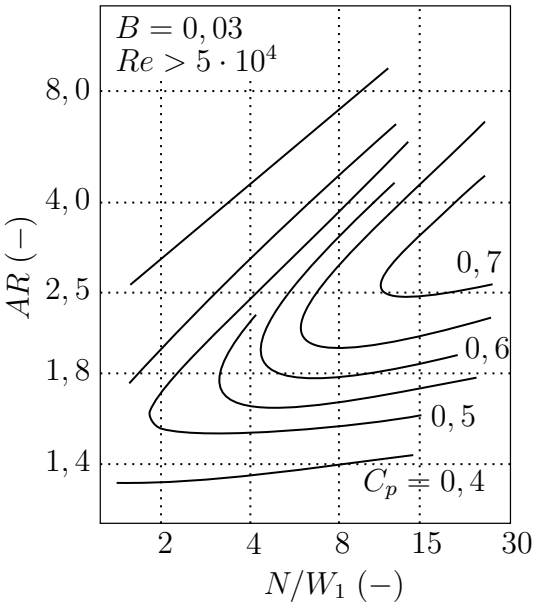


Abbildung 2.3: Diffusordiagramm für ebene Diffusoren; in Anlehnung an [71]

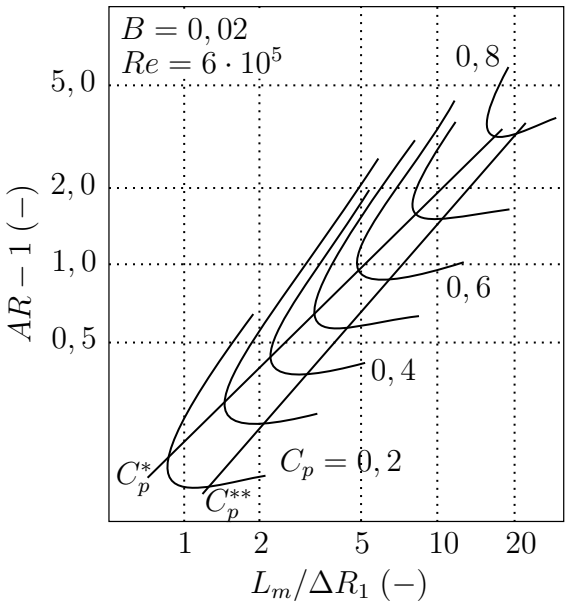


Abbildung 2.4: Diffusordiagramm für Kreisringdiffusoren; in Anlehnung an [84]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

dimensionslose Diffusorlänge das optimale Flächenverhältnis zu erhalten. Ist das Flächenverhältnis gegeben, so ist C_p^{**} zu verwenden. Bei genauerer Betrachtung stellt man jedoch fest, dass der bei Kreisringdiffusoren zusätzlich auftretende mittlere Diffusoröffnungswinkel θ_m (Vgl. Abb. 2.1) nicht auftaucht und somit dessen Einfluss auf den Druckrückgewinn nicht berücksichtigt ist. Dass θ_m den Druckrückgewinn maßgeblich beeinflusst, zeigen jedoch bereits Arbeiten wie beispielsweise *Couey et al.* [22] und *Zhang et al.* [101].

2.3.2 S-förmige Diffusoren

Nachfolgend werden einige Arbeiten betreffend S-förmige Diffusoren zusammengefasst. Alle dabei angegebenen Reynoldszahlen wurden mit dem hydraulischen Radius am Eintritt gebildet.

Britchford et al. führten Untersuchungen an einem S-förmigen Kompressorkanal mit gleichförmiger und ungleichförmiger (Nachlaufdellen) Zuströmung durch [14] ($Re = 1,4 \cdot 10^5$). Dabei wurde die Erkenntnis gewonnen, dass die Strömung stark durch die Kombination aus Wanddruckgradienten und Stromlininenkrümmung beeinflusst wird. Ebenso wird in einer weiteren Arbeit [15] gezeigt, dass durch eine vorgeschaltete Verdichterstufe das Auftreten von Strömungsablösung an der Diffusorinnenwand reduziert wird ($Re = 2,5 \cdot 10^5$). Als Grund dafür nennen die Autoren die Einbringung kinetischer Energie in die Innenwandgrenzschicht, die ihre Ursache in der Schaufelabströmung hat und durch radiale Druckkraft an die Diffusorwand transportiert wird (Vgl. auch [9]).
Erweiterte Untersuchungen unter der Betrachtung drallbehafteter Zuströmung wurden von *Bailey* und *Carrotte* durchgeführt [10]. Dabei konnte eine Zunahme der Umfangsgeschwindigkeit bei abnehmendem Kanalradius nachgewiesen werden (Impulserhaltung). Weiters wurde beobachtet, dass durch die beschleunigte Strömung und dem sich daraus ergebenden erhöhten Druckgradienten in Achsrichtung eine Strömungsablösung weniger wahrscheinlich ist. In einer weiteren experimentellen Untersuchung von *Bailey et al.* [9] wird gezeigt, dass zu hohe Druckgradienten in Strömungsrichtung die Ablösung an der Innenwand des Verdichterkanals begünstigen. Das Flächenverhältnis des untersuchten Kanals betrug 1,0 bei einer bezogenene axialen Länge von 3,4.

Untersuchungen zu Turbinenzwischendiffusoren lieferten *Dominy* und *Kirkham* [30] ($Re = 3,9 \cdot 10^5$). Dabei wurden die Auswirkungen von Nachlaufdellen, wie sie gewöhnlich von einem vorgeschaltenem Turbinengitter verursacht werden, auf die Diffusorströmung näher betrachtet. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigten, dass selbst einfache, zweidimensionale Nachlaufdellen, welche in Sekundärströmungen resultieren, die Diffusorströmung stark beeinflussen. Die Beobachtungen zeigen, dass bereits kleine Ungleichförmigkeiten in der Diffusorzuströmung beträchtlichen Einfluss auf die Strömung am Austritt haben. Weiters wurde jedoch gezeigt, dass die Sekundärströmungen, welche durch den Nachlauf erzeugt werden, wenig bis gar keinen Einfluss auf den Druckrückgewinn und die statische Druckverteilung des Diffusors haben. In einer weiteren Arbeit der beiden Autoren wurden die Auswirkungen einer drallbehafteten Zuströmung auf einen Zwischendiffusor untersucht

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[31]. Dabei konnte gezeigt werden, dass der durch den Drall resultierende längere Strömungspfad den Einfluss der Wandkrümmung auf die Druckverteilung, speziell im Bereich der ersten Krümmung, reduziert. Ebenfalls wird durch die Zunahme des mittleren Kanalradius der Drallwinkel der Strömung stets größer, was zu einem erhöhten Zusammenwachsen der Nachlaufdellen mit der Gehäusegrenzschicht führt. Der betrachtete Diffusor weist ein Flächenverhältnis von 1,5 auf.
Weiterführend zeigten *Norris* und *Dominy* [67], dass für unterschiedliche Nachlaufintensitäten am Eintritt die Hauptströmung unbeeinflusst bleibt, der radiale Strömungswinkel im Nachlauf im Bereich der Nabe mit stärker werdender Nachlaufintensität jedoch anwächst. Für gleiche Eintrittsbedingungen wurde bei zwei Diffusoren mit dem gleichen Flächenverhältnis, jedoch unterschiedlicher örtlicher Diffusionsrate, eine Auswirkung auf den Druckrückgewinn beobachtet. Beim Diffusor mit höherer örtlicher Diffusionsrate lieferten sowohl CFD-Simulationen und Experimente eine Reduzierung des Druckrückgewinns. Folglich konnte dadurch gezeigt werden, dass radiale Druckgradienten aufgrund der daraus resultierenden Sekundärströmungen einen wesentlichen Einfluss auf die Effizienz von Diffusoren haben.
Norris et al. [68] untersuchten zusätzlich die Auswirkung von Stützrippen innerhalb des Diffusors auf die Strömung. Dabei wurden sowohl lokale als auch globale Strömungserscheinungen betrachtet, indem dieselbe Diffusorgeometrie mit und ohne Stützrippen vermessen wurde. Eine sich daraus ergebende Erkenntnis ist die Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit durch die Querschnittsversperrung, was zu einer erhöhten Diffusionsrate führt. Weiters lieferten die Messungen eine Verringerung des Druckrückgewinns sowie nahezu eine Verdoppelung des Totaldruckverlustes bei vorhandenen Stützrippen.
Über zeitaufgelöste Druckmessungen konnten *Norris et al.* in einer weiterführenden Untersuchung [69] eine periodische, niederfrequente Strömungsablösung feststellen. Darüber hinaus konnte eine ausgeprägtere Strömungsablösung detektiert werden, für welche die Autoren die durch die Versperrung erhöhte örtliche Diffusionsrate als Grund anführen. Für die Anordnung mit Stützrippen wurde weiters gezeigt, dass die durch die vorgeschaltete Schaufelreihe erzeugten Sekundärströmungen die periodische Strömungsablösung unterdrücken.
Ebenso wurde der Einfluss von Nachlaufdellen vorgeschaltener Schaufelreihen sowie eine drallbehaftete Zuströmung auf die Diffusorströmung von *Dominy et al.* [32] experimentell und numerisch untersucht. Wie bereits *Dominy* und *Kirkham* zeigten, haben Nachlaufdellen und Zuströmdrall einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Strömung [30, 31]. Vor allem durch die Verzerrung der Nachlaufdelle konnte ein wesentlicher Einfluss auf die Strömung detektiert werden, indem sich Veränderungen in der Verteilung der Verluste im Diffusor zeigten. Trotz der Beobachtungen schließen die Autoren jedoch nicht aus, dass es sich dabei lediglich um eine Umverteilung von wandnahen Verlusten und Verlusten, die bereits am Diffusoreintritt existieren, handelt. Ebenso lieferte die gemessene Verlustverteilung die Erkenntnis, dass der Eintrittsdrall aufgrund des herrschenden radialen Druckgradienten eine Reduzierung der Eintrittsverluste zur Folge hat. Als Grund dafür wird die durch den Druckgradienten reduzierte Durchmischung angeführt. Die Untersuchungen zeigen vor allem, dass für die ausreichende Darstellung der Strömungsverhältnisse in Diffusoren mit ungleichförmigen und drallbehafteten Eintrittsbedingungen, eine

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Modellierung der vollständigen dreidimensionalen Strömung unumgänglich ist.

Die Arbeiten von *Sonoda et al.* lieferten Erkenntnisse über die Auswirkung der Beschaffenheit des stromabwärts gelegenen Abschnitts nach einem S-förmigen Kompressorkanal. Dabei wurde festgestellt, dass bei gekrümmtem Strömungskanal die Totaldruckverluste im Vergleich zu einem geraden Kanal im Bereich der Nabe extrem ansteigen. Außerdem konnte eine Wirbelbildung infolge eines durch Stützrippen ausgelösten Hufeisenwirbels nahe der Gehäusewand beobachtet werden [82]. Ebenso konnten durch verschiedene Grenzschichtdicken am Diffusoreintritt die Auswirkungen auf das Strömungsverhalten innerhalb sowie am Diffusoraustritt experimentell und numerisch ermittelt werden. Eine wichtige Erkenntnis, die aus den Untersuchungen gewonnen werden konnte, ist, dass größere Grenzschichtdicken am Eintritt in Kombination mit Stützrippen stark ungleichförmige, dreidimensionale Strömungen verursachen können, deren Auswirkungen noch am Diffusoraustritt nachweisbar sind [83]. Daher kommt sowohl der Gestaltung des nachgeschalteten Kanals, als auch der vorgeschaltetenen Komponenten, wie z.B. Turbinenlaufreihe bzw. Verdichterleitreihe eine besondere Bedeutung zu. Das Flächenverhältnis des betrachteten Diffusors betrug 1,2.

Von *Axelsson et al.* wurden ebenfalls Untersuchungen zu Turbinenzwischendiffusoren durchgeführt ($Re = 1,7 \cdot 10^5$). Dabei konnten durch eine vorgeschaltete Hochdruckturbine die Auswirkungen bei Teillastverhalten auf die Diffusorströmung beurteilt werden [6, 8]. Zusätzlich wurde von *Axelsson* und *Johansson* in einer weiterführenden Arbeit das zeitgemittelte Strömungsfeld und die Turbulenzentwicklung in einem Turbinenzwischendiffusor (inkl. Stützrippen) untersucht [7]. Die durchgeführten Messungen zeigten dabei, dass das Strömungsfeld von gegenläufig rotierenden Wirbeln dominiert wird, welche durch den Zerfall der Schaufelspaltgrenzschicht der vorgeschaltenen Turbine entstehen. Der untersuchte Diffusor wies ein Flächenverhältnis von 1,3 bei einer bezogenene axialen Länge von 2,03 auf.

Göttlich et al. untersuchten das Strömungsverhalten eines Turbinenzwischendiffusors unter triebwerkstypischen Bedingungen [48]. Dazu wurde einem aggressiven S-förmigen Diffusor eine transsonische Hochdruckturbine vorgeschalten, welche in einer ein- und zweistufigen Ausführung zur Realisierung von zwei unterschiedlichen Betriebsbedingungen diente. Für die aggressive Diffusorausführung konnte gezeigt werden, dass für representative Eintrittsbedingungen (inkl. Radialspalt von 0,8 mm) keine Ablösung an den Diffusorwänden auftritt. Das Flächenverhältnis betrug dabei 1,5 bei einer bezogenen Länge von 2. Weiters wurde der Einfluss der Radialspaltweite der axialen Hochdruckturbine auf die Diffusorströmung untersucht. Für die Verifzierung der durchgeführten Simulationen wurde von *Marn et al.* [63] das Strömungsfeld mittels pneumatischen Fünflochsonden, sowie von *Göttlich et al.* [49] mittels LDA Verfahren gemessen. Unterschiedliche Radialspaltweiten (0,8 mm und 1,3 mm) zeigten, dass diese anfänglich direkt nach der Laufschaufelreihe nur im Bereich der Spaltströmung merkbaren Einfluss auf Totaldruck, Machzahl und Ablenkwinkel haben, weiter stromabwärts gelegen jedoch das ganze Strömungsfeld von der Spaltströmung beeinflusst wird. Zusätzlich zeigte sich, dass sich größere Radialspaltweiten positiv auf die Außenwandströmung des Diffusors auswirken.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Während in den bisherigen Publikationen keine Strömungsablösung innerhalb des Diffusors auftrat, wurde in der Arbeit von *Marn et al.* [62] der Diffusor um 20% verkürzt und damit bewusst eine Ablösung an der äußeren Diffusorwand generiert, um den Einfluss der Radialspaltströmung auf die Ablösung messtechnisch, sowie in *Sanz et al.* [74] mit Hilfe eingehender numerischer Simulation zu untersuchen. Wiederum wurde auch hier trotz der erhöhten Verluste ein positiver Effekt bei größerem Radialspalt nachgewiesen, indem sich dabei die Ablösung an der äußeren Diffusorwand weniger stark ausbildete.
Weiters sei in diesem Zusammenhang die Arbeit von *Göttlich* erwähnt, welche einen breiten Überblick über das Verhalten der Strömung in agressiven Zwischendiffusoren von realen Triebwerken, sowie deren Einfluss auf das Triebwerksverhalten gibt [47].

Die Arbeit von *Zhang et al.* [100] befasst sich mit dem Einfluss von Eintrittsdrall sowie Eintrittsturbulenzgrad auf die Diffusorströmung von Triebwerkszwischendiffusoren auf Basis von experimentellen Untersuchungen. Weiters steht dabei die Treffsicherheit von CFD-Simulationen bei verschiedenen Turbulenzmodellen im Fokus. Dies ist ebenfalls Thema der Arbeit von *Bhat* und *Sullerey* [13] ($Re = 6,5 \cdot 10^4$). In beiden Arbeiten bildet die Simulation der Diffusorströmung unter Verwendung des k-ω SST Modells nach *Menter* [65] die Messdaten am besten im Vergleich zu anderen Turbulenzmodellen ab.

Zhang et al. [101] untersuchten den Einfluss des mittleren Steigungswinkels auf den Druckrückgewinn anhand von vier verschiedenen S-förmigen Zwischendiffusoren bei einer Eintrittsreynoldszahl von $1,5 \cdot 10^5$. Da das gleiche Flächenverhältnis und die Diffusorlänge bei unterschiedlichen Steigungswinkel realisiert werden können, ist der Steigungswinkel nicht gänzlich wie in [84] zu vernachlässigen. Ähnliche Erkenntnisse gewannen *Couey et al.* [22], in deren Untersuchungen der Einfluss des Diffusorsteigungswinkels und der Winkel der Austrittsmündung als zusätzliche bestimmende Parameter für das Strömungsverhalten gefunden wurden ($Re = 4,6 \cdot 10^5$).

Das Strömungsverhalten in einem Zwischendiffusor mit integrierter Leitreihe der Niederdruckturbine wurde von *Xu et al.* [98] sowohl experimentell, als auch numerisch für eine Eintrittsreynoldszahl von $1,3 \cdot 10^5$ untersucht. Dabei konnte ein Paar von gegenläufigen Wirbeln infolge von radialem und axialem Druckgradienten detektiert werden, welche den Hauptanteil des Totaldruckverlustes ausmachen. Eine Verkürzung des Diffusors führte durch die Zunahme der Diffusionsrate zu einer Ablösung an der Außenwand, welche schließlich durch Anpassung des Kurvenverlaufs abgemindert werden konnte.

Die Zusammenstellung der durchgeführten Arbeiten betreffend Zwischendiffusoren zeigt, dass sich der Großteil auf Eintrittsreynoldszahlen im Bereich von $1,3 \cdot 10^5$ bis $4,6 \cdot 10^5$ bezieht. Es ist daher von Interesse, wie sich die Strömung bei geringen Abmessungen bzw. Eintrittsreynoldszahlen ($\sim 10^4$) verhält und ob die gewonnenen Erkenntnisse aus der Literatur auch auf derartige Eintrittsrandbedingungen umgelegt werden können.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

2.3.3 Diffusoroptimierung

Um Diffusoren weiter zu verkürzen, ohne dabei Verluste merklich zu erhöhen und somit eine Gewichtsreduzierung des Triebwerks zu erreichen, liegt es nahe, das Strömungsverhalten durch geeignete Geometrieoptimierung weiter zu verbessern. Nachfolgend sind relevante Arbeiten zur Thematik der Diffusoroptimierung zusammengefasst. Dabei hat sich neben Kreisringdiffusoren [46, 51, 99] auch für andere Geometrien [36, 45, 90] bereits oftmals die Parametrisierung der Geometrie mit Hilfe von *Bezier*-Splines sowie die antwortflächenbasierte Optimierung [45, 46, 93, 99] als besonders zielführend erwiesen. Es sollen jedoch nachfolgend Arbeiten betreffend Kreisringdiffusoren im Fokus stehen.

Gräsel et al. verwendeten für die Optimierung zum einen eine Parametrisierung über die mittlere Krümmungslinie und der Kanalhöhe und zum anderen über die separate Parametrisierung der inneren und äußeren Diffusorwand. Die Ergebnisse zeigen eine besondere Sensitivität der äußeren Diffusorwand gegenüber dem Druckrückgewinn bzw. dem Totaldruckverlust. [46]

In der Arbeit von *Wallin* und *Eriksson* wurde ein Turbinen- und ein Kompressorzwischendiffusor optimiert [93]. Dabei wurde die Erkenntnis gewonnen, dass sich eine starke Flächenerweiterung im ersten Teil des Diffusors positiv auf den Druckrückgewinn auswirkt. Außerdem stellte sich heraus, dass sich durch die Optimierung die starke Krümmung der Diffusorgeometrie näher zum Austritt hin verschiebt. Obwohl dadurch die Verluste im Diffusor reduziert werden, wird darauf hingewiesen, dass dadurch möglicherweise die Anströmung der nachgeschaltenen Komponente negativ beeinflusst wird.
In einer weiteren Arbeit der beiden Autoren konnte durch die Anwendung passiver Strömungskontrolle in Form von Wirbelerzeugung gezeigt werden, dass dadurch die Verluste in einem aggressiven Zwischendiffusor verringert werden können [94]. Als Grund wird die Energetisierung der Außenwandgrenzschicht und die damit einhergehende Verhinderung von Ablöseerscheinungen genannt.
In *Hu et al.* [51] wurden drei Geometrien von Kreisringdiffusoren mit Hilfe neuronaler Netze optimiert und miteinander verglichen. Für die Parametrisierung der Geometrien wurden dabei jeweils neun Steuerpunkte je Begrenzungswand mit radialem Freiheitsgrad verwendet. Die gewonnenen Erkenntnisse decken sich dabei mit denen aus [93]. Für die Minimierung von Verlusten ist es demnach wichtig, dass eine starke Diffusion im vorderen Teil des Diffusors erfolgt. Dort ist die Grenzschichtdicke noch entsprechend klein und damit unempfindlich gegen Ablösung. Im Anschluss muss die Strömung beschleunigt werden, indem man die Diffusionsrate durch Querschnittsabnahme verringert, da die Gefahr einer Ablösung mit der Verzögerung wieder ansteigt. Schließlich wird im hinteren Teil die Diffusionsrate wieder erhöht. Die Randbedingungen für die numerische Simulation entsprechen dabei der begleitenden experimentellen Arbeit von *Zhang et. al.* [100].

Empfehlungen für das Design des Eintrittskanals von radialen Industriekompressoren geben *Yurko u. Bondarenko* in [99] basierend auf einer Optimierung unter drallbehafteter Zuströmung. Dabei wurden sowohl *Bezier*-Kurven für die Para-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

metrisierung, als auch eine antwortflächenbasierte Optimierung verwendet. Für unterschiedliche Kanalhöhenverhältnisse und Diffusorlängen wurde die Ebene der Kurvenwende der beiden Begrenzungswände jeweils in der Kanalmitte fixiert. Zusätzliche Berechnungen zeigten, dass die Verschiebung der Ebene zum Kanaleintritt hin die Verluste ansteigen lässt.

Immonen [52] führte ebenfalls Optimierungen an S-förmigen Kreisringdiffusoren bei einer Eintrittsreynoldszahl von $2,8 \cdot 10^5$ durch. Dabei kamen antwortflächenbasierte Single- und Multi-Objective Optimierungen zum Einsatz. Im Fokus dabei standen die Minimierung des Totaldruckverlustes sowie die Gleichförmigkeit des Geschwindigkeitsprofils am Kanalaustritt als Zielgröße. Die Untersuchungen ergaben zwei verschiedene optimale Geometrien je nach verwendeter Zielgröße für die Single-Objective Optimierung. Im Zuge einer Multi-Objective Optimierung konnte schließlich gegenüber einer Ausgangsgeometrie [15] der Totaldruckverlust reduziert und gleichzeitig das Geschwindigkeitsprofil vergleichmäßigt werden. Je Begrenzungkurve wurden zwei Steuerpunkte mit radialem Freiheitsgrad verwendet.

* * *

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 3

Versuchsaufbau

Dieses Kapitel befasst sich mit dem am Institut für Energietechnik und Thermodynamik vorhandenen KHD-Gasturbinenprüfstand. Zunächst wird der Aufbau der Gasturbine und des Prüfstandes erklärt. Weiters wird auf die durchgeführte Modernisierung des Prüfstandes näher eingegangen und die verwendete Messtechnik erläutert. Abschließend werden die angewandte Fehlerbetrachtung und die gewonnenen Messergebnisse präsentiert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

3.1 Grundkonfiguration KHD T216

Bei der am Institut vorhandenen Gasturbine handelt es sich um das Modell T216 von KHD (Klöckner-Humboldt-Deutz AG). Der schematische Aufbau ist Abb. 3.1 zu entnehmen. Die einwellig wälzgelagerte Turbine besteht aus einem einstufigen Radialverdichter sowie einer einstufigen Radialturbine (Vgl. Abb. 3.2 und 3.3). Die beiden Komponenten sind durch eine Zwischenwand voneinander getrennt und durch Labyrinthe abgedichtet. Die aus der Umgebung angesaugte Luft wird verdichtet und strömt anschließend über den sogenannten Luftmantel zur Brennkammer. Die Brennkammer ist als Einzelbrennkammer in Gegenstrombauweise ausgeführt, aus der das Heißgas über eine Spirale der Turbine zugeführt wird. Die hohe Turbinendrehzahl wird durch ein nachgeschaltetes zweistufiges Getriebe untersetzt und die Leistung an der Getriebeausgangswelle abgegriffen. Die technischen Daten der Gasturbine sind Tab. 3.1 zu entnehmen.

Nennleistung (Turbinenwelle)	80 kW
Verdichterdruckverhältnis	2,8
Luftmassenstrom	0,9 kg/s
Nenndrehzahl des Rotors	50 000 U/min
Nenndrehzahl der Abtriebswelle	3000 U/min
Brennstoff	Diesel (Heizöl EL)
Brennstoffmassenstrom	16,9 g/s
Abgastemperatur	650 °C

Tabelle 3.1: Technische Daten der KHD T216 Gasturbine im Nennpunkt bezogen auf $t = 15$ °C und $p = 1013$ mbar, [56]

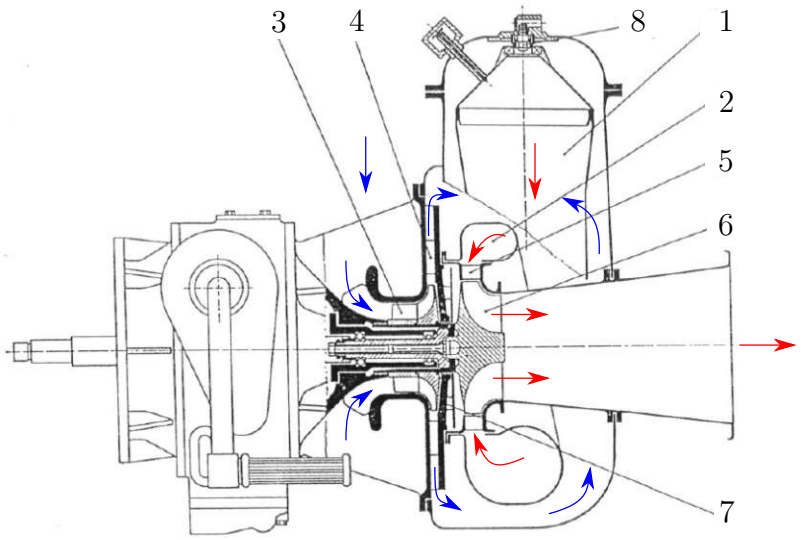


Abbildung 3.1: Aufbau der KHD T216 Gasturbine: (1) Brennkammer; (2) Spirale; (3) Verdichterlaufrad; (4) Verdichterleitkranz; (5) Turbinenleitkranz; (6) Turbinenlaufrad; (7) Zwischenwand; (8) Einspritzdüse. Adaptiert aus [42]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

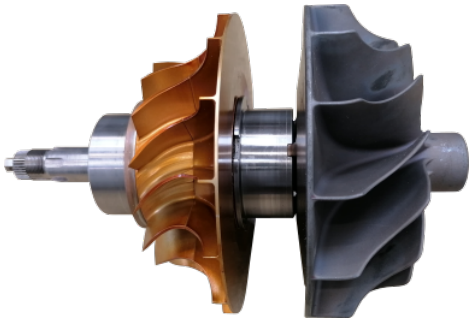


Abbildung 3.2: Turbinenrotor

Abbildung 3.3: Radialverdichterstufe, Foto: IET TU-Wien

Über eine Druckumlaufschmierung werden die Wälzlager des Rotors und das Getriebe entsprechend dem Schema aus Abb. 3.4 mit Öl versorgt. Das Öl wird über einen Wärmetauscher gekühlt, indem es Wärme an den über eine Brennstoffpumpe angesaugten Brennstoff abgibt (Brennstoffvorwärmung).
Um das Turbinenrad vor thermischer Überbeanspruchung zu schützen, wird verdichtete Luft aus dem Luftmantel entnommen und über Kühlbohrungen an die Turbinenleitreihe geführt. Dort wird die kühle Luft vom Heißgasstrom mitgenommen und strömt an der Oberfläche des Turbinenrads entlang, wo sie einen Kühlfilm ausbildet (Abb. 3.5). Der Kühlluftanteil beträgt in etwa 10 % des angesaugten Luftmassenstroms im Nennpunkt [33].

Die Gasturbine verfügt ebenfalls über eigene interne Sicherheitseinrichtungen gegen Überdrehzahl und Überhitzung. Steigt die Drehzahl über das zulässige Maß an (z.B. durch Lastabwurf), wird infolge erhöhter Fliehkraft ein Nocken wirksam, der ein Bypassventil öffnet und somit die Brennstoffzufuhr in die Brennkammer

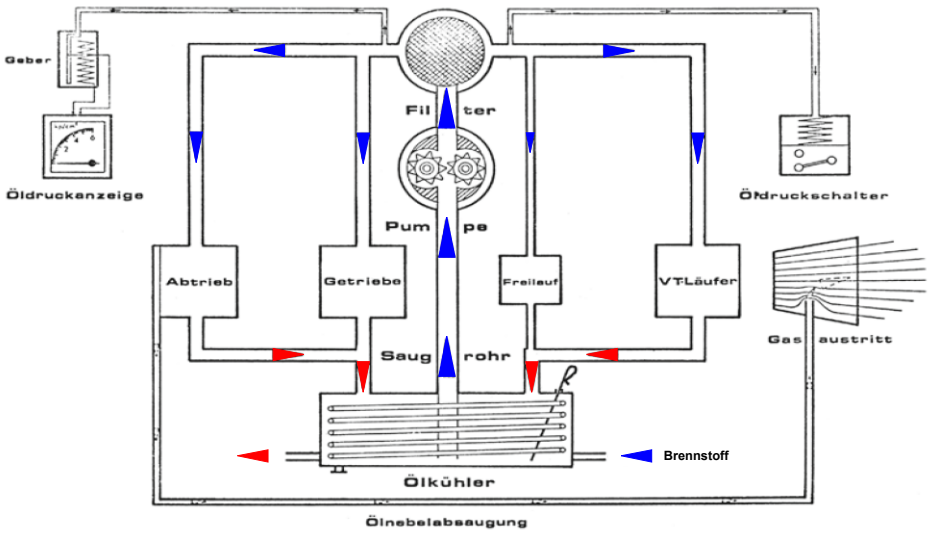


Abbildung 3.4: Ölkreislauf der KHD T216 Gasturbine [56]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

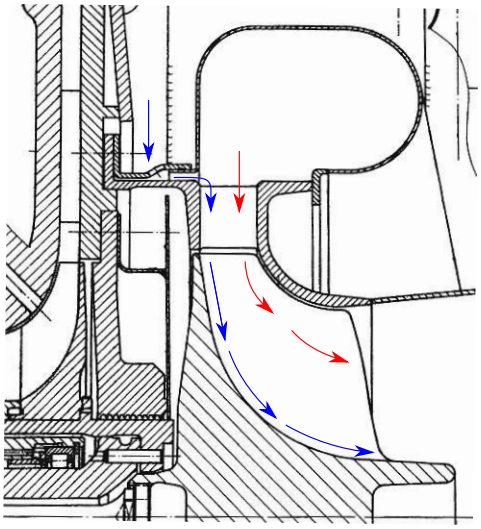


Abbildung 3.5: Rotorkühlung, in Anlehnung an [33]

unterbindet. Vor einem erneuten Startvorgang muss der Überdrehzahlschutz wieder entriegelt werden. Zur Vermeidung von Überhitzung dient ein Temperaturfühler, welcher im Abgasdiffusor angeordnet ist. Steigt die Temperatur über 730 °C, erfolgt ebenfalls eine Absperrung der Brennstoffzufuhr durch Öffnen eines Bypassventils innerhalb des Temperaturbegrenzers (Abb. 3.6).
Die in Tab. 3.1 angegebene Nennleistung bezieht sich auf den Turbinenrotor (Getriebeeingangswelle). Auf Grund von Reibungsverlusten die im Getriebe entstehen, ist die nutzbare Effektivleistung entsprechend geringer. Abbildung 3.7 veranschaulicht die entstehende Getriebeverlustleistung

$$P_{VG} = P_T - P_V - P_{eff} \tag{3.1}$$

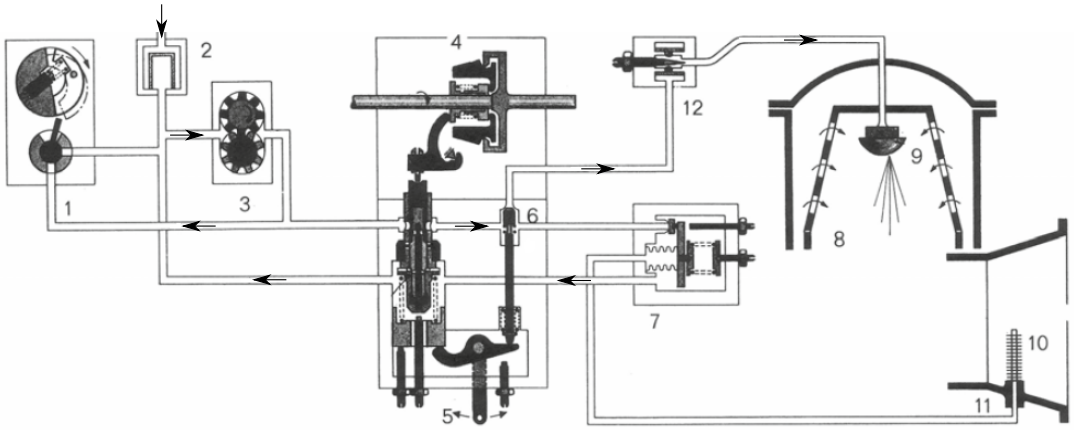


Abbildung 3.6: Brennstoffsystem: (1) Überdrehzahlschutz; (2) Kraftstofffilter; (3) Kraftstoffpumpe; (4) Drehzahlregler; (5) Drehzahlwählhebel; (6) Abstellventil; (7) Temperaturbegrenzer; (8) Brennkammer; (9) Kraftstoffdüse; (10) Temperaturfühler; (11) Abgasdiffusor; (12) Vordrossel. [56]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

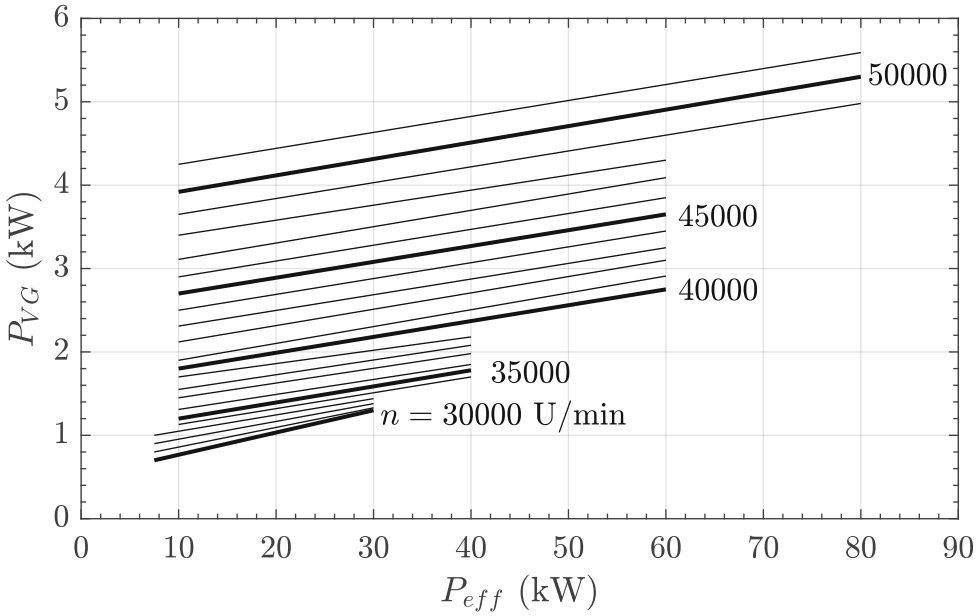


Abbildung 3.7: Getriebeverlustleistung in Abhängigkeit von Drehzahl und Effektivleistung, in Anlehnung an [42]

in Abhängigkeit der nutzbaren Effektivleistung bei verschiedenen Drehzahlen. Für den Nennpunkt ergibt sich somit beispielsweise eine nutzbare Leistung P_{eff} von etwa 75 kW.

3.2 Aufbau des Prüfstands

Der gesamte Gasturbinenprüfstand kann grob in zwei baulich voneinander getrennte Bereiche unterteilt werden. Zum einen in die Steuerwarte, von der aus die Steuerung und Verarbeitung von Messdaten erfolgt, und zum anderen in die eigentliche Prüfstandskabine, in der sich die Gasturbine samt ihrer Instrumentierung und Messtechnik befindet. Die Gasturbine kann durch ein Sichtfenster von der Steuerwarte aus eingesehen werden. Die Ansaugung der Umgebungsluft erfolgt über eine am Dach der Prüfstandskabine angeordnete Rohrleitung. Ebenso wird das Abgas über eine isolierte Rohrleitung über das Kabinendach geführt. Um Verspannungen durch Wärmedehnungen infolge des heißen Abgases zu vermeiden, wurden entsprechende Kompensatoren verbaut. Weiters erfolgt die Brennstoffzufuhr vom Kabinendach aus. Dazu wird ein Zwischenbehälter gefüllt, welcher vom Brennstofffass aus über eine Pumpe gespeist wird. Von dort aus fließt der Brennstoff unter Ausnutzung der Schwerkraft bis zur Turbine, wo er von der internen Brennstoffpumpe angesaugt wird. Der Füllstand des Zwischenbehälters wird während des Betriebs überwacht. Fällt der Füllstand unter ein Minimum, erfolgt eine Rückmeldung an die Speisepumpe und der Zwischenbehälter wird automatisch wieder bis zum Maximalfüllstand befüllt. Die Infrastruktur des Gasturbinenprüfstands ist Abb. 3.8 zu entnehmen. Es sei erwähnt, dass neben der in dieser Arbeit verwendeten Gasturbine KHD T216 das Institut über eine weitere Gasturbine des Fabrikats ROVER 1S/60 verfügt. Diese ist ebenfalls in einer separaten Kabine untergebracht und glei-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

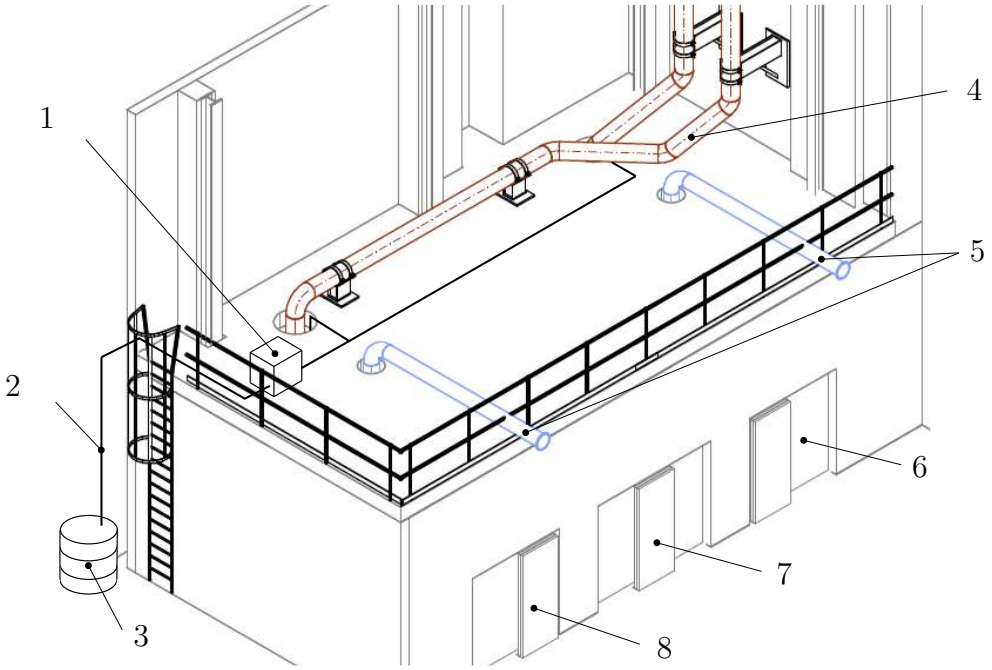


Abbildung 3.8: Übersichtsplan des Gasturbinenprüfstands: (1) Brennstoffzwischentank; (2) Brennstoffleitung; (3) Brennstofffass; (4) Abgasleitungen; (5) Ansaugleitungen; (6) GT ROVER 1S/60; (7) Steuerwarte; (8) GT KHD T216, Adaptiert aus [5]

chermaßen wie die KHD Turbine an Ansaug-, Abgas- und Brennstoffleitung gemäß Abb 3.8 angebunden. Zur Illustration des KHD-Gasturbinenprüfstands dient Abb. 3.9. Die am Rotor anliegende Wellenleistung wird auf der Verdichterseite abgeführt und von einer wassergekühlten Wirbelstrombremse (Schenk W130) aufgenommen. Das Kühlwasser wird dazu aus dem zentralen Kühlsystem der Laborinfrastruktur

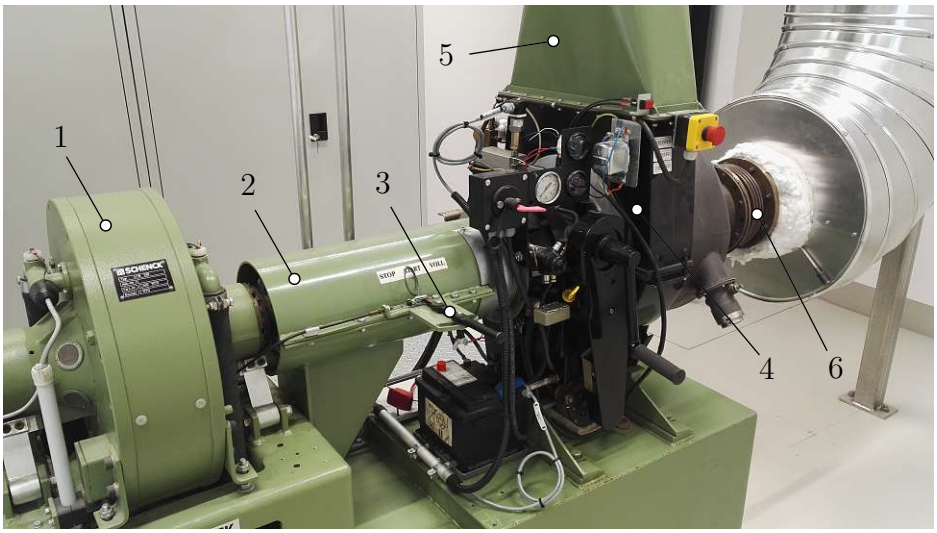


Abbildung 3.9: Aufbau des Gasturbinenprüfstands: (1) Wirbelstrombremse; (2) Gelenkwelle; (3) Brennstoffregler; (4) Gasturbineneinheit; (5) Ansaugleitung; (6) Abgasleitung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

entnommen. Die Drehmomentenübertragung vom Gasturbinenrotor auf die Wirbelstrombremse erfolgt mittels Gelenkwelle. Die Einstellung des Brennstoffmassenstroms erfolgt über einen Hebel direkt an der Maschine. Je nach Regelungsart, können die gewünschte Drehzahl oder das Moment am Steuergerät der Wirbelstrombremse eingestellt und durch gleichzeitige Veränderung der Brennstoffzufuhr ein Betriebspunkt angefahren werden.

3.3 Modernisierungskonzept

Ein Teil der Modernisierung der Gasturbinenanlage wurde bereits bei der Übersiedelung in die neuen Laborräumlichkeiten am Standort SC Arsenal realisiert. Dazu gehört die automatisierte Befüllung des Brennstofftanks und die Überwachung von sicherheitsrelevanten Größen wie beispielsweise Öldruck und Öltemperatur mittels eigener Steuerungssoftware (Fa. Grübl Automatisierungstechnik) auf einem separaten, zentralen Rechner. Von dort aus können auch alle anderen Prüfstände im Labor angesteuert werden.
Ziel ist es, alle bisherigen Messstellen an der KHD-Gasturbine am neuen Standort zu reaktivieren. Um sowohl sicherheitstechnisch als auch messtechnisch den Erfordernissen gerecht zu werden und um die für die Validierung des Kreisprozessmodells benötigten Messungen durchführen zu können, wurde die Messdatenerfassung im Zuge dieser Arbeit erneuert. Damit soll zukünftig eine vollständige Ansteuerung und Visualisierung von der Steuerwarte aus ermöglicht und somit auch die Sicherheit beim Betrieb der Anlage erhöht werden.
Um die geplanten Neuerungen an der Gasturbine in die bereits vorhandene Infrastruktur einzubinden, wurde ein Konzept gemäß Abb. 3.10 ausgearbeitet. Für die Modernisierung der Messtechnik wurden entsprechende Sensoren mit zugehörigen Messkarten ausgewählt und in einem Messprogramm verarbeitet. Die Messdaten

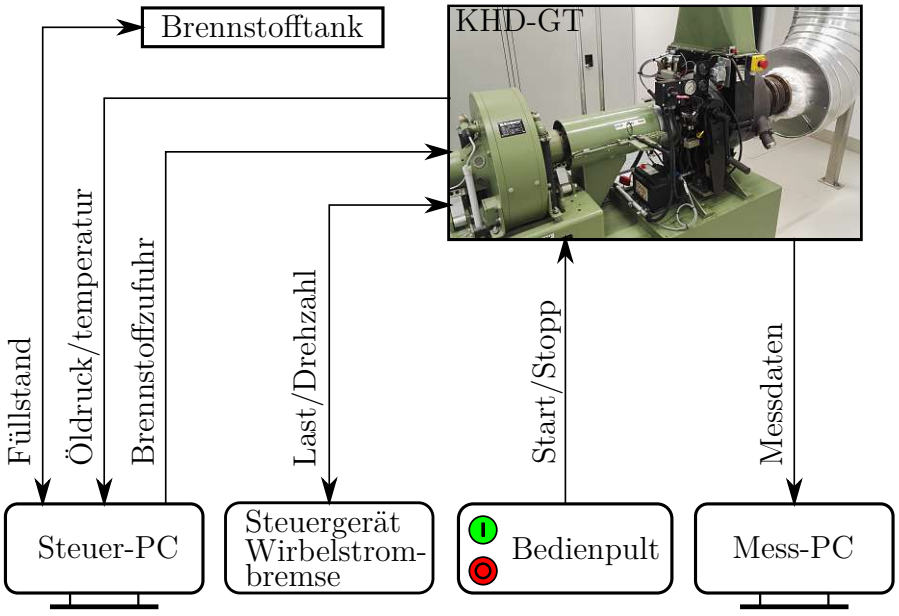


Abbildung 3.10: Prüfstandsübersicht

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

werden dabei über einen eigenen Rechner erfasst und ausgewertet.
Der Start der Gasturbine erfolgt über eine elektrische Zündung mittels Batterie. Bisher löste die Betätigung des Startknopfes sowohl die Zündung, als auch die Kraftstoffzufuhr aus. Erfahrungsgemäß führte dies jedoch oftmals zu Problemen, weshalb eine manuelle Zuschaltung der Kraftstoffeinspritzung mittels zusätzlichem Schalter realisiert wurde. Dies wurde ebenfalls beim Umbau auf den Fernbetrieb berücksichtigt. Das vorhandene Bedienpult in der Steuerwarte wurde deshalb mit einem Schalter für das Kraftstoffventil ausgestattet.

3.4 Messstellen und Messtechnik

Die Aufnahme von Prozessgrößen zur Beurteilung des Betriebsverhaltens der Gasturbine erfolgt gemäß dem Schema in Abb. 3.11. Dazu werden Druck p und Temperatur T des Prozessmediums an den jeweiligen Stellen, Massenstrom des Brennstoffes $\dot{m}_B$ sowie die Drehzahl n und das Drehmoment M der Abtriebswelle gemessen (Tab. 3.2). Die Messung des angesaugten Luftmassenstroms wird am Eintritt der Ansaugleitung indirekt mittels Messblende nach VDI/VDE 2041 [88] realisiert (Differenzdruckmessung).
Um eine gesammelte, digitale Messdatenerfassung zu ermöglichen, wurde im Zuge dieser Arbeit die Messtechnik des Gasturbinenprüfstandes erneuert. Sämtliche Messstellen gemäß Abb. 3.11 und 3.12 wurden im Zuge der Modernisierung übernommen.
Drehzahl und Drehmoment der Welle werden mit Hilfe des Steuergeräts der Wirbelstrombremse detektiert. Die bisher für die Druckmessung verwendeten U-Rohrmanometer wurden durch Differenzdrucksensoren ersetzt. Da hierbei für die Ermittlung der Absolutdrücke der Umgebungsdruck in der Kabine p_K benötigt wird, wurde dafür ein Absolutdrucksensor angebracht. Für die Bezugnahme auf den Ansaugdruck wird der Umgebungsdruck p_0 ebenfalls an der Eintrittsblende am Kabinendach gemessen.
Die Sensoren für die Temperaturmessung an den Stellen 1, 2 und 4 wurden beibehalten und in die neue Messkette integriert. Es handelt sich dabei um Pt100

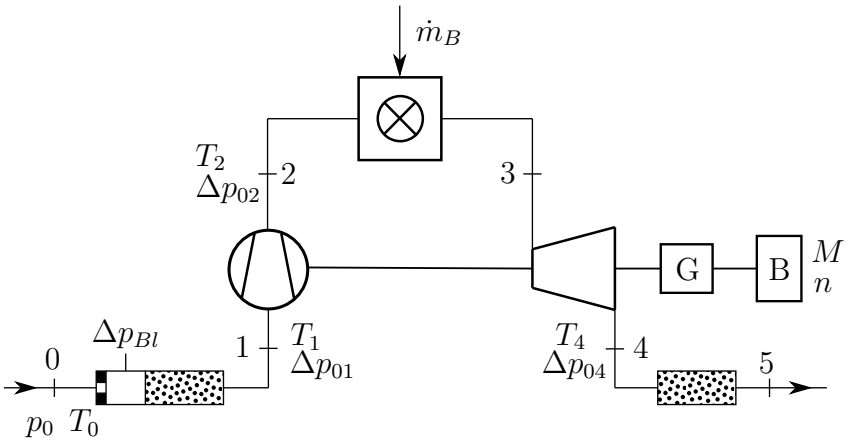


Abbildung 3.11: Übersicht der messbaren Größen an der KHD Gasturbine, in Anlehnung an [42]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

p_0	Umgebungsdruck an der Ansaugblende
p_K	Umgebungsdruck in der Kabine
Δp_{Bl}	Differenzdruck an der Blende
Δp_{01}	Differenzdruck zwischen Verdichtereintritt und Umgebung
Δp_{02}	Differenzdruck zwischen Verdichteraustritt und Umgebung
Δp_{04}	Differenzdruck zwischen Turbinenaustritt und Umgebung
T_0	Umgebungstemperatur an der Ansaugblende
T_K	Umgebungstemperatur in der Kabine
T_1	Verdichtereintrittstemperatur
T_2	Verdichteraustrittstemperatur
T_4	Turbinenaustrittstemperatur
M	Drehmoment an der Abtriebswelle
n	Drehzahl der Abtriebswelle
$\dot{m}_B$	Brennstoffmassenstrom

Tabelle 3.2: Messbare Prozessgrößen am KHD T216 Gasturbinenprüfstand

Widerstandsthermometer nach dem 3-Leiter-Prinzip. Zur Ermittlung der Ansaugtemperatur T_0, sowie zur Überwachung der Kabinentemperatur T_K wurde je ein neuer Widerstandsthermometer außerhalb und innerhalb der Kabine installiert. Zusätzlich wurde die Messung des Brennstoffmassenstroms erneuert. Dazu kommt ein Flügelradsensor in der Brennstoffleitung zum Einsatz. Die erneuerten Sensoren sind in Tab. A.1 in Anhang A zusammengefasst. Die digitalen Messsignale werden über entsprechende Messkarten von *National Instruments* detektiert und über ein neu erstelltes *LabView*-Programm dargestellt und ausgewertet. Für die Kanalbelegung der einzelnen Eingangsgrößen an den Messkarten sowie die verwendete Messbereichskalierung sei auf Tab. A.2 in Anhang A verwiesen. Bei den angegebenen Messbereichen handelt es sich um den vom Hersteller kalibrierten Bereich.

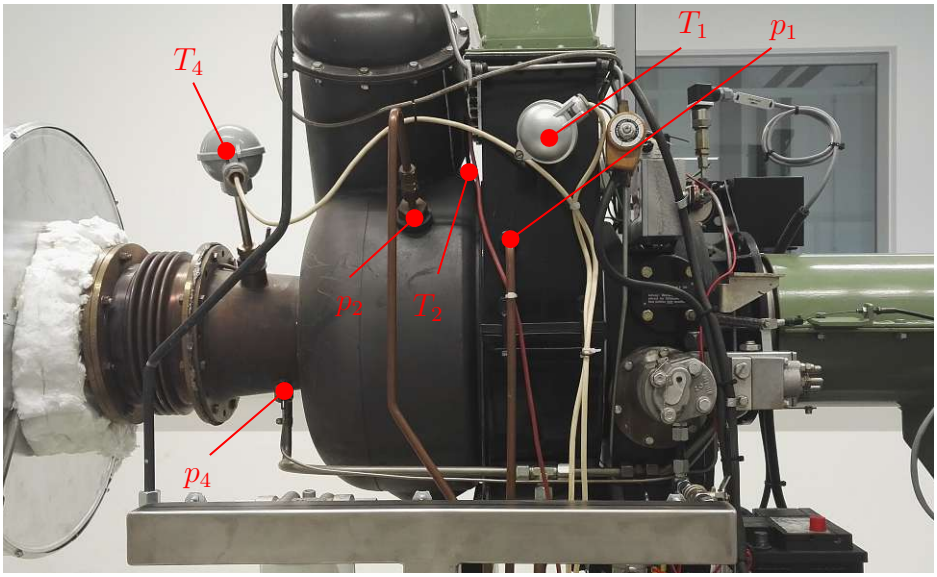


Abbildung 3.12: Messstellen an der Gasturbine

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Der Einsatzbereich der Sensoren ist im Allgemeinen breiter und den entsprechenden Datenblättern zu entnehmen.

3.5 Messprogramm

Für die Messdatenerfassung an der KHD-GT wurde ein *LabView*-Programm erstellt, dessen Benutzeroberfläche Abb. 3.13 zu entnehmen ist. Nach Vorgabe der konstanten Stoffwerte sowie des Speicherpfades für die Messdaten werden die aktuellen Messwerte auf der Oberfläche angezeigt und im Sekundentakt aktualisiert. Beim Starten der Messung werden über einen Zeitraum von 10 s Messdaten der einzelnen Messgrößen mit einer Abtastfrequenz von 1000 Hz aufgenommen. Anschließend werden die arithmetischen Mittelwerte gebildet und in einer Textdatei gespeichert. Die Berechnung des isentropen Verdichterwirkungsgrades $\eta_{s,V}$ erfolgt direkt im Programm, da $c_{p,m12}$ auf Grund der vergleichsweise geringen Temperaturänderung als konstant angenommen werden kann. Für Brennkammer und Turbine gestaltet sich die Integration von Wirkungsgraden in das Programm schwierig, da für $c_{p,m23}$ bzw. $T_{3,th}$ eine Iteration notwendig ist. Weiters wird die Leistung bzw. das Moment der Turbine vorerst nur am Steuergerät der Wirbelstrombremse angezeigt und ist nicht in das Programm eingebunden. Die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades η_{th} und der dafür benötigten Zwischenergebnisse wie die Turbineneintrittstemperatur T_3 erfolgten im Anschluss separat.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

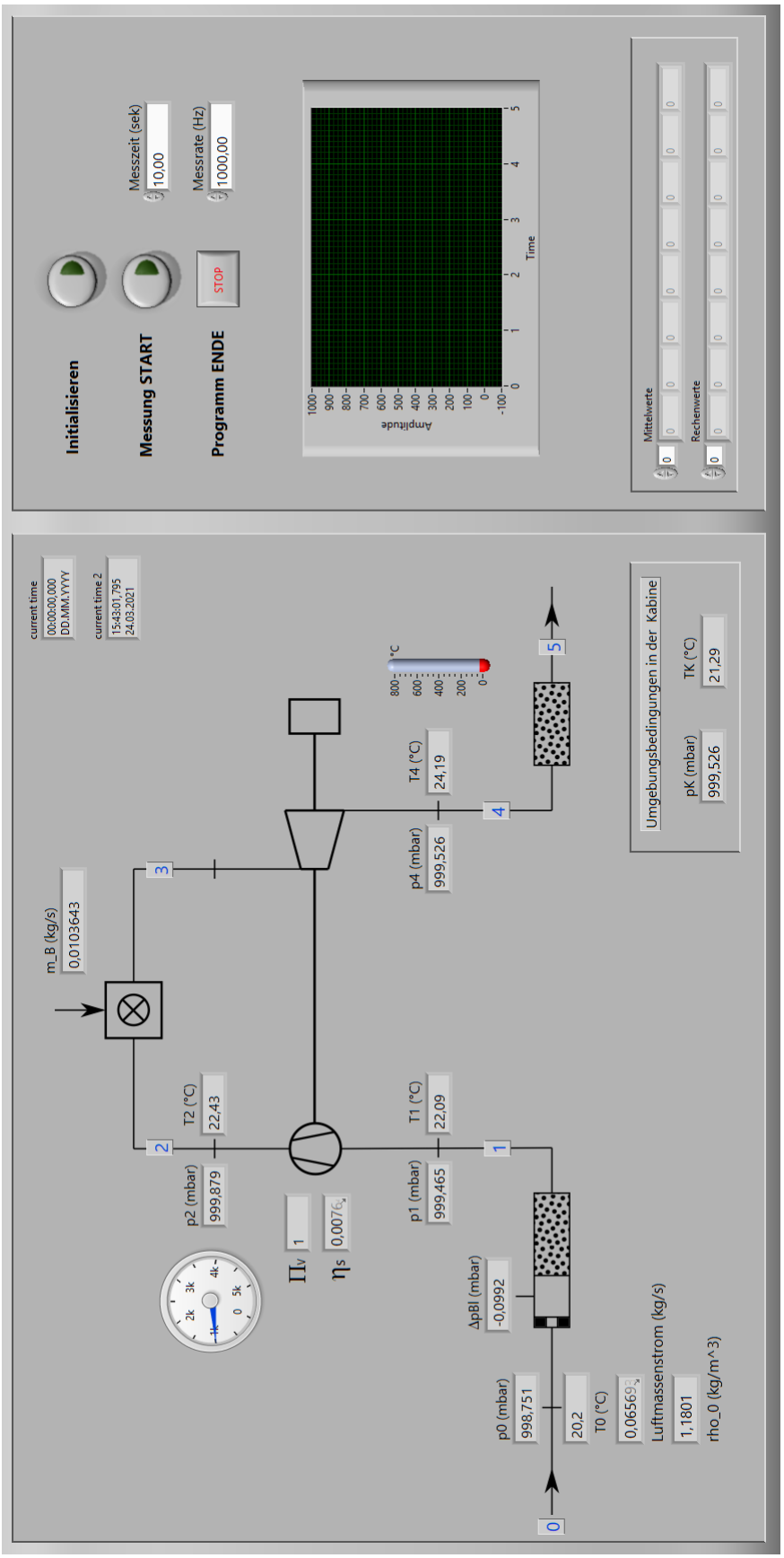


Abbildung 3.13: Benutzeroberfläche des KHD-Messprogramms

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

3.6 Messunsicherheiten

Im folgenden wird auf die Berücksichtigung von Messunsicherheiten in Bezug auf die durchgeführte Messung nach der geltenden Richtlinie DIN 1319 eingegangen. Nach [25] setzt sich ein Messwert x

$$x = x_t + e_r + e_{s,b} + e_{s,u} \tag{3.2}$$

einer Messgröße X aus dem wahren Wert x_t, der zufälligen Messunsicherheit e_r, sowie der bekannten und unbekannten systematischen Messunsicherheit $e_{s,b}$ und $e_{s,u}$ zusammen. Bei n durchgeführten Messungen kann der Mittelwert $\overline{x}$ über

$$\overline{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \tag{3.3}$$

berechnet werden. Das Verfahren für die Bestimmung von Messunsicherheiten einzelner direkt messbarer Größen gibt DIN 1319-3 [26] vor. Die zufällige Messunsicherheit wird demnach mit Hilfe der empirischen Standardabweichung des Mittelwerts über

$$u_r\left(X_j\right) = u_r\left(\overline{x}\right) = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)}\sum_{i=1}^{n}\left(x_i - \overline{x}\right)^2} \tag{3.4}$$

bestimmt. Während bekannte systematische Fehler (z.B. Offset) relativ einfach über einen Korrekturwert berücksichtigt werden können, muss für die unbekannten systematischen Fehler eine statistische Verteilung vorgegeben werden. Ist außer den maximalen Abweichungen einer Messgröße X_j nichts bekannt, ist nach [26] die unbekannte systematische Messunsicherheit über eine Rechtecksverteilung mit

$$u_s\left(X_j\right) = \frac{b-a}{\sqrt{12}} \tag{3.5}$$

anzusetzen. Die Variablen a und b stellen dabei die Grenzen dar, in denen sich der wahre Wert während der Messung bewegt. Die gesamte Messunsicherheit kann anschließend über

$$u(X_j) = \sqrt{u_r(X_j)^2 + u_s(X_j)^2} \tag{3.6}$$

berechnet werden [26].
Die Bestimmung der Messunsicherheit einer Zielgröße $Y(X_1, ...Xm)$, die aus m Einzelmessgrößen X_j berechnet werden muss, gibt DIN 1319-4 [27] vor. Demnach wird dafür das sog. *Gauss-Verfahren* für die *Fortpflanzung von Unsicherheiten* angewandt. Dieses lautet

$$u(Y) = \sqrt{\sum_{j=1}^{m}\left(\frac{\partial Y}{\partial X_j}\right)^2 u(X_j)^2}. \tag{3.7}$$

Für die Ermittlung der Messunsicherheit des angesaugten Luftmassenstroms $\dot{m}_L$, welcher ebenfalls aus mehreren direkt gemessenen Größen berechnet wird [88], wird auf DIN EN ISO 5167-2 [28] verwiesen. Diese Methode wird näherungsweise

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

bei der vorliegenden Einlaufblendenmessung anstelle von Gl.(3.7) verwendet (Vgl. [97]). Für die Berechnung der Messunsicherheit des thermischen Wirkungsgrades kann alternativ auch nach DIN 4341-2 [24] vorgegangen werden.

3.7 Messergebnisse

Die Ergebnisse der durchgeführten Messung sind Tab. 3.3 zu entnehmen. Die zugehörigen Messunsicherheiten nach Abschn. 3.6 sind in Tab. 3.4 aufgelistet. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass für die vorgegebene Effektivleistung auf Grund von Unkenntnis eine Gesamtmessunsicherheit von 1 % angenommen wurde. Insgesamt wurden vier Betriebspunkte vermessen, wobei die Abtriebsdrehzahl an der Wirbelstrombremse jeweils $n = 2300$ U/min betrug, was einer Drehzahl der Turbinenwelle von $n_T = n_V = 38333$ U/min entspricht. Die Betriebspunkte wurden durch Vorgabe der Last an der Wirbelstrombremse, sowie der Brennstoffzufuhr an der Gasturbine eingestellt. Da am Steuergerät der Wirbelstrombremse die Last über die Effektivleistung unzureichend genau eingestellt werden konnte (Auflösung der Anzeige = 1 kW), wurde die Last über das Drehmoment vorgegeben (Auflösung der

	Größe	Einheit	BP 1	BP 2	BP 3	BP 4
Vorgabe	P	(kW)	10	15	20	25
	M	(Nm)	41,5	62,3	83,0	103,8
direkt (LabView)	p_K	(mbar)	984,22	984,22	984,16	984,19
	p_0	(mbar)	983,50	983,53	983,51	983,50
	Δp_{01}	(mbar)	7,36	7,43	7,21	7,06
	Δp_{02}	(mbar)	780,59	808,32	823,96	838,79
	Δp_{04}	(mbar)	28,28	28,76	29,98	30,00
	Δp_{Bl}	(mbar)	9,72	9,73	9,52	9,28
	T_0	(°C)	22,5	22,5	22,5	22,4
	T_1	(°C)	23,2	23,1	23,0	22,9
	T_2	(°C)	102,7	104,1	104,6	104,8
	T_4	(°C)	444,0	497,1	547,4	603,7
	$\dot{m}_B$	(kg/s)	0,0089	0,0099	0,0110	0,0120
direkt (Grübl)	$T_{Öl}$	(°C)	35,9	44,4	49,4	53,9
	$p_{Öl}$	(bar)	2,5	2,4	2,3	2,3
berechnet	Π_V	(-)	1,807	1,835	1,851	1,866
	$\dot{m}_L$	(kg/s)	0,643	0,643	0,636	0,628
	T_3	(°C)	530	590	650	712
	$\eta_{s,V}$	(-)	0,69	0,69	0,70	0,70
	$\eta_{s,T}$	(-)	0,81	0,80	0,80	0,80
	η_{BK}	(-)	0,78	0,81	0,82	0,83
	η_{th}	(%)	2,61	3,54	4,25	4,86

Tabelle 3.3: Ergebnisse aus den vermessenen Betriebspunkten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Größe	BP 1	BP 2	BP 3	BP 4
	Messunsicherheit $u(X)$ in %			
P	1,0	1,0	1,0	1,0
p_K	0,06	0,06	0,06	0,06
p_0	0,06	0,06	0,06	0,06
Δp_{01}	2,4	2,3	2,3	3,0
Δp_{02}	0,7	0,7	0,6	0,7
Δp_{04}	0,4	0,4	0,2	0,2
Δp_{Bl}	1,0	1,2	1,1	1,0
T_0	0,5	0,5	0,5	0,5
T_1	0,5	0,5	0,5	0,5
T_2	0,2	0,2	0,2	0,2
T_4	0,2	0,2	0,2	0,1
$\dot{m}_B$	1,9	1,9	1,9	2,1
	Messunsicherheit $u(Y)$ in %			
$\dot{m}_L$	0,3	0,4	0,3	0,3
T_3	0,2	0,1	0,2	0,1
$\eta_{s,V}$	1,2	1,2	1,1	1,1
$\eta_{s,T}$	1,0	0,9	1,0	0,8
η_{BK}	1,9	1,9	1,9	2,1
η_{th}	2,1	2,2	2,2	2,3

Tabelle 3.4: Gesamtmessunsicherheiten der betrachteten Mess- bzw. Zielgrößen

Anzeige = 0,1 Nm). Zusätzlich ist die Drehzahlkennlinie in Abb. 3.14 dargestellt, welche sich aus den vier Betriebspunkten ergibt. Der vertikale Verlauf im Bereich der Messpunkte 1 und 2 ist vermutlich auf eine Messunsicherheit zurückzuführen, wie die Fehlerbalken verdeutlichen. Das Vorliegen der Stopfgrenze kann in diesem Bereich auf Grund der geringen Drehzahl ausgeschlossen werden. Allgemein fügt sich die gemessene Kennlinie gut in das vorhandene Verdichterkennfeld der Gasturbine ein (Abb. 3.15). Für eine weitere graphische Darstellung der relevanten Messergebnisse wird auf Kap. 4 verwiesen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

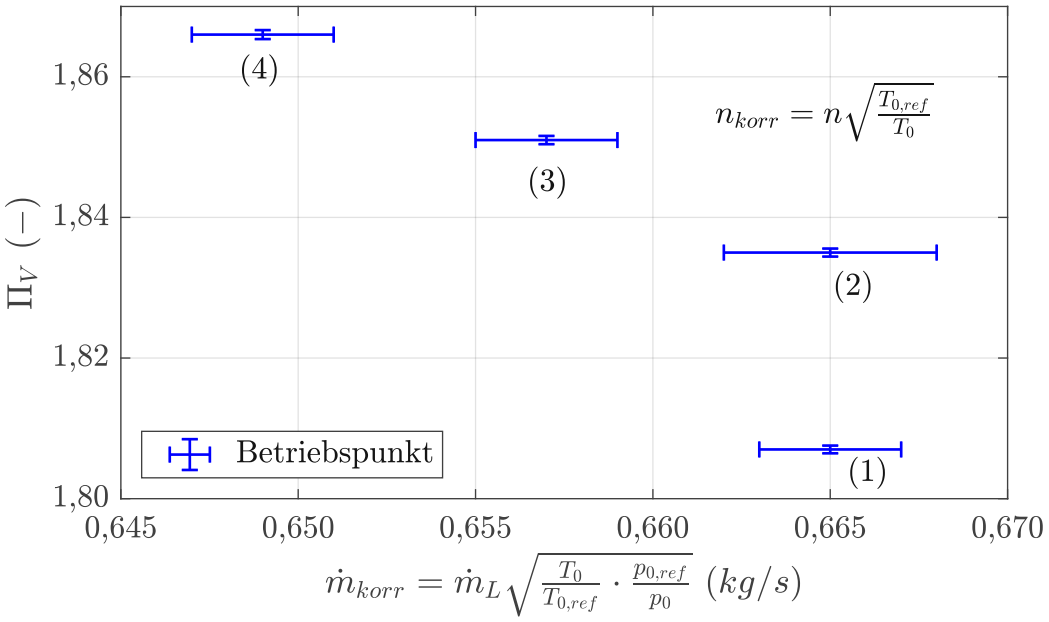


Abbildung 3.14: Drehzahlkennlinie bei $n_{korr} = 37646$ U/min

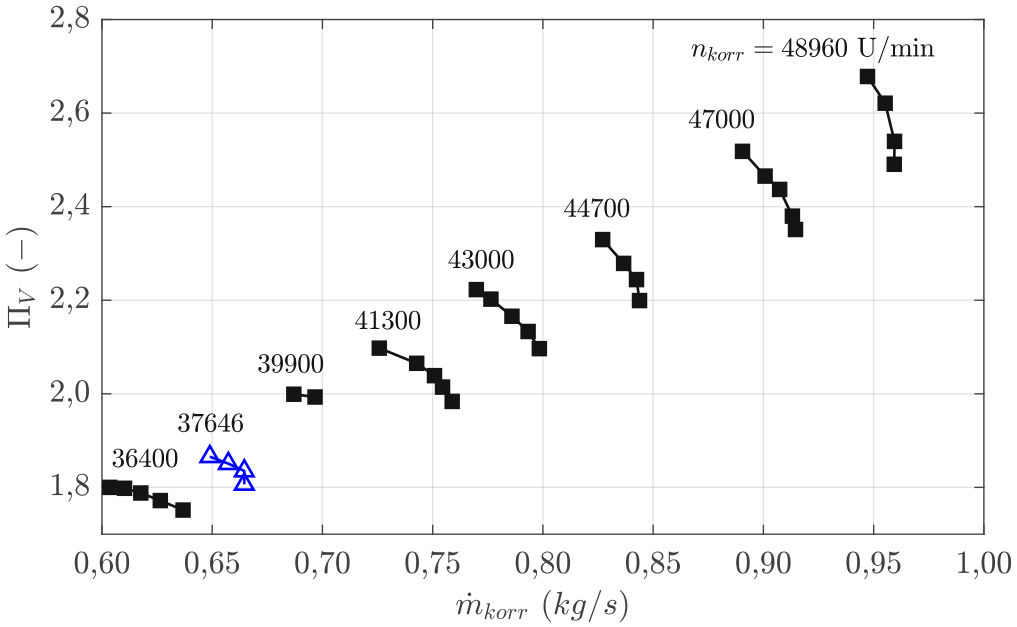


Abbildung 3.15: Verdichterkennfeld der KHD-Gasturbine, adaptiert aus [42]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 4

Kreisprozess der KHD-Gasturbine

Gegenstand dieses Kapitels ist die Modellierung des KHD-Gasturbinen-Kreisprozesses. Dabei wurde der Gasturbinenprozess mit Hilfe der gewonnenen Messdaten realitätsnah abgebildet. Besonderes Augenmerk fällt dabei auf zusätzliche Verluste, die bei Kleingasturbinen auftreten können. Im Zuge der Modellierung wird ebenfalls beurteilt, ob die Betrachtungsweise des Zustandsverlaufes mittels statischer Größen unter der gegebenen Instrumentierung des Prüfstandes zulässig ist.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

4.1 Statische vs. totale Betrachtung

Im Zuge der Kreisprozessmodellierung stellt sich die Frage, ob der Kreisprozess mit statischen oder totalen Größen abgebildet werden soll. Die beiden Betrachtungsweisen sind gleichwertig, jedoch in manchen Fällen, je nach verwendetem Messprinzip, zweckmäßig oder unzweckmäßig. Beispielsweise können gemessene statische Drücke direkt mit den Ergebnissen einer Kreisprozessrechnung mit statischen Größen verglichen werden. Im vorliegenden Fall der KHD-Gasturbine erfolgen sämtliche Entnahmen für die Druckmessung mittels Wandbohrung quer zur Strömungsrichtung. Es werden somit ausschließlich statische Drücke gemessen, was zunächst für eine Ausführung mit statischen Größen spricht.

Eine Besonderheit stellt jedoch die Messung der Temperaturen dar. Aus dem Energiesatz lässt sich für adiabte Verzögerung im Staupunkt die Totaltemperatur über

$$T_t = T + \frac{c^2}{2c_p} \tag{4.1}$$

angeben. Statische Temperaturen in einer Gasströmung könnten direkt nur gemessen werden, wenn sich der Temperaturfühler mit der Strömung mitbewegen würde und somit keine Relativbewegung ($c = 0$) zwischen freier Strömung und Temperaturfühler existiert [34], [78]. Dies ist in technischen Anwendungen jedoch nicht realisierbar. Im Allgemeinen werden wie auch im Falle der KHD-Gasturbine die Temperaturfühler feststehend in die Strömung eingebracht. Auf Grund von Reibungseffekten in der Grenzschicht wird dabei jedoch weder die statische, noch die Totaltemperatur des strömenden Gases, sondern die sog. Eigentemperatur gemessen [34], [78]. Wie groß dabei die Abweichung ist, hängt von der Strömungsgeschwindigkeit c des Mediums ab, welche mit Hilfe der Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\kappa RT}$ über die Machzahl

$$Ma = \frac{c}{a} \tag{4.2}$$

in dimensionsloser Form ausgedrückt werden kann. Mit Hilfe von Gl. (4.1) kann schließlich das Verhältnis von Totaltemperatur und statischer Temperatur mit

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \tag{4.3}$$

angegeben werden. Mit dieser Gleichung kann nun unter Einsetzen der jeweiligen Machzahl am betrachteten Messpunkt abgeschätzt werden, ob zwischen statischer oder totaler Temperatur unterschieden werden muss. Dazu wurden die jeweiligen Querschnittsabmessungen A an den Messpunkten für T_1, T_2 und T_4 aus den vorhandenen Unterlagen der KHD-Gasturbine entnommen. Unter der vereinfachten Annahme, dass es sich bei den gemessenen Temperaturen um statische Temperaturen handelt, kann mit Hilfe der idealen Gasgleichung sowie der Kontinuitätsgleichung

$$p = \rho RT \qquad \text{und} \qquad \dot{m} = \rho cA \tag{4.4}$$

und den Messdaten der Betriebspunkte 1 und 4 das Verhältnis aus Gl. (4.3) ausgewertet werden. Tabelle 4.1 zeigt die Ergebnisse für zwei verschiedene Betrieb-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

spunkte. Die Ergebnisse zeigen, dass für die untersuchten Temperaturbereiche und Betriebspunkte der dynamische Anteil vernachlässigt werden kann und somit eine statische Betrachtung sinnvoll ist. Für die Beurteilung von Messergebnissen betreffend der KHD-Gasturbine bedeutet dies, dass nicht zwischen statischen und totalen Größen unterschieden werden muss.

	BP 1			BP 4		
Messstelle	1	2	4	1	2	4
Ma (-)	0,024	0,149	0,121	0,024	0,141	0,131
T_t/T (-)	1,000	1,004	1,003	1,000	1,004	1,003

Tabelle 4.1: Verhältnis von Totaltemperatur und statischer Temperatur für verschiedene Betriebspunkte am Verdichtereintritt (1), Verdichteraustritt (2) und Turbinenaustritt (4)

4.2 Modellierung des KHD T216 Prozesses

Auf Basis der durchgeführten Messung und der in Kap. 3 beschriebenen Aspekte des Gasturbinenaufbaus wurde der Kreisprozess der KHD-Gasturbine mit der Simulationssoftware *IPSEpro V 6.0* [80] modelliert. Das Prozessschema ist Abb. 4.1 zu entnehmen. Die benötigten Bilanzgleichungen sind in den entsprechenden Modulen des Programms hinterlegt und werden iterativ gelöst. Dabei ist darauf zu achten, dass das Gleichungssystem konsistent, d.h. nicht über- oder unterbestimmt ist. Als bekannte Größen für die Modellierung wurden die gemessenen Werte der einzelnen Zustandsgrößen an den jeweiligen Betriebspunkten verwendet (Vgl. Tab. 3.3 in Kap. 3). Dazu zählen Umgebungsbedingungen p_0 und T_0, Verdichtereintrittsdruck p_1, Verdichterdruckverhältnis Π_V, Turbinenaustrittsdruck

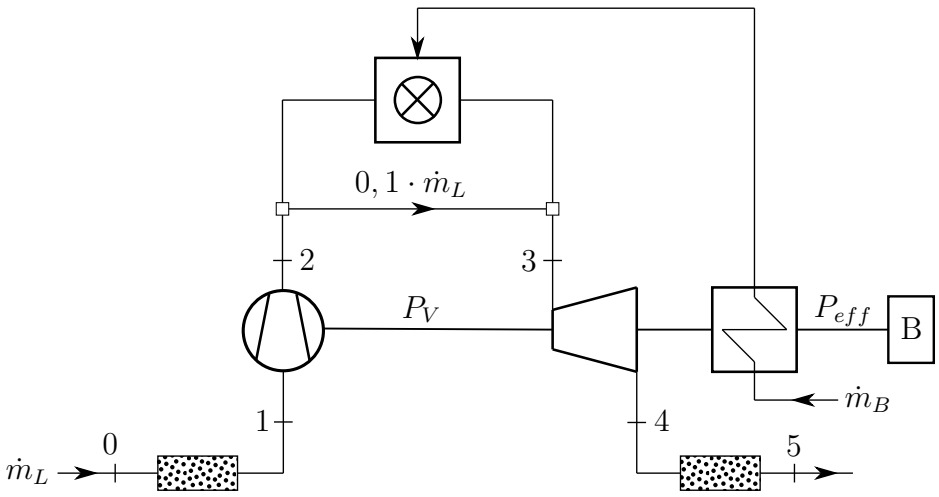


Abbildung 4.1: Modellierungsschema der KHD-Gasturbine

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

p_4, Luft- und Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_L$ und $\dot{m}_B$, sowie der untere Heizwert für Dieselbrennstoff mit $H_U = 42700$ kJ/kg. Für die Berücksichtigung von Verlusten in Verdichter und Turbine wurden die jeweiligen isentropen Wirkungsgrade verwendet. Diese wurden ebenfalls aus den Messdaten abgeleitet und anschließend für den jeweiligen Betriebspunkt im Programm hinterlegt. Entsprechend der vorausgegangenen Untersuchung wurden für den Kreisprozess statische Größen den Totalgrößen gleichgesetzt.

Um die KHD-Gasturbine möglichst realitätsnah abzubilden, wurde zunächst die vorhandene Brennstoffvorwärmung (Ölkühler) durch die Getriebeverlustleistung implementiert. Dazu wurde das Getriebe entsprechend Abb. 4.2 und 4.3 modelliert. Die hinterlegten Bilanzgleichungen lauten

$$\dot{m}_{B,ein} = \dot{m}_{B,aus} \tag{4.5}$$

$$P_T - P_V - P_{eff} = P_{VG} \tag{4.6}$$

$$P_T - P_V - P_{eff} = \dot{Q}_{VG} + \dot{m}_B \cdot h_{B,aus} - \dot{m}_B \cdot h_{B,ein}. \tag{4.7}$$

$\dot{Q}_{VG}$ ist dabei der Anteil an Wärme, welcher zum Teil durch die Außenwand des Getriebes an die Umgebung sowie an angrenzende Bauteile abgegeben wird und somit nicht an der Brennstoffvorwärmung teilnimmt. Dass ein entsprechender Anteil an Wärme anderweitig abgeleitet wird, wurde aus der Tatsache gewonnen, dass die Simulation für eine gegebene Effektivleistung und bekannter Gesamtverlustleistung nach Abb. 3.7, ohne Berücksichtigung von $\dot{Q}_{VG}$ eine Brennstofftemperatur $T_{B,aus}$ von etwa 115 °C lieferte, wohingegen die Messung der Öltemperatur lediglich ca. 40 °C betrug. Unter der vereinfachten Annahme, dass die Brennstoffaustrittstemperatur aus dem Getriebe der Öltemperatur entspricht, kann unter Einführung eines Faktors k_G die Gesamtverlustleistung P_{VG} aufgeteilt werden. Dies wurde ebenfalls im Kreisprozessmodell über die Gleichung

$$\dot{Q}_{VG} = k_G \cdot P_{VG} \tag{4.8}$$

implementiert. Unter Kenntnis der Öltemperatur kann somit abgeschätzt werden, wie groß der Anteil des Verlustes ist, der an der Brennstoffvorwärmung teilnimmt. Die Eintrittstemperatur des Brennstoffes in den Wärmetauscher $T_{B,ein}$ wurde der gemessenen Umgebungstemperatur T_0 gleichgesetzt. Da die Verlustleistung von der Turbinenleistung abhängt (Abb. 3.7), erfolgt die Berücksichtigung der Verlustleistung iterativ.
Eine zusätzliche Erweiterung zu den in *IPSEpro* vorhandenen Funktionen stellt die Implementierung des Brennkammerwirkungsgrades η_{BK} dar. Die um η_{BK} erweiterte Bilanzgleichung der Brennkammer lautet

$$\eta_{BK} \dot{m}_B H_U = (\dot{m}_L + \dot{m}_B)\, c_{p,23}\, (T_3 - T_2)\,. \tag{4.9}$$

Der Brennkammerwirkungsgrad wurde aus den gewonnenen Messdaten mit Hilfe der theoretischen Turbinenaustrittstemperatur

$$T_{3,th} = \frac{\dot{m}_B H_U}{c_{p,23}\,(\dot{m}_L + \dot{m}_B)} \tag{4.10}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

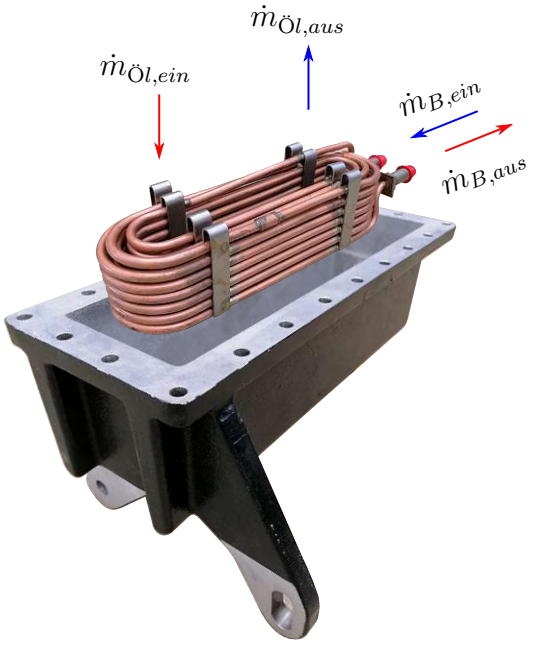


Abbildung 4.2: Ölkühler des Getriebes

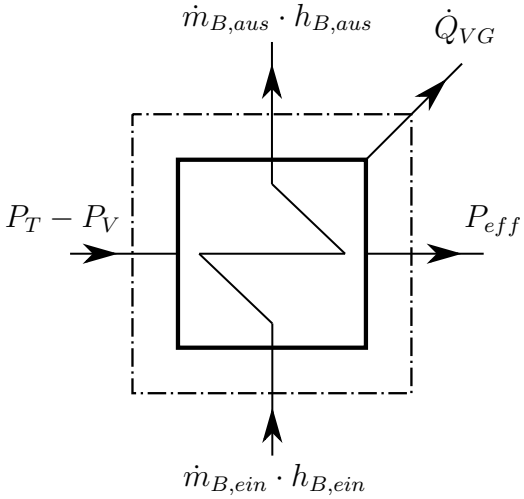


Abbildung 4.3: Energiebilanz über das Getriebe

über die Definitionsgleichung

$$\eta_{BK} = \frac{T_3 - T_2}{T_{3,th} - T_2} \tag{4.11}$$

berechnet und im Kreisprozess hinterlegt. Es werden dabei reale und ideale (vollständige) Verbrennung gegenübergestellt. Da T_3 nicht direkt gemessen wird, muss diese Größe aus der abgegebenen Turbinenleistung ermittelt werden.

Es stellt sich ebenfalls die Frage, ob Wärmeverluste nach außen eine zu berücksichtigende Rolle bei der Beurteilung des KHD-Kreisprozesses darstellen. Durch einen vor dem Turbineneintritt implementierten Wärmeverlust wurde zwar die abgegebene Leistung entsprechend den Messdaten vom Modell gut abgeschätzt, jedoch die Turbinenaustrittstemperatur bei weitem unterschätzt. Es wird daher vermutet, dass die Leistungsabminderung mit mechanischen Verlusten einhergeht und Wärmeverluste nach außen vernachlässigt werden können. Es wurden deshalb für die Turbinenwelle Verluste im Ausmaß von $\eta_m = 0,99$ hinterlegt. Dadurch konnte gleichzeitig die gemessene Leistung gut abgeschätzt werden, während die Turbinenaustrittstemperatur ebenfalls im Bereich der gemessenen Werte zu liegen kommt. Zusätzlich wurde wie in Kap. 3 beschrieben, der abgezweigte Kühlluftmassenstrom berücksichtigt. Dabei wurde im Modell entsprechend Abb. 4.1, 10 % des angesaugten Luftmassenstroms [33] an der Brennkammer vorbeigeführt und nach der Verbrennung dem Heißgas wieder zugeführt. Wie der nachfolgende Vergleich zeigt, kann dies jedoch vernachlässigt werden. Der Druckverlust in der Brennkammer blieb ebenfalls unberücksichtigt, da dieser bereits in geringem Maße zu einem massiven, unrealistischen Leistungabfall an der Turbine führte.
Ein Phänomen, welches bei Gasturbinen mit kleinen Abmessungen wie beispiels-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

weise Turboladern auftritt, ist das nicht-adiabate Verhalten auf Grund von Wärmeleitung von der heißen Turbinenseite auf die angrenzende Verdichterseite sowie an die Umgebung [44, 79, 89]. Die durch Messungen gewonnene Komponentenwirkungsgrade werden dadurch unterschätzt (Verdichter) bzw. überschätzt (Turbine) [79]. Auf Grund der baulichen Gegebenheiten an der KHD-Gasturbine ist eine Abschätzung des Wärmeflusses von Turbine zum Verdichter schwierig. Durch die Treffsicherheit des Modells wird jedoch davon ausgegangen, dass die nicht-adiabate Verdichtung bei der Betrachtung der KHD-Gasturbine vernachlässigt werden kann.

In Abb. 4.4 sind die gewonnenen Messdaten den Ergebnissen aus der Simulation gegenübergestellt, um die Treffsicherheit des Modells zu veranschaulichen. Dabei soll ebenfalls beurteilt werden, ob die Berücksichtigung von Brennstoffvorwärmung und Kühlluftmassenstrom den Kreisprozess maßgeblich beeinflussen. Für die Beurteilung wurden die Effektivleistung P_{eff}, der thermische Wirkungsgrad η_{th}, die Turbineneintrittstemperatur T_3 sowie die Turbinenaustrittstemperatur T_4 herangezogen. Es zeigt sich, dass das Modell unabhängig von der Berücksichtigung von Brennstoffvorwärmung und Kühlluftanteil die betrachteten Größen sehr gut abschätzt. Der Vergleich zwischen Fall A und B zeigt, dass die Berücksichtigung des abgezweigten Kühlluftmassenstroms mittels der verwendeten Modellierung gar keinen Einfluss auf das Prozessverhalten hat. Der Grund dafür liegt in der Energiebilanz des Mischers nach der Brennkammer

$$0,1\,\dot{m}_L h_2 + (\dot{m}_B + 0,9\,\dot{m}_L)\,h_{3,BK,aus} = (\dot{m}_B + \dot{m}_L)\,h_{3,T,ein}, \tag{4.12}$$

wonach sich bei konstantem Brennstoffmassenstrom unabhängig vom verwendeten Kühlluftanteil durch die Ausmischung der gleiche Zustand am Turbineneintritt ergibt.
Bei Vergleich von Fall A und C erkennt man, dass sich bei Berücksichtigung der Brennstoffvorwärmung die Ergebnisse ebenfalls kaum unterscheiden. Um Unsicherheiten auf Grund der getroffenene Vereinfachung bei der Wärmetauschermodellierung auszuschließen, wurde eine Simulation unter der Annahme jenes Extremfalles durchgeführt, bei dem sämtliche Verlustleistung zur Erwärmung des Brennstoffes beiträgt ($k = 0$). Die Abweichung der dabei erhaltenen Effektivleistung betrug weniger als 1 %, die der Turbinenaustrittstemperatur weniger als 3 °C.
Die Untersuchungen zeigen, dass weder die Turbinenkühlung, noch die Brennkammervorwärmung für den Gesamtprozess merklich relevant sind. Auf die Berücksichtgung des Brennkammerwirkungsgrades darf jedoch keinesfalls verzichtet werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

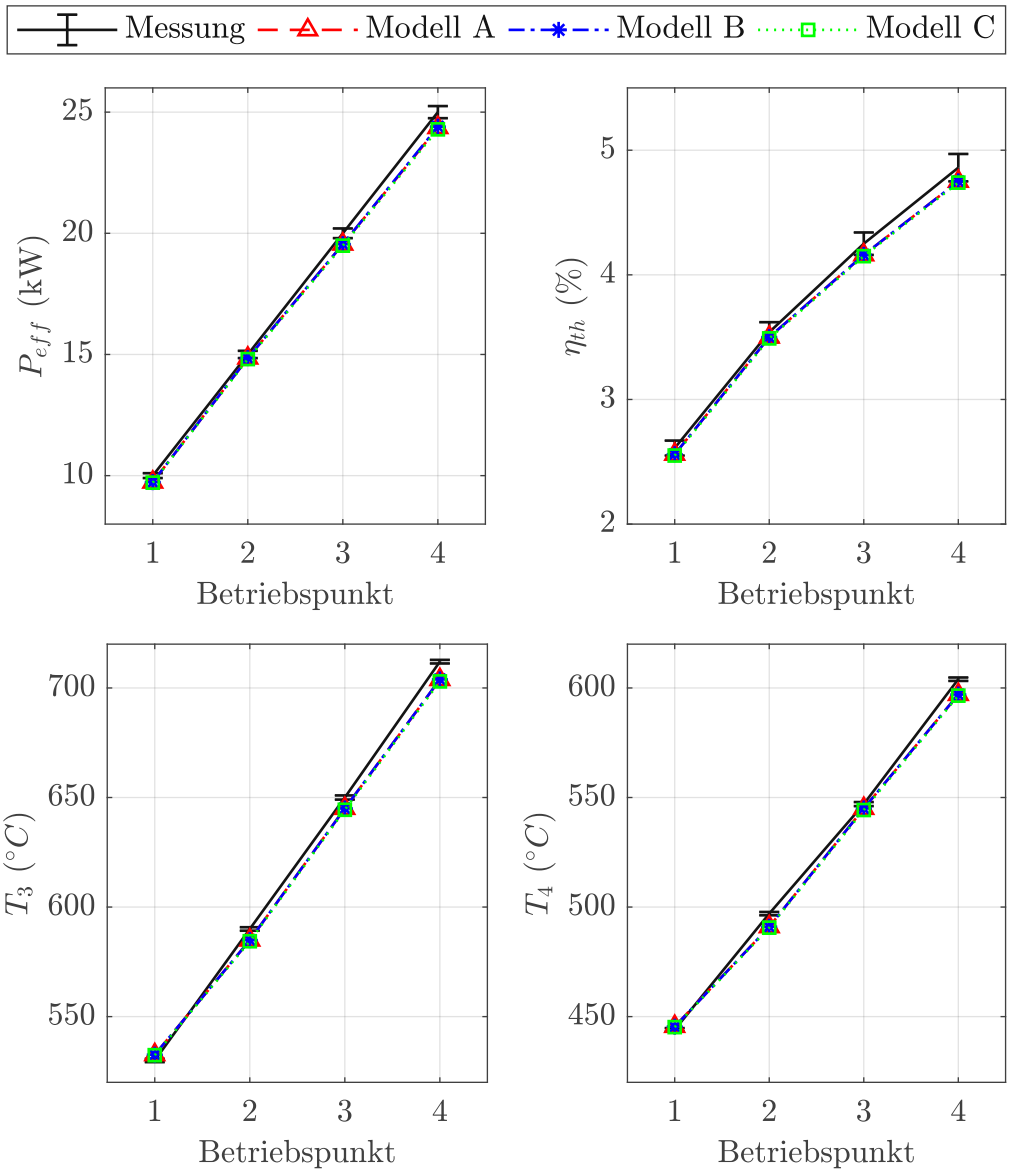


Abbildung 4.4: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messdaten - (A) Wärmetauscher und Kühlluft, (B) nur Kühlluft, (C) nur Wärmetauscher

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 5

Überleitung des Wellenleistungstriebwerks

Dieses Kapitel umfasst die Kreisprozessmodellierung des für die Überleitung ausgewählten Mikro-Strahltriebwerks auf ein Wellenleistungstriebwerk mit freilaufender Nutzleistungsturbine, sowie die Auslegung ihrer Hauptabmessungen. Nach der Auswahl und Beschreibung des Triebwerks wird die mögliche Wellenleistung aus den Herstellerdaten abgeschätzt und ein Kreisprozessmodell auf Basis der in Kap. 4 gewonnenen Erkenntnisse erstellt. Weiters werden mit Hilfe des Modells und einer Mittelschnittrechnung die strömungstechnischen Größen der Gasgeneratorturbine abgeschätzt. Die Ergebnisse liefern die Randbedingungen für die anschließende Auslegung der Nutzleistungsturbine.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5.1 Triebwerksauswahl

Als Basis für die Überleitung wurde des Triebwerk *Olympus HP* von *AMT Netherlands* verwendet [2]. Ein Modellschnitt dieses Triebwerks ist in Abb. 5.1 ersichtlich. Da, wie einleitend erwähnt, bereits einige Arbeiten zu diesem Triebwerk veröffentlicht wurden und somit auch Messdaten zur Verfügung stehen, bietet sich dieses Triebwerk für die Überleitung an. Zusätzlich wird von *AMT* das Triebwerk in einer sog. Universitätskonfiguration angeboten, wodurch die Hauptabmaße des Gasgenerators zugänglich sind. Die vorliegende Überleitung beschränkt sich auf den laut Hersteller angegebenen Auslegungspunkt bei konstanter Drehzahl. Die Eckdaten dazu sind Tab. 5.1 zu entnehmen. Für weitere Informationen zum Triebwerk sei auf Abb. B.1 in Anhang B verwiesen.

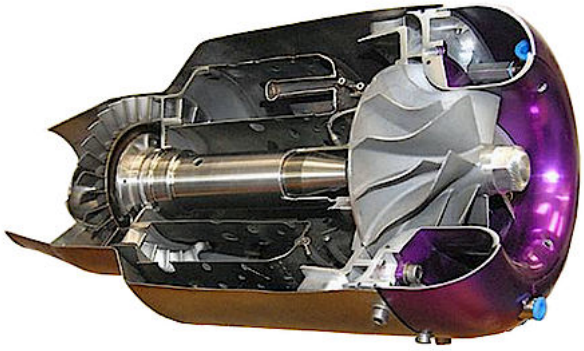


Abbildung 5.1: Schnittbild des Triebwerks *Olympus HP* von *AMT Netherlands*, angepasst aus [3], Foto: *AMT Netherlands*

Schub	230 N
Drehzahl	108 500 U/min
Verdichterdruckverhältnis	3,8
Luftmassenstrom	0,45 kg/s
Brennstoffmassenstrom	0,01 kg/s
Abgastemperatur (max)	700 °C (750)

Tabelle 5.1: Technische Daten des *Olympus-HP* Triebwerks im Nennpunkt bei Verwendung des Brennstoffs Kerosin Jet-A1 [2]

5.2 Leistungsabschätzung

Für die Überleitung muss ein entsprechendes Triebwerk ausgewählt werden, welches der Leistungsanforderung eines betreffenden Flugobjekts gerecht wird. Da für Strahltriebwerke von Herstellerseite gewöhnlich nur Schub F und Luftmassenstrom $\dot{m}_L$ zur Verfügung stehen, muss die konvertierbare Wellenleistung berechnet

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

bzw. abgeschätzt werden. Unter der Annahme eines idealen Kreisprozesses für das Strahltriebwerk (Abb. 5.2), repräsentiert die kinetische Energie am Düsenaustritt $c_{10}^2/2$ jene Energie, welche maximal in Wellenleistung umgewandelt werden kann. Der Schub des Triebwerks ergibt sich mit Hilfe des Impulssatzes zu

$$F = \dot{m}\,(c_{10} - c_0)\,. \tag{5.1}$$

Nachdem die Fluggeschwindigkeit c_0 im Steigflug wesentlich kleiner ist als die Düsenaustrittsgeschwindigkeit c_{10} und während des Schwebeflugs gänzlich verschwindet, kann diese für die Leistungsabschätzung vernachlässigt werden. Weiters kann mit Hilfe der vorerst noch unbekannten Geschwindigkeit c_{10} und des Luftmassenstroms die Schubleistung mit

$$P = \dot{m}\frac{c_{10}^2}{2} \tag{5.2}$$

angegeben werden. Durch Kombination von Gl. (5.1) und (5.2) und Elimination von c_{10} kann schließlich die konvertierbare Leistung über

$$P = \frac{F^2}{2\dot{m}} \tag{5.3}$$

berechnet werden. Für das betrachtete Triebwerk ergibt sich somit eine konvertierbare Leistung von etwa 58 kW.

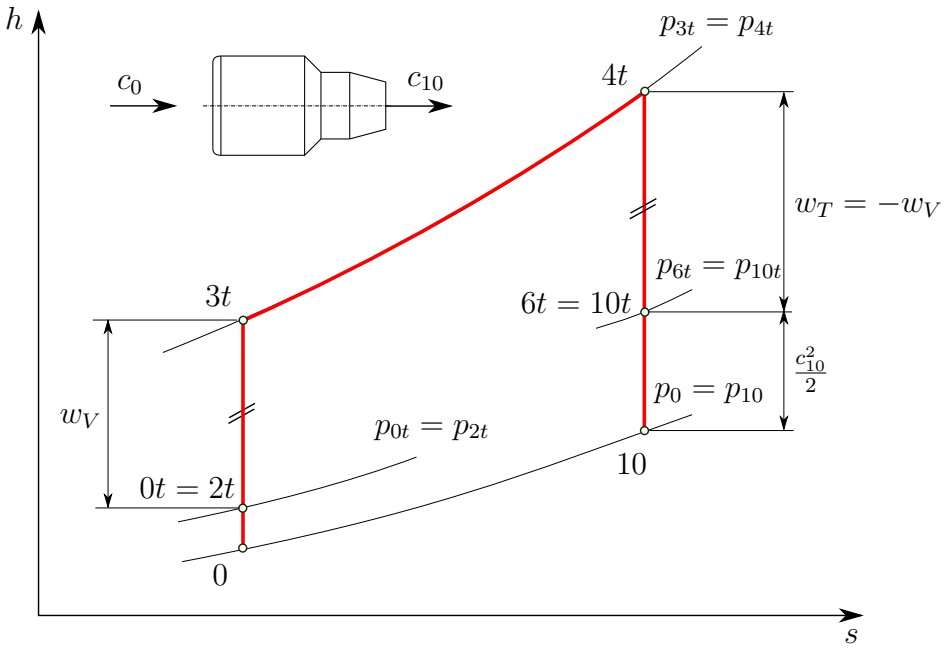


Abbildung 5.2: Idealer Strahltriebwerks-Kreisprozess

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5.3 Einfacher Kreisprozess

Um die für die Auslegung der Nutzleistungsturbine (NLT) notwendigen Randbedingungen zu ermitteln, wurde eine thermodynamische Kreisprozessrechnung auf Basis des gewählten Triebwerks durchgeführt. Dazu wurde das Triebwerk, welches als Gasgenerator fungiert, um eine freilaufende Nutzleistungsturbine erweitert. Das Schema des Prozesses ist in Abb. 5.3 ersichtlich. Für die Simulation des Prozesses wurde ebenfalls die Software *IPSEpro* verwendet. Da das in den Herstellerdaten angeführte Verdichterdruckverhältnis laut *AMT* über statische Werte definiert ist, wurde die Simulation ebenfalls mit statischen Werten durchgeführt. Auf die Berücksichtigung von Druckverlusten wurde verzichtet.

Als globale Randbedingungen für den Prozess wurden Standard Umgebungsbedingungen (STP) am Verdichtereintritt, sowie Standard Druck am Austritt der Nutzleistungsturbine definiert. Komponentenwirkungsgrade wurden auf Grund von Informationsmangel für den Verdichter mit $\eta_{sV} = 0,74$ und $\eta_{sT} = 0,92$ für die Gasgeneratorturbine (GGT) abgeschätzt. Bei der Modellsimulation der KHD-Gasturbine wurden die Komponentenwirkungsgrade im Mittel mit etwa $\eta_{sV} = 0,7$ und $\eta_{sT} = 0,8$ beziffert. Im Modell aus der Arbeit von *Vannoy und Cadou* [87] wurden vergleichsweise Wirkungsgrade von $\eta_{sV} = 0,72$ und $\eta_{sT} = 0,85$ für das gleiche Triebwerk verwendet. In einer Arbeit von *Elzahaby et al.* [35], welche ein vergleichbares Triebwerk behandelt (JetCat P200: $F = 230$ N, $\Pi_V = 3,7$, $\dot{m}_L = 0,45$ kg/s), wird ein Turbinenwirkungsgrad von $\eta_{sT} = 0,89$ verwendet. Der untere Heizwert H_U für den Brennstoff Kerosin Jet A-1 wurde mit 42800 kJ/kg festgelegt.
Da bei derartigen Strahltriebwerken normalerweise nur die Temperatur am Turbinen- bzw. Düsenaustritt verfügbar ist, und diese auch für die nachfolgende Nutzleistungsturbine wesentlich ist, wurde diese Größe für die Beurteilung des Prozessmodells herangezogen. Um sich zunächst noch von der Modellierung der KHD-GT abzugrenzen, wurde der Kreisprozess des Triebwerks mit den Standardmodulen der Simulationssoftware modelliert.

Erste Ergebnisse zeigen, dass die Turbinenaustrittstemperatur (TAT) sehr stark

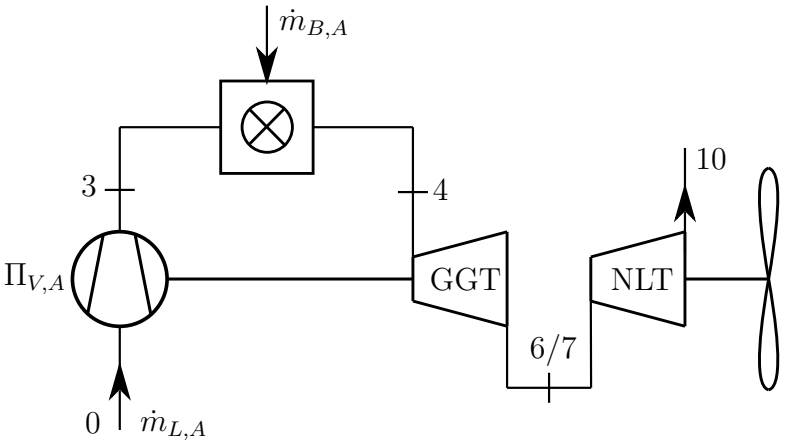


Abbildung 5.3: Schema des einfachen Zweiwellentriebwerks - Modell A

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

von jener abweicht, welche *AMT* in den Produktspezifikationen angibt. Dies führt zu der Erkenntnis, dass das einfache Kreisprozessmodell das gewählte Triebwerk unzureichend abbildet. In weiterer Folge wurde deshalb das Kreisprozessmodell entsprechend erweitert. Es wird ebenfalls davon ausgegangen, dass die vom Hersteller angeführten Daten nicht direkt für die Überleitung übernommen werden dürfen.

5.4 Erweiterter Kreisprozess

Für die Erweiterung des Modells wurden nun die bereits in Kap. 4 behandelten Aspekte betreffend Mikro-Gasturbinen auf die Anwendung auf das *Olympus*-Triebwerk hin untersucht und damit das Kreisprozessmodel entsprechend angepasst. Obwohl das KHD-Modell zeigt, dass dort nicht-adiabates Verhalten vernachlässigt werden kann, lässt die mit Modell A (Abb. 5.3) berechnete Turbinenaustrittstemperatur vermuten, dass im Falle des *Olympus*-Triebwerks weitere Anpassungen notwendig sind (siehe Tab. 5.2). Es wird daher davon ausgegangen, dass hier vor allem die nicht-adiabate Verdichtung auf Grund der Größe der Maschine und der Lage des Verdichters bzw. des Verdichtereintritts im Vergleich zur KHD-GT eine erhöhte Rolle spielt (Vgl. Abb. 5.4). Obwohl bei der KHD-GT Verdichter und Turbine Rücken an Rücken angeordnet sind, wird entsprechend Abb. 3.5 durch die abgezweigte Kühlluft ein Kühlfilm an der Turbinenoberfläche gebildet, welcher durch die Herabsetzung des Temperaturgradienten dem Wärmestrom in Richtung Verdichterseite entgegenwirkt.
Weiters sind Verdichter und Turbine durch eine Trennwand zusätzlich abgeschirmt. Beim *Olympus*-Triebwerk sind zwar Verdichter und Turbine weiter voneinander entfernt, jedoch liegt hier die Brennkammer relativ nahe am Verdichter, weshalb es möglicherweise zu einem nicht zu vernachlässigendem Wärmeübergang kommt. Auf Grund der geringen Baugröße und der dünnwandigen Bauteile wird hier von einer nicht-adiabaten Verdichtung ausgegangen. Dies kann nach [44] durch Reduzierung des Verdichterdruckverhältnisses berücksichtigt werden.
Messungen sowohl von *Bakalis und Stamatis* [11] als auch von *Leylek et al.* [61] zeigen ein Verdichterdruckverhältnis von 3,5, was einer Reduzierung von etwa 8 % gegenüber dem von *AMT* angegebenen Wert entspricht.

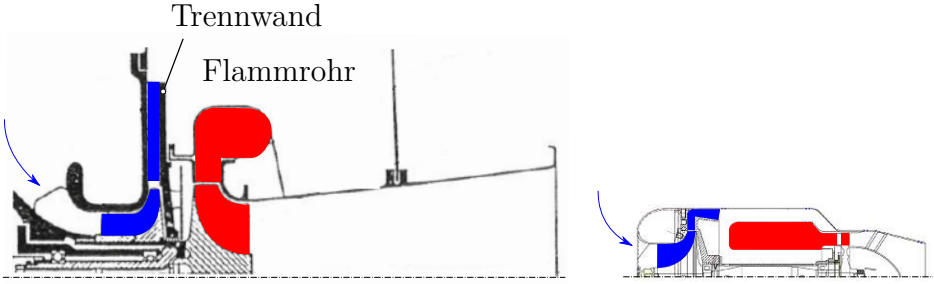


Abbildung 5.4: Größenvergleich KHD - *Olympus*, adaptiert aus [2, 42]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Für das erweiterte Modell B (Abb. 5.5) kann somit das Verdichterdruckverhältnis mit

$$\Pi_{V,B} = 0,92 \cdot \Pi_{V,A} \tag{5.4}$$

angegeben werden. Weiters wurde auf Grund der Messergebnisse von *Leylek* [60] der angesaugte Luftmassenstrom um $\dot{m}_L$ 10% erhöht.

$$\dot{m}_{L,B} = 1,1 \cdot \dot{m}_{L,A} \tag{5.5}$$

Schließlich wurde der Brennstoffmassenstrom angepasst und um 11% reduziert, um eine den Messungen [61] entsprechende Turbinenaustrittstemperatur zu erreichen.

$$\dot{m}_{B,B} = 0,89 \cdot \dot{m}_{B,A} \tag{5.6}$$

Dies entspricht einem Brennkammerwirkungsgrad von $\eta_{BK} = 0,89$. Wie ebenfalls aus [61] hervorgeht, wird der von *AMT* angegebene Brennstoffmassenstrom vor Eintritt in die Brennkammer gemessen. Es wird daher davon ausgegangen, dass nicht der gesamte Brennstoff verbrannt wird.
Verluste durch Wärmeübergang an die Umgebung wurden auf Grund der gewonnenen Erkenntnis betreffend der KHD-GT vernachlässigt. Eine überschlägige Berechnung des Verlustwärmestroms lässt ebenfalls vermuten, dass Wärmeverluste nach außen vernachlässigt werden können.
Zusätzlich wurde angenommen, dass ein Teil des angesaugten Luftmassenstroms für Kühlzwecke verwendet wird. Da wegen der kleinen Abmessungen kein aufwändiges internes Rotorkühlsystem verwendet werden kann, wird nach *Rodgers* [73] ein von der GGT-Eintrittstemperatur abhängiger Kühlluftmassenstrom von 2 % für die Rotorkühlung angenommen. Weitere 3 % werden zur Kühlung am Gehäuse bzw. an den Schaufelspitzen verwendet. Dabei wird strengermaßen der in der Berechnung hinterlegte isentrope Turbinenwirkungsgrad reduziert, da der durch die Turbine expandierende Massenstrom um diesen Betrag reduziert wird, was den relativ hoch angenommenen Turbinenwirkungsgrad in Zusammenhang mit den in der

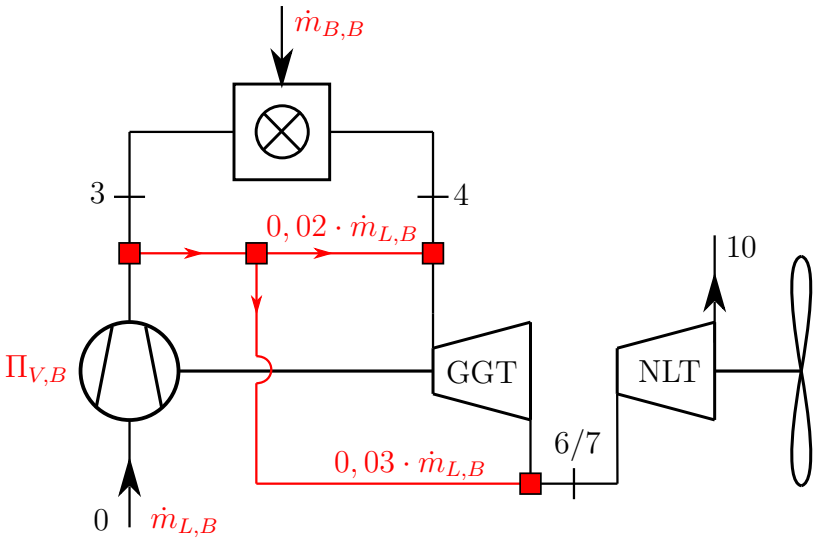


Abbildung 5.5: Schema des erweiterten Zweiwellentriebwerks - Modell B

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

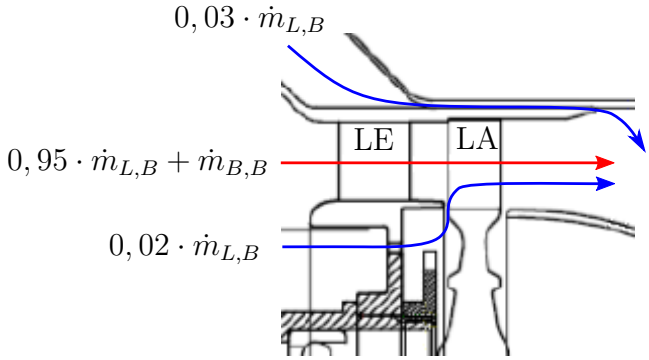


Abbildung 5.6: Kühl- und Heißgasmassenströme an der GGT, adaptiert aus [2]

Literatur [35, 87] angegebenen Werten rechtfertigt. Ein Schema der angenommenen Massenströme ist in Abb. 5.6 ersichtlich. Durch die Annahme, dass ein Teil der Kühlluft nicht an der Expansion teilnimmt, unterscheidet sich dieses Kühlschema von der KHD-GT und wird hier deshalb nicht vernachlässigt.
Die Ergebnisse unter Verwendung beider Modelle sowie die Messdaten und Herstellerdaten sind Tab. 5.2 zu entnehmen. Dabei wird ersichtlich, dass die mit dem erweiterten Modell B erhaltene Turbinenaustrittstemperatur gut mit den Messdaten von *Leylek* [60, 61] übereinstimmt. Dabei sei erwähnt, dass für die Vergleichbarkeit die berechnete, statische Temperatur auf den Totalzustand umgerechnet wurde, welchen *AMT* und *Leylek* für die Turbinenaustrittstemperatur angeben. Dies ist weiters ein Indiz dafür, dass die dynamischen Anteile nicht vernachlässigt werden dürfen. Weiters wurde der gemessene Wert aus [61] auf den Nennpunkt (n_{GG} = 108 500 U/min) extrapoliert, da Messwerte nur bis zu einer maximalen Drehzahl von 105 700 U/min zur Verfügung stehen. Zusätzlich zur Turbinenaustrittstemperatur berechnet das erweiterte Modell eine Wellenleistung von etwa 60 kW an der Nutzleistungsturbine, was sich ebenfalls gut mit der zuvor abgeschätzten, konvertierbaren Leistung deckt. Mechanische Verluste wurden dabei nicht berücksichtigt. Das erweiterte Kreisprozessmodell B zeigt somit eine deutliche Verbesserung gegenüber dem vereinfachten Modell A. Dies legt wiederum nahe, dass für die Abbildung von Mikrogasturbinen ein vereinfachter Kreisprozess unzureichend ist. Wie jedoch die beiden Modellierungen von KHD und *Olympus* Gasturbine zeigen, kann keine pauschale Aussage über das Prozessverhalten von Mikrogasturbinen getroffen werden.

Modell / Exp.	TAT [°C]
AMT Daten (max)	700 (750) ±2%
Exp. *Leylek* [61]	754
Vereinfachtes Modell (A)	908
Erweitertes Modell (B)	752

Tabelle 5.2: Vergleich der Turbinenaustrittstemperatur unter Verwendung beider Kreisprozessmodelle, Messungen und Herstellerdaten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5.5 Strömungsbedingungen

Während Druck, Dichte und Temperatur am Ein- und Austritt der GGT durch die Kreisprozessberechnung ermittelt wurden, wurden die Strömungsbedingungen bisher außer Acht gelassen. Für die Auslegung der Nutzleistungsturbine (NLT) müssen jedoch deren Zuströmbedingungen und somit die Abströmbedingungen der GGT bekannt sein. Die Strömung im Turbinenzwischendiffusor wird dabei als verlustfrei angesehen.
Aus der Querschnittszeichnung des Triebwerks (Abb. B.1 in Anhang B) können die Hauptabmessungen der Turbinenstufe entnommen werden. Dazu zählen der mittlere Stufendurchmesser ($d_m = 73$ mm) und die Schaufellängen von Leitreihe ($l_4 = 10$ mm) und Laufreihe ($l_6 = 12$ mm), wodurch die Strömungsquerschnitte am Ein- und Austritt der Stufe ebenfalls bekannt sind. Unter der Annahme drallfreier Zuströmung kann zunächst die absolute Geschwindigkeit c_4 über

$$c_{i,z} = \left.\frac{\dot{m}_{L,B} + \dot{m}_{B,B}}{\rho_i \cdot d_m \cdot \pi \cdot l_i}\right|_{i=4,5,6} . \tag{5.7}$$

ermittelt werden. Weiters wird angenommen, dass auch die absolute Laufradabströmung drallfrei erfolgt ($\alpha_6 = 90°$), da in diesem Fall bei fester Geschwindigkeit c_6 maximaler Schub generiert werden kann. Unter dieser Annahme kann $c_6 = c_{6,z}$ ebenfalls mit Hilfe von Gl. (5.7) ermittelt werden. Um die getroffenen Annahmen zu untermauern, wurde eine Mittelschnittrechnung durchgeführt. Die dazu verwendete Iterationsschleife ist Abb. 5.7 zu entnehmen. Mit den aus dem Kreisprozess erhaltenen Enthalpien und den bereits berechneten Geschwindigkeiten in Abschnitt 4 und 6, können unter Annahme eines realistischen Reaktionsgrades und des absoluten Laufradeintrittswinkels α_5 die absolute und relative Geschwindigkeit w_5 und c_5 berechnet werden. Als Richtwert für eine erste Winkelabschätzung wurde Tab. 5.3 herangezogen. Schließlich kann die spezifische Turbinenarbeit berechnet und mit dem Wert aus dem Kreisprozessmodell verglichen werden. Bei Übereinstimmung ist die Berechnung abgeschlossen und es kann davon ausgegangen werden, dass die getroffenen Annahmen gut den realen Bedingungen entsprechen. Für Durchflusszahl, Arbeitszahl und Reaktionsgrad liefert die Berechnung folgende Werte:

$$\varphi_{GGT} = \frac{c_{5,z}}{u} = 0,68 \qquad \lambda_{GGT} = \frac{a_u}{u^2} = 0,97 \qquad R_{K,GGT} = \frac{-\left(w_{u,5} + w_{u,6}\right)}{2u} = 0,52$$

Trägt man die Werte in das *Smith*-Diagramm ein (Abb. 5.10), stellt man fest, dass die GGT im Bereich von hohen Wirkungsgraden zu liegen kommt, was die getroffenen Annahmen ebenfalls stützt. Die Geschwindigkeitsdreiecke sind Abb.

R_k [-]	α_5 [°]	β_6 [°]
0,5	14-44	136-166

Tabelle 5.3: Richtwerte für Strömungswinkel von Reaktionsstufen [85]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5.8 zu entnehmen. Für die Zahlenwerte aus der Mittelschnittrechnung sei auf Tab. B.1 bzw. B.2 in Anhang B verwiesen.

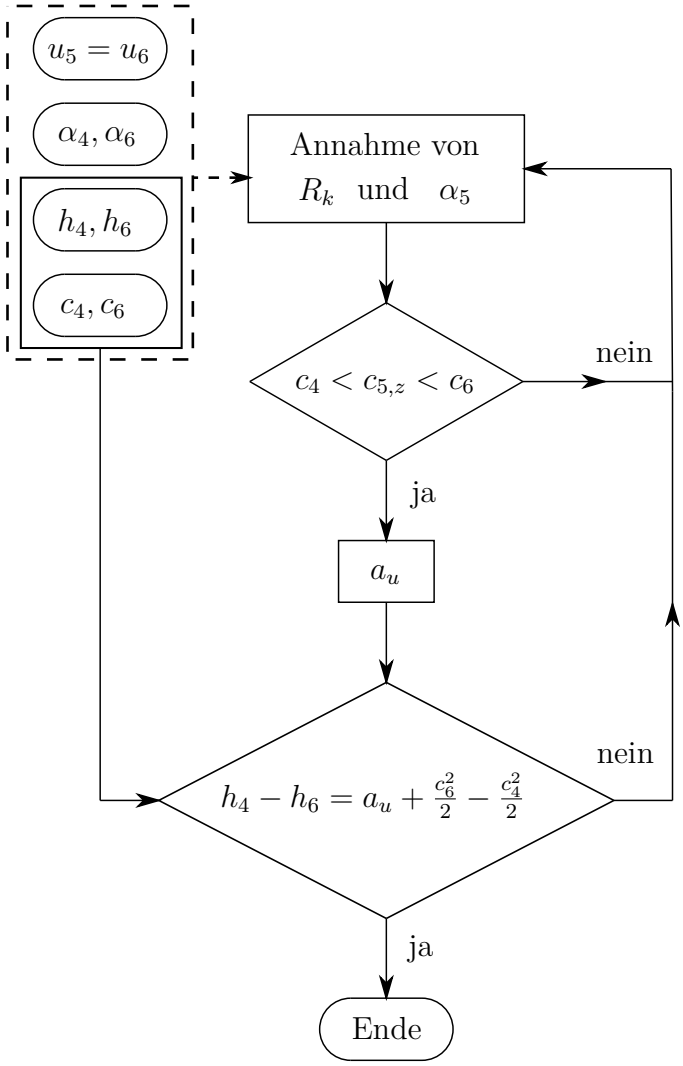


Abbildung 5.7: Iterationsschema für die Mittelschnittrechnung

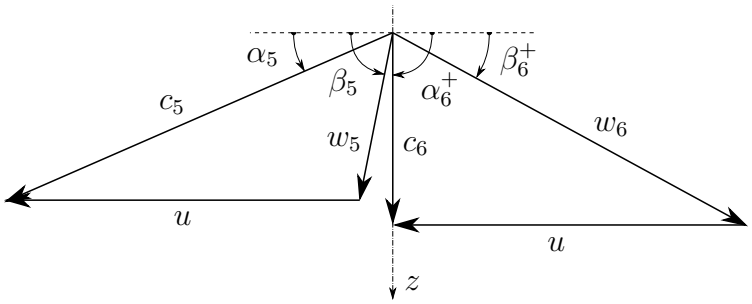


Abbildung 5.8: Geschwindigkeitsdreiecke

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5.6 Hauptabmessungen

Für die Auslegung der Nutzleistungsturbine wurde unter den gegebenen Anforderungen (Propellerleistung $P_P = 40$ kW, Propellerdrehzahl $n_P = 5000$ U/min), welche auf einer ersten Abschätzung seitens *EFG Aircraft* beruhen, eine iterative Mittelschnittrechnung durchgeführt. Die in Kap. 5 erhaltenen thermodynamischen und strömungstechnischen Größen am Austritt der GGT wurden dabei als Eintrittsrandbedingung verwendet. Das dabei verwendete Iterationsschema ist Abb. 5.9 zu entnehmen. Am Turbinenaustritt wurde drallfreie Abströmung festgelegt ($\alpha_9 = 90°$). Als frei wählbare Größen für die Berechnung bleiben schließlich die Arbeitszahl λ_{NLT}, der mittlere Stufendurchmesser $d_{m,NLT}$, Schaufel bzw. Kanalhöhe l_{NLT} sowie im weiteren Verlauf der Berechnung der absolute Laufradeintrittswinkel α_8. Als Richtlinie für die Wahl der Startwerte wurden folgende Einschränkungen vorgenommen:

- Arbeitszahl: $1 \leq \lambda_{NLT} \leq 1,8$
- Laufradeintrittswinkel: $\alpha_8 \leq 40°$
- Mittlerer Durchmesser: $d_{m,NLT} \leq 2 \cdot d_{m,GGT}$
- Schaufel- bzw. Kanalhöhe: $l_{NLT} \geq l_{GGT}$

Um die Propellerdrehzahl möglichst gering zu halten und damit hohe Verluste an den außen liegenden Blattspitzen zu vermeiden, ist man im Allgemeinen bestrebt, den mittleren Durchmesser der Nutzleistungsturbine möglichst groß zu wählen. Die Drehzahl der Nutzleistungsturbine nimmt dadurch bei fester Arbeitszahl mit steigendem Durchmesser ab. Aufgrund der meist hohen Drehzahl der Gasgeneratorwelle ist eine alleinige Vergrößerung des mittleren Turbinendurchmessers nicht ausreichend um eine erstrebenswerte Drehzahlreduzierung der Nutzleistungsturbine zu erreichen. Die Drehzahl der Gasgeneratorwelle des *Olympus*-Triebwerks beträgt 108 500 U/min im Auslegungspunkt. Unter der getroffenen Einschränkung betreffend des mittleren Durchmessers kann die Drehzahl der freilaufenden Nutzleistungsturbine höchstens auf die halbe Gasgeneratordrehzahl reduziert werden. Es ist daher notwendig, ein zusätzliches Untersetzungsgetriebe vorzusehen. Aus der Arbeitszahl und dem mittleren Stufendurchmesser kann direkt die für die festgelegte Propellerdrehzahl nötige Getriebeübersetzung

$$i_G = \frac{n_{NLT}}{n_P} \tag{5.8}$$

berechnet werden. Neben gewählter Leistung und Drehzahl des Propellers kann weiters mit Hilfe der spezifischen Enthalpien (h_7, h_9) und Dichten (ρ_7, ρ_9) am Turbinenein- und austritt die absolute Turbinenaustrittsgeschwindigkeit c_9 berechnet werden. Dabei darf nicht außer Acht gelassen werden, dass für die berechnete Geschwindigkeit zusätzlich die Massenbilanz erfüllt sein muss. Bei Nichterfüllung muss die Schaufelhöhe angepasst werden. Es sei angemerkt, dass die Schaufelhöhe über die gesamte Stufe konstant gehalten wurde. Wie bereits bei der GGT, muss der absolute Laufradeintrittswinkel α_8 unter Einhaltung der Massenbilanz gewählt und gegebenenfalls angepasst werden. Da die Kreisprozessrechnung nur die Werte

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

in Abschnitt 7 und 9 liefert, wurde die benötigte Dichte ρ_8 zwischen Leit- und Laufreihe unter Annahme isentroper Expansion berechnet. Die in Abb. 5.9 dargestellte Iterationsschleife wurde schließlich für verschiedene Arbeitszahlen im gewählten Bereich durchgeführt. Für jede Arbeitszahl wurden entsprechend den Einschränkungen hinsichtlich mittleren Durchmessers Werte von 90, 95 und 100 mm verwendet. Die unterschiedlichen Kombinationen führen schließlich zu verschiedenen Reaktionsgraden, Übersetzungsverhältnissen, Leitreihenaustrittswinkeln und Umfangsgeschwindigkeiten, welche in Tab. 5.4 ersichtlich sind.
Eine Arbeitszahl von $\lambda_{NLT} = 1,1$ resultiert in einen Reaktionsgrad von etwa 0,5. Dieser gängige Wert für Reaktionsstufen hat den Vorteil, dass Leit- und Laufreihe gleiche Geometrie aufweisen und daher nicht gesondert betrachtet werden müssen. Aus diesem Grund wurde diese Konfiguration für die Überleitung ausgewählt. Weiters wurde für die gewählte Arbeitszahl jener mittlere Stufendurchmesser gewählt, für den sich das geringste Übersetzungsverhältnis und somit das geringste Gewicht ergibt. Der Stufendurchmesser wurde somit mit $d_{m,NLT} = 100$ mm festgelegt, was in eine Schaufelhöhe von 12,5 mm und einem Flächenverhältnis des Zwischendiffu-

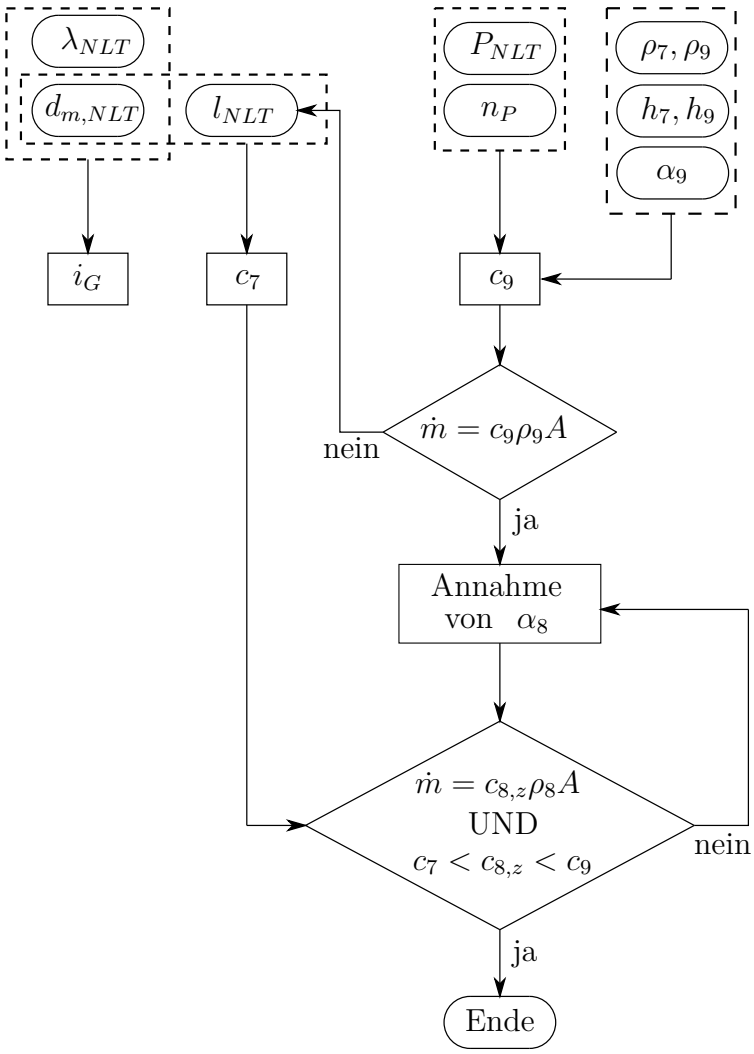


Abbildung 5.9: Iterationsschema für die Auslegung der NLT

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

λ_{NLT} (-)	$d_{m,NLT}$ (mm)	i_G (-)	$R_{k,NLT}$ (-)	α_8 (°)	n_{NLT} (U/min)
1,0	90	12,6	0,55	40,0	63000
	95	11,9			59500
	100	11,3			56500
1,1	90	12,0	0,51	39,1	60000
	95	11,4			57000
	100	10,8			54000
1,2	90	11,5	0,46	38,4	57500
	95	10,9			54500
	100	10,4			52000
1,4	90	10,6	0,37	37,2	53000
	95	10,0			50000
	100	9,6			48000
1,6	90	9,9	0,27	36,4	49500
	95	9,4			47000
	100	8,9			44500
1,8	90	9,4	0,17	35,8	47000
	95	8,9			44500
	100	8,5			42500

Tabelle 5.4: Auslegungsvarianten der Nutzleistungsturbine

sors von $AR = 1,43$ resultiert. Für die Zahlenwerte aus der Mittelschnittrechnung sei auf Anhang B verwiesen.
Der isentrope Wirkungsgrad der Nutzleistungsturbine wurde zu Beginn der Kreisprozessrechnung mit $\eta_{s,NLT} = 0,83$ abgeschätzt. Im Vergleich zur Gasgeneratorturbine wurde hier bewusst ein relativ niedriger Wert gewählt, um möglichst nahe einen Mindestwert der konvertierbaren Leistung ermitteln zu können. Nach Auswahl der Gittergeometrie kann mit Hilfe von Verlustkorrelationen der Wirkungsgrad genauer eingegrenzt und mit dem zuvor abgeschätzten Wert verglichen werden. Hier gestaltet sich jedoch ein Iterationsvorgang als schwierig, da sich der Wirkungsgrad sowohl auf die thermodynamischen Randbedingungen auswirkt, welche die Basis für die Auslegungsrechnung bilden, als auch auf die Strömungsverhältnisse in der Auslegung selbst.
Als Alternative dazu wurde der Turbinenwirkungsgrad nach der vorläufigen Auslegung mit Hilfe des *Smith*-Diagramms überprüft, in dem der Turbinenwirkungsgrad in Abbhängigkeit von Arbeits- und Durchflusszahl aufgetragen ist (Abb. 5.10). Die Durchflusszahl der Nutzleistungsturbine ergibt sich mit

$$\varphi_{NLT,9} = \frac{c_9}{u} = 1,14 \tag{5.9}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

und damit ein Turbinenwirkungsgrad von etwa 0,87. Beachtet man, dass die in Abb. 5.10 aufgetragenen Wirkungsgrade für verschwindende Spaltverluste gelten, ist davon auszugehen, dass der tatsächliche Wirkungsgrad der Nutzleistungsturbine geringer ist, als der Eintrag im *Smith*-Diagramm zeigt. Der angenommene Wirkungsgrad ist somit für eine erste Vorauslegung genügend genau abgeschätzt. Der für die GGT nach *Smith* ermittelte Wirkungsgrad liegt zwar in unrealistisch hohem Bereich, wird aber ebenfalls unter Berücksichtigung der Spaltverluste noch abgemindert, wodurch man eine akzeptable Übereinstimmung mit dem angenommenen Turbinenwirkungsgrad erhält.

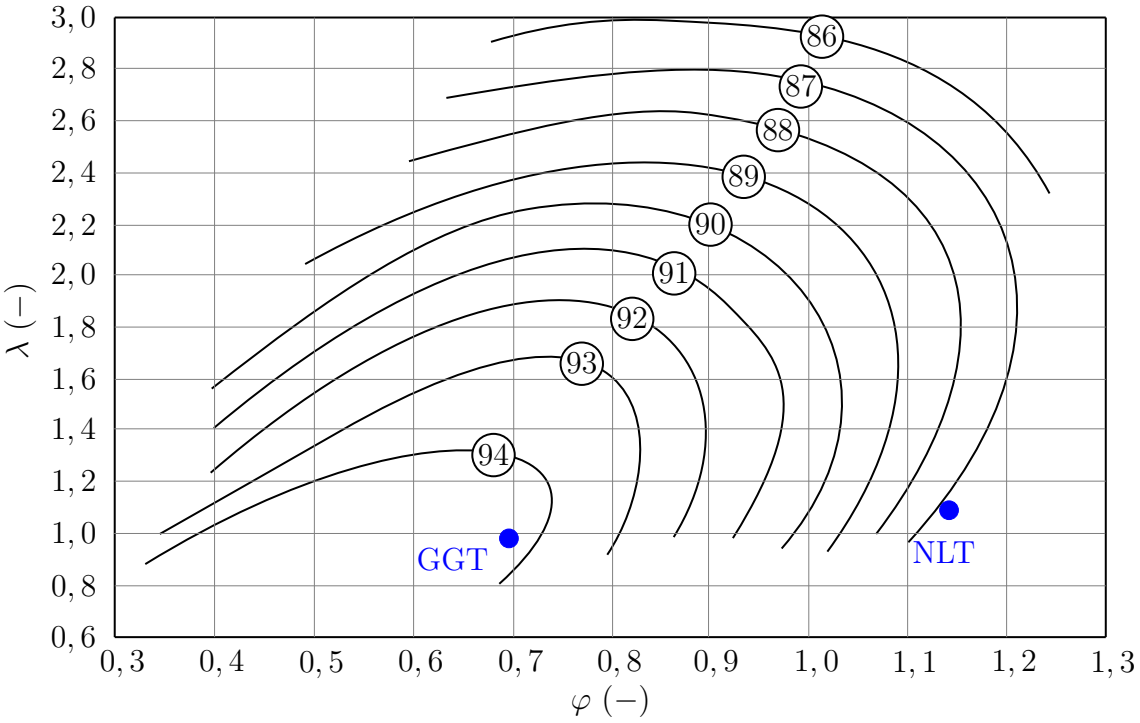


Abbildung 5.10: *Smith*-Diagramm, adaptiert aus [81]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 6

Modellbildung und Berechnungsverfahren

In diesem Kapitel wird die verwendete Modellbildung für die numerische Simulation des Zwischendiffusors erläutert. Dabei werden die Geometrie des Rechengebiets, sowie das verwendete Berechnungsverfahren vorgestellt. Weiters wird auf die Vernetzung und die Wandbehandlung eingegangen. Neben der durchgeführten Netzunabhängigkeitsstudie werden die verwendeten Randbedingungen für die Simulation aufgezeigt. Abschließend wird das Modell mit Hilfe von Messdaten aus der Literatur verifiziert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6.1 Geometrie

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurden zunächst die sich aus der Auslegungsrechnung (Kap. 5) ergebenden Hauptabmessungen des Übergangsdiffusors herangezogen und anschließend das Flächenverhältnis AR sowie die mittlere Diffusorwandlänge L_m bzw. die axiale Diffusorlänge N variiert. Dabei wurden bei konstanten Abmessungen am Eintritt die Kanalhöhe ΔR_2 und der mittlere Radius R_{m2} (geometrischer Mittelwert) am Austritt geändert, um verschiedene Flächenverhältnisse zu generieren. Abbildung 6.1 gibt neben der durchgeführten Geometrievariation Aufschluss über die Länge von Ein- und Austrittskanal. Die Geometrieparameter gelten in gleicher Weise für die berechneten geradwandigen Diffusoren (Kap. 7), sowie für die spätere Optimierung (Kap. 8).

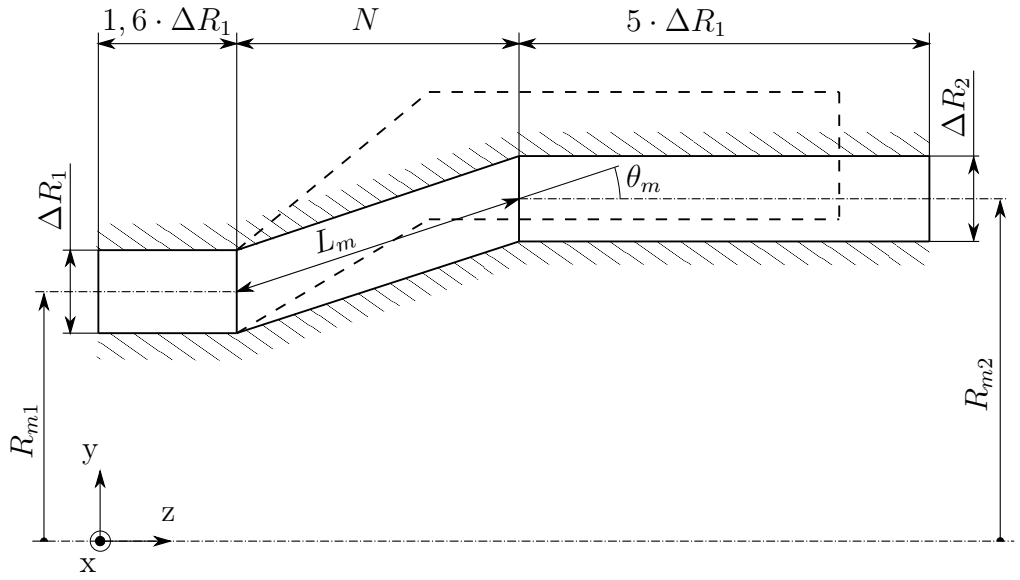


Abbildung 6.1: Geometrieparameter des geradwandigen Übergangsdiffusors

6.2 Vernetzung und Wandbehandlung

Die Geometrie wurde mit einem zweidimensionalen, rotationssymmetrischen, strukturierten Gitter vernetzt (Abb. 6.2). Dies hat den Vorteil, das dadurch der Rechenaufwand gering gehalten und somit eine Vielzahl an Simulationen innerhalb eines absehbaren Zeitrahmens durchgeführt werden konnten. Speziell für die spätere Optimierung bietet diese Vorgehensweise erhöhte Flexibilität und Schnelligkeit während des Optimierungsprozesses. Auch für den geradwandigen Diffusor konnte somit eine große Bandbreite an Geometrien abgedeckt werden.
Die Feinheit eines Rechengitters richtet sich hauptsächlich nach den auftretenden Druck- bzw. Geschwindigkeitsgradienten in einer Strömung. Diese sind jedoch erst nach dem Lösen der Gleichungen bekannt, was zu einer iterativen Vorgehensweise führt. Speziell in Wandnähe, wo auf Grund der Haftbedingung zwangsweise Geschwindigkeitsgradienten vorherrschen, kommt der Netzfeinheit eine besondere Bedeutung zu. Hier kann entweder der Geschwindigkeitsverlauf mittels Wandfunktion

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

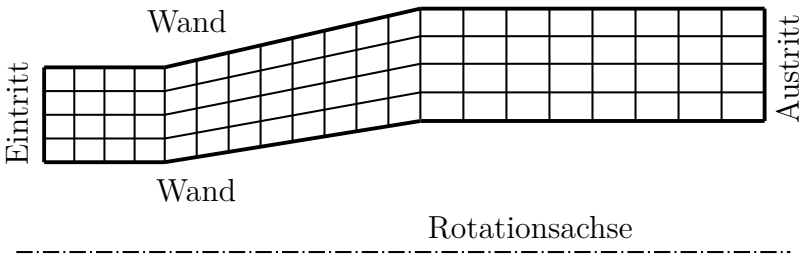


Abbildung 6.2: Vernetzung des Rechengebiets

modelliert, oder die Strömung bis zur Wand hin aufgelöst werden. Letztere Methode führt zwangsweise dazu, dass die Geometrie in Wandnähe sehr fein aufgelöst werden muss. Je nach Wahl des Turbulenzmodells, welches bereits unterschiedliche Wandbehandlungen voraussetzt, ist im Vorfeld das Rechennetz geeignet zu gestalten. Für die nachfolgenden Berechnungen wurde das $k-\omega-$SST Modell nach Menter [65] verwendet. Aus den Ergebnissen von [13] und [100] kann geschlossen werden, dass dieses Turbulenzmodell für Diffusorströmungen treffsichere Ergebnisse liefert. In [13] ist die Eintrittsreynoldszahl mit $6{,}5 \cdot 10^4$ ebenfalls vergleichsweise niedrig (Vgl. Abschn. 6.4).

6.3 Berechnungsverfahren

Der Berechnung von Strömungen liegt die Lösung der *Navier-Stokes-Gleichungen* zu Grunde. Es sind dies - angeschrieben in allgemeiner, vektoriellen Formulierung - die Massenbilanz

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{u}) = 0 \tag{6.1}$$

und die Impulsbilanz

$$\rho \frac{\partial \boldsymbol{u}}{\partial t} + \rho \boldsymbol{u} \nabla \boldsymbol{u} = -\nabla p + \nabla \boldsymbol{\tau} + \boldsymbol{f}. \tag{6.2}$$

Der Term $\rho \frac{\partial \boldsymbol{u}}{\partial t}$ beschreibt den zeitlichen Transport. Der Term $\rho \boldsymbol{u} \nabla \boldsymbol{u}$ steht für den konvektiven Transport und $-\nabla p$ für den Druckgradienten. Die Dissipation wird mit dem Term $\nabla \boldsymbol{\tau}$ beschrieben und $\boldsymbol{f}$ berücksichtigt externe Kräfte bzw. die Volumskraft. Der Geschwindigkeitsvektor $\boldsymbol{u}$ lautet im Fall der ebenen Strömung in y-z-Ebene

$$\boldsymbol{u} = \begin{pmatrix} 0 \\ v \\ w \end{pmatrix}. \tag{6.3}$$

Für die vorliegenden Untersuchungen wird der Gravitationseinfluss vernachlässigt, wodurch keine externen Kräfte auftreten. Weiters wird vorausgesetzt, dass es sich

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

um ein stationäres Problem handelt, wodurch der zeitliche Transportterm ebenfalls verschwindet. Da die Machzahl am Diffusoreintritt verhältnismäßig niedrig ist ($Ma = 0,47$), wird die Strömung näherungsweise als inkompressibel (ρ =konstant) betrachtet. Dies kann ebenfalls auf Grund der zu erwartenden niedrigen Druckänderung zwischen Diffusoreintritt und -austritt legitimiert werden. Unter den genannten Voraussetzungen vereinfacht sich die Massenbilanz zu

$$\nabla \cdot \boldsymbol{u} = 0 \tag{6.4}$$

sowie die Impulsbilanz zu

$$\rho \boldsymbol{u} \nabla \boldsymbol{u} = -\nabla p + \nabla \boldsymbol{\tau}. \tag{6.5}$$

Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden Massen- und Impulsbilanzen oftmals in Komponentenschreibweise angegeben. Diese lauten nun für die vorliegende ebene, stationäre, turbulente und inkompressible Strömung

$$\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{6.6}$$

für die Massenbilanz, und

$$v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\frac{\partial v}{\partial y} - \rho\left(\overline{v'v'}\right)\right] + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\frac{\partial v}{\partial z} - \rho\left(\overline{v'w'}\right)\right] \tag{6.7}$$

$$v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\frac{\partial w}{\partial y} - \rho\left(\overline{v'w'}\right)\right] + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\frac{\partial w}{\partial z} - \rho\left(\overline{w'w'}\right)\right] \tag{6.8}$$

für die Impulsbilanz in y (radial) bzw. z-Richtung (axial). Die Formulierung der *Navier-Stokes*-Gleichungen (6.6) bis (6.8) beinhalten bereits zeitlich gemittelte Größen für Druck und Geschwindigkeitskomponenten. Diese Formulierung ist als *Reynolds Averaged Navier Stokes* (RANS) bekannt. Dabei wird der Momentanwert der jeweiligen Strömungsgröße

$$\phi(t) = \overline{\phi} + \phi'(t) \tag{6.9}$$

in Massen- und Impulsbilanz eingesetzt und anschließend zeitlich gemittelt. Dabei stellt $\overline{\phi}$ den zeitlichen Mittelwert der Strömungsgröße und $\phi'(t)$ die turbulente Schwankungsgröße dar.
Da nach zeitlicher Mittelung der *Navier-Stokes*-Gleichungen noch unbekannte turbulente Schwankungsterme der Gestalt $\rho\left(\overline{w'w'}\right)$ in der Impulsbilanz auftauchen, müssen zur Lösung des Gleichungssystems zusätzliche Gleichungen gefunden werden. Dies geschieht durch geeignete Turbulenzmodellierung, in der der Einfluss der unbekannten Schwankungsgrößen auf die mittleren Strömungsgrößen modelliert wird. In weiterer Folge ergeben sich aus der hier gewählten Modellierung (SST $k-\omega$) zwei zusätzliche Größen (Turbulenzgrößen), für die jeweils eine zusätzliche Transportgleichung gelöst werden muss. Es handelt sich dabei um die turbulente kinetische Energie k und die turbulente Dissipationsrate ω. Die Transportgleichungen lauten für k

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

$$\left(v\frac{\partial k}{\partial y}+w\frac{\partial k}{\partial z}\right)=\frac{\partial}{\partial y}\left[\Gamma_k\left(\frac{\partial k}{\partial y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\Gamma_k\left(\frac{\partial k}{\partial z}\right)\right]+P-Y_k+S_k \tag{6.10}$$

und für ω

$$\left(v\frac{\partial \omega}{\partial y}+w\frac{\partial \omega}{\partial z}\right)=\frac{\partial}{\partial y}\left[\Gamma_\omega\left(\frac{\partial \omega}{\partial y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\Gamma_\omega\left(\frac{\partial \omega}{\partial z}\right)\right]+P_\omega-Y_\omega+D_\omega+S_\omega. \tag{6.11}$$

Die Terme P und P_ω stehen dabei für die Produktion, Y_k und Y_ω für die Dissipation und Γ_k und Γ_ω für die effektiven Diffusivitäten von k bzw. ω. S_k und S_ω sind je nach Anwendung mögliche Quellterme. Da das SST $k-\omega-$Turbulenzmodell eine Verschmelzung des Standard $k-\varepsilon$ [57] und des Standard $k-\omega-$Modells [95] darstellt, wird zusätzlich der Querdiffusionsterm D_ω benötigt.
Für die Lösung des Gleichungssystems mit dem finiten Volumen Verfahren wurde die kommerzielle Software *ANSYS FLUENT 18.2* verwendet. Für die Realisierung der axialsymmetrischen Simulation wird in Umfangsrichtung ein Einheitselement mit einem Winkel von einem Radiant verwendet. Für weitere Informationen sei auf [4] verwiesen.

6.4 Randbedingungen

Eintritt

Als Eintrittsrandbedingung zur Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen wurde eine Geschwindigkeitsrandbedingung gewählt. Basiert, wie im vorliegenden Fall, die zweidimensionale Simulation auf einer eindimensionalen Auslegungsrechnung, muss die eindimensionale Eintrittsgeschwindigkeit als gemittelte Geschwindigkeit im CFD-Setup aufgebracht werden. Weiters muss bei der Auswertung von Simulationsergebnissen auf gemittelte Größen zurückgegriffen werden, wenn anstatt des Verlaufes über einem Querschnitt nur eine mittlere Größe von Interesse ist. Dabei wird zwischen flächengemittelter ($\overline{\overline{\phi}}$) und massengemittelter Größe ($\widehat{\phi}$) unterschieden. Diese lauten für ρ =konstant

$$\overline{\overline{\phi}}=\frac{\int \phi \,\mathrm{d}A}{A} \qquad \text{und} \qquad \widehat{\phi}=\frac{\int \phi c \,\mathrm{d}A}{\overline{\overline{c}}A}. \tag{6.12}$$

$\widehat{\phi}$ stellt somit den mit der lokalen Massenstromdichte gewogenen Mittelwert dar. Im Allgemeinen unterscheiden sich die gemittelten Größen nur geringfügig voneinander.
Wie bereits eingangs erwähnt, spielt die Eintrittsversperrung B bei Diffusoren eine wesentliche Rolle hinsichtlich des Druckrückgewinns. Für die Bezugnahme auf *Sovran* und *Klomp* [84] wird in weiterer Folge die aus der Auslegungsrechnung erhaltene Diffusor-Eintrittsgeschwindigkeit als massengemittelter Wert angenommen und die Eintrittsversperrung mit $B=0,02$ festgelegt. Unter der Annahme des Potenzgesetzes

$$\frac{c_y}{c_\infty}=\left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{6.13}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

für das Geschwindigkeitsprofil kann nach Einsetzen der gewählten Geschwindigkeitsverteilung (Gl. 6.13) in die Definitionsgleichung der Verdrängungsdicke (Gl. 2.6) und anschließender Integration die Versperrung unter Berücksichtigung von Gl. (2.7) alleine über die Grenzschichtdicke δ und die Kanalhöhe am Eintritt ΔR_1 mit

$$B = \frac{2}{1+n}\left(\frac{\delta}{\Delta R_1}\right) \tag{6.14}$$

ausgedrückt werden. Bei der gegebenen Kanalhöhe von $\Delta R_1 = 12$ mm und der Vorgabe der Versperrung B ergibt sich näherungsweise eine Grenzschichtdicke von $\delta = 0,96$ mm. Um das Eintrittsgeschwindigkeitsprofil vollständig definieren zu können, muss noch das Verhältnis zwischen dem Betrag der ungestörten Kernströmung c_∞ und der massengemittelten Geschwindigkeit $\widehat{c}$ bei vorgegebenem Randschichtprofil ermittelt werden. Dazu wird die allgemeine Definitionsgleichung (6.12) herangezogen und für die Größe ϕ die Geschwindigkeit c_1 eingesetzt. Vernachlässigt man auf Grund der geringen bezogenen Kanalhöhe $\frac{\Delta R_1}{2R_{m1}} = 0,164$, dass $\mathrm{d}A = 2\pi r \mathrm{d}r$ gilt, kann die massengemittelte Geschwindigkeit wegen der Symmetrie des Profils über

$$\widehat{c} = \frac{\int_0^{\Delta R_1/2} c(y)^2 \,\mathrm{d}y}{\int_0^{\Delta R_1/2} c(y) \,\mathrm{d}y}. \tag{6.15}$$

ausgedrückt werden. Für die Geschwindigkeitsverteilung $c(y)$ gilt nun unter Annahme von Gl. (6.13)

$$c(y) = \begin{cases} c_\infty & \text{für } \delta < y \leq \frac{\Delta R_1}{2} \\ c_\infty \left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}} & \text{für } 0 \leq y \leq \delta \end{cases}$$

Nach Einsetzen der Beziehungen für $c(y)$ in Gl. (6.15) und anschließender Integration erhält man die folgende allgemeine Beziehung zwischen $\widehat{c}$ und c_∞ in Abhängigkeit von ΔR und δ

$$\frac{\widehat{c}}{c_\infty} = \frac{1 - 2B\left(\frac{1+n}{2+n}\right)}{1-B} \tag{6.16}$$

Der Parameter n, welcher im Wesentlichen das Geschwindigkeitsprofil in der Grenzschicht bestimmt, hängt von der Reynoldszahl ab. Nach *Schade et al.* [75] kann für die vorliegende, mit dem hydraulischen Durchmesser gebildete Reynoldszahl $n = 7$ gesetzt werden. Man spricht in diesem Fall vom 1/7-Potenzgesetz, welches in vielen Fällen eine gute Näherung für die turbulente Grenzschichtströmung darstellt. Aus Gl. (6.16) erhält man schließlich für $\widehat{c} = 297$ m/s die Geschwindigkeit für die ungestörte Kernströmung $c_\infty = 301,6$ m/s, womit das Geschwindigkeitsprofil für die geforderte Eintrittsversperrung vollständig definiert ist (Abb. 6.3).
Die Randbedingungen zur Lösung der Erhaltungsgleichungen der Turbulenzgrößen k und ω wurden über den Turbulenzgrad Tu und den hydraulischen Durchmesser $2\Delta R_1$ ($l_t = 0,14 \cdot \Delta R_1$)vorgegeben. Die sich ergebende Reynoldszahl am Eintritt beträgt $3,7 \cdot 10^4$.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

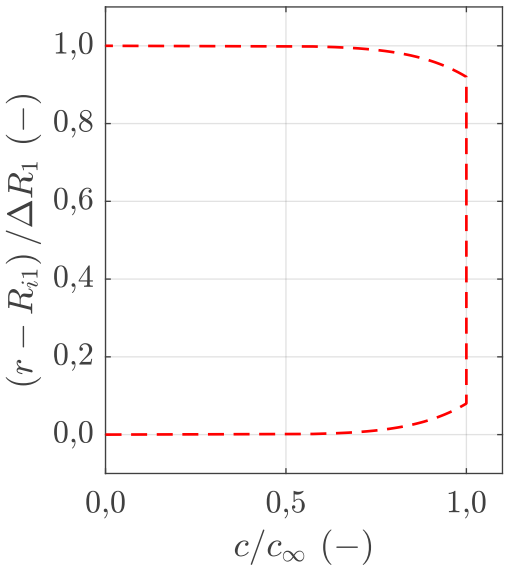


Abbildung 6.3: Geschwindigkeitsverteilung $c(y)$ am Diffusoreintritt bei $B = 0,02$

Austritt

Da speziell bei steilwandigen Diffusoren mit großem Flächenverhältnis eine Strömungsablösung an der inneren Kanalwand zu erwarten ist, wurde der Austrittskanal ensprechend verlängert. Dadurch wird verhindert, dass es durch die aufgeprägte Austrittsrandbedingung (konstanter Druck über der Kanalhöhe) zu unphysikalischen Rechenergebnissen betreffend des Strömungsgebiets innerhalb des Diffusors kommt. Als Randbedingung wurde der statische Druck von 0 Pa vorgegeben.

Wände

Für die Begrenzungswände des Diffusors wurde Haftbedingung vorgegeben.

Auswertung

Für die Beurteilung der Rechenergebnisse wurde der statische Druckrückgewinnfaktor

$$C_p = \frac{\overline{\overline{p_2}} - \overline{\overline{p_1}}}{\overline{\overline{p_{t1}}} - \overline{\overline{p_1}}} \tag{6.17}$$

herangezogen, welcher mit den flächengemittelten Drücken gebildet wurde.

6.5 Netzunabhängigkeitsstudie

Um den Diskretisierungsfehler abgeschätzen zu können, wurde eine Netzunabhängigkeitsstudie nach *Celik et al.* [21] durchgeführt (Grid Convergence Method), welche auf der bekannten *Richardson*-Extrapolation nach *Richardson* und *Gaunt* [72] basiert (Vgl. dazu auch [77]). Da der Diskretisierungsfehler neben dem numerischen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Verfahren stark von der Feinheit des Netzes abhängt, wurde dazu je eine Simulation bei einem groben, mittleren und feinen Netz durchgeführt. Als Basis für die Netzunabhängigkeitsstudie diente ein geradwandiger Diffusor mittlerer Länge laut Vorauslegung. Ausgewertet wurden dabei der Totaldruckverlustbeiwert ξ und der statische Druckrückgewinnfaktor C_p. Wie in Abb. 6.4 ersichtlich, konvergieren beide Größen gegen die extrapolierte, netzunabhängige Lösung ϕ_∞. Das Netz wurde ausgehend von einer repräsentativen Zellengröße $h_{Z,3}$ systematisch verfeinert. Die Zellenanzahl der verwendeten Netze kann Tab. 6.1 entnommen werden.

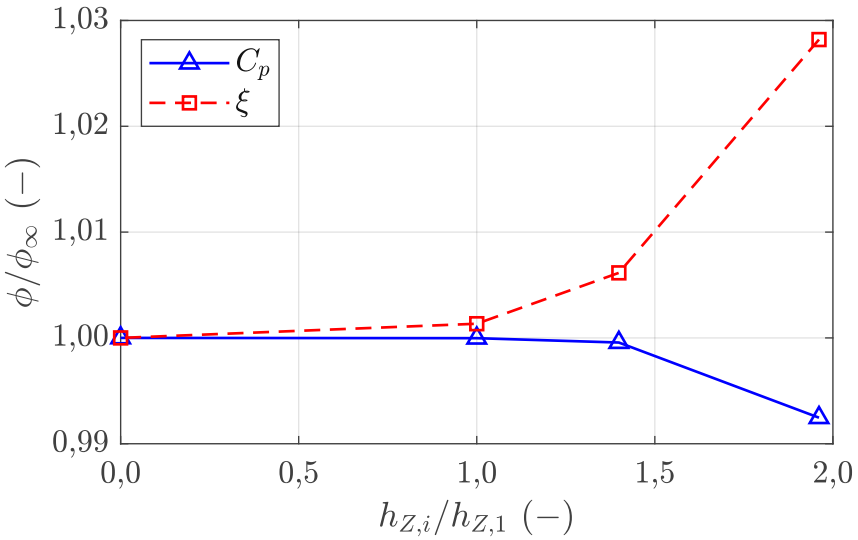


Abbildung 6.4: *Richardson*-Extrapolation für 6 100 (grob, $i = 3$), 16 800 (mittel, $i = 2$) und 46 000 (fein, $i = 1$) Zellen

Nach *Ali* [1] kann die Art der Konvergenz durch Berechnung des Konvergenzverhältnisses R_C (Convergence Ratio) überprüft werden. Für die vorliegende Studie liegt R_C bei allen Größen zwischen 0 und 1, was nach *Ali* auf monotone Konvergenz schließen lässt. Die Abweichung zur netzunabhängigen Lösung nimmt mit steigender Netzfeinheit ab. Die dabei erhaltenen Abweichungen sind ebenfalls in Tab. 6.1 ersichtlich. Zusätzlich zur Abweichung kann für die gewählten, integralen Größen

Netz	Zellenanzahl	$\phi = C_p$	$\phi = \xi$
		rel. Fehler (%)	
(3) grob	6100	0,77	2,70
(2) mittel	16800	0,06	0,49
(1) fein	46000	0,02	0,01
R_C [-]		0,06	0,22
GCI [%]		0,003	0,167

Tabelle 6.1: Ergebniswerte der Richardson Extrapolation für den Übergangsdiffusor

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

der Grid Convergence Index (GCI) nach [21] berechnet werden, welcher letztendlich ein Maß für den Diskretisierungsfehler darstellt und möglichst klein sein sollte. Aufgrund der geringen Abweichung zur netzunabhängigen Lösung wird das mittlere Netz (2) für die Optimierung und weitere Berechnungen herangezogen. Das Netz besteht aus 16 800 Zellen und die Abweichungen zur netzunabhängigen Lösung betragen 0,06 % für C_p, und 0,49 % für ξ. Durch den geringen Unterschied zu den Ergebnissen mit der Netzfeinheit (1) ergeben sich kürzere Durchlaufzeiten für den Optimierungsprozess. Die Zellenanzahl entlang der geneigten Diffusorwände wurde bei Längenvariation des Diffusors entsprechend skaliert, sodass die Zellenanzahl je Längeneinheit konstant gehalten wurde, und sich somit keine Änderungen in der Netzfeinheit ergeben. Das verwendete Netz ist in Abb. 6.5 dargestellt.

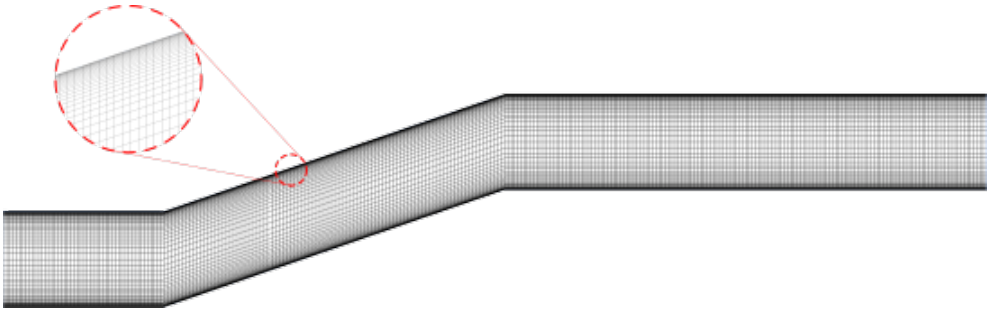


Abbildung 6.5: Berechnungsnetz des Diffusors

6.6 Validierung des Modells

Um Unsicherheiten in Bezug auf die Simulationsergebnisse der behandelten Kreisringdiffusoren in den nachfolgenden Untersuchungen auf Grund fehlender Vergleichsdaten zu reduzieren, wurde die Strömung in Diffusorgeometrien aus *Sovran* und *Klomp* [84] simuliert und mit zugehörigen Messergebnissen verglichen. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass die Zuströmung in den Versuchen aus [84] drallfrei und subsonisch erfolgte. Die Validierungspunkte sind zur Orientierung in das Diffusordiagramm Abb. 7.4 in Abschn. 7.2 eingetragen. Das Geschwindigkeitsprofil am Eintritt wurde dazu für die Versperrung von 0,02 für die Kanalhöhe am Eintritt entsprechend Abschn. 6.4 angepasst. Die Eintrittsreynoldszahl beträgt hierbei $6 \cdot 10^5$. Der Turbulenzgrad am Eintritt ist in der Arbeit von *Sovran* und *Klomp* unbekannt, weshalb die Berechnungen für zwei unterschiedliche Turbulenzgrade (1 % und 5 %) durchgeführt wurden. Für die Abschätzung des turbulenten Längenmaßes l_t wurde der hydraulische Durchmesser herangezogen. Als Turbulenzmodell wurde das $k-\omega-$SST Modell verwendet.

Die Geometrie wurde wie in [84] definiert bzw. parametrisiert (Abb. 6.6). Für die Realisierung von unterschiedlichen Geometrien wurden die Winkel der äußeren und inneren Diffusorwände, θ_a und θ_i, sowie die mittlere Diffusorwandlänge L_m variiert. Auf Grund der von *Sovran* und *Klomp* gewählten Geometrie, ist wie in [84] erwähnt, die genaue Definition der Diffusoraustrittsfläche schwierig bzw. nicht ganz eindeutig. Eingehende Untersuchungen der Geometriedaten aus [84] führten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

zu der Erkenntnis, dass die angegebene Austrittsfläche bzw. das Flächenverhältnis der Definition in Abb. 6.7 am nähesten kommt. Um die Austrittsrandbedingung für die numerische Simulation realisieren zu können, wurde der Diffusoraustritt unter gleichem ΔR_2 entsprechend Abb. 6.1 stromabwärts verschoben.

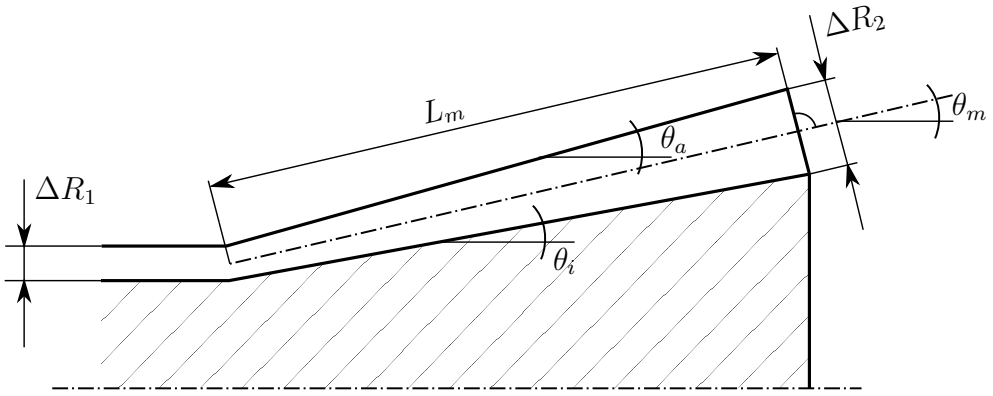


Abbildung 6.6: Geometriedefinition, angepasst aus [84]

Die Ergebnisse der Simulation im Vergleich mit den Messdaten sind in Abb. 6.8 ersichtlich. Der Vergleich zeigt eine relativ gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation, vor allem für geringen Eintrittsturbulenzgrad. Auffallend ist ebenfalls, dass der Einfluss des Turbulenzgrads mit steigendem Kanalhöhen- bzw. Flächenverhältnis zunimmt. Außerdem ist zu erkennen, dass für die betrachteten Fälle die Simulation für eine steilere Innenwandneigung treffsicherer ist. Insgesamt wird die Modellbildung sowie das numerische Setup für ausreichend befunden und für die nachfolgenden Untersuchungen verwendet.

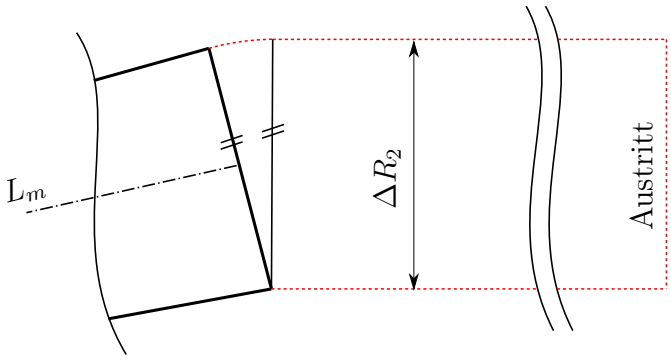


Abbildung 6.7: Definition der Austrittsgeometrie

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

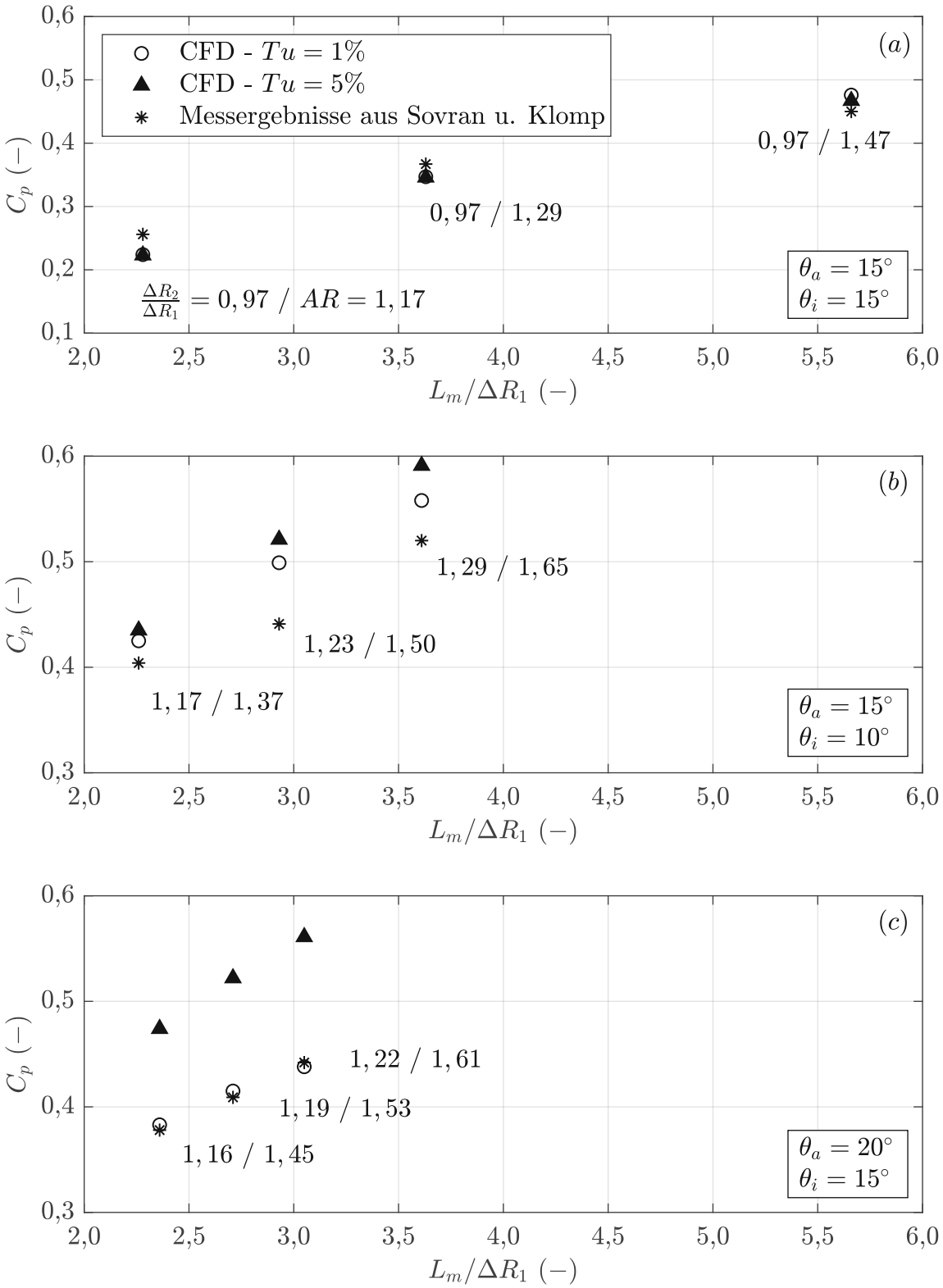


Abbildung 6.8: Vergleich der Messdaten aus [84] mit den Simulationsergebnissen für relevante Kanalhöhen und Flächenverhältnisse

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 7

Geradwandige Übergangsdiffusoren

Das nachfolgende Kapitel befasst sich mit den Auswirkungen unterschiedlicher Eintrittsrandbedingungen bei geradwandigen Übergangsdiffusoren mit vergleichsweise kleiner Eintrittsreynoldszahl. Neben unterschiedlichen Eintrittsversperrungen werden Turbulenzgrad und Reynoldszahl am Eintritt variiert. Weiters wird aufgezeigt, wie sich die Variation des mittleren Diffusoröffnungswinkels sowie die Berücksichtigung von Kantenradien auf den Druckrückgewinn auswirkt. Bei den einzelnen Untersuchungen wird zusätzlich jeweils die Diffusorlänge variert und deren Einfluss auf den Druckrückgewinn beurteilt. In Anlehnung an die bekannte Diffusorliteratur wurden unter Betrachtung einer niedrigen Eintrittsreynoldszahl Diffusordiagramme für unterschiedliche Kanalhöhenverhältnisse gewonnen und mit der Literatur verglichen. Abschließend wird der durch die jeweilige Simulation erhaltene maximal mögliche Druckrückgewinn mit dem idealen Druckrückgewinn verglichen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

7.1 Auswirkung der Eintrittsversperrung auf den Druckrückgewinn

Durch die in Abschn. 6.4 beschriebene Vorgehensweise wurde nun durch Wahl des Geschwindigkeitsprofils die Eintrittsversperrung entsprechend variiert ($B = 0$ / $0,02$ / $0,05$) und dessen Auswirkung auf den Druckrückgewinn bei verschiedenen Diffusorlängen untersucht. Die restliche Diffusorgeometrie entspricht der Vorauslegung laut Kap. 5 ($AR = 1,43$, $\Delta R_2/\Delta R_1 = 1,04$) und wurde nicht verändert. Der Turbulenzgrad am Eintritt beträgt 5 % und die Eintrittsreynoldszahl $3,7 \cdot 10^4$. Die Ergebnisse der Simulation sind in Abb. 7.1 und 7.2 ersichtlich.

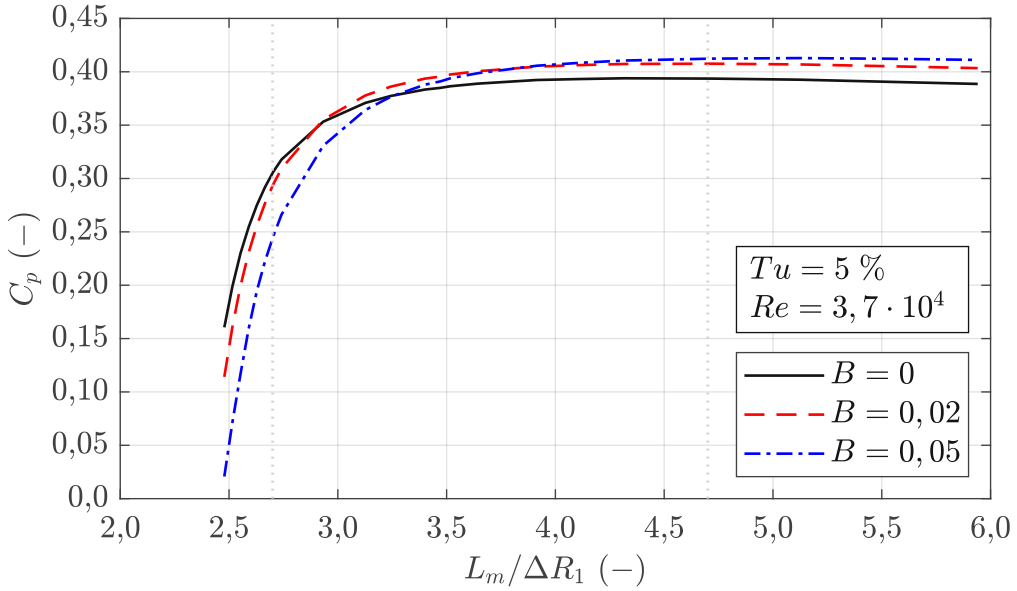


Abbildung 7.1: Druckrückgewinnfaktor über dimensionsloser Diffusorlänge bei $B = 0$ / $0,02$ / $0,05$

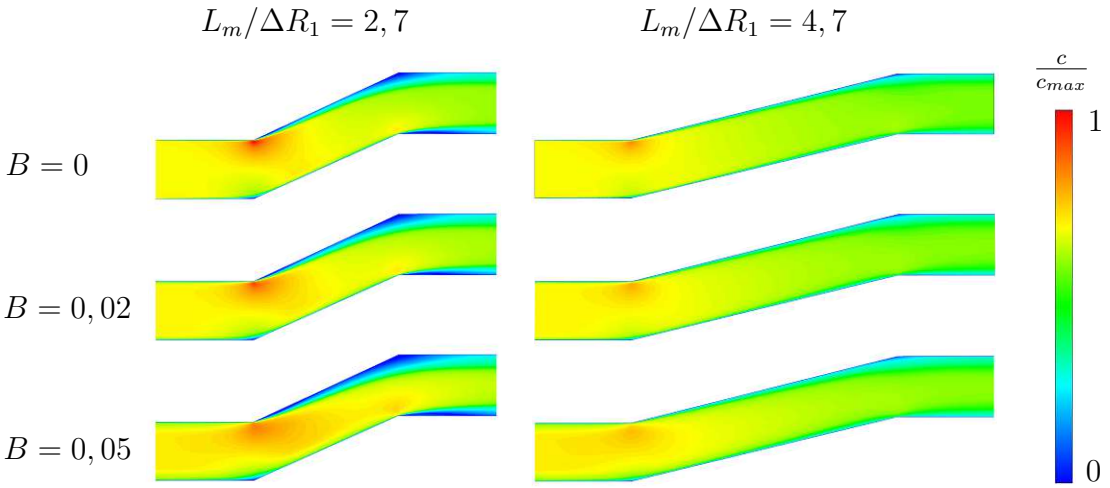


Abbildung 7.2: Geschwindigkeitsfelder bei $B = 0$ / $0,02$ / $0,05$ für dimensionslose Diffusorlängen von $L_m/\Delta R_1 = 2,7$ und 4,7

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Sie zeigen, dass bei kurzen Diffusoren der Einfluss der Eintrittsversperrung stärker ausgeprägt ist und dort eine geringere Eintrittsversperrung sich positiv auf den Druckrückgewinnfaktor auswirkt. Dass bei ebenen Diffusoren gleicher Geometrie der Druckrückgewinnfaktor mit abnehmender Eintrittsversperrung steigt, zeigten bereits *Reneau et al.* [71]. Eine Erklärung für dieses Phänomen liegt darin, dass bei einer kleineren Eintrittsversperrung das Geschwindigkeitsprofil eine dünnere Grenzschicht aufweist und dadurch die kinetische Energie in der Randzone höher ist als bei hoher Eintrittsversperrung. Obwohl es sich bei den Untersuchungen aus [71] um ebene Diffusoren handelte, weist die vorliegende Simulation bei kurzen Kreisringdiffusoren das gleiche Verhalten auf. Dies ist insofern plausibel, als es bei kurzen Diffusoren mit hoher Wahrscheinlichkeit zu Ablöseerscheinungen kommt und somit die erhöhte kinetische Energie dem Druckgradienten in Strömungsrichtung und damit der Ablösung entgegen wirkt. Weiters ist aus den Simulationsergebnissen ersichtlich, dass generell die Abhängigkeit von der Eintrittsversperrung mit zunehmenden Diffusorlängen leicht abnimmt. Zusätzlich kehrt sich je nach Eintrittsversperrung dessen Auswirkung auf den Druckrückgewinn ab einer gewissen Diffusorlänge um. Somit wirkt sich eine höhere Eintrittsversperrung im Gegensatz zu kurzen Diffusoren positiv auf den Druckrückgewinn aus. Als möglicher Grund kann hier die Wandreibung in der Grenzschicht genannt werden, welche bei langen Diffusoren gegenüber möglichen Verlusten verschwindender Ablösungen überwiegt. Aus den Abbildungen 7.2 und 7.3 ist ersichtlich, dass die Eintrittsversperrung Auswirkungen auf die Beschaffenheit der gesamten stromabwärts gelegenen Grenzschicht hat. Eine hohe Eintrittsversperrung wird weiter stromabwärts transportiert und je nach Steigungswinkel des Diffusors mehr oder weniger verstärkt. Speziell an der Diffusoraußenwand herrscht nun bei geringerer Versperrung eine höhere kinetische Energie in der Grenzschicht, was in höhere Reibungsverluste und schließlich in einen geringeren Druckrückgewinn resultiert.

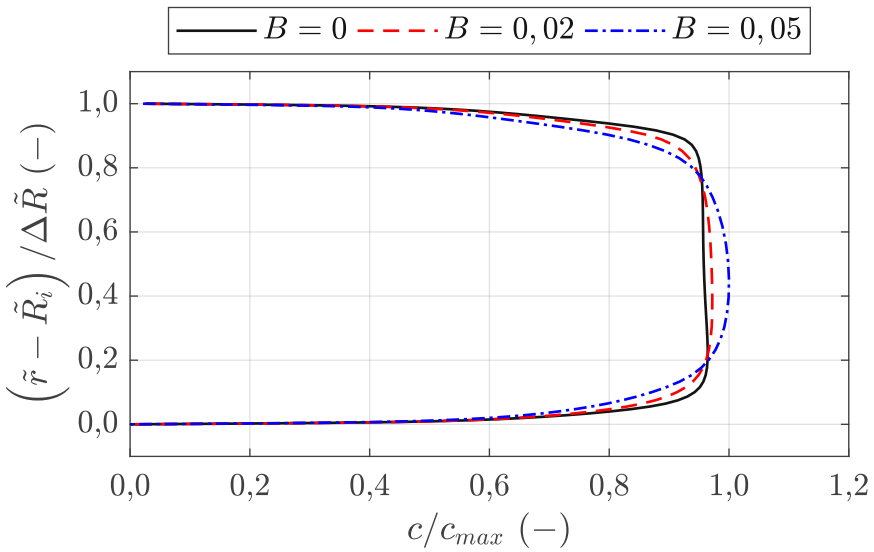


Abbildung 7.3: Geschwindigkeitsprofil auf halber axialer Diffusorlänge für $L_m/\Delta R_1 = 4,7$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

7.2 Einfluss des mittleren Öffnungswinkels auf den Druckrückgewinn

Wie einleitend erwähnt, bleibt in [84] der mittlere Öffnungswinkel im Hinblick auf den Druckrückgewinn unberücksichtigt. Lässt man für eine beliebige Diffusorgeometrie $L_m/\Delta R_1$ und AR konstant, kann dennoch θ_m variieren, indem man ΔR_2 und R_{m2} entsprechend verändert. Es wurde bereits gezeigt, dass θ_m als zusätzlicher Parameter bei Kreisringdiffusoren Einfluss auf das Strömungsverhalten hat [22], [101]. Es soll nun anschließend der Einfluss des mittleren Diffusoröffnungswinkels bei unterschiedlichen Eintrittsrandbedingungen beurteilt werden.
Dazu wurde ausgehend von der Geometrie des Auslegungsfalls, der Druckrückgewinn für unterschiedliche Öffnungswinkel bei konstantem AR und $L_m/\Delta R_1$ unter Variation der Reynoldszahl sowie des Turbulenzgrades am Eintritt untersucht. Die Reynoldszahlen wurden entsprechend dem Auslegungsfall (A und B) sowie den in [84] verwendeten Eintrittsbedingungen (C und D) gewählt. Die Turbulenzgrade wurden auf Grund der Unkenntnis für den Vergleichszweck mit geringer (1 %) und mittlerer Turbulenz am Eintritt (5 %) abgeschätzt. Die untersuchten Geometrien sind im Diffusordiagramm von *Sovran* und *Klomp* in Abb. 7.4 eingezeichnet. Dabei handelt es sich um Abmessungen, die für Übergangsdiffusoren typisch sind.

Die Simulationsergebnisse sind in Abb. 7.5 und 7.6 dargestellt. Es zeigt sich, dass sich zum einen ein erhöhter Turbulenzgrad in eine leichte Erhöhung des Druckrückgewinns resultiert (Vgl. [92]). Zum anderen wird deutlich, dass eine höhere

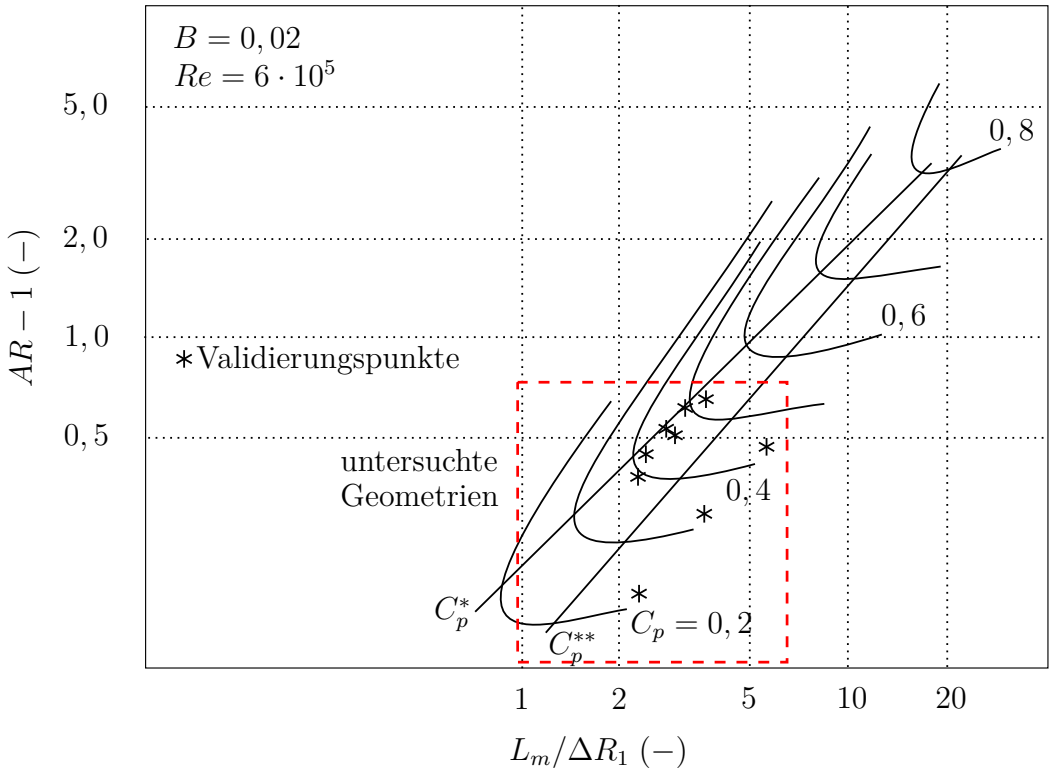


Abbildung 7.4: Diffusordiagramm für Kreisringdiffusoren, angepasst aus [84]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

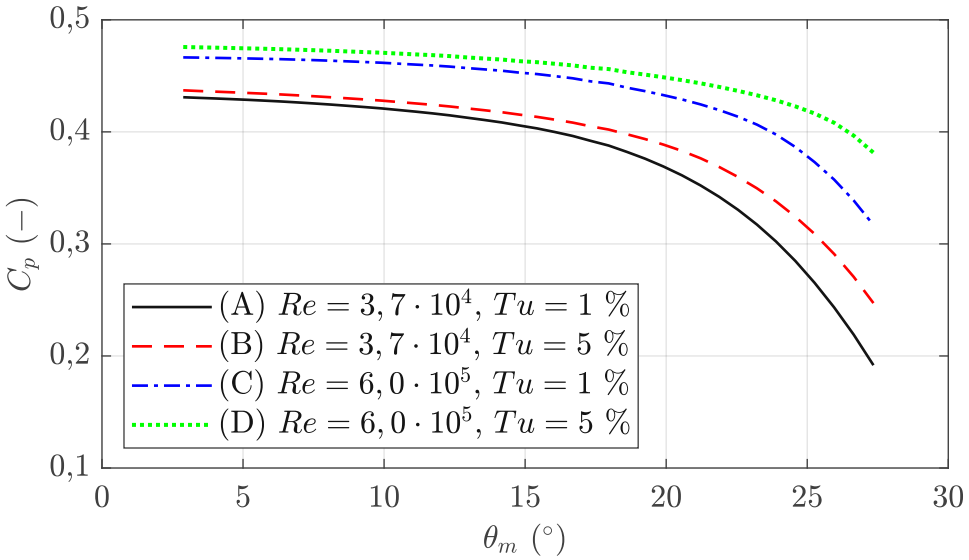


Abbildung 7.5: Druckrückgewinn in Abhängigkeit des mittleren Diffusoröffnungswinkels, Re und Tu für konstantes AR und $L_m/\Delta R_1$

Reynoldszahl am Eintritt zu einer merklichen Erhöhung des Druckrückgewinns führt. Für ebene Diffusoren ist nach [71] der Reynoldszahleinfluss bekanntlich bei hinreichend hohen Werten ($> 5 \cdot 10^4$) verschwindend gering. Möglicherweise liegt die Grenze bei Kreisringdiffusoren tiefer, wie die Simulationsergebnisse vermuten lassen.
Weiters ist ersichtlich, dass für die betrachteten Bereiche der Reynoldszahleinfluss

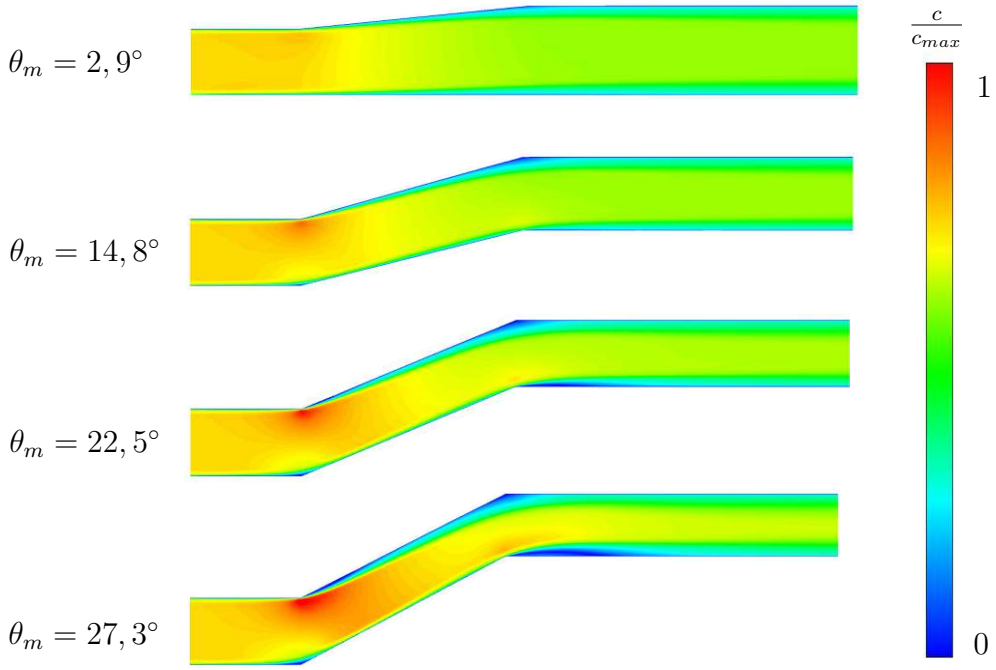


Abbildung 7.6: Geschwindigkeitsfelder bei unterschiedlichen Diffusoröffnungswinkeln für Fall (A)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

stärker ausgeprägt ist als der des Turbulenzgrades.
Vor allem aber wird die Abhängigkeit des Druckrückgewinns vom mittleren Öffnungswinkel sichtbar. Je größer dieser wird, desto weiter und steiler fällt der Druckrückgewinn ab. Speziell bei niedrigen Eintrittsreynoldszahlen ist dies deutlich zu beobachten. Anhand der Geschwindigkeitsfelder für Fall (A) in Abb. 7.6 ist gut zu erkennen, dass durch Zunahme von θ_m Ablösungen an der Diffusoraußenwand begünstigt werden und dadurch der Druckrückgewinn abfällt.
Bei hohen Reynoldszahlen in Kombination mit höheren Turbulenzgraden ist die Abhängigkeit des Druckrückgewinns vom mittleren Öffnungswinkel weniger stark ausgeprägt. Der Grund dafür liegt wiederum in der Einbringung erhöhter kinetischer Energie. Für den in [84] untersuchten Bereich von $10° \leq \theta_m \leq 17°$ ergeben sich die in Tab. 7.1 aufgelisteten Abweichungen des Druckrückgewinns für die betrachteten Fälle (A)-(D) in Abb. 7.5.

	(A)	(B)	(C)	(D)
ΔC_p (%)	5,8	4,6	3,0	2,4

Tabelle 7.1: Abweichung des Druckrückgewinns bei konstantem AR und $L_m/\Delta R_1$ für $10° \leq \theta_m \leq 17°$

7.3 Einfluss des Kantenradius auf den Druckrückgewinn

Reale Diffusoren weisen aus fertigungstechnischen Gründen an den Stoßkanten der Begrenzungswände Radien auf, auch wenn deren Querschnittskontur ansonsten lediglich aus Geraden besteht. Eine Geometrie mit scharfen Kanten stellt somit eine Idealvorstellung dar und ist nicht existent. Um zum einen die Geometrie der Realität anzupassen und zum anderen den Einfluss des Kantenradius auf den Druckrückgewinn zu untersuchen, wurden die Kantenradien variiert und die Strömung durch den Diffusor bei verschiedenen Kombinationen von Reynoldszahl und Turbulenzgrad entsprechend Abschn. 7.2 simuliert.
Im Zuge der Untersuchungen wurde ebenfalls für den jeweiligen Fall eine optimale Diffusorlänge durch Variation von L_m bzw. N ermittelt. Als Ausgangsgeometrie wurde die Geometrie aus der Diffusor-Vorauslegung verwendet, wobei alle Größen bis auf die Diffusorlänge konstant gehalten wurden.
Die Ergebnisse (Abb. 7.7) zeigen, dass sich generell bei kurzen Diffusoren eine Erhöhung des Kantenradius positiv auf den Druckrückgewinn auswirkt. Besonders bei einer Kombination aus niedrigem Turbulenzgrad und niedriger Reynoldszahl bewirkt ein Radius eine deutliche Steigerung des Druckrückgewinns (a). Bei längeren Diffusoren hingegen ist die Abhängigkeit weniger stark ausgeprägt. Weiters ist zu erkennen, dass sich das Maximum des Druckrückgewinns (▲) mit steigendem Kantenradius zu kürzeren Diffusoren hin verschiebt und der Druckrückgewinn minimal ansteigt. Ein größerer Radius wirkt sich somit auf jeden Fall positiv auf die Effizienz des Diffusors aus.
Die Markierung (∗) in Abb. 7.7 stellt die optimale Diffusorgeometrie aus dem Dif-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

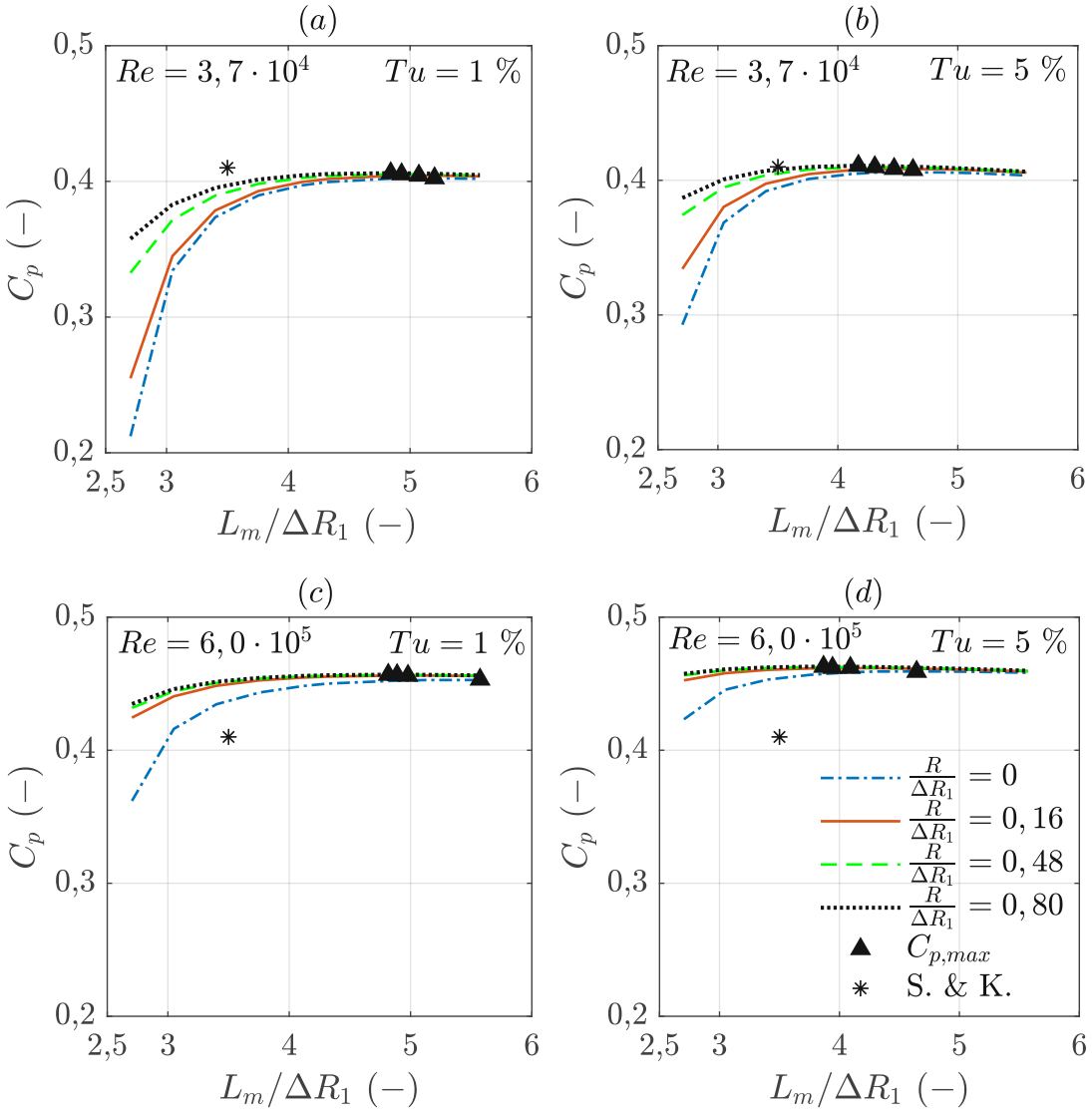


Abbildung 7.7: Optimale Diffusorlänge in Abhängigkeit von Re und Tu für verschiedene dimensionslose Kantenradien $R/\Delta R_1$

fusordiagramm aus *Sovran* und *Klomp* (Abb. 7.4) bei gegebenem Flächenverhältnis (C_p^{**}) dar. Man stellt fest, dass die über das Diagramm ermittelten und die simulierten Optima mehr oder weniger stark voneinander abweichen. Es sei an dieser Stelle auf den Einfluss des mittleren Öffnungswinkels bzw. des Kanalhöhenverhältnisses hingewiesen, welcher in Abschn. 7.4 noch genauer behandelt wird.
Weiters ist ersichtlich, dass trotz der abweichenden Eintrittsreynoldszahl, der maximal mögliche Druckrückgewinn relativ gut für die Fälle (a) und (b) übereinstimmt. Während für einen niedrigen Turbulenzgrad im Fall (a) bzw. (c) die optimalen Längen stark voneinander abweichen, ist für die Fälle (b) und (d) die Abweichung weniger stark ausgeprägt. Als weitere mögliche Ursache für die unterschiedlichen Optima kann die bereits behandelte Vernachlässigung des mittleren Neigungswinkels aus Abschn. 7.2 genannt werden.
In Abb. 7.8 sind die berechneten Maxima zur Übersicht direkt gegenübergestellt. Hierbei ist ersichtlich, dass für höhere Reynoldszahlen, unabhängig vom Turbu-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

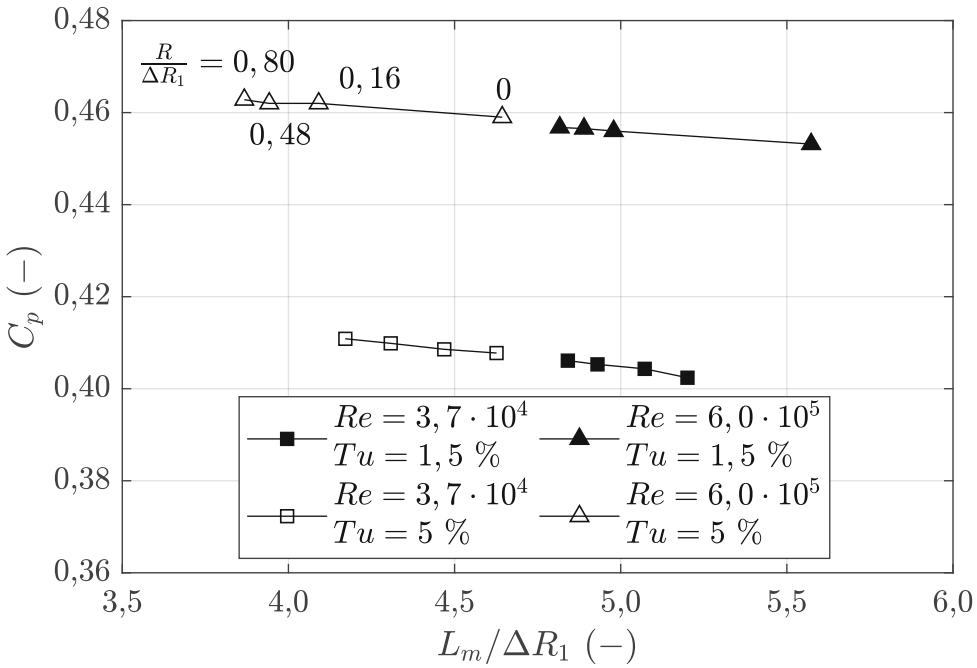


Abbildung 7.8: Übersicht optimaler Diffusorgeometrien für verschiedene dimensionslose Kantenradien $R/\Delta R_1$

lenzgrad, bereits ein kleiner Kantenradius ausreicht ($R/\Delta R_1 = 0,16$; $R = 2$ mm), um den Diffusor bei annähernd gleichem Druckrückgewinn merklich zu verkürzen. Trotz einer weiteren Vergrößerung des Radius um jeweils 4 mm nimmt der Druckrückgewinn nur mäßig zu. Für niedrigere Reynoldszahlen ist dies weniger stark ausgeprägt. Dennoch ergibt sich für alle betrachteten Fälle ein nahezu linearer Verlauf der Druckrückgewinn-Maxima über der Diffusorlänge. Eine weitere wichtige Erkenntnis ist, dass der Turbulenzgrad für die Betrachtung der Optima von untergeordneter Bedeutung ist.

7.4 Optimale Geometrien für geradwandige Übergangsdiffusoren

Das bekannte Diffusordiagramm von *Sovran* und *Klomp* für Kreisringdiffusoren beschränkt sich auf Eintrittsreynoldszahlen von der Größenordnung $6 \cdot 10^5$. Die nachfolgenden Untersuchungen sollen nun Aufschluss darüber geben, in welcher Weise sich die Variation des Flächenverhältnisses und der Diffusorlänge auf den Druckrückgewinn von einfachen Diffusorgeometrien bei vergleichsweise niedrigen Eintrittsreynoldszahlen auswirkt. Zusätzlich fließt hier nun auch das Kanalhöhenverhältnis $\Delta R_2/\Delta R_1$ ein, dessen Relevanz hierbei beurteilt werden soll. Bei festem Flächenverhältnis kann der Einfluss des Kanalhöhenverhältnisses der Berücksichtigung des mittleren Diffusoröffnungswinkels θ_m gleichgesetzt werden (Vgl. Abschn. 7.2). Aus Gründen der besseren Veranschaulichung wird in weiterer Folge $\Delta R_2/\Delta R_1$ als zusätzlicher Parameter gewählt. Sämtliche Berechnungen wurden bei einem Eintrittsturbulenzgrad von 5 % und einer Eintrittsversperrung von $B = 0,02$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

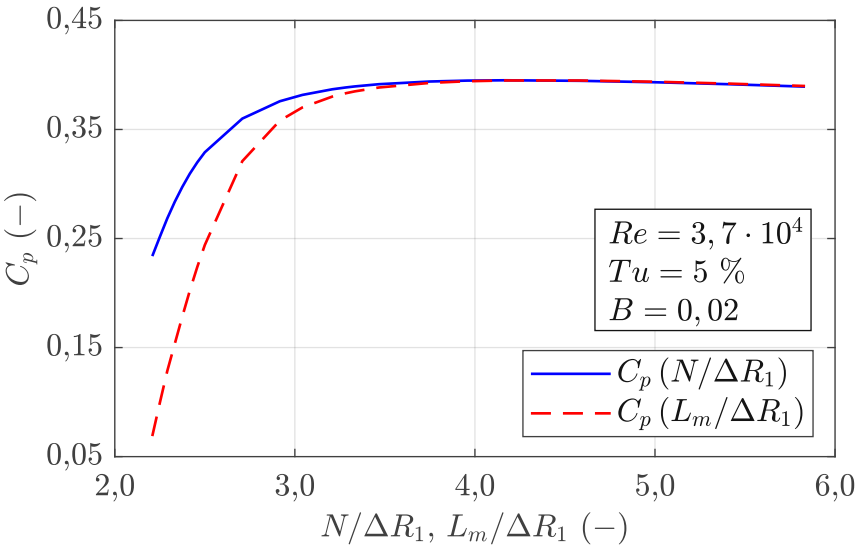


Abbildung 7.9: Druckrückgewinn in Abhängigkeit von dimensionsloser axialer und mittlerer Diffusorlänge

durchgeführt.
Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass es in manchen Fällen zweckmäßiger ist, für die Bemessung der Diffusorlänge anstatt der mittleren Diffusorwandlänge L_m, die axiale Länge N zu verwenden (Vgl. Abb. 6.1). Die Beziehung zwischen den beiden geometrischen Größen kann über die Differenz der mittleren Radien bzw. über den mittleren Öffnungswinkel mit

$$L_m^2 = N^2 + (R_{m2} - R_{m1})^2 = N^2 \cdot \left(1 + \tan^2\theta_m\right) \tag{7.1}$$

ausgedrückt werden. Bei Diffusoren mit geringem Öffnungswinkel muss nicht zwingend zwischen N und L_m unterschieden werden. Steigt θ_m jedoch an, dürfen die beiden Größen nicht mehr gleichgesetzt werden. Um dies zu zeigen, wurden für die Auslegungsgeometrie N bzw. L_m bei konstanten mittleren Radien variiert und dessen Strömung berechnet. Die Gegenüberstellung des berechneten Druckrückgewinns ist in Abb. 7.9 ersichtlich. Aus zweckdienlichen Gründen wurden deshalb für die Darstellung der nachfolgenden Ergebnisse jeweils beide Darstellungsformen gewählt.
Für die Realisierung verschiedener Flächenverhältnissse wurden R_{m1} und ΔR_1 konstant gehalten und $\Delta R_2/\Delta R_1$ sowie die axiale bzw. mittlere Diffusorlänge jeweils für verschiedene konstante Flächenverhältnisse variiert. Der Kantenradius wurde dabei mit $R/\Delta R_1 = 0$ festgelegt. In Anlehnung an [84], ergeben sich aus den Berechnungen optimale Flächenverhältnisse AR bei gegebener dimensionsloser Diffusorlänge $N/\Delta R_1$ bzw. $L_m/\Delta R_1$. Die Maxima der Kurvenscharen bilden dabei die Gerade C_p^*. Die Ergebnisse sind in Abb. 7.10 und 7.11 dargestellt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

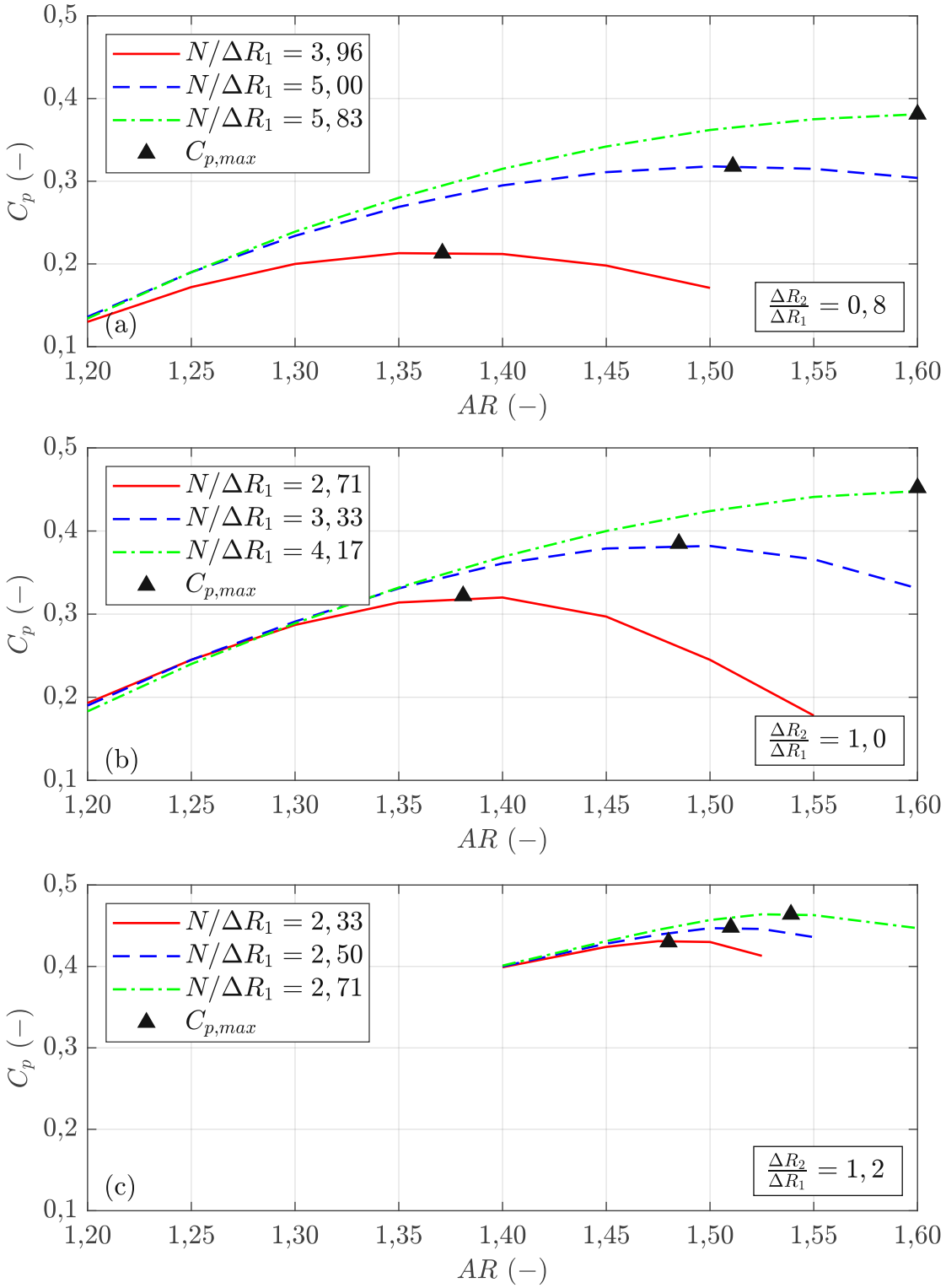


Abbildung 7.10: Druckrückgewinn in Abhängigkeit von AR und $\Delta R_2/\Delta R_1$ für konstante dimensionslose axiale Diffusorlänge $N/\Delta R_1$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

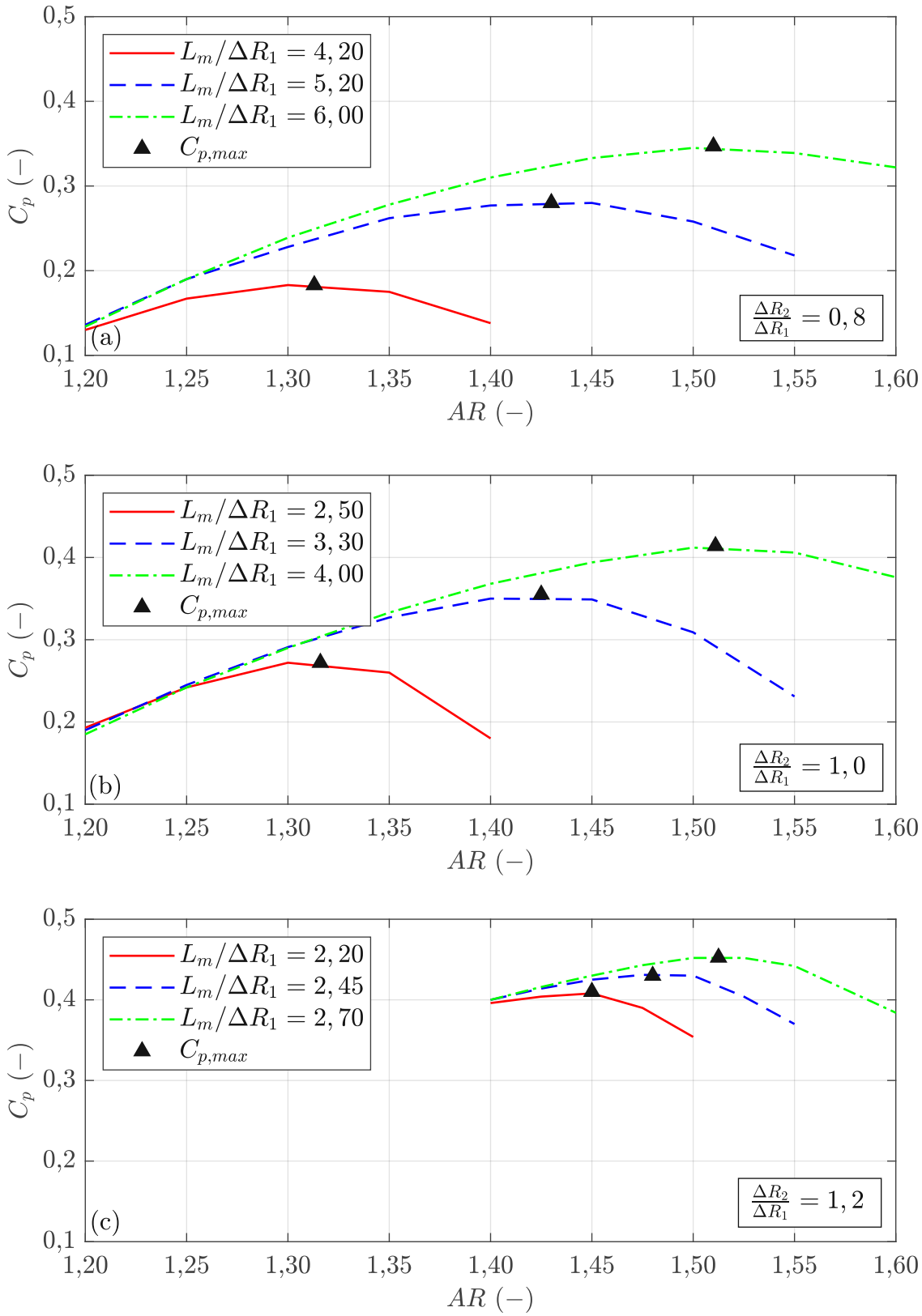


Abbildung 7.11: Druckrückgewinn in Abhängigkeit von AR und $\Delta R_2/\Delta R_1$ für konstante dimensionslose mittlere Diffusorlänge $L_m/\Delta R_1$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

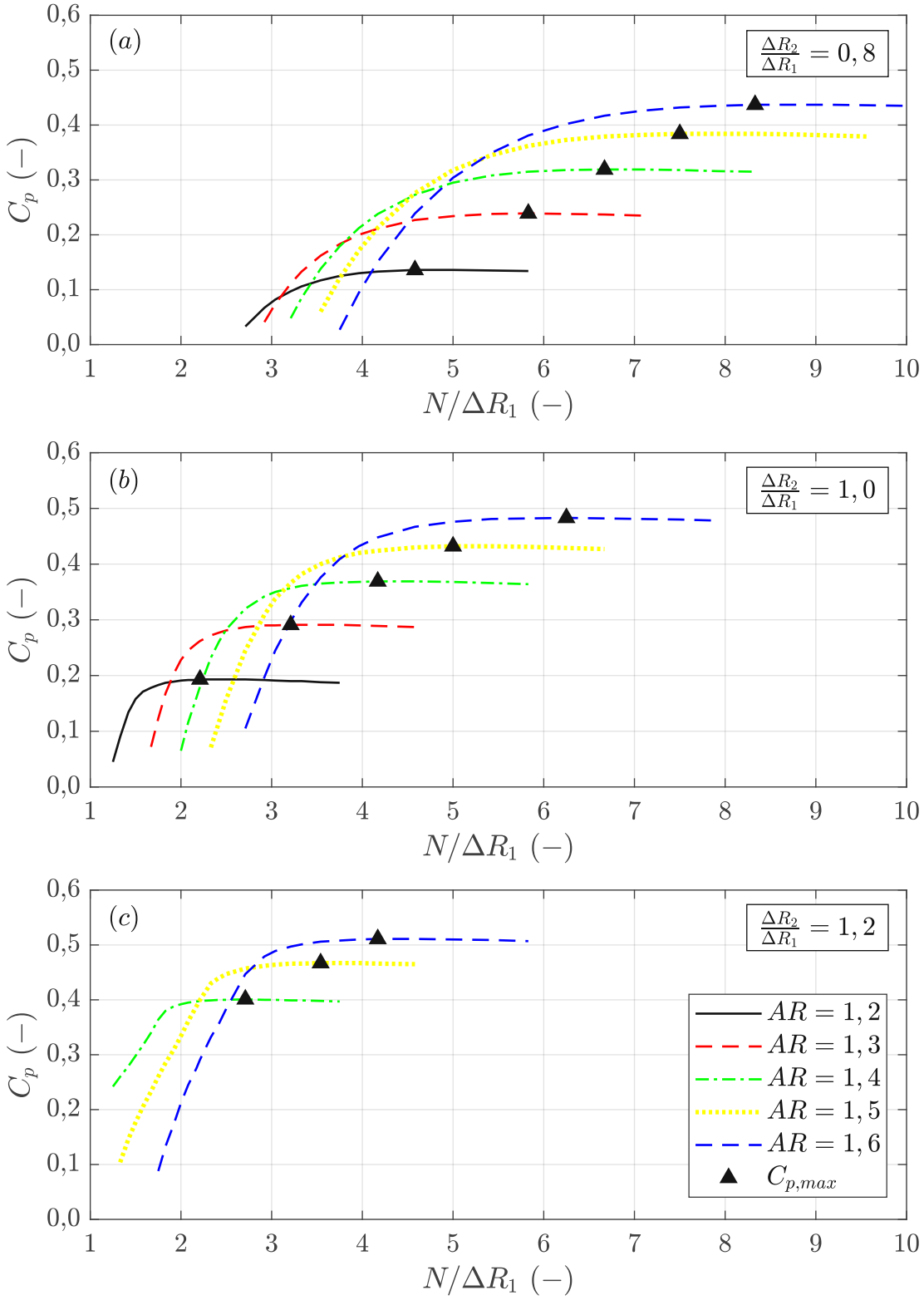


Abbildung 7.12: Druckrückgewinn in Abhängigkeit von $N/\Delta R_1$ und $\Delta R_2/\Delta R_1$ für konstante Flächenverhältnisse AR

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

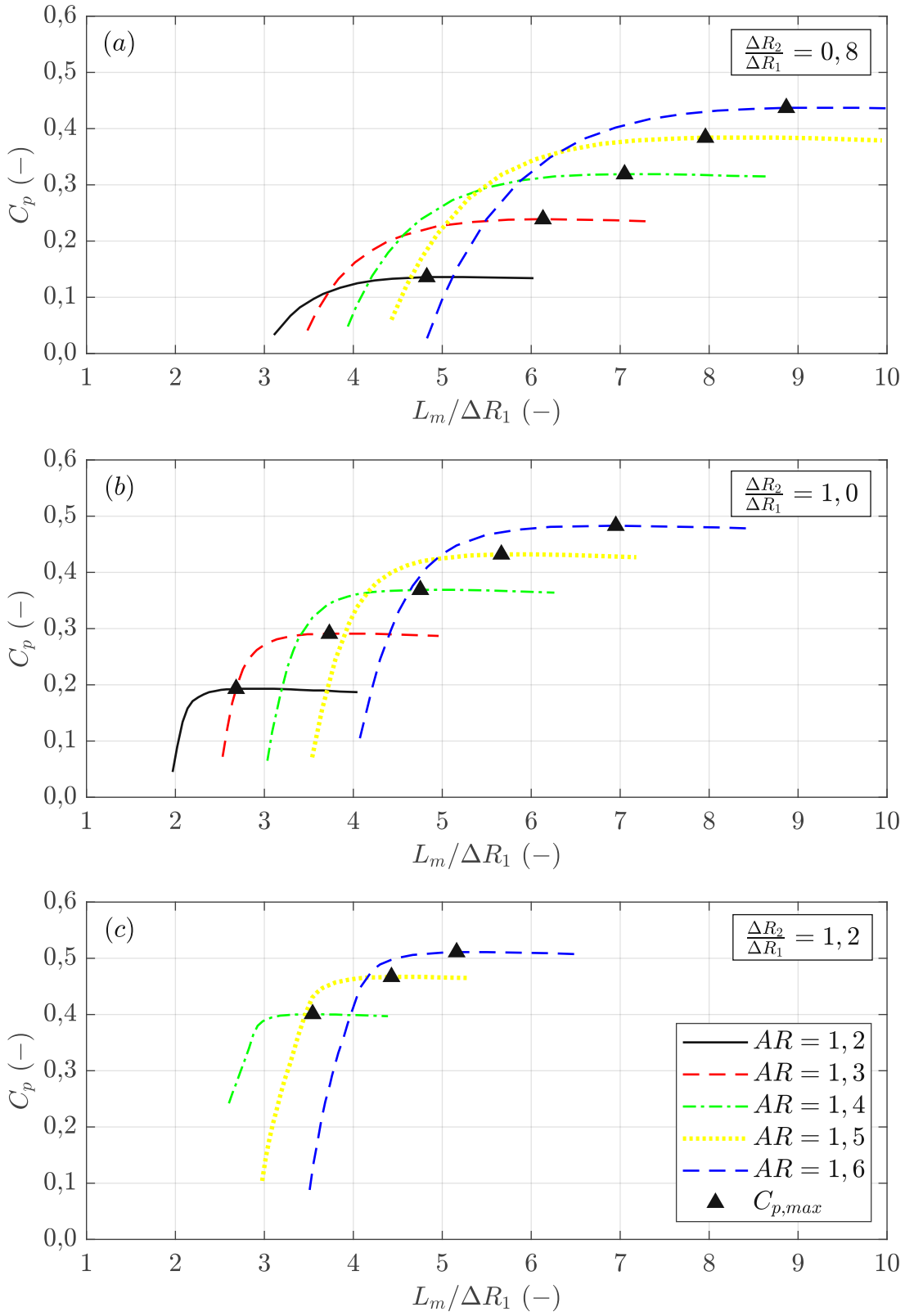


Abbildung 7.13: Druckrückgewinn in Abhängigkeit von $L_m/\Delta R_1$ und $\Delta R_2/\Delta R_1$ für konstante Flächenverhältnisse AR

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

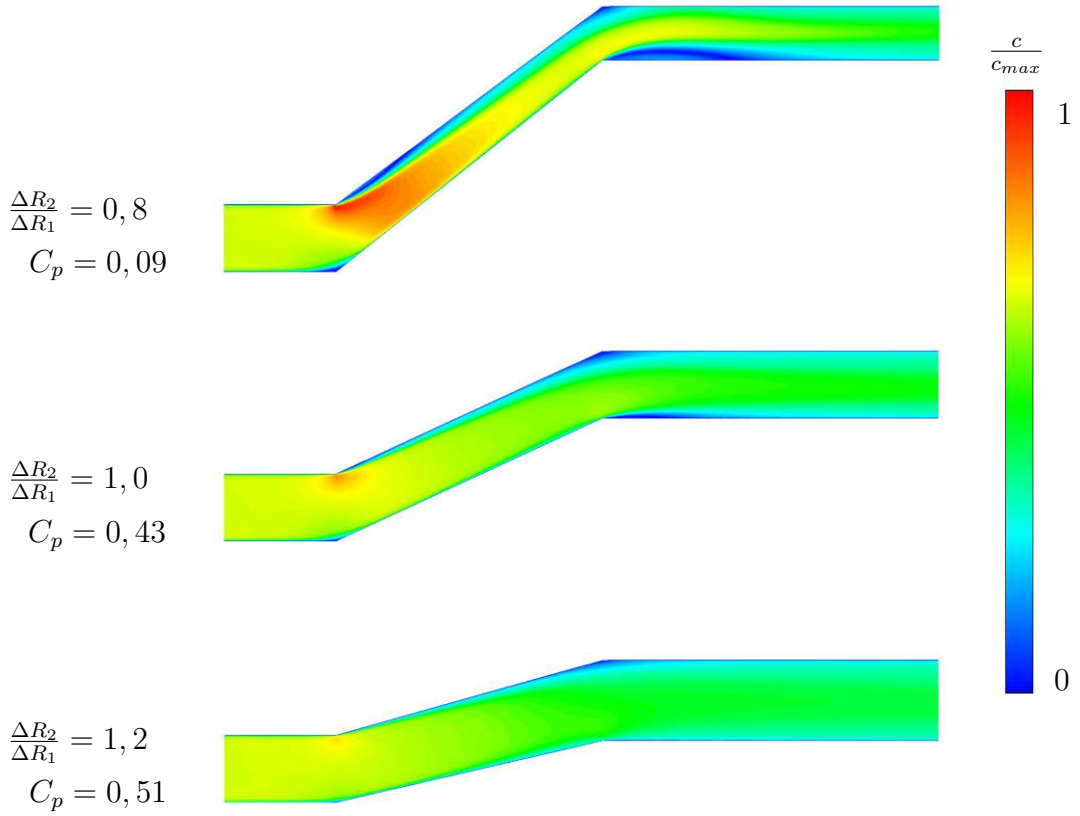


Abbildung 7.14: Geschwindigkeitsfelder für $AR = 1,6$ bei $N/\Delta R_1 = 4$

Weiters kann aus den gewonnenen Ergebnissen die optimale Diffusorlänge für maximalen Druckrückgewinn bei konstanten Flächenverhältnissen ermittelt werden (Abb. 7.12 und 7.13). Die Maxima der Kurvenscharen ergeben dabei in weiterer Folge die Gerade C_p^{**}.
Man erkennt aus Abb. 7.10 - 7.13, dass der maximal mögliche Druckrückgewinn unter Zunahme des Flächenverhältnisses steigt. Zusätzlich verschiebt sich dabei jedoch der maximal erzielbare Druckrückgewinn zu längeren Diffusoren hin, da bei gleichbleibendem Kanalhöhenverhältnis $\Delta R_2/\Delta R_1$ der Diffusoröffnungswinkel mit dem Flächenverhältnis steigt und somit Ablösungen erst bei längeren Diffusoren mit kleinem Öffnungswinkel verschwinden.
Weiters ist ersichtlich, dass der Druckrückgewinn mit dem Kanalhöhenverhältnis bei konstanter Länge und gleichem Flächenverhältnis steigt. Der Grund dafür ist, dass ein bestimmtes Flächenverhältnis bei größerem $\Delta R_2/\Delta R_1$ in einen geringeren Öffnungswinkel resultiert, als bei vergleichbar niedrigerem Kanalhöhenverhältnis und dabei Ablösungen vermieden werden. Zur Illustration des Sachverhalts sind die berechneten Geschwindigkeitsfelder in Abb. 7.14 exemplarisch für $AR = 1,6$ bei $N/\Delta R_1 = 4$ dargestellt. Zusätzlich zur Erhöhung des maximalen Druckrückgewinns mit steigendem Kanalhöhenverhältnis verschiebt sich dieser aus genanntem Grund zu kürzeren Diffusoren hin.

Es sei erwähnt, dass sich bei $\Delta R_2/\Delta R_1 = 1,2$ und $AR = 1,3$ die mittleren Radien R_{m1} und R_{m2} kaum unterscheiden, weshalb von der Betrachtung des genannten

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Flächenverhältnisses abgesehen wurde. Reduziert man das Flächenverhältnis noch weiter auf 1,2, müsste sogar $R_{m2} < R_{m1}$ gelten, womit diese Geometrie ebenfalls ausscheidet.

Grundsätzlich wird bei diesen Untersuchungen wie erwartet deutlich, dass die Maxima der Kurven bei $L_m/\Delta R_1$ bzw. $N/\Delta R_1 = const.$ (Abb. 7.10 und 7.11) deutlicher ausgeprägter sind, als jene bei fixiertem Flächenverhältnis (Abb. 7.12 und 7.13). Hält man die Diffusorlänge fest und steigert ausgehend von einem Diffusor mit kleinem Öffnungswinkel das Flächenverhältnis, nimmt zunächst der Druckrückgewinn zu. Steigert man das Flächenverhältnis bei Erreichen des maximalen Druckrückgewinns weiter, löst die Strömung aufgrund des erhöhten Öffnungswinkels ab und der Druckrückgewinn fällt rapide ab.
Bei konstantem Flächenverhältnis führt eine Zunahme der Diffusorlänge zunächst ebenfalls zu einer Erhöhung des Druckrückgewinns, erreicht ein Maximum und fällt bei immer länger werdendem Diffusor aufgrund von Reibungsverlusten schließlich leicht ab.
Durch Erhöhung des Kanalhöhenverhältnisses kann für gleichbleibenden Druckrückgewinn bei konstantem Flächenverhältnis ein kürzerer Diffusor realisiert werden. Da die Kanalhöhe am Austritt von der Leitschaufellänge der nachgeschalteten Turbinenstufe vorgegeben wird, muss dies bei der Auslegung berücksichtigt werden. Es reicht also nicht, aus Gewichtsgründen den Diffusor so kurz wie möglich zu gestalten; es müssen vor allem auch die Anforderungen der Turbine berücksichtigt werden.

Durch die Berechnung zusätzlicher Diffusorgeometrien konnte schließlich jeweils ein Diffusordiagramm für $\Delta R_2/\Delta R_1 = 0,8/1,0/1,2$ erstellt werden. Insgesamt wurden je Kanalhöhenverhältnis Flächenverhältnisse zwischen 1,2 und 1,6 und axiale Diffusorlängen von 10 bis 70 mm bei 1 bis 5 mm Schrittweite untersucht. Dies ergibt eine Gesamtanzahl an untersuchten Diffusorgeometrien von etwa 4200. Die jeweiligen Diffusordiagramme sind in den Abb. 7.15 und 7.16 dargestellt. Dabei sind den Kurven für konstanten Druckrückgewinn C_p die sich aus Abb. 7.10 und 7.11 ergebenden Optimumlininen C_p^* beigefügt, welche einer gegebenen Diffusorlänge ein optimales Flächenverhältnis für maximalen Druckrückgewinn zuordnet. Da in dieser Arbeit vor allem die Optimierung hinsichtlich der Diffusorlänge im Vordergrund steht und dafür C_p^* relevant ist, wurde auf die Berücksichtigung von C_p^{**} verzichtet. Zusätzlich ist auf Grund der flachen Maxima die Lage und Steigung von C_p^{**} sehr schwierig zu bestimmen. Das Maximum erstreckt sich dabei oftmals über Längenbereiche von ca. 10 mm, in denen der Druckrückgewinn konstant bleibt, was bei entsprechend kleinen Abmessungen einen beträchtlichen Prozentsatz ausmacht. Weiters liegen die Punkte mit maximalem C_p bei konstantem Flächenverhältnis hierbei fernab von anwendungsrelevanten Diffusorlängen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

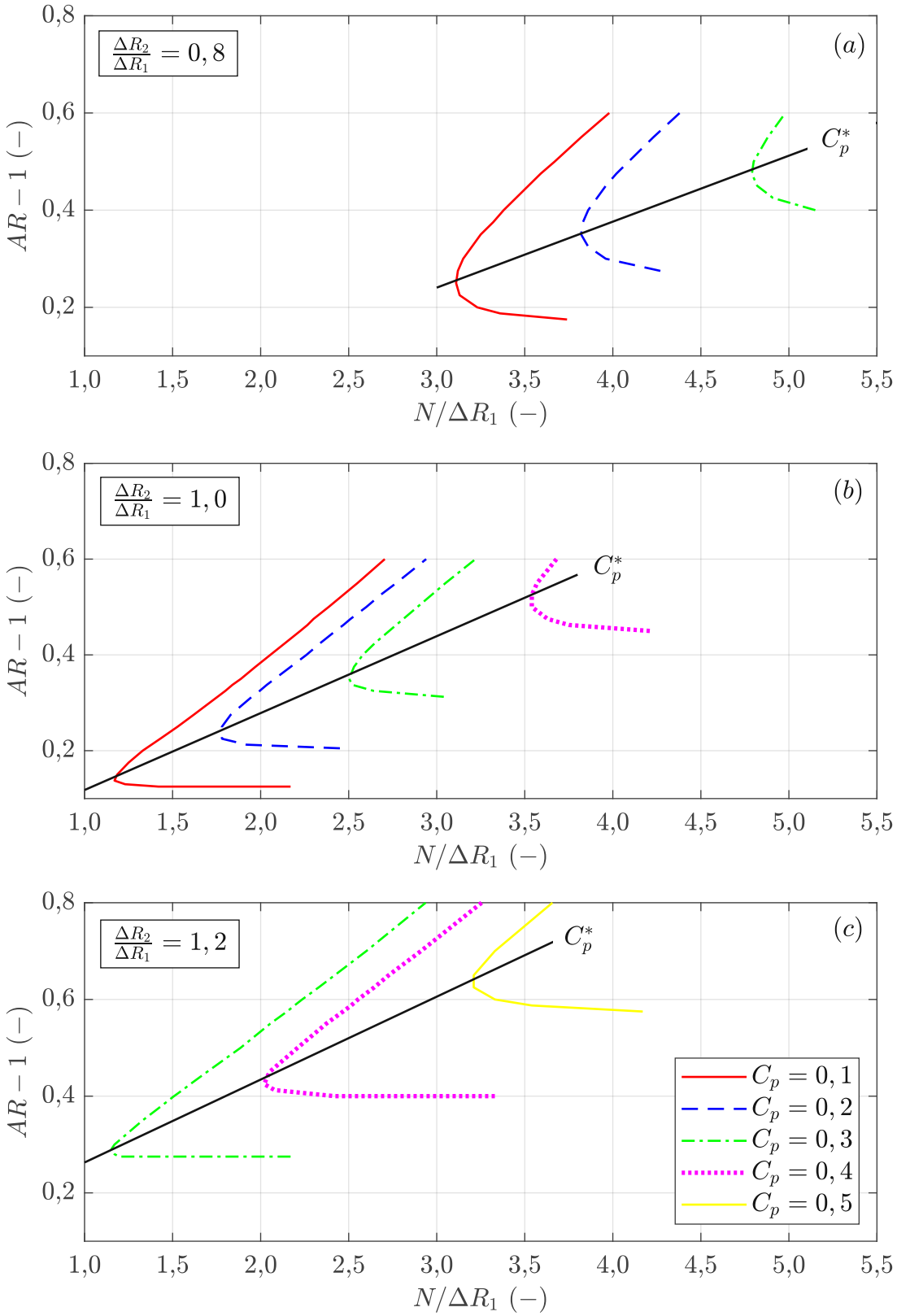


Abbildung 7.15: Diffusordiagramme für verschiedene $\Delta R_2/\Delta R_1$ - optimales Flächenverhältnis bei gegebener dimensionsloser axialer Diffusorlänge $N/\Delta R_1$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

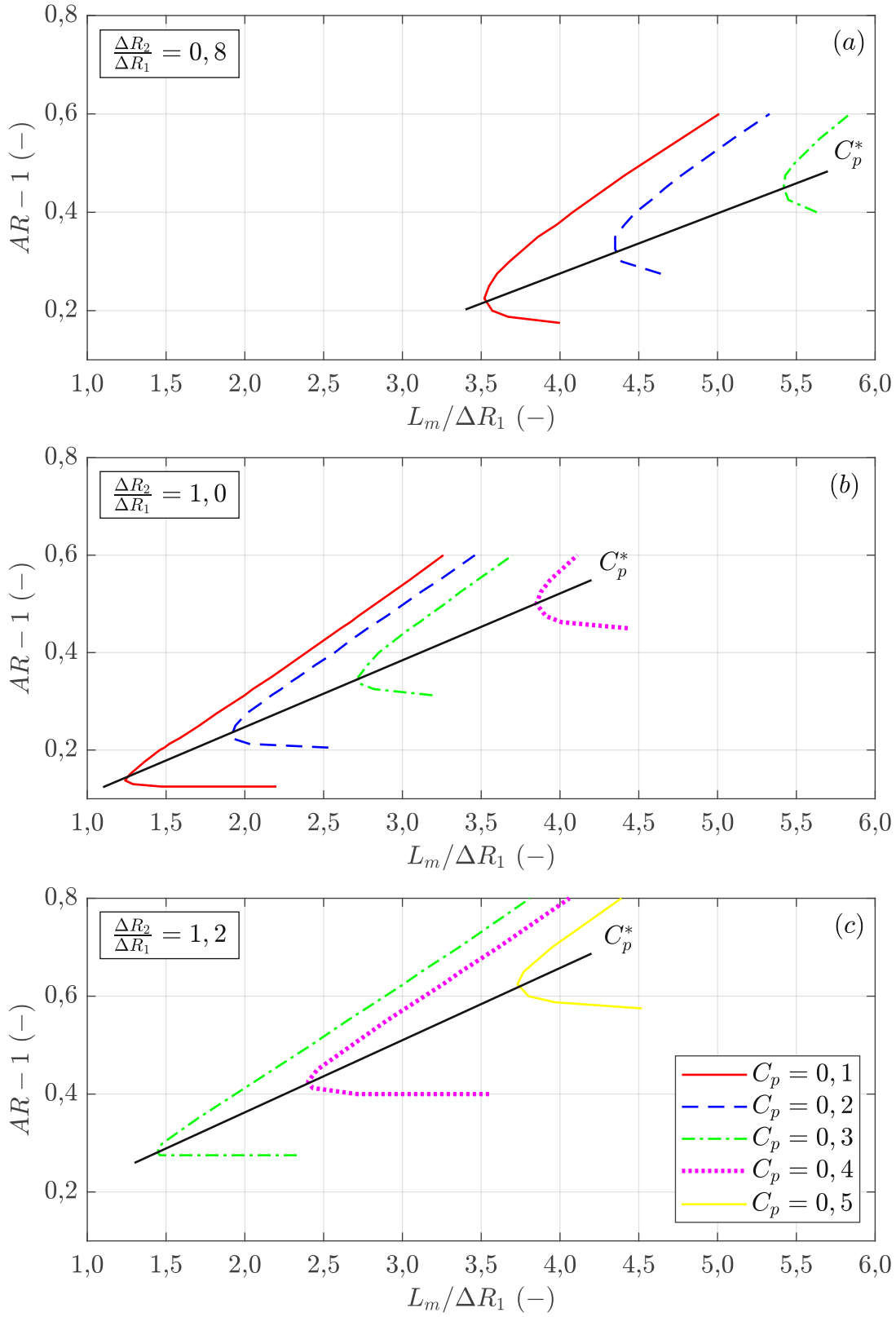


Abbildung 7.16: Diffusordiagramme für verschiedene $\Delta R_2/\Delta R_1$ - optimales Flächenverhältnis bei gegebener dimensionsloser mittlerer Diffusorlänge $L_m/\Delta R_1$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

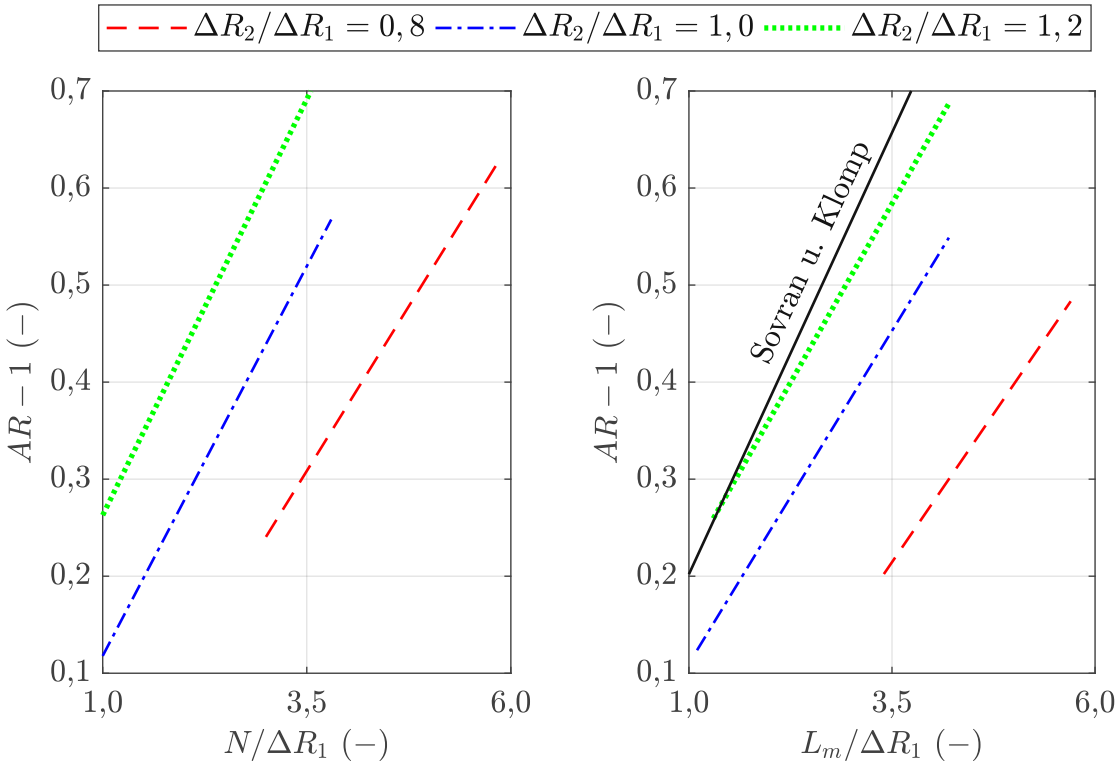


Abbildung 7.17: Optimumlinien C_p^* für verschiedene $\Delta R_2/\Delta R_1$

Aufschluss über den Einfluss des Kanalhöhenverhältnisses liefert Abb. 7.17, in welcher die Geraden für C_p^* gegenübergestellt sind. Zunächst wird hier deutlich, dass die optimalen Geometrien für die betrachteten Kanalhöhenverhältnisse auf Geraden mit der nahezu selben Steigung zu liegen kommen. Der maximal mögliche Druckrückgewinn steigt also unabhängig vom Kanalhöhenverhältnis in gleichem Maße an. Betrachtet man jedoch die Lage der einzelnen Geraden zueinander, ist eine relativ große Abweichung festzustellen.

Der Vergleich mit der C_p^*-Geraden aus der Arbeit von *Sovran* und *Klomp* ergibt jedoch eine relativ gute Übereinstimmung mit der Geraden für $\Delta R_2/\Delta R_1 = 1,2$. Als Begründung scheint die Tatsache plausibel, dass eine Vielzahl der von *Sovran* und *Klomp* vermessenen Diffusorgeometrien ein ähnliches Kanalhöhenverhältnis aufweisen. Es wird somit deutlich, dass - vor allem für Kanalhöhenverhältnisse die stark von 1,2 abweichen - dieser Parameter für die Auswahl einer optimalen Diffusorgeometrie zu berücksichtigen ist. Gegebenenfalls können dafür die Diagramme in Abb. 7.15 und 7.16 herangezogen werden. Für hinreichend kurze Diffusoren mit Kanalhöhenverhältnissen von etwa 1,2 kann auch für niedrige Eintrittsreynoldszahlen das Diffusordiagramm von *Sovran* und *Klomp* [84] verwendet werden.
In Abb. 7.18 sind die Simulationsergebnisse ($Re_1 = 3,7 \cdot 10^4$) für konstante dimensionslose mittlere Diffusorlänge und die sich aus den Maxima der Kurvenschar ergebende Gerade der Messergebnisse aus *Sovran* und *Klomp* ($Re_1 \approx 6,0 \cdot 10^5$) bei $L_m/\Delta R_1 = 3,00$ gegenübergestellt. Hier wird nochmals deutlich, dass alle Maxima trotz unterschiedlicher Eintrittsreynoldszahl, nahezu auf der Geraden zu liegen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

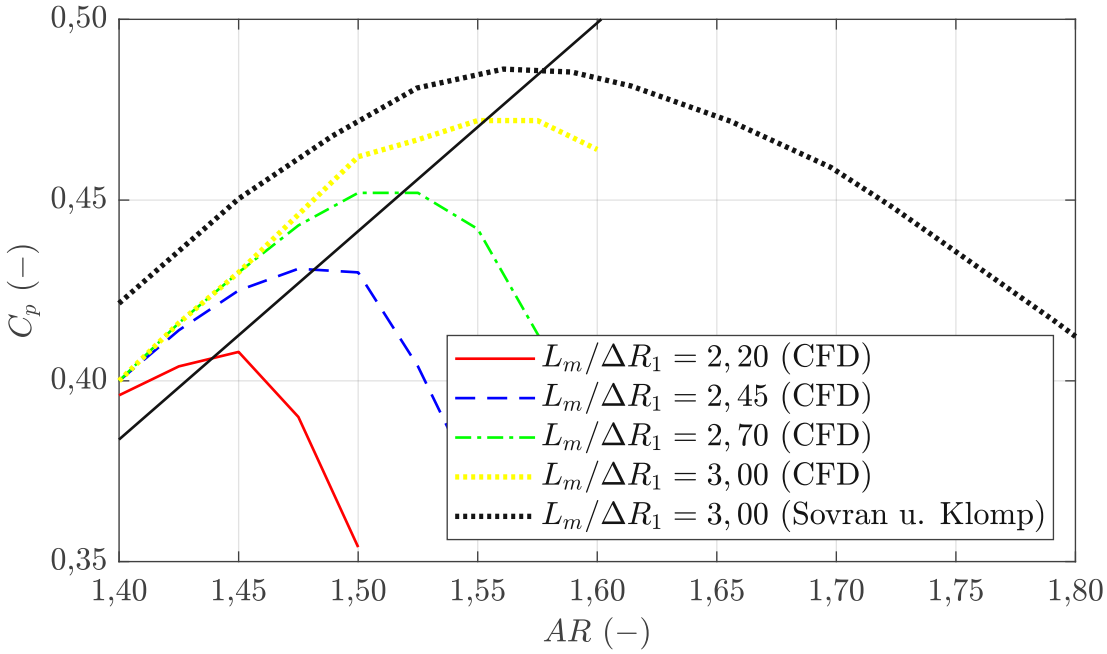


Abbildung 7.18: Vergleich der Simulationsergebnisse für $L_m/\Delta R_1$=const. bei $\Delta R_2/\Delta R_1 = 1,2$ und den Messergebnissen aus [84]

kommen, welche den Verlauf von C_p^* definiert. Dies lässt somit die Vermutung zu, dass der optimale Druckrückgewinn bei gegebener Diffusorlänge unabhängig von der Eintrittsreynoldszahl mit Hilfe von [84] bestimmt werden kann. Eine Abschätzung des Druckrückgewinns ist jedoch damit nicht zulässig, wie die Abweichung zwischen Messdaten und den Simulationsergebnissen bei gleichem $\Delta R_2/\Delta R_1$ von 3,00 in Abb. 7.18 zeigen. Geht man von der Glaubwürdigkeit der Simulationsergebnisse aus, deutet dies wiederum im Zusammenhang mit den Erkenntnissen aus Abschn. 7.2 und 7.3 darauf hin, dass der Druckrückgewinn nicht gänzlich unabhängig von der Eintrittsreynoldszahl ist.
Weiters ist hierbei zu beachten, dass die Kurve aus *Sovran* und *Klomp* durch die Interpolation über die gemessenen, gestreuten Datenpunkte generiert wurde.

In Abb. 7.19 ist die Abweichung zwischen idealem und maximalem Druckrückgewinn für die betrachteten Flächen- und Kanalhöhenverhältnisse aufgetragen. Für die maximalen C_p-Werte wurden die Kurven aus Abb. 7.12 bei konstanten Flächenverhältnissen herangezogen ($AR = const.$). Man erkennt dabei an den nahezu horizontalen Kurven in Abb. 7.19a, dass neben dem mit AR ansteigenden idealen Druckrückgewinn

$$C_{p,id} = 1 - \left(\frac{1}{AR}\right)^2 \tag{7.2}$$

auch der maximal mögliche Druckrückgewinn $C_{p,max}$ in gleichem Maße ansteigt. Weiters ist ersichtlich, dass sich $C_{p,max}$ mit steigendem Kanalhöhenverhältnis $C_{p,id}$ annähert (Abb. 7.19b). Dies ist insofern plausibel, als Diffusoren mit kleinem Kanalhöhenverhältnis einen größeren Öffnungswinkel bei gleichem Flächenverhältnis aufweisen, als jene mit hohem Kanalhöhenverhältnis.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Gleiches Verhalten ist ebenfalls zu beobachten, wenn man die Maximalwerte des Druckrückgewinns aus den Kurven aus Abb. 7.10 aufträgt ($N = const.$), welche sich aus der Betrachtung für konstante Diffusorlänge ergeben (Abb. 7.20). Die Kurven sind dabei weniger ausgeprägt als in Abb. 7.19, was auf den bereits genannten Grund zurückzuführen ist, dass sich für die betrachteten Flächenverhältnisse weniger Geometrien mit gleicher mittlerer bzw. axialer Diffusorlänge ergaben.

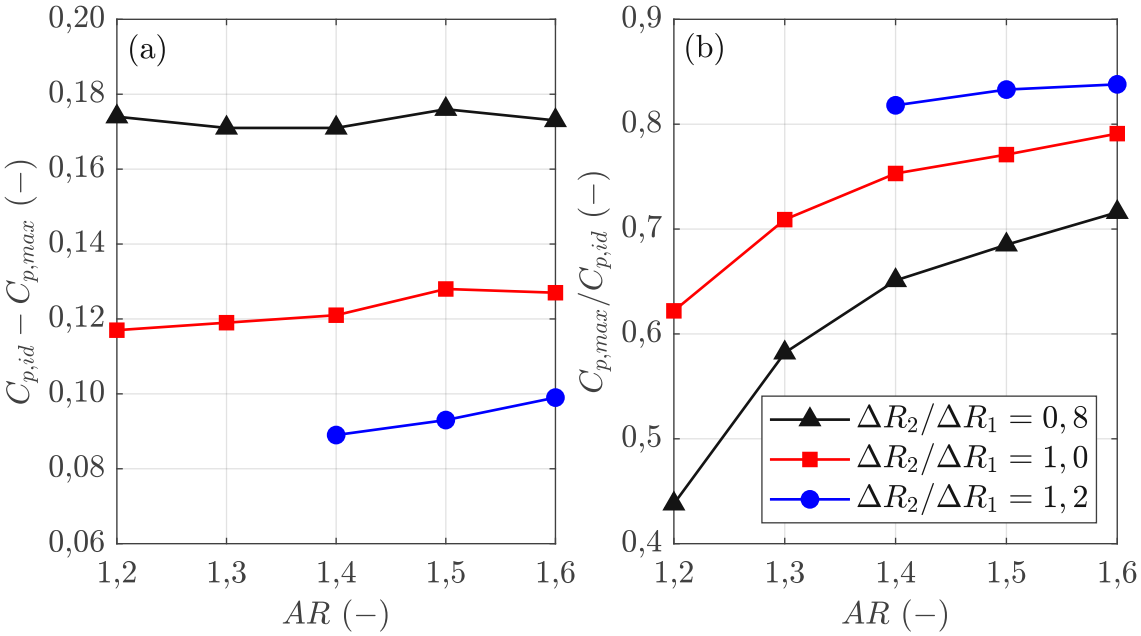


Abbildung 7.19: Abweichung vom idealen Druckrückgewinn aus AR =const.

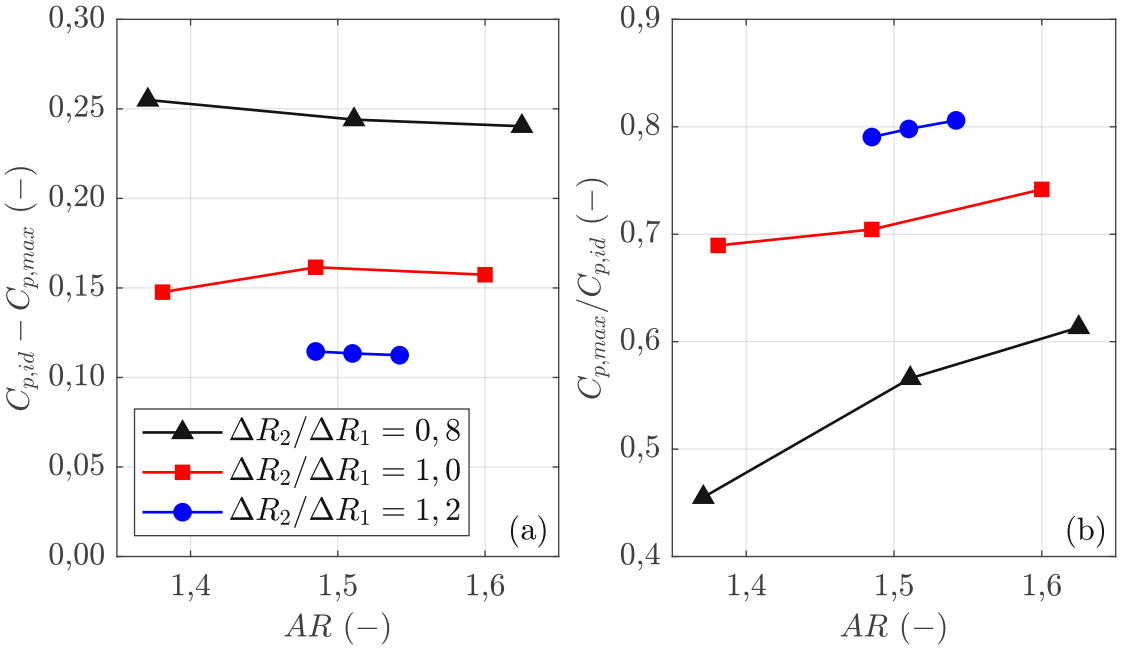


Abbildung 7.20: Abweichung vom idealen Druckrückgewinn aus N=const.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 8

Optimierte Übergangsdiffusoren

Dieses Kapitel umfasst die Optimierung des vorausgelegten Zwischendiffusors. Zunächst wird auf die dazu nötige Geometrieparametrisierung eingegangen und der Vorgang der automatisierten Optimierung erläutert. Anschließend werden die Ergebnisse der Simulation präsentiert und mit der Literatur verglichen. Weiters wird die Rückwirkung der nachgeschaltenen Leitreihe der Nutzleistungsturbine mittels porösem Medium modelliert und deren Auswirkung auf die Diffusorströmung aufgezeigt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

8.1 Parametrisierung

Für die Optimierung wurden die geraden Diffusorwände des vorausgelegten Übergangsdiffusors ($AR = 1,43$) durch *Bezier*-Kurven dritten Grades ersetzt (Abb. 8.1). Diese Kurve wird über die Beziehung

$$C(t) = \sum_{n=0}^{3} \begin{pmatrix} 3 \\ n \end{pmatrix} t^n \, (1-t)^{3-n} \, P_n \tag{8.1}$$

abgebildet, wobei P_n die Steuerpunkte darstellen und $t \in [0,1]$ gilt. Die Anfangs- und Endpunkte der beiden Kurven $P_{a,1}$ und $P_{a,4}$ bzw. $P_{i,1}$ und $P_{i,4}$ wurden dabei fixiert. Weiters wurde an eben diesen Punkten eine tangentiale Zwangsbedingung für die beiden Kurven festgelegt. Als weitere Einschränkung für die verbleibenden Punkte wurde nur eine Verschiebung in Achsrichtung zugelassen. Die Einschränkung in radialer Richtung schließt im Vorhinein Geometrien aus, die eine zu sprunghafte Querschnittsänderung zur Folge haben und damit Strömungsablösungen begünstigen. Damit können unnötige Designpunkte vermieden und die Durchlaufzeiten für den Optimierungsvorgang verkürzt werden. Als Freiheitsgrade für die Gestaltung der Kurven bleiben somit als variable Parameter die in Abb. 8.1 dargestellten Längen $l_{a,E}$, $l_{i,E}$, $l_{a,A}$ und $l_{i,A}$. Diese Art der Parametrisierung der *Bezier*-Kurven wurde ebenfalls in der Untersuchung von *Yurko* und *Bondarenko* [99] für die Optimierung eines Verdichtereinlaufes verwendet. Für die vorliegende Optimierung wurde die axiale Diffusorlänge N als zusätzlicher Parameter gewählt.

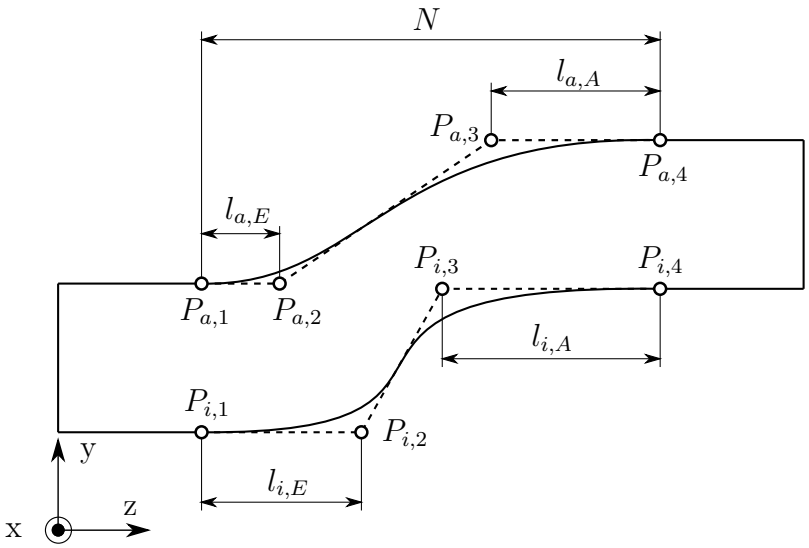


Abbildung 8.1: Parametrisierung der Diffusorgeometrie für die Optimierung

8.2 Berechnungsschleife

Die Berechnung der für die Optimierung notwendigen verschiedenen Diffusorgeometrien wurde in *ANSYS-Workbench* automatisiert. Dazu wurde eine Reihe an Designpunkten mit Geometriewerten entsprechend der gewählten Parametrisierung erstellt. Nach Erstellung der Geometrie auf Basis der Designpunkte und deren

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

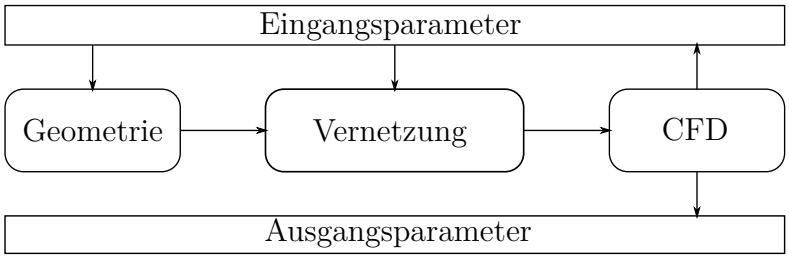


Abbildung 8.2: Schleife für die automatische Berechnung

Vernetzung wurde die numerische Simulation durchgeführt und der Druckrückgewinnungsfaktor C_p als Ausgangsparameter (Zielgröße) übergeben. Anschließend wurden die Geometrieparameter unter Aufruf des nächsten Designpunktes geändert. Diese Vorgehensweise ist in der Schleife aus Abb. 8.2 ersichtlich. Die Optimierung wurde für verschiedene Diffusorlängen (26 mm $\leq N \leq$ 70 mm) durchgeführt. Dies hat den Vorteil, dass sowohl eine optimale Diffusorgeometrie für ein breites Spektrum an axialen Längen, als auch die Auswirkung der Optimierung über die Diffusorlänge gewonnen werden konnte. Damit bei der Längenvariation keine Änderung der zuvor bestimmten Netzfeinheit im Bereich der geneigten Diffusorwände erfolgt, wurde für die Vernetzung die Anzahl der Zellen in $z-$Richtung als zusätzlicher Eingangsparameter gewählt und für jeden Designpunkt angepasst.
Der Optimierungsvorgang ist in Abb. 8.3 dargestellt. Es handelt sich dabei um eine antwortflächenbasierte Optimierung. Zu Beginn wurde das *Design of Experiments* (DOE) erstellt, welches die Basis für den Optimierungsvorgang bildet und zum Ziel hat, den Einfluss der jeweiligen Geometrieparameter (l) auf die Zielgröße (C_p) mit möglichst wenig Designpunkten bestmöglich abzubilden. Für die Erstellung des DoE wurde der *Optimal-Space-Filling*-Algorithmus verwendet. Dabei werden die Designpunkte unter Berücksichtigung optimaler Verteilung im gewählten Wertebereich automatisch erstellt. Nach Simulation des DoE kann anhand der Ergebnisse die sog. Antwortfläche erstellt werden. Sie stellt die Abhängigkeit der jeweiligen

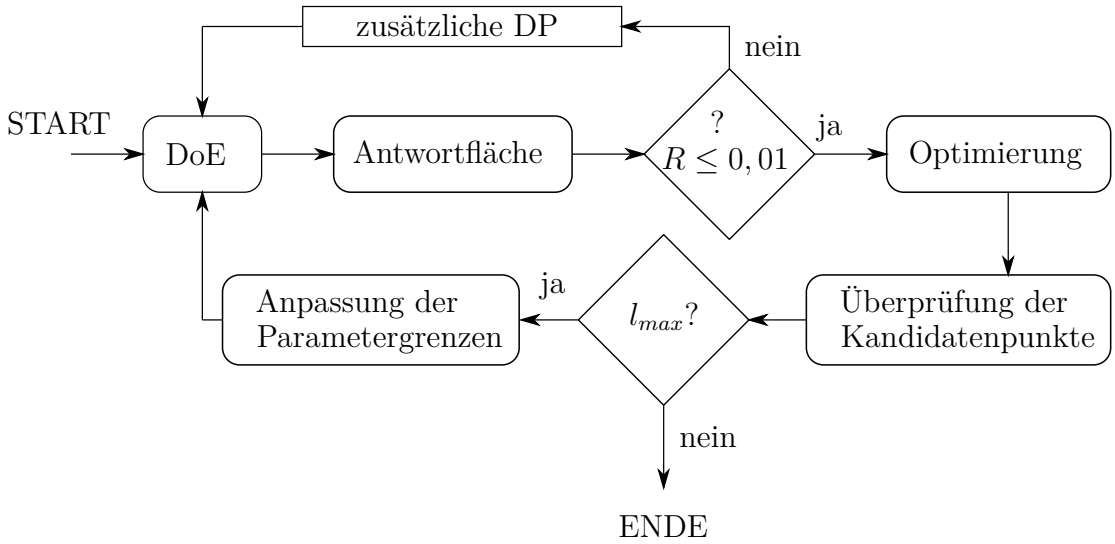


Abbildung 8.3: Schleife für den Optimierungsprozess

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Parameter zur Zielgröße dar und wird für jeden Parameter mittels Interpolation erstellt. Hierzu wurde ein Polynom zweiten Grades verwendet, welches sich gut dazu eignet, um die Änderung des Druckrückgewinns mit Hilfe von Parameteränderungen abzubilden [45]. Je nach Abweichung der interpolierten Fläche zu den berechneten Punkten ist die Antwortfläche mehr oder weniger repräsentativ für die bereits berechneten Designpunkte, sowie für noch unbekannte mögliche Zwischenpunkte. Um eine möglichst hohe Treffsicherheit für die nachfolgende Optimierung zu erhalten, wurde eine Bedingung für die Genauigkeit der Antwortfläche gesetzt. Hierbei wurde eine maximal zulässige Abweichung von 0,01 Einheiten vorgegeben. Solange diese Bedingung nicht erfüllt ist, werden dem DOE automatisch zusätzliche Designpunkte hinzugefügt und anschließend die Antwortfläche um die neuen Punkte erweitert.
Nach Erfüllung der Bedingung für die Genauigkeit der Antwortfläche wurde die eigentliche Optimierung durchgeführt. Dazu wurde die Maximierung der Zielgröße C_p vorgegeben. Nach Ermittlung von optimalen Parameterkombinationen auf Basis der erstellten Antwortflächen wurden drei Kandidatenpunkte ausgegeben, welche anschließend durch Übergabe an die Designpunkte nachgerechnet wurden. Kommt einer der vier optimalen Parameter $(l_{i,E}, l_{i,A}, l_{a,E}, l_{a,A})$ auf den Wert der gewählten Parametergrenze zu liegen, legt dies die Vermutung nahe, dass durch Wahl eines Wertes über die Parametergrenze hinaus die Zielgröße noch weiter erhöht werden kann. In diesem Fall wurden die Parametergrenzen für den jeweiligen Parameter erweitert und die Optimierung erneut durchgeführt. Das Minimum bzw. Maximum der Parameter wurde für den ersten Optimierungsvorgang mit 37% bzw. mit 65% der axialen Diffusorlänge begrenzt, um zu stark verzerrte Elemente bei der Netzgenerierung auszuschließen. Lagen alle vier Parameter innerhalb ihrer definierten Grenzen, wurde die Optimierung für die betrachtete axiale Diffusorlänge für abgeschlossen befunden. Insgesamt wurden vier Optimierungsschleifen ($n_{opt} = 4$) durchgeführt.

8.3 Optimierungsergebnisse

Abbildung 8.4 zeigt den Verlauf von C_p über $N/\Delta R_1$ vor und nach der Optimierung. Dabei ist zu erkennen, dass speziell bei kurzen Diffusoren die Anpassung der Diffusorwände großen Einfluss auf den Druckrückgewinn hat. Ebenso ist die Auswirkung der Erweiterung der Parametergrenzen ersichtlich. Während nach dem ersten Optimierungsvorgang die Verbesserungen hinsichtlich Druckrückgewinn nur gering sind, konnte durch weitere Optimierungsschleifen unter Anpassung der Parametergrenzen eine deutliche Erhöhung des Druckrückgewinns erzielt werden. In Abb. 8.5a sind die Geschwindigkeitsfelder bei geraden Begrenzungswänden und optimierter Geometrie für die kürzeste untersuchte Diffusorlänge von $N/\Delta R_1 = 2,21$ gegenübergestellt. Durch die Optimierung konnten die Ablösungserscheinungen an der Außenwand reduziert und damit der Druckrückgewinn um das Doppelte gesteigert werden. Weiters wird in Abb. 8.5b die erzielte Verkürzung des Diffusors durch die Optimierung deutlich. Für den maximal erzielbaren Druckrückgewinn von 0,41 liegt für gerade Wände die optimale Diffusorlänge bei $N/\Delta R_1 = 4,17$. Durch die Optimierung konnte bei gleichem Druckrückgewinn die Diffusorlänge

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

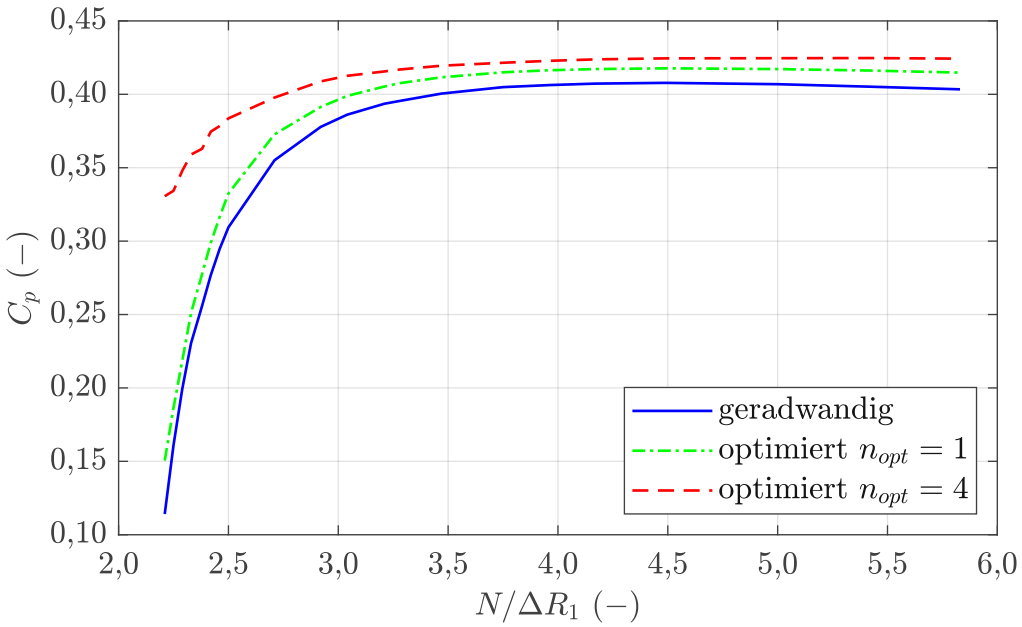


Abbildung 8.4: Ergebnisse der Optimierung

um 30 % reduziert werden.
Abbildung 8.6a zeigt den Verlauf des Flächenverhältnisses (Fläche normal zur Achsrichtung z) über der axialen Diffusorlänge für $N/\Delta R_1 = 2,21$. Im Vergleich zum geradwandigen Diffusor, steigt das Flächenverhältnis zunächst ebenfalls linear mit erhöhter Steigung an, fällt jedoch ab Diffusormitte ab, bevor es zum Austritt hin erneut ansteigt. Weiters ist aus den optimierten Geometrien ersichtlich, dass die äußere Diffusorwand gegenüber der Ausgangsgeometrie mit gerader Wand nahezu unverändert bleibt, wohingegen die innere Wand eine vergleichsmäßig starke Veränderung aufweist. Dies wird in Abb. 8.6b verdeutlicht, in welcher geradwandige und optimierte Diffusorgeometrie übereinandergelegt dargestellt sind. Zusätzlich zum kürzesten untersuchten Diffusor ($N/\Delta R_1 = 2,21$) sind die optimierten Geometrien für die dimensionslosen Diffusorlängen 2,92; 3,75 und 4,17 in Abb. 8.7 gegenübergestellt. Ergänzend dazu sind die Parameter der optimierten Geometrien entsprechend Abb. 8.1 in Tab. 8.1 eingetragen.
Auffallend dabei ist, dass mit steigender Diffusorlänge das Maximum des Flächenverhältnisses in Richtung Diffusoraustritt rückt. Dies ist auch am Parameter $l_{i,E}$ in Tab. 8.1 zu erkennen, welcher deutlich höhere Werte annimmt als die restlichen Parameter. Weiters ist bemerkenswert, dass der optimale Parameter $l_{i,E}$ für alle

$N/\Delta R_1$ (-)	N (mm)	$l_{i,E}$ (mm)	$l_{i,A}$ (mm)	$l_{a,E}$ (mm)	$l_{a,A}$ (mm)
2,21	26,5	13,3	11,0	4,0	4,9
2,92	35,0	19,5	8,8	5,7	5,9
3,75	45,0	26,5	9,3	8,3	8,4
4,17	50,0	27,4	6,9	5,9	8,1

Tabelle 8.1: Parameter der optimierten Diffusorgeometrien

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

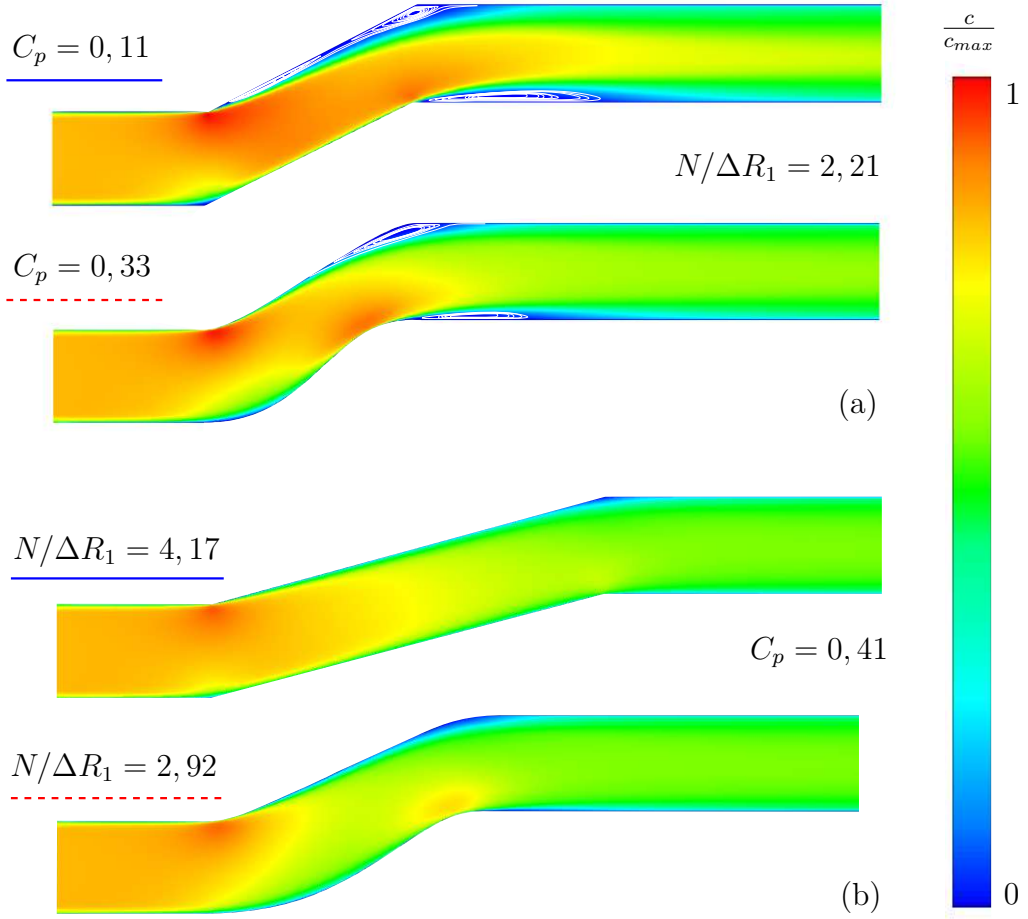
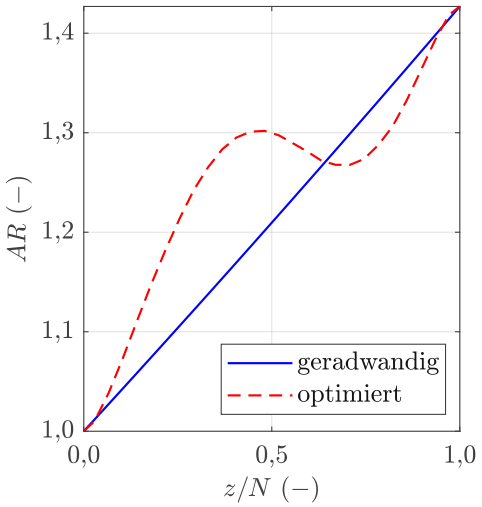
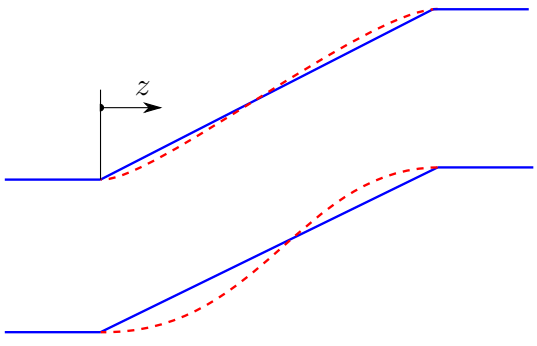


Abbildung 8.5: Durch die Optimierung erzielte Steigerung des Druckrückgewinns (a) bzw. Verkürzung des Diffusors (b)



(a) Verlauf des Flächenverhältnisses über die Diffusorlänge



(b) Vergleich zwischen geradwandiger und optimierter Geometrie

Abbildung 8.6: Optimierte Geometrie für $N/\Delta R_1 = 2,21$ ($N = 26,5$ mm)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

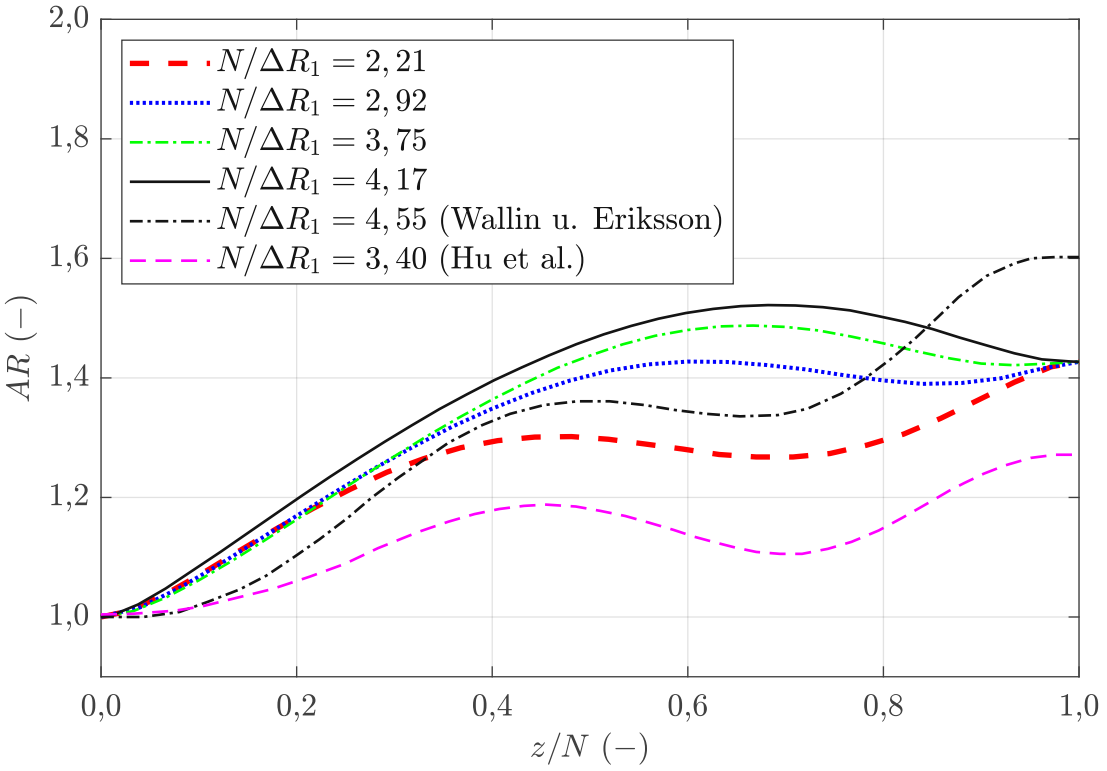


Abbildung 8.7: Verlauf des Flächenverhältnisses über der axialen Diffusorlänge optimierter Geometrien

betrachteten Diffusorlängen in etwa den gleichen prozentuellen Anteil von 55 ± 5 % der axialen Diffusorlänge N beträgt.

Ähnliche Optimierungsergebnisse gehen auch aus den Arbeiten von *Hu et al.* [51] sowie von *Wallin* und *Eriksson* [93] hervor, deren optimierte Diffusorgeometrien ebenfalls in Abb. 8.7 aufgetragen sind. Die Kurven zeigen, dass ein Großteil der Diffusion bereits im ersten Abschnitt des Diffusors passiert. In der zweiten Diffusorhälfte kann damit der Querschnitt wieder leicht abnehmen und durch die damit einhergehende Beschleunigung etwaigen Ablösungen entgegenwirken [93].
Vergleicht man die Kurve für die dimensionslose Diffusorlänge von 2,21 mit den Kurven aus *Hu et al.* und *Wallin* und *Eriksson*, stellt man fest, dass die Verläufe relativ ähnlich sind. Dies liegt trotz der unterschiedlichen bezogenen Länge an der ähnlich aggressiven Ausführung des Diffusors. Der Versatz zwischen den Kurven ist auf das unterschiedliche Flächenverhältnis der drei Diffusorgeometrien zurückzuführen.
Im Allgemeinen entsprechen die Optimierungsergebnisse qualitativ den Erwartungen und den Angaben in der Literatur, weshalb diese als plausibel angesehen werden. Weiters kann durch den Ergebnisvergleich mit der Literatur trotz unterschiedlicher Eintrittsreynoldszahlen ($Re = 1,5 \cdot 10^5$ aus [51] bzw. [100]) der Reynoldszahleinfluss im betrachteten Bereich betreffend der Optimierung von Übergangsdiffusoren weitgehend ausgeschlossen werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

8.4 Rückwirkung der Leitreihe auf die Diffusorströmung

Die bisher behandelte Diffusoroptimierung beschränkt sich auf die reine Betrachtung der Diffusorgeometrie und lässt die stromabwärts liegende Leitreihe der Nutzleistungsturbine außer Acht. Für die Effizienz der Nutzleistungsturbine ist vor allem das Geschwindigkeitsprofil der Anströmung wesentlich. Die in Abschn. 8.3 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass speziell bei aggressiven Diffusorkanälen das Geschwindigkeitsprofil am Austritt Ungleichförmigkeiten bis hin zu Ablösungen aufweist. Zusätzlich wird durch die in der Realität vorhandene Leitreihe die Strömung im Diffusor beeinflusst. Um trotz der zweidimensionalen Modellbildung eine Aussage über die Auswirkung der Leitreihe auf die Diffusorströmung treffen zu können, wurde die Leitreihe durch ein poröses Medium approximiert.

Analogie des porösen Mediums

Unter einem porösen Medium versteht man ein festes Kontinuum, welches mit meist untereinander verbundenen Hohlräumen durchzogen ist. Schalldämpfer, Luftfilter oder auch Abgaskatalysatoren sind als poröse Medien einzustufen, um nur ein paar wenige Beispiele der vielfältigen Anwendung zu nennen. Liegt ein solches poröses Medium nun innerhalb eines Strömungsgebietes, stellt es einen Strömungswiderstand dar, welcher in einen Druckverlust resultiert. Mit der bekannten Formulierung

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho c^2}{2} \tag{8.2}$$

kann der Druckverlust in einer Rohrleitung unter Kenntnis der Rohrgeometrie und Beschaffenheit bei konstanter Dichte ρ des Mediums und der Strömungsgeschwindigkeit c berechnet werden. Weiters kann der Druckverlust über den von *Forchheimer* aufgestellten Ansatz

$$-\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z} = a\mu c + b\rho c^2 \tag{8.3}$$

beschrieben werden, welcher als *Darcy-Forchheimer*-Formulierung bekannt ist. Dieser setzt sich zusammen, aus dem Anteil $a\mu c$, der für viskose Verluste bzw. den laminaren Strömungswiderstand steht ($\Delta p \sim c$), und dem Anteil aus kinetischen Verlusten $b\rho c^2$. Dieser kann unterschiedliche Ursachen haben wie z.B. einen Carnot´schen Stoßverlust oder eine Strömung in einer Labyrinthdichtung, also überall dort wo eine Druckänderung auf Grund einer Geschwindigkeitsänderung vonstatten geht (Düse, Diffusor) und kinetische Energie dissipiert. Hierbei ist $\Delta p \sim c^2$. Die Koeffizienten a und b in Gl. (8.3) stehen somit für den viskosen bzw. kinetischen Widerstandsbeiwert. In der allgemeinen dreidimensionalen Formulierung

$$-\left(\mathrm{grad}\ p\right)_r = \boldsymbol{A}\mu\vec{c} + \boldsymbol{B}\rho|\vec{c}|\vec{c} \tag{8.4}$$

stehen nun die für die jeweilige Richtung relevanten Widerstandsbeiwerte a_x, a_y und a_z bzw. b_x, b_y und b_z in der Hauptdiagonale des viskosen Widerstandstensors

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

$\boldsymbol{A}$ und des kinetischen Widerstandstensors $\boldsymbol{B}$. Durch die dreidimensionale Betrachtung kann eine mögliche Anisotropie des porösen Mediums berücksichtigt werden. Betrachtet man die Impulsbilanz

$$\rho\vec{c}\cdot \text{grad}\ \vec{c} + \text{grad}\ p = -\vec{f}_r, \tag{8.5}$$

so kann unter Einbringung einer Volumskraft $\vec{f}_r$ ein Widerstand vorgegeben werden, welcher das poröse Medium repräsentiert und in einer Impulsabnahme resultiert. Die Widerstandskraft kann nun über einen Druckgradienten ausgedrückt werden, welcher wiederum durch die *Darcy-Forchheimer*-Formulierung (Gl. 8.3 bzw. Gl. 8.4) ersetzt werden kann:

$$-\left(\text{grad}\ p\right)_r = -\vec{f}_r \tag{8.6}$$

Durch diese Vorgehensweise ist es also möglich, unter Angabe der Widerstandsbeiwerte bzw. der Widerstandstensoren einen Druckverlust bei der Durchströmung durch ein poröses Medium zu simulieren.
Erweiterungen der *Darcy-Forchheimer*-Formulierung sowie alternative Modelle zur Abbildung poröser Medien sollen an dieser Stelle nicht näher behandelt werden und finden sich beispielsweise in *Bear* [12] und *Scheidegger* [76].

Modellierung

Betrachtet man nun die Strömung durch eine Turbinenleitreihe, so stellt man fest, dass Reibungsverluste nur einen geringen Teil am Gesamtdruckverlust ausmachen. Im Wesentlichen handelt es sich im Fall einer Leitreihe um eine Düsenströmung, weshalb es nahe liegt, für die Modellierung nur den kinetischen Widerstandsterm aus Gl. (8.3) zu verwenden. Maßgebend für die Düsenaustrittsgeschwindigkeit ist die anliegende Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt. Der Widerstandskoeffizient b muss nun so gewählt werden, dass sich mittels der Analogie des porösen Mediums dieselbe Druckabsenkung wie durch die Beschleunigung der Strömung ergibt (Vgl. Abb 8.8). Diese Vorgehensweise wurde ebenfalls von *Ford et al.* [40] verwendet, um den stromaufseitigen Effekt von Injektor-Leitschaufeln einer Gasturbinenbrennkammer zu simulieren.
In Anlehnung an [40] wird für die Berechnungen des Diffusors lediglich der *Forchheimer*-Term in der Formulierung des porösen Mediums verwendet (Gl. 8.7). Gleichung 8.3 vereinfacht sich dadurch zu

$$-\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z} = b_z \rho c_z^2. \tag{8.7}$$

Da die folgenden Berechnungen unter Annahme drallfreier Strömung (zweidimensional) erfolgten und der Widerstand in radialer bzw. y-Richtung vernachlässigt werden kann, wird zur Vereinfachung von der allgemeinen dreidimensionalen Schreibweise abgesehen. Nachfolgende Gleichungen beziehen sich auf die Komponente in z-Richtung (Rotationsachse). Um also die Rückwirkung der Leitreihe mit der Analogie des porösen Mediums abbilden zu können, muss eine Beziehung zwischen der statischen Druckabsenkung durch die Beschleunigung (Gl. 8.8) und der *Forchheimer*-Formulierung (Gl. 8.7) geschaffen werden. Für die näherungsweise inkompressible Strömung durch die Leitreihe gilt

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

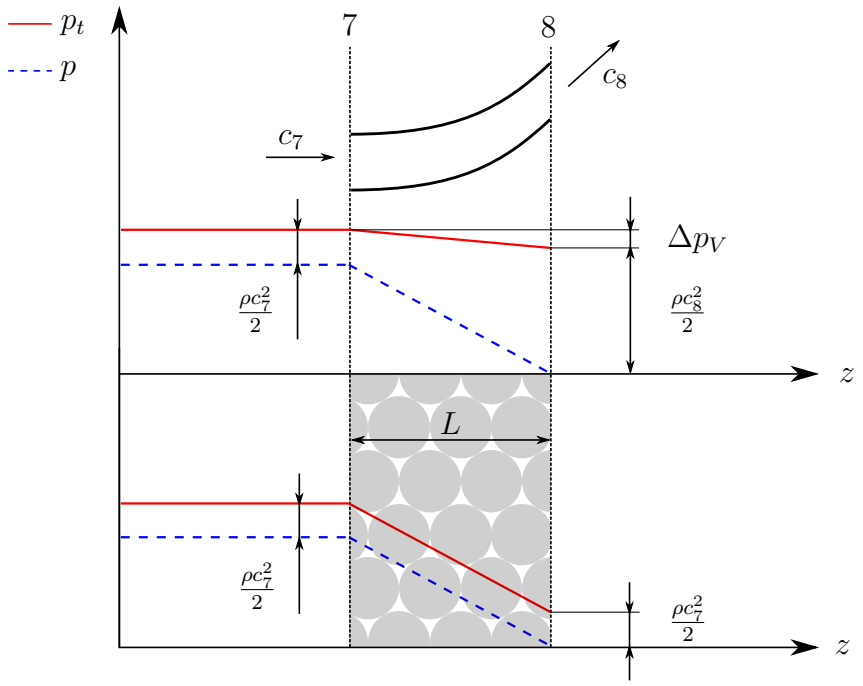


Abbildung 8.8: Oben: Druckverlauf bei Strömung durch die Leitreihe. Unten: Druckverlauf unter Anwendung der Analogie eines porösen Mediums

$$p_7 + \frac{\rho c_7^2}{2} = p_8 + \frac{\rho c_8^2}{2} + \Delta p_V \tag{8.8}$$

wobei Δp_V für den Druckverlust infolge Reibung und Ablösung steht. Nach Einführung des Totaldruckverlustkoeffizienten

$$\xi = \frac{p_{t7} - p_{t8}}{\frac{\rho c_8^2}{2}} \tag{8.9}$$

und geeigneter Umformung erhält man mit

$$\Delta p_V = \xi \frac{\rho c_8^2}{2} \tag{8.10}$$

die bezogene statische Druckdifferenz

$$\frac{p_7 - p_8}{\frac{\rho c_7^2}{2}} = \left(\frac{c_8}{c_7}\right)^2 (1 + \xi) - 1. \tag{8.11}$$

Aus Konformitätsgründen muss die gewählte Formulierung des porösen Mediums (Gl. 8.7) an die Implementierung in *ANSYS FLUENT* [4] angepasst werden. Behält man die bisherige Notation bei, lautet die Forchheimer-Formulierung in [4]

$$\Delta p_z = p_7 - p_8 = b_z L \frac{\rho c_7^2}{2} \tag{8.12}$$

und man erhält nach Division durch den dynamischen Druck am Eintritt

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

$$\frac{p_7 - p_8}{\frac{\rho c_7^2}{2}} = b_z L. \tag{8.13}$$

Gleichsetzen von Gl. (8.11) und (8.13) liefert schließlich den gesuchten kinetischen Widerstandsbeiwert

$$b_z = \frac{1}{L}\left[\left(\frac{c_8}{c_7}\right)^2 (1+\xi) - 1\right]. \tag{8.14}$$

Drückt man die Geschwindigkeiten c_7 und c_8 mit Hilfe der Strömungswinkel $\alpha_7 = 90°$ und α_8 aus und führt man das Verhältnis der axialen Geschwindigkeiten $\chi = \frac{c_{7m}}{c_{8m}} = \frac{c_7}{c_{8m}}$ ein, erhält man

$$b_z = \frac{1}{L}\left[\left(\frac{1}{\chi \sin(\alpha_8)}\right)^2 (1+\xi) - 1\right]. \tag{8.15}$$

In Anlehnung an [86] sowie durch Abschätzung nach [85] wird der Totaldruckverlustkoeffizient ξ mit 0,1 angenommen. Der Parameter L für die axiale Länge des porösen Mediums entspricht der axialen Breite b der Leitreihe. Nach zusätzlichem Einsetzen der Zu- und Abströmwinkel sowie der Geschwindigkeiten der Leitreihe (siehe Anhang B) kann schließlich der kinetische Widerstandsbeiwert mit $b_z = 237$ m^{-1} berechnet werden. Die Untersuchung wurde anhand des kürzesten optimierten Diffusors ($N/\Delta R_1 = 2,21$) durchgeführt. Das ursprüngliche Berechnungsgebiet wurde dabei in drei Sektionen unterteilt (Vgl. Abb. 8.9). Die einzelnen Sektionen wurden mit Schnittstellen (Interfaces) verbunden, an denen die Teilrandbedingungen übergeben werden. Dabei entspricht Sektion (1) dem Kanaleinlauf mit den optimierten Begrenzungswänden. Sektion (2) stellt das poröse Medium dar, in welchem der kinetische Widerstandsbeiwert b_z hinterlegt wurde. Sektion (3) entspricht dem Diffusorauslass. Die Randbedingungen sowie die Netzfeinheit wurden von der vorausgegangenen Simulationen übernommen.
Für den Vergleich mit dem optimierten Diffusor wurde die Position der Leitreihe mit Beginn des geraden Auslaufes entsprechend Abb. 8.9 gewählt. Durch eine Verschiebung der Leitreihe stromaufwärts kann die axiale Baulänge der Stufe weiter verkürzt werden, dies soll jedoch nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit sein.

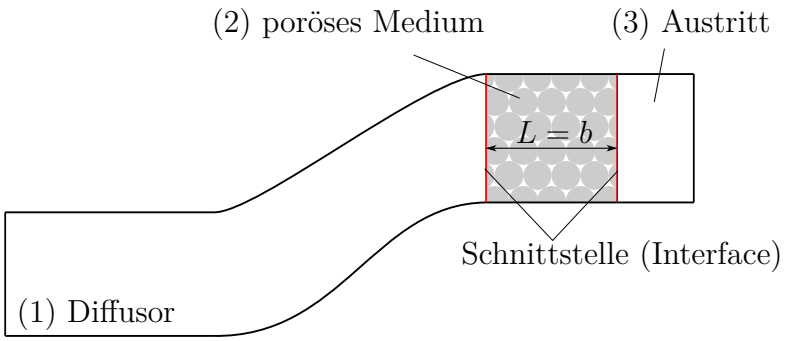
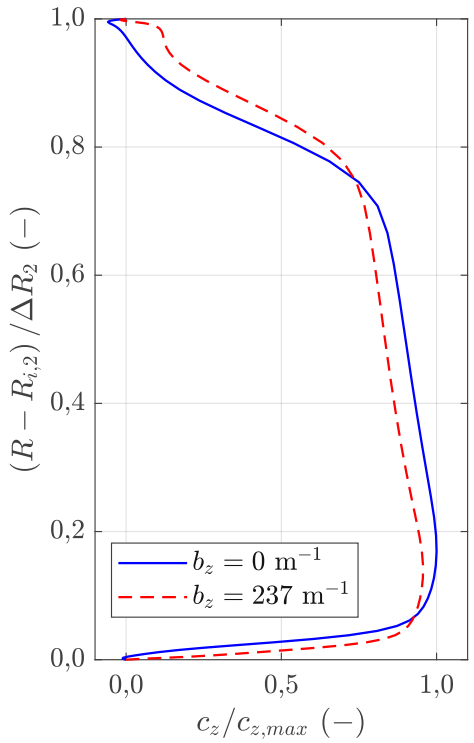


Abbildung 8.9: Berechnungsgebiet für die Betrachtung mit porösem Medium

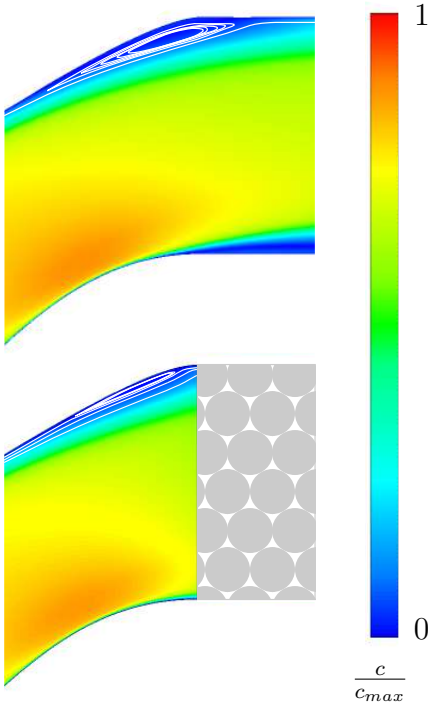
Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Ergebnisse

In Abb. 8.10a sind die Geschwindigkeitsprofile am Leitgittereintritt mit und ohne Berücksichtigung der Leitreihe gegenübergestellt. Man erkennt, dass sich zunächst ohne Leitreihe ein Ablösegebiet an der Diffusoraußenwand bildet. Dies ist auch im dargestellten Geschwindigkeitfeld in Abb. 8.10b deutlich zu erkennen. Betrachtet man nun den Fall mit Leitreihe, sind direkt am Leitreiheneintritt keine negativen Geschwindigkeiten mehr zu erkennen. Insgesamt wird auch das Ablösegebiet verkleinert und durch die Rückwirkung der Leitreihe zurückgedrängt. Man kann also davon ausgehen, dass sich die nachgeschaltete Leitreihe positiv auf die Diffusorabströmung und damit auf die Leitreihenzuströmung auswirkt.



(a) Geschwindigkeitsprofil am Leitgittereintritt



(b) Geschwindigkeitsfeld ohne (oben) und mit (unten) Berücksichtigung der Leitreihe

Abbildung 8.10: Auswirkung der Leitreihe auf das Geschwindigkeitsfeld am Leitreiheneintritt

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

KAPITEL 9

Zusammenfassung und Ausblick

Die durchgeführte Marktstudie zeigt auf, dass im Bereich der Kleingasturbinen im betrachteten Bereich von bis zu 500 kW keine Wellenleistungstriebwerke mit mehr als 15 kW Antriebsleistung direkt verfügbar sind. Auf Grund von Trendprognosen ist jedoch zu erwarten, dass zukünftig vermehrt Bedarf an Mikro-Wellenleistungstriebwerken mit höherer Leistung besteht.

Im Zuge der Messung an der KHD-Gasturbine konnte ein Großteil der vorhandenen Messtechnik erneuert und an die neue Infrastruktur im Labor angepasst werden. Zusätzlich wurde mit der Digitalisierung der Messtechnik eine Basis zur Erhöhung der Sicherheit beim Laborbetrieb an der KHD-Gasturbinenanlage geschaffen.
Die Untersuchungen betreffend der KHD-Gasturbine weisen darauf hin, dass für die Betrachtung des Kreisprozesses nicht zwischen statischen und totalen Größen unterschieden werden muss. Die Modellierung der KHD-Gasturbine hat gezeigt, dass die Brennstoffvorwärmung sowie die Berücksichtigung der Kühlluft nicht zwingend notwendig sind, um den Kreisprozess realitätsnah abzubilden. Auf die Berücksichtigung des Brennkammerwirkungsgrades darf jedoch nicht verzichtet werden, welcher deutlichen Einfluss im Zusammenhang mit der Modellierung der Gasturbine zeigt. Es hat sich weiters gezeigt, dass bei der KHD-Gasturbine die Prozessluft kaum vorgewärmt wird, und somit der Verdichtungsprozess als adiabat betrachtet werden kann. Für das *Olympus-HP*-Triebwerk weisen die Untersuchungsergebnisse darauf hin, dass hierbei die Verdichtung nicht adiabat erfolgt. Zusammenfassend kann also daraus gefolgert werden, dass innerhalb der Kategorie der Mikrogasturbinen, betreffend Baugröße und Komponentenanordnung unterschieden werden muss. Es können somit keine pauschalen Aussagen über das Prozessverhalten von Mikro-Gasturbinen getroffen werden.
Für das *Olympus-HP*-Triebwerk konnte im Zuge der Überleitung eine Verbesserung des Kreisprozesses und damit eine genauere Abbildung des Triebwerks erreicht werden.

Zusammen mit der Kreisprozesssimulation und der Abschätzung der Strömungsverhältisse lieferte die durchgeführte Auslegung der Nutzleistungsturbine eine schritt-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

weise Methode zur Überleitung von Mikro-Strahltriebwerken in Wellenleistungstriebwerke unter minimalsten Informationen über das Basistriebwerk. Dabei konnte für den vorliegenden Fall eine effiziente Kombination aus Arbeitszahl und mittlerem Stufendurchmesser zur Reduzierung der Getriebemasse gefunden werden.

Die Simulationsergebnisse von geradwandigen Übergangsdiffusoren zeigen, dass die Abhängigkeit von der Eintrittsversperrung mit zunehmender Diffusorlänge abnimmt. Zusätzlich wirkt sich eine höhere Eintrittsversperrung bei langen Diffusoren im Gegensatz zu kurzen Diffusoren positiv auf den Druckrückgewinn aus.
Wie die Ergebnisse bei unterschiedlichen Eintrittsreynoldszahlen zeigen, ist bei den betrachteten Kreisringdiffusoren der Reynoldszahleinfluss stärker ausgeprägt, als jener des Turbulenzgrades. Ebenso ist auch für niedrige Eintrittsreynoldszahlen der Einfluss des mittleren Diffusoröffnungswinkels nicht zu vernachlässigen.
Weiters konnte gezeigt werden, dass für höhere Reynoldszahlen durch einen kleinen Radius an der Stoßkante der Diffusorwände der Druckrückgewinn merklich gesteigert werden kann.
Zusätzlich wurde der Einfluss des Kanalhöhenverhältnisses als weiterer Geometrieparameter aufgezeigt. Vor allem für Kanalhöhenverhältnisse die stark von 1,2 abweichen, ist dieser Parameter für die Auswahl einer optimalen Diffusorgeometrie zu berücksichtigen. Dazu können gegebenenfalls die Diffusordiagramme verwendet werden, welche sich im Zuge dieser Arbeit ergeben haben. Für hinreichend kurze Diffusoren mit Kanalhöhenverhältnissen von etwa 1,2 kann auch für niedrige Eintrittsreynoldszahlen das Diffusordiagramm von *Sovran* und *Klomp* zur Abschätzung einer optimalen Geometrie herangezogen werden.

Durch die durchgeführte Optimierung konnte bei gleichem Druckrückgewinn der Diffusor um 30 % verkürzt werden. Maßgebend dabei war die Anpassung der Parametergrenzen während des Optimierungsvorganges. Weiters konnte durch die Geometrieoptimierung bei verschiedenen Diffusorlängen jeweils ein maximal möglicher Druckrückgewinn berechnet werden.
Mittels Modellierung der Leitreihe über ein poröses Medium konnte die Rückwirkung auf die Diffusorströmung detektiert werden. Demnach wird das Abströmprofil über die Kanalhöhe vergleichmäßigt und das Ablösegebiet verkleinert, was sich positiv auf die Leitreihenzuströmung auswirkt.

Der Ausblick auf zukünftige weitere Arbeiten lässt sich in die drei Teilbereiche KHD-Gasturbinenanlage, Mikro-Wellenleistungstriebwerk und Übergangsdiffusor gliedern.

Durch die im Rahmen der Dissertation durchgeführte Modernisierung der Messdatenerfassung ergibt sich die Möglichkeit, die Steuerung bzw. Regelung der Gasturbinenanlage zu automatisieren. Neben der reproduzierbaren Einstellung von stationären Betriebspunkten ergibt sich dadurch die Möglichkeit einer transienten Betriebsweise. Parallel dazu wird derzeit im Rahmen einer laufenden Diplomarbeit ein transientes Modell der KHD-Gasturbinenanlage auf der Basis von Kennfeldern erstellt. Schließlich ist es ein Ziel, einen virtuellen Gasturbinenprüfstand aufzu-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

bauen, der neben der vorhandenen Gasturbinenanlage ebenfalls zu Lehrzwecken eingesetzt werden kann.

Mikro-Wellenleitungstriebwerke weisen einen vergleichsweise geringen thermischen Wirkungsgrad auf. Der Grund dafür ist hauptsächlich das geringe Verdichterdruckverhältnis, das durch den einstufigen Radialverdichter begrenzt ist. Eine Möglichkeit zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades ist die Abwärmenutzung durch einen Rekuperator. Dem gegenüber steht die Erhöhung des Gewichts des Mikro-Wellenleistungstriebwerks, das sich im Rahmen einer Luftfahrtanwendung negativ auswirkt. Von besonderem Interesse ist daher auch die Untersuchung von Maßnahmen zur Erhöhung des Druckverhältnisses von einstufigen Radialverdichtern.

Im Rahmen der vorliegenden Dissertation wurden vereinfachte Übergangsdiffusoren bei kleinen Reynoldszahlen untersucht. Aus strukturmechanischen Gründen weisen die Übergangsdiffusoren Stützrippen auf, die eine Verbindung zwischen innerer und äußerer Diffusorschale herstellen. Diese Stützrippen beeinflussen die Diffusorströmung. Es besteht aber auch die Möglichkeit, die Stützrippen so auszuführen, dass sie die Strömung umlenken und damit die Leitreihe der Nutzleistungsturbine ersetzen. Auf jeden Fall entsteht eine Durchströmung des Übergangsdiffusors mit Druckgradienten in axialer, radialer und tangentialer Richtung. Diese Druckgradienten lassen komplexe Sekundärströmungsstrukturen im Übergangsdiffusor erwarten. Im Rahmen der vorliegenden Dissertation wurde die Versperrung der Wandgrenzschichten am Eintritt des Übergangsdiffusors berücksichtigt. Darüber hinaus weist die Abströmung der Gasgeneratorturbine weitere charakteristische Merkmale auf: umlaufende Nachlaufdellen, betriebspunktabhängiger Drall, Sekundär- und Spaltströmungen, hoher Turbulenzgrad bei stark anisotroper Turbulenz. Für weitere Untersuchungen ist dabei der mögliche positive Einfluss der Spaltströmung auf den Druckrückgewinn durch die Energetisierung der Wandgrenzschicht an der äußeren Diffusorschale von Interesse.

* * *

"Aber wir kontrollieren diese Maschinen. Sie kontrollieren nicht uns. Wir können sie jederzeit abschalten, wenn wir wollen."

Neo in: *Matrix* [1]

[1] Silver J. (Produzent), The Wachowskis (Regie) (1999): *Matrix* (*The Matrix*) [Film]. USA/Australien: Warner Bros., Village Roadshow Pictures & Groucho Film Partnership

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

ANHANG A

Messtechnik

Für den Zusammenhang zwischen elektrischem Widerstand R_t und Temperatur t gilt für Temperaturen von 0-850 °C nach DIN EN 60751 [29] die Beziehung

$$R_t = R_0 \left(1 + At + Bt^2\right). \tag{A.1}$$

Der Widerstand R_0 ist dabei der Wert in Ohm bei $t = 0$ °C. Die Konstanten wurden ebenfalls nach [29] mit $A = 3,908 \cdot 10^{-3}$ °C^{-1} und $B = -5,775 \cdot 10^{-7}$ °C^{-2} festgelegt.

Messgröße	Sensor	Hersteller	Bereich	Genauigkeit
p_K	8121	Lambrecht	0,6 bis 1,1 bar	1 mbar
p_0	8121	Lambrecht	0,6 bis 1,1 bar	1 mbar
Δp_{Bl}	PMC21	E+H	-40 bis 0 mbar	0,12 mbar
Δp_{01}	PMC21	E+H	-40 bis 0 mbar	0,12 mbar
Δp_{02}	PMC21	E+H	0 bis 2,5 bar	7,5 mbar
Δp_{04}	PMC21	E+H	0 bis 30 mbar	0,09 mbar
T_K	T TST434	E+H	0 bis 60 °C	0,2 °C
T_0	T TST434	E+H	0 bis 60 °C	0,2 °C
$\dot{m}_B$	FCH-m-ALU	BioTech	0,007 bis 0,146 kg/s	2 %

Tabelle A.1: Verwendete Sensoren

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Messgröße	Modul (Steckplatz)	phys. Kanal	Messbereich	
			unskaliert	skaliert
p_K	9208 (2)	ai0	4 bis 20 mA	800 bis 1100 mbar
p_0	9208 (2)	ai1	4 bis 20 mA	800 bis 1100 mbar
Δp_{01}	9208 (2)	ai2	4 bis 20 mA	-40 bis 0 mbar
Δp_{02}	9208 (2)	ai3	4 bis 20 mA	0 bis 2500 mbar
Δp_{04}	9208 (2)	ai4	4 bis 20 mA	0 bis 30 mbar
Δp_{Bl}	9208 (2)	ai5	4 bis 20 mA	-40 bis 0 mbar
T_K	9208 (2)	ai6	4 bis 20 mA	0 bis 60 °C
T_0	9208 (2)	ai7	4 bis 20 mA	0 bis 60 °C
T_1	9217 (1)	ai0	siehe Gl. (A.1)	
T_2	9217 (1)	ai1	siehe Gl. (A.1)	
T_4	9217 (1)	ai2	siehe Gl. (A.1)	
$\dot{m}_B$	9401 (4)	ctr0	10,83 bis 216,66 Hz	0,007 bis 0,146 kg/s

Tabelle A.2: Messgrößenskalierung und Kanalbelegung

ANHANG B

Zahlenwerte

Abschnitt	Größe	Zahlenwert
(4) - Leitgittereintritt	Druck p_4	3,5 bar
	Temperatur T_4	900 °C
	Dichte ρ_4	1,03 kg/m^3
	Absolutgeschwindigkeit c_4	205,5 m/s
	Absoluter Strömungswinkel α_4	90°
(5) - Leitgitteraustritt	Absolutgeschwindigkeit c_5	489,9 m/s
	Absoluter Strömungswinkel α_5	35°
(6/7) - Laufgitteraustritt	Druck p_6	1,7 bar
	Temperatur am Laufgitteraustritt T_6	713 °C
	Dichte ρ_6	0,59 kg/m^3
	Absolutgeschwindigkeit c_6	296,8 m/s
	Relativer Strömungswinkel β_6	144,5°
	Absolutgeschwindigkeit c_7	208,0 m/s
(8) - Leitgitteraustritt	Druck p_8	1,36 bar
	Temperatur T_8	660 °C
	Dichte ρ_4	0,51 kg/m^3
	Absolutgeschwindigkeit c_8	400,5 m/s
	Absoluter Strömungswinkel α_8	39°
	Relativer Strömungswinkel β_8	83,6°
(9) - Laufgitteraustritt	Druck p_9	1,0 bar
	Temperatur am Laufgitteraustritt T_9	602 °C
	Dichte ρ_9	0,40 kg/m^3
	Absolutgeschwindigkeit c_9	322,3 m/s
	Relativer Strömungswinkel β_9	131,3°

Tabelle B.1: Zahlenwerte aus der Kreisprozess- und Mittelschnittrechnung

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Luftmassenstrom $\dot{m}_L$	0,49 kg/s
Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_B$	0,0095 kg/s
Drehzahl n_{GGT}	108 500 min^{-1}
Drehzahl n_{NLT}	54 050 min^{-1}
Wellenleistung $P_{GGT} = \dot{m}_{ges}\,(h_4 - h_6)$	93 kW
Wellenleistung $P_{NLT,eff} = \dot{m}_{ges}\,(h_{7t} - h_{9t})$	40 kW

Tabelle B.2: Zahlenwerte aus der Kreisprozess- und Mittelschnittrechnung, Fortsetzung

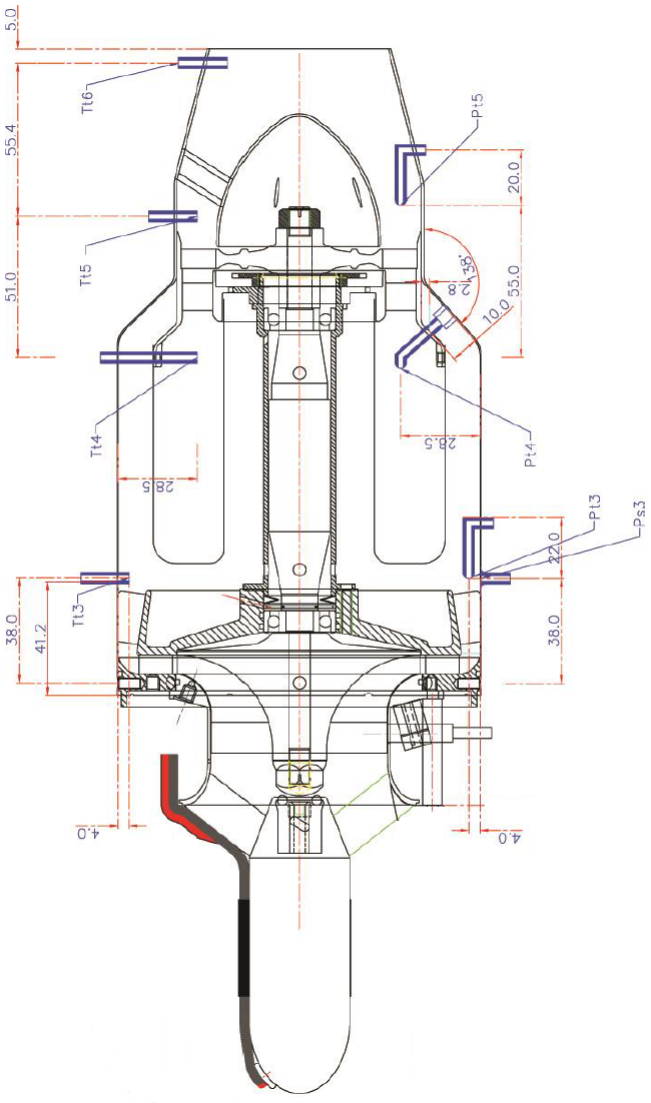


Abbildung B.1: Schnittzeichnung des *AMT Olympus-HP*-Triebwerks, adaptiert aus [2]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Literaturverzeichnis

[1] ALI M.S.M., DOOLAN C.J., WHEATLEY V. *Grid convergence study for a two-dimensional simulation of flowaround a square cylinder at a low Reynolds number*. Proceedings of the Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, Melbourne, Australia, December 2009.

[2] AMT Netherlands. *Olympus HP in University configuration*, 2018. URL `http://www.amtjets.com`.

[3] AMT Netherlands. *Internal pictures of turbines - Olympus cutaway*, aufgerufen Mai 2019. URL `http://www.amtjets.com`.

[4] ANSYS Inc. *FLUENT 18.2.0*. User‘s Guide, 2017.

[5] AOP Anlagen-Optimierungs-GmbH (Gleichweit Daniel). *Detailplan Abgas Thermische Turbomaschinen*. 2016.

[6] AXELSSON L., JOHANSSON T.G. *Evaluation of the Flow in an Intermediate Turbine Duct at Off-Design Conditions*. ICAS2008 - 26th International Congress of the Aeronautical Sciences, 2008.

[7] AXELSSON L., JOHANSSON T.G. *Experimental Investigation of the Time-averaged Flow in an Intermediate Turbine Duct*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany, GT2008-50829, 2008.

[8] AXELSSON L., OSSO C.A., CADRECHA D., JOHANSSON T.G. *Design, Performance Evaluation and Endwall Flow Structure Investigation of an S-Shaped Intermediate Duct*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, GT2007-27650, 2007.

[9] BAILEY D.W., BRITCHFORD K.M., CARROTTE J.F., STEVENS S.J. Performance assessment of an annular s-shaped duct. *ASME Journal of Turbomachinery*, 119(1):149–156, January 1997.

[10] BAILEY D.W., CARROTTE J.F. *The Influence of Inlet Swirl on the Flow within an Annular S-shaped Duct*. Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Birmingham, UK, ASME 96-GT-60, 1996.

[11] BAKALIS D.P., STAMATIS A.G. *Extended Instrumentation and Model Calibration for a Small Micro-Turbine*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK, GT2010-22837, 2010.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

[12] BEAR J. *Dynamics of Fluids in Porous Media*. Dover Science Books, 1988.

[13] BHAT S.P., SULLEREY R.K. *An Assessment on Turbulence Models for S-Duct Diffusers with Flow Control*. Proceedings of the ASME 2013 Gas Turbine India Conference, Bangalore, Karnataka, India, GTINDIA2013-3566, 2013.

[14] BRITCHFORD K.M., CARROTTE J.F., STEVENS S.J., MC GUIRK J.J. *The developement of the mean flow and turbulence structure in an annular s-shaped duct*. Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Den Haag, Netherlands, ASME 94-GT-457, 1994.

[15] BRITCHFORD K.M., MANNERS A.P., MC GUIRK J.J., STEVENS S.J. Measurement and prediction of flow in annular s-shaped ducts. *Elsevier - Experimental Thermal and Fluid Science*, 9(2):197–205, August 1994.

[16] BRÄUNLING W.J.G. *Flugzeugtriebwerke*. 3. Auflage - Springer Berlin Heidelberg, 2009.

[17] BRUNNER M., HACKL V. *Drohnenführerschein für mehr Sicherheit in Österreichs Luftraum*, BMK u. Austro Control - Pressemeldung OTS0061, 3. August 2020. URL `https://www.ots.at/presseaussendung/OTS_20200803_OTS0061`.

[18] BUCHELT B. *Lifting Engine for VTOL Aircrafts*. US Patent 4796836, 10. Jänner, 1989.

[19] BUCHELT B. *Selbstständiges oder in einen Flugkörper einsetzbares Hubtriebwerk*. EU Patent 0448599B1, 3. August, 1994.

[20] BUCHELT B. *Free standing or Aircraft Lift Generator*. US Patent 5035377, 30. Juli, 1991.

[21] CELIK I.B., GHIA U., ROACHE P.J., FREITAS C.J., COLEMAN H., RAAD P.E. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in cfd applications. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 130(4):078001, July 2008.

[22] COUEY P.T., McKEEVER C.W., MALAK F.M. *Computational Study of geometric Parameter Influence on aggressive Inter-Turbine Duct Performance*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK, GT2010-23604, 2010.

[23] DAVISON C.R., BIRK A.M. *Set up and operational Experience with a Micro-Turbine Engine for Research ans Education*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria GT2004-53377, 2004.

[24] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 4341-2 Abnahmeregeln für Gasturbinen - Teil 2: Auswertungsbeispiele*. 1986.

[25] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 1319-1 Grundlagen der Messtechnik - Teil 1: Grundbegriffe*. 1995.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[26] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 1319-3 Grundlagen der Messtechnik - Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Messgröße, Messunsicherheit*. 1996.

[27] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 1319-4 Grundlagen der Messtechnik - Teil 4: Auswertung von Messungen, Messunsicherheit*. 1999.

[28] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN ISO Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 2: Blenden*. 2004.

[29] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 60751:2009-05 Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren (IEC 60751:2008)*. 2009.

[30] DOMINY R.G., KIRKHAM D.A. *The Influence of Blade Wakes on the Performance of Inter-Turbine Diffusers*. Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Den Haag, Netherlands, ASME 94-GT-207, 1994.

[31] DOMINY R.G., KIRKHAM D.A. *The Influence of Swirl on the Performance of Inter-Turbine Diffusers*. VDI Berichte Nr. 1186, 1995.

[32] DOMINY R.G., KIRKHAM D.A., SMITH A.D. Flow development through interturbine diffusers. *ASME Journal of Turbomachinery*, 120(2):298–304, April 1998.

[33] EBERHARTER J. *Entwicklung und Inbetriebnahme einer direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage*. TU Wien - Dissertation, 2005.

[34] ECKERT E. *Temperaturmessung in schnell strömenden Gasen*. VDI Zeitschrift, Bd.84, Nr.43, pp. 813-817, 1940.

[35] ELZAHABY A.M., MOHAMED K.K., EL BADRY B. Conversion of Turbojet Engine Jet Cat P200 to Turboprop Engine. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 8(3):1447–1453, March 2017.

[36] ERNE S., LENARCIC. M., BAUER C., KYRIACOU S. A. *Shape Optimization of a Flow around circular Diffuser in a turbulent incompressible Flow*. ECCOMAS 2012, Vienna, Austria, 2012.

[37] FAA - Federal Aviation Administration. *Aerospace Forecasts - Fiscal Years 2019-2039*, 2019. URL `https://www.faa.gov`.

[38] FAA - Federal Aviation Administration. *Aerospace Forecasts - Fiscal Years 2020-2040*, 2020. URL `https://www.faa.gov`.

[39] FERRARI M.L., PASCENTI M., MAGISTRI L., MASSARDO A.F. *A Micro Gas Turbine Based Test Rig for educational Purposes*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009, Orlando, Florida, USA GT2009-59138, 2009.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[40] FORD C.L., CARROTTE J.F., WALKER A.D. The application of porous media to simulate the upstream effects of gas turbine injector swirl vanes. *Elsevier - Computers and Fluids*, 77:143–151, April 2013.

[41] FOX R.W., KLINE S.J. Flow regimes in curved subsonic diffusers. *ASME Journal of Basic Engineering*, 84(3):303–312, September 1962.

[42] FUX M., SCHÖNFELDER C. *Unterlagen zur Laborübung - Durchfluss- und Leistungsmessung an einer Gasturbine*. TU-Wien, 1995.

[43] GOLCHIN H., OMMI F., SABOOHI Z. Assessment of converting approach of micro-turboprop engines. *CSAA - Chinese Journal of Aeronautics*, 33(2):572–588, Februar 2019.

[44] GONG Y., SIRAKOV B.T., EPSTEIN A.H., TAN C.S. *Aerothermodynamics of Micro-Turbomachinery*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, GT2004-53877, 2004.

[45] GRÄSEL J., DEMOLIS J., MOHR H.,SCHIFFER H.P. *Multi-Objective Design Optimisation of a Diffuser-Ejector Exhaust Duct for Helicopter Engines*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK, GT2010-22588, 2010.

[46] GRÄSEL J., PIERRE M., DEMOLIS J. *Parametric Interturbine Duct Design and Optimisation*. 25th International Congress of the Aeronautical Sciences, 2006.

[47] GÖTTLICH E. Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusers. *Elsivier - Progress in Aerospace Sciences*, 47(4):249–279, April 2011.

[48] GÖTTLICH E., MARN A., MALZACHER F. J., SCHENNACH O., HEITMEIR F. *Experimental Investigation of the Flow through an Aggressive Intermediate Turbine Duct Downstream of a Transsonic Turbine Stage*. Proceedings of 7th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Athens, Greece, 2007.

[49] GÖTTLICH E., MARN A., PECNIK R., MALZACHER F.J., SCHENNACH O., PIRKER H.P. *The Influence of Blade Tip Gap Variation on the Flow Through an Aggressive S-Shaped Intermediate Turbine Duct Downstream a Transonic Turbine Stage - Part II: Time-Resolved Results and Surface Flow*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, GT2007-28069, 2007.

[50] HOHLOCH M., ZANGER J., WIDENHORN A., AIGNER M. *Experimental Characterization of a Micro Gas Turbine Test Rig*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK, GT2010-22799, 2010.

[51] HU S., ZHANG X.F., BENNER M., GOSTELOW P., VLASIC E. *Geometric Opitimization of aggressive Inter Turbine Ducts*. Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vancouver, Canada, IMECE2010-37323, 2010.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[52] IMMONEN E. Shape optimization of annular S-ducts by CFD and high-order polynomial response surface. *Emerald Publishing Limited - Engineering Computations*, 35(2):932–954, 2018.

[53] JACKSON A.J.B., LASKARIDIS P., , PILIDIS P. *A Test Bed for small Aero Gas Turbines for Education and for University – Industry Collaboration.* Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, GT2004-54334, 2004.

[54] JAPIKSE D. *Turbomachinery Diffuser Design Technology.* Concepts ETI, Inc. Norwich, Vermont, USA, 1984.

[55] KADOSH K., CUKUREL B. Micro-Turbojet to Turbofan Conversion Via Continuously Variable Transmission: Thermodynamic Performance Study. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139(2):022603, February 2017.

[56] KHD. *Technisches Handbuch - Betrieb/Wartung - Gasturbine T216.* Klöckner-Humboldt-Deutz AG, 1980.

[57] LAUNDER B.E., SPALDING D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods Appl. Mech. Eng.*, 3(2):269–289, March 1974.

[58] LEE Z., LOWE S., VAN POPPEL B.P., BENSON M.J, ST. LEGER A. *Upgrading the Undergraduate Gas Turbine Lab.* Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004, Düsseldorf, Germany GT2014-25943, 2014.

[59] LEONARD O., THOMAS J.P., BORGUET S. *Ten Years of Experience with a small Jet Engine as a Support for Education.* Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany GT2008-50172, 2008.

[60] LEYLEK Z. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine.* Air Vehicles Division - Defence Science and Technology Organisation - Australian Government, DSTO-TR-2757, 2012.

[61] LEYLEK Z., ROWLINSON G., ANDERSON W.S., SMITH N. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine.* Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, Texas, USA, GT2013-94405, 2013.

[62] MARN A., GÖTTLICH E., MALZACHER F.J., PIRKER H.P. *The Effect of Rotor Tip Clearance Size onto the Separated Flow Through a Super-Aggressive S-Shaped Intermediate Turbine Duct Downstream of a Transsonic Turbine Stage.* Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, Orlando, Florida, USA, GT2009-59934, 2009.

[63] MARN A., GÖTTLICH E., PECNIK R., MALZACHER F.J., SCHENNACH O., PIRKER H.P. *The Influence of Blade Tip Gap Variation on the Flow Through an Aggressive S-Shaped Intermediate Turbine Duct Downstream a*

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Transonic Turbine Stage - Part I: Time-Averaged Results. Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, GT2007-27405, 2007.

[64] MATHIOUDAKIS K., ARGYROPOULOS P. *Design and Development of A Small Jet Engine Test Cell*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, Georgia, USA, GT2003-38315, 2003.

[65] MENTER F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 32(8):1598–1605, August 1994.

[66] MOORE C. A., KLINE S. J. *Some Effects of Vanes and of Turbulence in Two-Dimensional Wide-Angle Subsonic Diffusers*. National Advisory Committee for Aeronautics - NACA-TN-4080, 1958.

[67] NORRIS G., DOMINY R.G. *Diffusion Rate Influences on Inter-Turbine Diffusers*. Proceedings of the 2nd European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, Antwerpen, Belgium, 1997.

[68] NORRIS G., DOMINY R.G., SMITH A.D. *Strut Influences within a diffusing annular S-shaped Duct*. Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Stockholm, Sweden, ASME 98-GT-425, 1998.

[69] NORRIS G., DOMINY R.G., SMITH A.D. *Flow Instability within a diffusing annular S-shaped Duct*. Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Indianapolis, Indiana, USA, ASME 99-GT-70, 1999.

[70] RAHMAN N.U., WHIDBORNE J.F. A numerical investigation into the effect of engine bleed on performance of a single-spool turbojet engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 222(7):939–949, Juli 2008.

[71] RENEAU L.R., JOHNSTON J.P., KLINE S.J. Performance and design of straight, two-dimensional diffusers. *ASME Journal of Basic Engineering*, 89(1):141–150, March 1967.

[72] RICHARDSON L.F., GAUNT J.A. The deferred approach to the limit. part i. single lattice. part ii. interpenetrating lattices. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical*, 226:299–361, April 1927.

[73] RODGERS C. A Cycle Analysis Technique for Small Gas Turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 183(14):37–49, September 1968.

[74] SANZ W., KELTERER M., PECNIK R., MARN A., GÖTTLICH E. *Numerical Investigation of the Effect of Tip Leakage Flow on an Aggressive S-Shaped Intermediate Turbine Duct*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, Orlando, Florida, USA, GT2009-59934, 2009.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[75] SCHADE H., KUNZ E., KAMEIER F., PASCHEREIT C.O. *Strömungslehre*. De Gruyter, 4. Auflage, 2013.

[76] SCHEIDEGGER A.E. *The physics of flow through porous media*. University of Toronto Press, 1974.

[77] SCHÄFER M. *Numerik im Maschinenbau*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1. Auflage, 1999.

[78] SCHOEN J. *Die Temperaturmessung in strömenden Gasen*. Archiv für technisches Messen, V2165-1, 1951.

[79] SHAABAN S., SEUME J.R. *Analysis of Turbocharger Non-Adiabatic Performance*. Elsevier - In: 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 2006.

[80] SIMTECH Simulation Technology. *IPSEpro*. URL `https://www.simtechnology.com/CMS/index.php/ipsepro`.

[81] SMITH S. A simple correlation of turbine efficiency. *Journal of the Royal Aeronautical Society*, 69(655):467–470, 1965.

[82] SONODA T., ARIMA T., OANA M. The influence of downstream passage on the flow within an annular s-shaped duct. *ASME Journal of Turbomachinery*, 120(4):714–722, October 1998.

[83] SONODA T., ARIMA T., OANA M. The effect of inlet boundary layer thickness on the flow within an annular s-shaped duct. *ASME Journal of Turbomachinery*, 121(3):626–634, July 1999.

[84] SOVRAN G., KLOMP E.D. *Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross-Section*. In: G.Sovran (Hrsg.),Fluid Mechanics of Internal Flow, Elsevier Publishing Co., Amsterdam, London, New York, 1967.

[85] TRAUPEL W. *Thermische Turbomaschinen, Erster Band, 3. Auflage*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York London Paris Tokyo, 1988.

[86] ÖTTL C., WILLINGER R. *Thermodynamic and Mechanical Design Concept for Micro-Turbojet to Micro-Turboshaft Engine Conversion*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020, Virtual, Online, GT2010-14498, 2020.

[87] VANNOY S., CADOU C.P. *Development and Validation of an NPSS Model of a Small Turbojet Engine*. 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference - AIAA2016-5063, 2016.

[88] VDI Verein Deutscher Ingenieure. *Durchflußmessung mit Drosselgeräten - Blenden und Düsen für besondere Anwendungen VDI/VDE 2041*. VDI/VDE Richtlinien, Düsseldorf, 1991.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[89] VERSTRAETE T., ALSALIHI Z., VAN DEN BRAEMBUSSCHE R.A. Numerical Study of the Heat Transfer in Micro Gasturbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 129(4):835–841, October 2007.

[90] VERSTRAETE T., COLETTI F., BULLE J., VANDERWIELEN T., ARTS T. Optimization of a u-bend for minimal pressure loss in internal cooling channels-part i: Numerical method. *ASME Journal of Turbomachinery*, 135:051015, September 2013.

[91] VUL - Verband Unbemannte Luftfahrt. *Analyse des deutschen Drohnenmarktes*, 2020. URL `https://www.verband-unbemannte-luftfahrt.de`.

[92] WAITMAN B.A., RENEAU L.R., KLINE S.J. Effects of inlet conditions on performance of two-dimensional subsonic diffusers. *ASME Journal of Basic Engineering*, 83(3):349–360, September 1961.

[93] WALLIN F., ERIKSSON L.E. *Respone Surface-Based Transition Duct Shape Optimization*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90978, 2006.

[94] WALLIN F., ERIKSSON L.E. *Design of an aggressive Flow-controlled Turbine Duct*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany, GT2008-51202, 2008.

[95] WILCOX D.C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. *AIAA Journal*, 26(11):1299–1310, November 1988.

[96] WILSON D.G., KORAKIANITIS T. *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. Second edition, Prentice Hall, 1998.

[97] WRANESCHITZ A. *Einfluss der Messunsicherheiten auf Leistungs- und Wirkungsgradmessung einer Kleingasturbine*. TU Wien - Diplomarbeit, 2015.

[98] XU Q., WANG P., DU Q., LIU J., LIU G. *Effects of axial length and integrated design on the aggrressive intermediate turbine duct*. Proc IMechE Part A: Journal of Power and Energy 0(0) 1-14, 2018.

[99] YURKO I., BONDARENKO G. A new approach to designing the s-shaped annular duct for industrial centrifugal compressor. *International Journal of Rotating Machinery*, 2014(925368), 2014.

[100] ZHANG X.F., HU S., BENNER M., GOSTELOW P., VLASIC E. *Experimental and Numerical Study on an Inter-Turbine Duct*. Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vancouver, Canada, IMECE2010-37322, 2010.

[101] ZHANG Y., HU S., MAHALLATI A., ZHANG X., VLASIC E. Effects of area ratio and mean rise angle on the aerodynamics of interturbine ducts. *ASME Journal of Turbomachinery*, 140(9):091006, September 2018.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Christoph Buss (ehem. Öttl)
Geburtsdatum	23.09.1986
Geburtsort	Vöcklabruck

Schule und Studium

2017 – 2022 **Doktorats-Studium: Maschinenbau**, *Technische Universität Wien.*

2016 – 2017 **Master-Studium: Maschinenbau**, *Technische Universität Wien.*

2010 – 2016 **Bachelor-Studium: Maschinenbau**, *Technische Universität Wien.*

2001 – 2006 **HTL: Maschinen- und Anlagentechnik**, *Höhere Technische Bundeslehranstalt Vöcklabruck.*

1997 – 2001 **Allgemeinbildende Höhere Schule**, *Bundes-Realgymnasium Vöcklabruck.*

Praktische Erfahrungen

2017 – 2021 **Universitätsassistent**, *Institut für Energietechnik und Thermodynamik - Fachbereich Strömungsmaschinen (Thermische Turbomaschinen)*, Technische Universität Wien.

2017 – 2018 **FH - Lektor**, *Institut für Advanced Engineering Technologies*, FH Technikum Wien.

2016 – 2017 **Projektassistent**, *Institut für Energietechnik und Thermodynamik - Fachbereich Strömungsmaschinen (Thermische Turbomaschinen)*, Technische Universität Wien.

2014 – 2016 **Konstrukteur**, *Gabriel Konstruktionen e.U.*, Wien.

2014 **Mobilfunkplaner**, *SPL Tele Management GmbH*, Wien.

WS 2012/13 **Tutor**, *Institut für Konstruktionswissenschaften und technische Logistik*, Technische Universität Wien.

2007 – 2010 **Konstrukteur**, *STIWA Automation GmbH*, Attnang - Puchheim.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Sonstige Tätigkeiten

2006 – 2007 **Präsenzdienst**, *Panzergrenadierbatallion 13*, Ried im Innkreis.

Abschlussarbeiten und Veröffentlichungen

Diplomarbeit *Berechnung der Überdrehzahl einer axialen Versuchsturbine bei Lastabwurf*
Veröffentlicht TU Wien (2017)
Autoren C. Öttl

Publikation *Thermodynamic and Mechanical Design Concept for Micro-Turbojet to Micro-Turboshaft Engine Conversion*
Veröffentlicht ASME Turbo Expo (2020)
Autoren C. Öttl und R. Willinger

Sprachkenntnisse

Deutsch **Muttersprache**.

Englisch **Verhandlungssicher in Wort und Schrift**.

Computerkenntnisse

Allgemein **MS Office, LaTeX**.

Berechnung **MathCAD, MATLAB**.

Messtechnik **LabVIEW**.

CAD **Solid Works, CATIA, Inventor, Creo Elements, AutoCAD**.

CFD **ANSYS (ICEM, Fluent, Turbogrid, Workbench)**.

FEM **ANSYS Mechanical**.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN