

Forschungsberichte aus dem
Institut für Thermische Strömungsmaschinen
Hrsg.: o. Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Sigmar
Wittig

Mario Dittmann

Über die Analogie von Vordralldüsensystem und Labyrinth

Band 28/2005



Universität Karlsruhe (TH)

Über die Analogie von Vordralldüsensystem und Labyrinth

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau der
Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Mario Dittmann
aus Köln

Tag der mündlichen Prüfung:

24. Juni 2005

Hauptreferent:

o. Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Sigmar Wittig

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi

Über die Analogie von Vordralldüsensystem und Labyrinth

von

Dipl.-Ing. Mario Dittmann

Karlsruhe 2005

Vorwort des Herausgebers

Der schnelle technische Fortschritt im Turbomaschinenbau, der durch extreme technische Forderungen und starken internationalen Wettbewerb geprägt ist, verlangt einen effizienten Austausch und die Diskussion von Fachwissen und Erfahrung zwischen Universitäten und industriellen Partnern. Mit der vorliegenden Reihe haben wir versucht, ein Forum zu schaffen, das neben unseren Publikationen in Fachzeitschriften die aktuellen Forschungsergebnisse des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) einem möglichst großen Kreis von Fachkollegen aus der Wissenschaft und vor allem auch der Praxis zugänglich macht und den Wissenstransfer intensiviert und beschleunigt.

Flugtriebwerke, stationäre Gasturbinen, Turbolader und Verdichter sind im Verbund mit den zugehörigen Anlagen faszinierende Anwendungsbereiche. Es ist nur natürlich, daß die methodischen Lösungsansätze, die neuen Meßtechniken, die Laboranlagen auch zur Lösung von Problemstellungen in anderen Gebieten - hier denke ich an Otto- und Dieselmotoren, elektrische Antriebe und zahlreiche weitere Anwendungen - genutzt werden. Die effiziente, umweltfreundliche und zuverlässige Umsetzung von Energie führt zu Fragen der ein- und mehrphasigen Strömung, der Verbrennung und der Schadstoffbildung, des Wärmeübergangs sowie des Verhaltens metallischer und keramischer Materialien und Verbundwerkstoffe. Sie stehen im Mittelpunkt ausgedehnter theoretischer und experimenteller Arbeiten, die im Rahmen nationaler und internationaler Forschungsprogramme in Kooperation mit Partnern aus Industrie, Universitäten und anderen Forschungseinrichtungen durchgeführt werden.

Es sollte nicht unerwähnt bleiben, daß alle Arbeiten durch enge Kooperation innerhalb des Instituts geprägt sind. Nicht ohne Grund ist der Beitrag der Werkstätten, der Technik-, der Rechner- und Verwaltungsabteilungen besonders hervorzuheben. Diplomanden und Hilfsassistenten tragen mit ihren Ideen Wesentliches bei, und natürlich ist es der stets freundschaftlich fordernde wissenschaftliche Austausch zwischen den Forschergruppen des Instituts, der zur gleichbleibend hohen Qualität der Arbeiten entscheidend beiträgt. Dabei sind wir für die Unterstützung unserer Förderer außerordentlich dankbar.

Im vorliegenden Band der Veröffentlichungsreihe stellt Herr Dittmann in konsequenter Fortführung früherer Forschungsarbeiten am Institut für Thermische Strömungsmaschinen experimentelle Ergebnisse und analytische Ansätze zur Charakterisierung der Strömung im internen Kühlluftsystem der ersten Hochdruckturbinenstufe moderner Gasturbinen vor. Aufwendige Messungen auch im rotierenden System stützen die Annahmen der theoretischen Ansätze und tragen grundlegend zum Verständnis der auftretenden Verluste im Vordralldüsenystem bei, die eindeutig den einzelnen Komponenten des Systems zugeordnet werden können. Die abgeleiteten Auslegungsrichtlinien zeigen Möglichkeiten zur Reduktion der Druckverluste und zur Absenkung der Kühllufttemperatur auf.

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe und wurde hauptsächlich von der Deutschen Forschungsgemeinschaft im Rahmen des Graduiertenkollegs "Energie- und Umwelttechnik" gefördert.

Dem Leiter des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen, Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. S. Wittig, möchte ich herzlich für das hohe Maß an Vertrauen, die gewährte Unterstützung und Förderung meiner Arbeit und die Übernahme des Hauptreferats danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Gabi danke ich für sein freundliches Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Herrn Dr.-Ing. S. Kim, dem Leiter der Forschungsgruppe "Komponentenentwicklung", möchte ich sehr für die absolute Hilfsbereitschaft und das großzügige Übertragen von Verantwortung danken. Für das fachliche Interesse und die leider viel zu seltenen, aber sehr fruchtbaren Diskussionen möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Bruce V. Johnson, in der Funktion des technischen Beraters, danken. Herrn Dr.-Ing. K. Dullenkopf bin ich nicht nur für die Durchsicht des Manuskripts sehr dankbar. Desweiteren gilt mein Dank allen Mitgliedern des FVV-Arbeitskreises unter der Leitung von Dr.-Ing. A. Reichert, die durch kritisches Hinterfragen der Ergebnisse ihren Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Allen Kollegen, mit denen ich meine theoretischen Ansätze und neuen Ideen diskutieren konnte, gilt mein besonderer Dank. Herrn Dr.-Ing. T. Geis danke ich für die enge Zusammenarbeit innerhalb der Forschungsgruppe und die Kooperation im Labor.

Bei den Technikern, Leitern und Mitarbeitern der technischen Werkstätten des Instituts möchte ich mich herzlich bedanken. Die kollegiale Zusammenarbeit und die Präzision der ausgeführten Arbeit waren oft Anlaß zur Freude. Den Mitarbeiterinnen der Sekretariate danke ich für die zuverlässige Hilfe bei organisatorischen Belangen und ihren wesentlichen Beitrag zu einer sehr erfreulichen Atmosphäre am Institut.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Eltern und allen anderen Familienangehörigen, sowie allen Freunden danken, die mich unterstützten, motivierten und auch für notwendige erholsame freie Tage sorgten. Meiner verständnisvollen Frau Elisabeth danke ich von Herzen für ihr Interesse an der Arbeit, die zahlreichen Stunden gemeinsamer technischer Exkurse, die fast uneingeschränkte globale Unterstützung und die Fähigkeit zusammen mit unseren Söhnen meinen Blick wiederholt auf das Wesentliche im Leben zu richten.

Keine Wirkung in der Natur ohne Gesetz; begreife das Gesetz, und du brauchst kein Experiment.

Leonardo da Vinci, MS. CA. FOL. 147v.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungen	iii
Tabellen	vii
Symbole	viii
1 Einleitung	1
2 Strömungsmechanische Grundlagen – wissenschaftlicher Kenntnisstand	5
2.1 Stationäre Bohrungen	5
2.2 Rotierende Bohrungen	10
2.3 Vordralldüsen-systeme	17
2.4 Analogie zur Labyrinthströmung	25
2.5 Ziel der Arbeit	30
3 Versuchsaufbau und Meßtechnik	32
3.1 Gesamtanlage	32
3.2 Meßstrecke	33
3.2.1 Vordrallapparat – Stator	36
3.2.2 Receiverbohrungen – Rotor	37
3.3 Instrumentierung des Vordralldüsen-systems	38
3.3.1 Druckmessung im Absolut- und Relativsystem	41
3.3.2 Temperaturmessung im Absolut- und Relativsystem	42
3.4 Geschwindigkeitsmessung in der Vordrallkammer	44
3.5 Praktische Durchführung der Versuche	45
4 Diskussion der Ergebnisse anhand theoretischer Modelle	46
4.1 Durchflußverhalten der frei ausblasenden Düsen	46
4.2 Durchflußverhalten der rotierenden Bohrungen	48
4.3 Vorbemerkungen zur Charakterisierung des Vordralldüsen-systems	52
4.4 Entwickelte Modelle zur Auswertung	55
4.4.1 Isentrope Betrachtung	55
4.4.2 Modell ohne Berücksichtigung der Rotation	56

4.4.3	Modell mit Berücksichtigung der Rotation	62
4.5	Charakterisierung der Vordralldüsen im Gesamtsystem	64
4.6	Charakterisierung der Receiverbohrungen im Gesamtsystem	75
4.6.1	Receiverbohrungen im Gesamtsystem – isentrope Betrachtung	75
4.6.2	Receiverbohrungen im Gesamtsystem – Modell ohne Berücksichtigung der Rotation	81
4.6.3	Receiverbohrungen im Gesamtsystem – Modell mit Berücksichtigung der Rotation	87
4.6.4	Totaltemperaturabsenkung im Relativsystem	90
4.7	Charakterisierung der Vordrallkammer im Gesamtsystem	96
4.7.1	Einfluß geometrischer und strömungsmechanischer Parameter	100
4.7.2	Korrelation des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses	108
4.8	Resonanzeffekte im Vordralldüsenystem	110
5	Zusammenfassung	114
	Literatur	119

Abbildungsverzeichnis

1.1	Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur im Vergleich mit der maximal zulässigen Materialtemperatur	1
1.2	Internes Luftsystem der Hochdruckturbinen eines modernen Flugzeugtriebwerkes (Rolls-Royce BR715)	3
2.1	Strömungsvisualisierung durchströmter Bohrungen unterschiedlicher Geometrie (Nakayama, 1988)	6
2.2	Einfluß des Längen- zu Durchmesserverhältnisses l/d und des Radien- zu Durchmesserverhältnisses r/d der Bohrung auf den Durchflußbeiwert nach McGreehan und Schotsch (1988)	8
2.3	Strömungsformen beim Durchströmen von Bohrungen unterschiedlicher Längen- zu Durchmesserverhältnisse	8
2.4	Typische Strömungskonfigurationen rotierender Bohrungen	11
2.5	Durchströmung einer rotierenden Scheibenbohrung (Weißert, 1997)	13
2.6	Charakterisierung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Absolut- und Relativsystem	15
2.7	Prinzipielle Darstellung etablierter Vordralldüsen-Systeme	18
2.8	Geschwindigkeitsdreieck eines Vordralldüsen-Systems	20
2.9	Temperaturabsenkung als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses u_R/c_{2t}	21
2.10	Idealisierte Strömung einer vollkommenen Labyrinthdichtung	26
2.11	Geometrische Parameter eines einfachen Labyrinthspaltes	28
2.12	Vergleich der Durchflußkoeffizienten: Bohrung und einzelne Labyrinthspitze	28
3.1	Schematische Darstellung der Versuchsanlage	32
3.2	Meßstrecke zur Untersuchung eines direkten Vordralldüsen-Systems	34
3.3	Beaufschlagung des axialen Durchblicklabyrinthes mit Sperrluft zur Vermeidung von Leckageströmungen zwischen Rotor und Gehäuse	35
3.4	Geometrische Abmessungen des Vordralldüsen-Systems	35
3.5	Ansicht der drei untersuchten Eintrittskantengeometrien der Bohrungen: scharfkantig, abgerundet und angefast	38
3.6	Instrumentierung des Stators im Vordralldüsen-System	39
3.7	Richtungsempfindlichkeit von Totaldrucksonden bei unterschiedlichen Öffnungsformen	42

4.1	Durchflußkoeffizienten der frei ausblasenden Vordralldüsen der drei verschiedenen Vordrallplatten	47
4.2	Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung mit abgerundeter Eintrittskante im Absolutsystem	49
4.3	Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung mit abgerundeter Eintrittskante im Relativsystem	50
4.4	Einfluß des Längen- zu Durchmesser-Verhältnisses auf die Durchflußcharakteristik scharfkantiger Bohrungen	51
4.5	Schema des Vordralldüsen-Systems, repräsentative Mittelwerte der gemessenen Größen sowie ideale Geschwindigkeitsdreiecke	53
4.6	Strömung in einem Kanal mit zwei Drosselstellen unterschiedlicher Querschnittsflächen	56
4.7	Darstellung der isentropen Durchströmung des Vordralldüsen-Systems im h,s -Diagramm ohne Berücksichtigung der Rotation	57
4.8	Axialer Druckverlauf innerhalb des Vordralldüsen-Systems	58
4.9	Statisches Druckniveau innerhalb der Vordrallkammer in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen	59
4.10	Schema des Vordralldüsen-Systems, Verlauf des Kühlluftjets	62
4.11	Darstellung der isentropen Durchströmung des Vordralldüsen-Systems im h,s -Diagramm mit Berücksichtigung der Rotation	64
4.12	Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis	65
4.13	Gegenüberstellung der mittels PIV gemessenen Kühlluftgeschwindigkeit innerhalb der Vordrallkammer und der berechneten Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung unter Vernachlässigung des Rotationseinflusses	68
4.14	Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen für die drei untersuchten axialen Spaltweiten in Abhängigkeit vom berechneten Geschwindigkeitsverhältnis	70
4.15	Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen in Abhängigkeit vom r/d -Verhältnis der Receiverbohrungen und der Spaltweite s_1 für $N_V = 12$, $N_R = 12$, $l/d = 4.00$	72
4.16	Abnahme des Durchflußbeiwertes der Vordralldüsen als Folge des effektiven Flächenverhältnisses bei Variation der axialen Spaltweite	73
4.17	Abnahme des Durchflußbeiwertes der Vordralldüsen als Folge des effektiven Flächenverhältnisses bei Variation des r/d -Verhältnisses der Receiverbohrungen	74
4.18	Durchflußbeiwerte der Receiverbohrungen in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse im Vergleich zu den Durchflußbeiwerten einer rotierenden Bohrung identischer Geometrie	76

4.19	Verlauf des Drehmomentes auf den Rotor bei unterschiedlichen Totaldruckverhältnissen in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen	78
4.20	Verlauf des Drehmomentes auf den Rotor bei unterschiedlichen Totaldruckverhältnissen in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis	79
4.21	Axiale Geschwindigkeitsprofile am Austritt einer rotierenden Bohrung in Abhängigkeit von der relativen tangentialen Anströmgeschwindigkeit	80
4.22	Differenzdruck innerhalb der Receiverbohrung in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis	81
4.23	Verlauf des Drehmomentes auf den Rotor bei unterschiedlichen Totaldruckverhältnissen in Abhängigkeit des berechneten Geschwindigkeitsverhältnisses	82
4.24	Differenzdruck innerhalb der Receiverbohrung und Drehmoment des Rotors für die drei untersuchten axialen Spaltweiten in Abhängigkeit vom berechneten Geschwindigkeitsverhältnis	83
4.25	Durchflußcharakteristik der Receiverbohrung bei $s_1 = 10mm$ im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie ohne Berücksichtigung der Rotation	85
4.26	Durchflußcharakteristiken der Receiverbohrungen bei $s_1 = 5mm$ und $s_1 = 24mm$ jeweils im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie ohne Berücksichtigung der Rotation	86
4.27	Durchflußcharakteristik der Receiverbohrung bei $s_1 = 10mm$ im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie unter Berücksichtigung der Rotation	88
4.28	Durchflußcharakteristiken der Receiverbohrungen bei $s_1 = 5mm$ und $s_1 = 24mm$ jeweils im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie unter Berücksichtigung der Rotation	89
4.29	Vergleich der gemessenen und berechneten Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Umfangsgeschwindigkeit für $s_1 = 10mm$	91
4.30	Vergleich der gemessenen und berechneten Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Umfangsgeschwindigkeit für $s_1 = 5mm$	92
4.31	Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft innerhalb der Receiverbohrung für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis	93
4.32	Abweichung der berechneten Temperaturabsenkung vom theoretischen Verlauf des Totaltemperaturverhältnisses	94

4.33	Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft innerhalb der Receiverbohrung für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse und axiale Spaltweiten von $s_1 = 5mm$ und $s_1 = 24mm$ in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis	95
4.34	Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsensystems für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse in Abhängigkeit vom Betriebspunkt	97
4.35	Unterschiedlich definierte Temperaturverhältnisse zur Charakterisierung der Vordrallkammer in Abhängigkeit vom Betriebspunkt	99
4.36	Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsensystems für unterschiedliche axiale Spaltweiten bei Variation der Receiverbohrungsanzahl	101
4.37	Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsensystems für unterschiedlich viele Receiverbohrungen bei Variation der axialen Spaltweite	102
4.38	Durchflußcharakteristik der scharfkantigen Receiverbohrungen mit $l/d = 8.00$ bei Variation der axialen Spaltweite im Vergleich zur Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie	103
4.39	Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsensystems mit $s_1 = 10mm$ axialer Spaltweite bei Variation der Geometrie der Receiverbohrungseintrittskante	104
4.40	Durchflußcharakteristik der Receiverbohrungen mit $l/d = 4.00$ bei Variation der Geometrie der Receiverbohrungseintrittskante im Vergleich zur Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung mit scharfkantiger Eintrittskante	105
4.41	Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsensystems mit $s_1 = 10mm$ axialer Spaltweite und zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen bei Überlagerung einer Radialströmung	107
4.42	Tendenzielle Auswirkungen geometrischer Parameter auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsensystems	109
4.43	Beeinflussung der axialen Druckverteilung und des Kühlluftmassenstromes beim Auftreten von Resonanzeffekten im Vordralldüsensystem	111
4.44	Zeitaufgelöstes Drucksignal stromab der Receiverbohrung im Absolutsystem	112

Tabellenverzeichnis

3.1	Geometrische Parameter des Vordralldüsen-systems	36
4.1	Versuchsmatrix der untersuchten Konfigurationen axial angeströmter rotieren-der Bohrungen ohne Vordrallplatte inklusive der Betriebsparameter	48
4.2	Versuchsmatrix der untersuchten Konfigurationen des Vordralldüsen-systems . .	52

Symbolverzeichnis

Lateinische Zeichen:

Formelzeichen	Einheit	Physikalische Bedeutung / Erläuterung
a_T	J/kg	spezifische Turbinenarbeit
a_u	J/kg	spezifische Umfangersarbeit
a_V	J/kg	spezifische Verdichterarbeit
A	m^2	Querschnittsfläche
b	m	Breite der Labyrinthspitze
b	m	Bogenlänge zwischen zwei Receiverbohrungen
c	m	Fasnlänge
c	m/s	Geschwindigkeit im Absolutsystem
c_D	–	Durchflußbeiwert
c_p	$J/(kgK)$	spezifische Wärmekapazität, $c_p = 1005.27 \frac{J}{kgK}$
c/d	–	Fasnlängen- zu Durchmesser Verhältnis der Bohrung
d	m	Bohrungsdurchmesser
h	m	Höhe der Labyrinthspitze
h	J/kg	spezifische Enthalpie
l	m	Länge der Bohrung
l/d	–	Längen- zu Durchmesser Verhältnis der Bohrung
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	Nm	Drehmoment
M	–	Machzahl
n	$1/min$	Drehzahl
n	–	Polytropenexponent
N	–	Bohrungsanzahl
p	N/m^2	Druck
P	J/s	Leistung
r	m	Eintrittskantenradius
r	–	Recovery-Faktor
r_0	m	Außenradius der Rotorscheibe
r_e	m	Mittelkreisradius der Vordralldüsenaustrittsflächen
r_m	m	Mittelkreisradius der Bohrungen
r/d	–	Radien- zu Durchmesser Verhältnis der Bohrung
R	$J/(kgK)$	spezifische Gaskonstante, $R = 287.22 \frac{J}{kgK}$

Re	—	Reynoldszahl, $Re = \frac{cl}{\nu}$
Re_ϕ	—	Umfangs-Reynoldszahl, $Re_\phi = \frac{\omega r^2}{\nu}$
s	m	Spaltweite des Labyrinthes
s	$J/(kgK)$	spezifische Entropie
s_0	m	axialer Abstand zwischen Gehäuse und Stator
s_1	m	axialer Abstand zwischen Stator und Rotor
t	m	Teilung des Labyrinthes
T	K	Temperatur
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der Bohrungen
w	m/s	Geschwindigkeit im Relativsystem

Griechische Zeichen:

Formelzeichen	Einheit	Physikalische Bedeutung / Erläuterung
α	deg	Neigungswinkel der Vordralldüsen
κ	—	Isentropenexponent, $\kappa = 1.4$
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
π	—	Druckverhältnis
ω	$1/s$	Winkelgeschwindigkeit des Rotors, $\omega = 2\pi \frac{n}{60}$

Indizes:

0...4	Strömungszustände an axialen Positionen
<i>abs</i>	Strömungszustand im Absolutsystem, stationäres Bezugssystem
<i>ax</i>	axial
<i>eff</i>	effektiv
<i>id</i>	ideal
<i>is</i>	isentrop
<i>rad</i>	radial
<i>rel</i>	Strömungszustand im Relativsystem, rotierendes Bezugssystem
<i>R</i>	Receiverbohrung
<i>s</i>	statisch
<i>t</i>	total, tangential
<i>u</i>	Umfangsrichtung
<i>V</i>	Vordralldüse

1 Einleitung

Ohne Kühlung thermisch hoch beanspruchter Bauteile wäre die technisch äußerst anspruchsvolle Entwicklung der Gasturbine, wie sie heute zur wirtschaftlichen Energieerzeugung und als herausragender Antrieb im Flugverkehr zur Verfügung steht, nicht möglich gewesen. Dabei besticht die Gasturbine durch ihre hohe spezifische Leistungsdichte, den hohen thermischen Wirkungsgrad bei gleichzeitig hoher Lebensdauer und die vergleichsweise niedrigen Investitionskosten.

Neben der Vervielfachung der größten Leistungseinheiten konnten der thermische Wirkungsgrad im Laufe der Jahre kontinuierlich gesteigert und damit gleichzeitig der spezifische Brennstoffverbrauch und die Emissionen deutlich reduziert werden. Diese Tendenz trägt direkt zu einer nachhaltigen, ressourcenschonenden und umweltfreundlichen Energieversorgung bei. Seit den siebziger Jahren werden Gasturbinen deshalb in Kraftwerken nicht mehr nur zur Abdeckung der Spitzenlast eingesetzt, sondern sie dienen entweder im einfachen oder im kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozeß der Bereitstellung von Grund- und Mittellast.

Die thermodynamische Verbesserung des zugrundeliegenden Joule-Brayton Prozesses wurde technisch über eine kontinuierliche Steigerung des Druckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur realisiert. Zusätzlich ist die permanente Optimierung einzelner Komponenten der Gasturbine an der stetigen Wirkungsgradsteigerung maßgeblich beteiligt. Besonders hervorzuheben ist dabei die Entwicklung verschiedener Methoden zur intensiven Kühlung der Turbinenschaufeln.

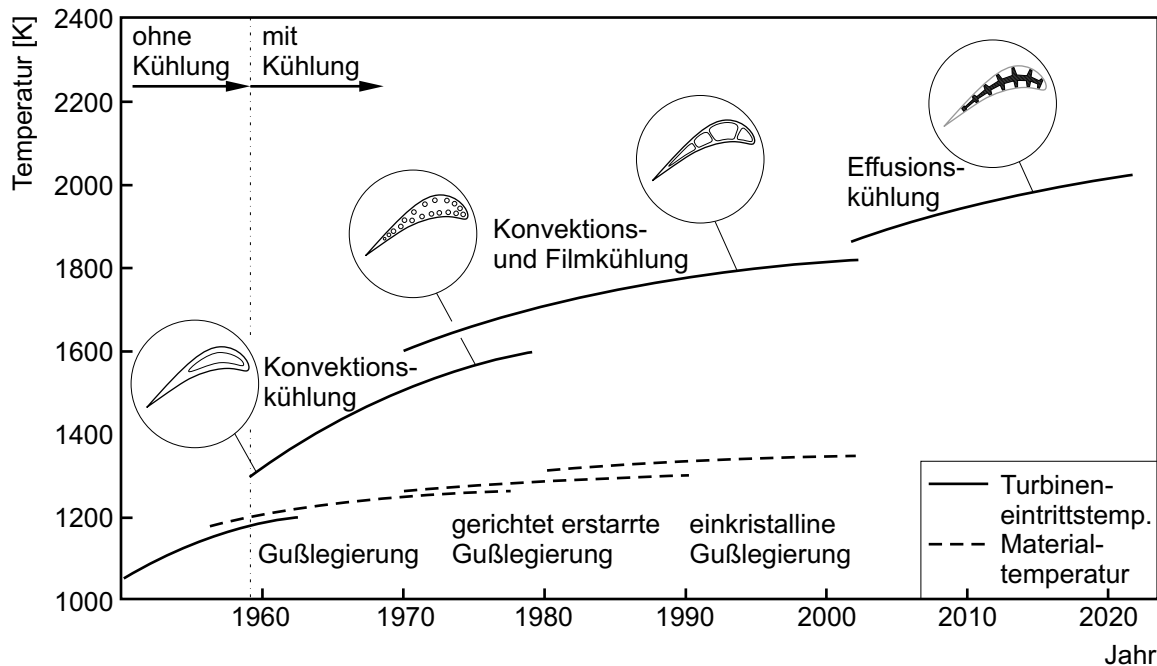


Abb. 1.1: Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur im Vergleich mit der maximal zulässigen Materialtemperatur

Wie aus Abbildung 1.1 deutlich hervorgeht, überschreitet die Turbineneintrittstemperatur, hier am Beispiel moderner ziviler Flugzeugtriebwerke, die zulässige Materialtemperatur um mehrere hundert Kelvin. Trotz der beachtlichen Fortschritte, die bei der Entwicklung der verwendeten Werkstoffe erzielt wurden, wäre diese erhebliche Steigerung der Turbineneintrittstemperatur von durchschnittlich 15K pro Jahr ohne die stetige Optimierung der Kühlmethode nicht möglich gewesen (Baldauf, 2001, Bräunling, 2001, Lakshminarayana, 1996).

Durch die gleichzeitige Anhebung des Druckverhältnisses wird die effektive Kühlung der ersten Hochdruckturbinenstufe zusätzlich erschwert. Die Kühllufttemperatur erreicht in modernen Turbomaschinen bei dem erforderlichen erhöhten Druckniveau Temperaturen von bis zu 900K. Dementsprechend müssen entweder der Kühlluftmassenstrom oder die Kühleffektivität erhöht werden, um die erforderliche Kühlleistung sicherzustellen. Zusätzlich über die Filmkühlbohrungen in den Heißgasstrom eingebrachte Kühlluft führt jedoch zu einem Anstieg der thermodynamischen und aerodynamischen Verluste. Bei unveränderter Kühlung wiederum würde eine Steigerung der Heißgastemperatur um etwa 10K zu einer Halbierung der Materiallebensdauer führen.

Bei der Auslegung effizienter Kühlluftsysteme besteht deshalb die dominierende Herausforderung darin, die Zuverlässigkeit und die aus wirtschaftlichen Gründen angestrebten Lebensdauern der einzelnen Bauteile bei minimalem Kühlluftverbrauch zu ermöglichen. Für die exakt bemessene Versorgung mit Kühlluft ist dabei das Sekundärluftsystem der Gasturbine verantwortlich. Der vom Verdichter entnommene Luftmassenstrom steht dem eigentlichen Kreisprozeß nicht mehr zur Verfügung, muß entlang rotierender Wellen und durch Wellen- und Scheibenbohrungen zu den kritischen Turbinenkomponenten geführt werden, bevor er anschließend allerdings auf niedrigerem Druckniveau der Hauptströmung wieder zugeführt werden kann.

Insbesondere bei den thermisch und mechanisch höchst beanspruchten Laufschaufeln der ersten Hochdruckturbinenstufe besteht ein zusätzlicher Bedarf, die Kühleffektivität noch weiter zu erhöhen. Dieser Forderung wird im Sekundärluftsystem von Gasturbinen der neuesten Generation, wie in Abbildung 1.2 dargestellt, durch den Einsatz sogenannter Vordralldüsenysteme entsprochen (Müller, 1997).

Im Vordralldüsenystem wird die Luft durch eine Expansion über stationäre Vordralldüsen in die Rotationsrichtung des Laufrades tangential stark beschleunigt bevor sie in die rotierenden Receiverbohrungen, über die die Schaufeln mit Kühlluft versorgt werden, einströmt. Die hohe Umfangsgeschwindigkeit der Kühlluft in der Vordrallkammer reduziert die Relativgeschwindigkeit zum Rotor und sorgt für einen effizienten Übergang der Kühlluft vom stationären Absolut- in das rotierende Relativsystem. Vordralldüsenysteme bieten dabei nicht nur das Potential, die Kühllufttemperatur im Relativsystem um bis zu 100K abzusenken und damit direkt die Kühleffektivität zu erhöhen, sondern ermöglichen auch eine Reduktion der Druckverluste.

Eine weitere deutliche Absenkung der Kühllufttemperatur wäre nur über eine externe Wärmeabgabe entweder mittels eines rekuperativen Wärmetauschers oder einer integrierten Kältemaschine technisch möglich. Beide Alternativen erfordern aber einen beachtlichen zusätzlichen Aufwand und sind zumindest bei Flugtriebwerken nicht unproblematisch. Demgegenüber sind die technisch notwendigen Änderungen, die insbesondere ein direktes Vordralldüsenystem an das Sekundärluftsystem stellt, als gering zu beurteilen.

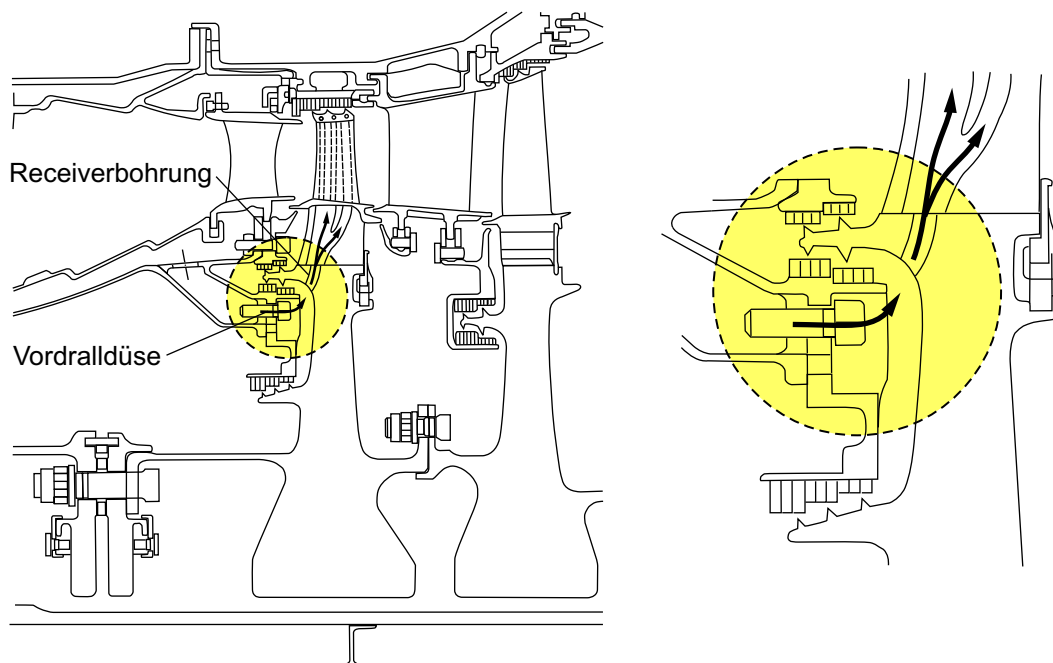


Abb. 1.2: Internes Luftsystem der Hochdruckturbinen eines modernen Flugzeugtriebwerkes (Rolls-Royce BR715)

Trotz dieser Vorteile existieren bis heute zur Auslegung effizienter Vordralldüsensysteme nur einzelne Empfehlungen, die allerdings keine Beurteilung der auftretenden Verluste über einen größeren Parameterbereich erlauben. Gerade aufgrund der zahlreichen strömungsmechanischen und geometrischen Freiheitsgrade ist jedoch eine systematische Charakterisierung der einzelnen Einflußgrößen zur gezielten Optimierung zukünftiger Vordralldüsensysteme und deren Komponenten dringend erforderlich. Zur schnellen Analyse der Strömungsvorgänge und zur Erstellung von Korrelationen, die den Zusammenhang geometrischer und strömungsmechanischer Größen beschreiben, eignen sich auch heute noch einfache eindimensionale Modelle am besten.

Zu den weiteren Aufgaben des internen Luftsystems zählen neben der effizienten Kühlluftversorgung – hier am Beispiel von Flugzeugtriebwerken – der Axialschubausgleich der Lager, die Abdichtung der Lager durch Sperrluft, die aktive Spaltkontrolle im Turbinenbereich, die Verhinderung des Heißgaseinbruchs in Rotor-Stator Zwischenräume und Kavitäten, die Triebwerkseisung und die Kabinenluftversorgung des Flugzeuges. In Anbetracht der Komplexität der Anforderungen verbunden mit der technischen und wirtschaftlichen Bedeutung wird deutlich, daß sich das interne Luftsystem zunehmend zu einer der essentiellen Technologien moderner Gasturbinen entwickelt. Das Vordralldüsensystem als technische Innovation im Sekundärluftsystem kann dabei als das repräsentative Beispiel angesehen werden.

Die vorliegende Arbeit soll nicht nur zum verbesserten Verständnis der Strömung im Vordralldüsensystem beitragen, sondern darüber hinaus eine Grundlage zur gezielten Optimierung bei der Auslegung zukünftiger Systeme bilden. Dies erfordert eine detaillierte Betrachtung der einzelnen Komponenten des Gesamtsystems, das sich im wesentlichen aus den stationären Vordralldüsen, der Vordrallkammer und rotierenden Bohrungen, den Receiverbohrungen zusam-

mensetzt. Zusätzlich soll der Einfluß strömungsmechanischer und geometrischer Parameter auf die Strömungsverluste anhand charakteristischer Kennzahlen diskutiert werden.

2 Strömungsmechanische Grundlagen – wissenschaftlicher Kenntnisstand

Der Durchflußkoeffizient hat sich allgemein als die wichtigste globale Kennzahl zur Charakterisierung des Durchflußverhaltens einer Drosselstelle in der technischen Anwendung durchgesetzt. Speziell das Durchflußverhalten von Labyrinthen und Bohrungen ist wegen der weiten Verbreitung im Turbomaschinenbau Gegenstand zahlreicher Untersuchungen.

Am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) wurden bereits 1985 von Dörr Modellmessungen und analytische Berechnungen unter Berücksichtigung der Übertragbarkeit für Durchblickabyrinth durchgeführt. Jacobsen (1987) erweiterte die Studien auf Stufenlabyrinth und ergänzte die Wissensbasis bezüglich des Wärmeübergangs. Durch die Beschreibung des Rotationseinflusses auf das Durchfluß- und Wärmeübergangsverhalten in Labyrinthdichtungen vervollständigte Waschka (1991) die gewonnenen Kenntnisse. Neueste Untersuchungen von Willenborg et al. (2002) und Schramm et al. (2002) konzentrieren sich auf den Einfluß von Honigwaben-Anstreifbelägen auf den Wärmeübergang.

Bohrungen stellen im Sekundärluftsystem von Gasturbinen eine elementare Komponente dar, die eine ausreichende Kühlluftversorgung thermisch hoch belasteter Bauteile und damit die Betriebssicherheit der ganzen Turbomaschine gewährleisten müssen. Das Durchflußverhalten von Bohrungen wird im wesentlichen von der Bohrungsgeometrie und den vorliegenden Zustandsparametern des Fluides beeinflusst. Aufgrund der zahlreichen unterschiedlichen Anforderungen kommen im Sekundärluftsystem, sowohl im stationären als auch im rotierenden System, eine Vielzahl unterschiedlicher Bohrungsgeometrien zum Einsatz.

Im folgenden soll eine Einteilung der verschiedenen Konfigurationen vorgenommen und kurz auf die grundlegenden strömungsmechanischen und theoretischen Erkenntnisse eingegangen werden, bevor abschließend die Funktionsweise von Vordralldüsen systemen beschrieben wird. Der anschließende Literaturüberblick kann keinen Anspruch auf Vollständigkeit erheben, sondern soll vielmehr einen Einblick in die wesentlichen Strömungsvorgänge und eine tendenzielle Beurteilung der Einflußparameter auf die Durchflußcharakteristik von Bohrungen liefern. An dieser Stelle sei auf die Arbeiten von Weißert (1997) und Brillert (2001) verwiesen, die eine ausführliche Übersicht der durchgeführten Untersuchungen zur Durchströmung von stationären und rotierenden Bohrungen enthalten.

2.1 Stationäre Bohrungen

Stationäre Bohrungen, die über ein Plenum angeströmt werden, stellen für Untersuchungen bezüglich des Durchflußverhaltens mit Sicherheit den einfachsten Strömungsfall aller möglichen Konfigurationen dar.

Dementsprechend wurden bereits im Jahre 1872 von Weisbach erste Messungen zur Bestimmung des Durchflußbeiwertes einer stationären Bohrung mit einem Längen- zu Durchmesser-

verhältnis von $l/d = 3.0$ durchgeführt. Eine Zusammenstellung zahlreicher Ergebnisse verschiedener Untersuchungen zum Einfluß des Längen- zu Durchmesserhältnisses auf das Durchflußverhalten ist von Lichtarowicz et al. (1965) gegeben. Zusätzlich werden Korrelationen zur Berechnung von Durchflußbeiwerten bereitgestellt, die von vielen Autoren als Grundlage für weitere Untersuchungen herangezogen werden. Der Einfluß der Eintrittskantengeometrie von Bohrungen ist unter anderen von Hay und Spencer (1992) beschrieben. Schräg angestellte Bohrungen wurden im wesentlichen in Hinblick auf das Durchflußverhalten von Filmkühlbohrungen in Turbinenschaufeln detailliert untersucht. Hay und Lampard (1998) geben einen Überblick zahlreicher Parameterstudien, die eine Vielzahl geometrischer Bohrungsgeometrien bei verschiedenen Strömungsbedingungen stromauf und stromab der Bohrung berücksichtigen.

Die von Gritsch et al. (1998b) im Rahmen seiner Dissertation am Institut für Thermische Strömungsmaschinen entwickelte Korrelation berücksichtigt den eintritts- bzw. austrittsseitigen Impuls der Querströmung, der das Durchflußverhalten der Filmkühlbohrung deutlich beeinflusst, insbesondere wenn der Impuls des Kühlluftjets im Vergleich zum Impuls der Querströmung gering ist. Zusätzlich konnte das erstmals von Leylek und Zerkle (1994) numerisch erfaßte und als „Jetting“-Effekt beschriebene Strömungsphänomen beim Einströmen in eine schräge Bohrung mittels Geschwindigkeitsmessungen von Gritsch (1998) experimentell bestätigt werden. Die sich ausbildende Strömungsablösung innerhalb der Bohrung resultiert in einer stark inhomogenen Geschwindigkeitsverteilung, wie es auch im linken Bild von Abbildung 2.1 zu erkennen ist. Zusätzlich bildet sich in der Bohrung ein gegenläufiges Wirbelpaar aus, das hohe Turbulenzintensitäten der Strömung verursacht. Anhand der Strömungsvisualisierung läßt sich auch der Einfluß der Eintrittskantengeometrie auf die Strömung sehr gut erklären.



Abb. 2.1: Strömungsvisualisierung durchströmter Bohrungen unterschiedlicher Geometrie (Nakayama, 1988)

Bei der Durchströmung der Bohrung mit scharfkantigem Eintritt löst die Strömung ab und es bildet sich ein Rezirkulationsgebiet aus. Der sich einstellende minimale Strömungsquerschnitt wird als „vena contracta“ bezeichnet. Die abgerundete Eintrittskante verhindert ein Ablösen der Strömung und der damit größere zur Verfügung stehende Strömungsquerschnitt führt bei sonst identischen Strömungsbedingungen zu einem erhöhten durchgesetzten Massenstrom und einem größeren Durchflußbeiwert.

Der Durchflußkoeffizient beschreibt als Kennzahl nach Gleichung 2.1 das Verhältnis zwischen dem tatsächlich Massenstrom \dot{m} durch eine Bohrung und einem idealen Massenstrom \dot{m}_{id} , der sich unter der Voraussetzung einer isentropen Strömung durch die Querschnittsverengung ergeben würde.

$$c_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} \quad (2.1)$$

Der ideale Massenstrom berechnet sich für stationäre Bohrungen mit einer Querschnittsfläche A über den Totaldruck p_{0t} und die Totaltemperatur T_{0t} stromauf, sowie den statischen Druck p_{1s} stromab der Querschnittsverengung.

$$\dot{m}_{id} = \frac{p_{0t} A}{\sqrt{RT_{0t}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{1s}}{p_{0t}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{1s}}{p_{0t}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.2)$$

Nach Lichtarowicz et al. (1965) läßt sich der Durchflußbeiwert scharfkantiger Bohrungen sehr gut mit der Reynoldszahl korrelieren. Dabei steigt der Durchflußkoeffizient mit wachsender Reynoldszahl an und nähert sich für $Re > 10^4$ asymptotisch einem konstanten Wert.

Mit der Korrelation von McGreehan und Schotsch (1988), die für Reynoldszahlen größer als 10^4 gültig ist, kann der Einfluß des Längen- zu Durchmesserverhältnisses der Bohrung und des Radien- zu Durchmesserverhältnisses der Eintrittskante auf das Durchflußverhalten beschrieben werden. Der wesentliche Vorteil dieser Korrelation besteht darin, daß kein iterativer Prozeß zur Berechnung des Durchflußbeiwertes notwendig ist und die einzelnen Effekte gemeinsam berücksichtigt werden können.

Gleichung 2.3 beschreibt die Zusammenhänge, die zusätzlich auch in Abbildung 2.2 graphisch dargestellt sind.

$$\begin{aligned} c_{D:Re} &= 0.5885 + 372/Re \\ c_{D:r} &= 1 - \left(0.008 + 0.992e^{-5.5(r/d) - 3.5(r/d)^2} \right) \cdot (1 - c_{D:Re}) \\ c_{D:r,l} &= 1 - \left(1 + 1.3e^{-1.606(l/d - r/d)^2} \right) (0.435 + 0.021(l/d - r/d)) \cdot (1 - c_{D:r}) \end{aligned} \quad (2.3)$$

Im rechten Diagramm ist beispielhaft der Einfluß des Radien- zu Durchmesserverhältnisses einer sehr kurzen Bohrung auf deren Durchflußverhalten gezeigt. Das Abrunden der Eintrittskante führt zu einer verbesserten Strömungsführung, das Ablösegebiet bildet sich weniger stark aus bzw. verschwindet vollständig, was zu einem asymptotischen Anstieg des Durchflußbeiwertes führt. Im Gegensatz dazu steigt der Durchflußbeiwert bei Variation der Bohrungslänge zunächst stark an, erreicht bei $l/d \approx 2.0$ sein Maximum und fällt anschließend kontinuierlich leicht ab. Die strömungsmechanischen Ursachen für dieses Verhalten können mit Hilfe der Strömungsvisualisierungen von Ward Smith (1971) erläutert werden.

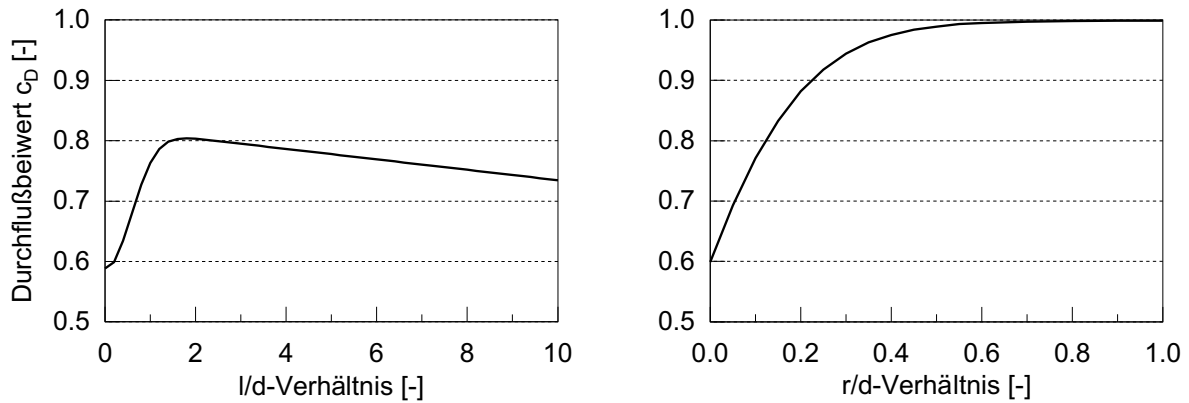
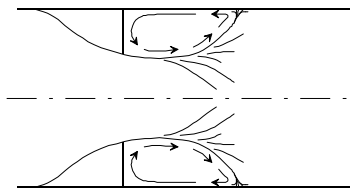


Abb. 2.2: Einfluß des Längen- zu Durchmesserverhältnisses l/d und des Radien- zu Durchmesserverhältnisses r/d der Bohrung auf den Durchflußbeiwert nach McGreehan und Schotsch (1988)

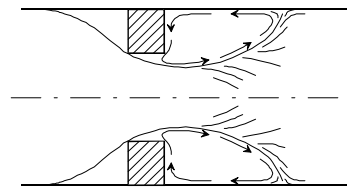
In Abbildung 2.3 sind vier typische Strömungsformen für unterschiedliche l/d -Verhältnisse scharfkantiger Bohrungen dargestellt.

Bei der Durchströmung einer Blende mit verschwindend kleiner Bohrungslänge bildet sich ein Freistrahls aus, dessen Querschnittsfläche sich bis zur vena contracta kontinuierlich verringert. Stromab des engsten Strömungsquerschnittes treten bei positivem Druckgradienten turbulente Mischungsvorgänge auf, die zu einer Aufweitung des Freistrahles führen. In Wandnähe bildet sich ein Rezirkulationsgebiet aus, das in einer Entfernung von ungefähr sechs Rohrdurchmessern mit dem Wiederanlegen des Freistrahles abgeschlossen wird.

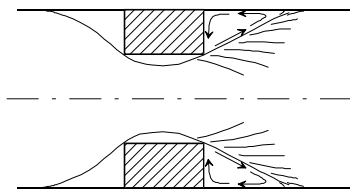
$l/d \rightarrow 0.0$: Blendenströmung



$l/d < 0.43$: vollständig abgelöste Strömung



$l/d = 0.8$: gerade wieder angelegte Strömung



$l/d > 0.8$: vollständig wieder angelegte Strömung

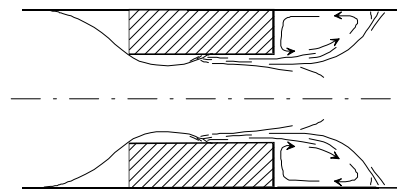


Abb. 2.3: Strömungsformen beim Durchströmen von Bohrungen unterschiedlicher Längen- zu Durchmesserverhältnisse

Das Durchströmen einer Bohrung mit großem l/d -Verhältnis stellt im Vergleich zur Blendenströmung den gegensätzlichen Extremfall dar. Für den turbulenten Strömungsfall mit Reynoldszahlen größer als $Re > 5000$ löst die Strömung an der scharfkantigen Eintrittskante der Bohrung ab und es bildet sich ein Rezirkulationsgebiet im Einlaufbereich der Bohrung aus. Die turbu-

lente Scherschicht legt sich anschließend als Grenzschicht an die Bohrungswand an. Stromab des Anlegepunktes wächst die Grenzschichtdicke mit zunehmender Lauflänge an, bis am Austritt der Bohrung die Strömung wieder ablöst. Stromab der Bohrung treten entsprechend zum Carnotschen Stoßdiffusor Mischungsvorgänge in der Strömung auf.

Mit der Variation des Längen- zu Durchmesser-Verhältnisses der Querschnittsverengung treten prinzipiell ähnliche Strömungsverhältnisse auf, wie sie bei den beiden beschriebenen Extremfällen existieren. Nach Ward Smith (1971) liegt bis zu $l/d = 0.43$ die vena contracta, also der engste Strömungsquerschnitt, noch außerhalb der Bohrung und die Strömung ist vollständig abgelöst. Bei einer weiteren Steigerung des l/d -Verhältnisses wandert die vena contracta in die Bohrung. Der Grenzfall der gerade wieder angelegten Strömung tritt bei einem Längen- zu Durchmesser-Verhältnis von $l/d \approx 0.8$ auf.

Die bei der Durchströmung innerhalb der Bohrung auftretenden Strömungseffekte lassen sich mit Hilfe des von Newman (1961) und Sawyer (1963) beschriebenen Coanda Effektes erklären, der für zweidimensionale Strömungen näher untersucht ist. Dabei wird ein aus einer Düse austretender Freistrahle aufgrund der induzierten Außenströmung in Richtung einer in der Nähe befindlichen achsparallelen Wand umgelenkt und legt sich an diese an. Die Stärke des Coanda Effektes ist dabei eine Funktion des Abstandes und des Winkels zwischen Freistrahle und Wand. Die Beeinflussung der Strömung ist bei einer achsparallelen Wand maximal und nimmt mit abnehmender Distanz zwischen Wand und Freistrahle zu.

Auch die von Decker und Chang (1965-66) und Lichtarowicz et al. (1965) beobachteten Hystereseeffekte bezüglich des Durchflußverhaltens von Bohrungen mit Längen- zu Durchmesser-Verhältnissen im Bereich von $l/d = 0.5$ lassen sich nach Ward Smith (1971) auf den Coanda Effekt bzw. die Strömung, je nach Vorgeschichte entweder abgelöst oder angelegt, zurückführen.

Die auftretenden Verluste setzen sich im wesentlichen aus Stoßverlusten in der Einlaufströmung, Reibungsverlusten innerhalb der Bohrung und Stoßverlusten beim Austritt der Strömung aus der Bohrung zusammen.

Unger (1979) beschreibt für Strömungen in zylindrischen Kanälen mit un stetigen Querschnittsverläufen anhand verschiedener Beispiele die Anwendung der Stoßtheorie, die auf den Erhaltungssätzen von Impuls, Masse und Energie basiert. Eine Vielzahl experimenteller Ergebnisse bezüglich der Einströmverluste für Bohrungen unterschiedlicher geometrischer Konfigurationen ist in dem Werk von Idelchik (1986) zusammengestellt.

In der technischen Anwendung ist insbesondere der Einfluß einer Querströmung auf das Durchflußverhalten einer stationären Bohrungen von großem Interesse.

Rhode et al. (1969) untersuchten sowohl 90° als auch 45° zur Strömungsrichtung angestellte scharfkantige Bohrungen bei Variation der Anströmgeschwindigkeit. Das Durchflußverhalten der stationären Bohrungen läßt sich mit dem Verhältnis des dynamischen Druckes der Blendenströmung bezogen auf den der Hauptströmung bei logarithmischer Auftragung korrelieren. Dabei verschlechtert sich das Durchflußverhalten der im rechten Winkel orientierten scharfkantigen Bohrung kontinuierlich mit zunehmender Machzahl der Anströmung. Dies ist auf ein Ablösen der Strömung im Bereich der stromauf gelegenen Seite der Bohrung zurückzuführen.

Diese Strömungsablösung kann durch ein Abrunden der Eintrittskante verringert bzw. vermieden werden, was bei ansonsten identischen Strömungsrandbedingungen zu wesentlich höheren Durchflußkoeffizienten führt.

Wird die Bohrung in einem Winkel von 45° zur Anströmrichtung geneigt, bleibt der Durchflußkoeffizient mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit zuerst nahezu konstant, bevor er anschließend deutlich abfällt. Durch die Neigung der Bohrungsschse wird ein Teil des dynamischen Druckes zurückgewonnen und der Totaldruck im Einlaufbereich der Bohrung steigt. Dies wirkt sich im Hinblick auf das Durchflußverhalten der schrägen Bohrung fördernd aus.

Experimentelle und numerische Untersuchungen für unterschiedliche Bohrungsgeometrien mit überlagerter Querströmung sowohl stromauf als auch stromab der Bohrung wurden von Khaldi (1987) durchgeführt. Der durchflußverschlechternde Einfluß der überlagerten Querströmung wirkt sich im Einlaufbereich der Bohrung wesentlich stärker aus als im Abströmbereich.

Die experimentellen Ergebnisse von Benmansour (1981) zeigen, daß die Strömungsverluste bei beidseitig vorhandener Querströmung im wesentlichen von den Einströmverlusten dominiert werden. Eine Übersicht über das Durchflußverhalten stationärer Bohrungen und die geometrischen und strömungstechnischen Einflußparameter inklusive einer Auflistung zahlreicher experimenteller, analytischer und numerischer Untersuchungen ist bei Hay und Lampard (1998) zu finden.

2.2 Rotierende Bohrungen

Gerade auf dem Gebiet der Turbomaschinen ist die Kenntnis der Durchflußcharakteristik rotierender Bohrungen, die eine elementare Komponente des Luftsystems darstellen, von herausragender Bedeutung. Deshalb wurden am Institut für Thermische Strömungsmaschinen zahlreiche experimentelle und numerische Untersuchungen initiiert, die entsprechend zu den Forschungsaktivitäten bezüglich der Labyrinthströmung genauso konsequent und fortschrittlich seit über zehn Jahren durchgeführt werden. Insbesondere die stark unterschiedlichen strömungsmechanischen Parameter, die sich aus der Variation des Betriebspunktes der Maschine ergeben, stellen eine zusätzliche Herausforderung für die Auslegung des Sekundärluftsystems dar. Dabei muß über den gesamten Lastbereich für alle Bauteile eine ausreichende Kühlluftversorgung gewährleisten sein und eine entsprechende Massenstromaufteilung auch zur Regulierung des Axialschubes auf die Lager eingehalten werden.

Rotierende Bohrungen können prinzipiell in zwei unterschiedliche Klassen eingeteilt werden. Zum einen in die der axial durchströmten Scheibenbohrungen, deren Bohrungsschse parallel zur Welle der Turbomaschine angeordnet ist, zum anderen in die der radial durchströmten Wellenbohrungen, die entweder zentrifugal oder zentripetal durchströmt werden können. In der technischen Anwendung finden sich natürlich auch Bohrungen deren Bohrungssachsen weder parallel noch senkrecht zur Drehachse der Turbomaschine ausgerichtet sind. Je nach Strömungsführung und Art der Anströmung können diese Bohrungen, wie in Abbildung 2.4 skizziert, entweder den Scheibenbohrungen oder Wellenbohrungen zugeordnet werden.

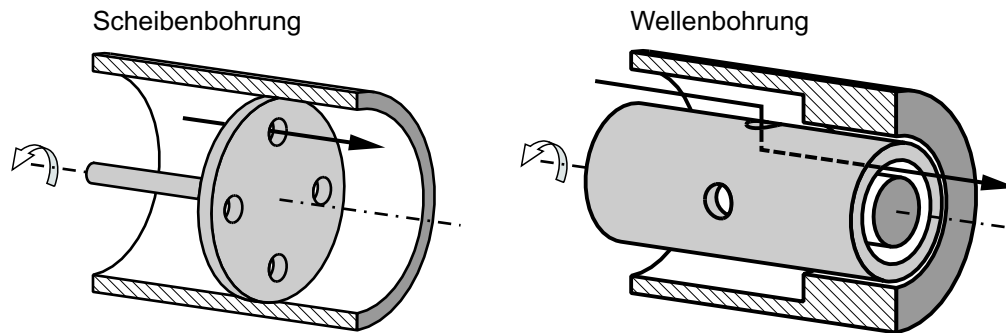


Abb. 2.4: Typische Strömungskonfigurationen rotierender Bohrungen

Der folgende kurze Überblick soll sich auf die Scheibenbohrungen beschränken, da sie von der geometrischen Anordnung und der auftretenden Strömungsphänomene mit den Receiverbohrungen im Vordralldüsensystem vergleichbar sind.

Erste in der Literatur dokumentierte experimentelle Untersuchungen zum Durchflußverhalten rotierender Scheibenbohrungen wurden von Samoilovich und Morozov (1957) durchgeführt. Der Durchflußkoeffizient rotierender Bohrungen zeigt eine starke Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis u/c aus der Umfangsgeschwindigkeit u der Bohrung und der isentrop berechneten Strömungsgeschwindigkeit c in der Bohrung. Mit zunehmender Rotation, d.h. mit ansteigendem Geschwindigkeitsverhältnis, nimmt der im Absolutsystem definierte Durchflußbeiwert für scharfkantige Bohrungen kontinuierlich ab. Durch ein Abrunden der Bohrungseintrittskante kann die effektiv von der Strömung genutzte Querschnittsfläche der Bohrung vergrößert werden, was zu einem Anstieg des Durchflußbeiwertes führt. Der durchflußfördernde Effekt des Eintrittskantenradius verringert sich jedoch mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis.

Neben der Geometrie der Bohrung und den Betriebsbedingungen hat auch die Strömungsführung stromauf der Bohrung einen Einfluß auf deren Durchflußkoeffizienten. Beträgt der Abstand zwischen Stator und Rotor weniger als einen Durchmesser der rotierenden Bohrung, verschlechtert sich das Durchflußverhalten, zumindest für kleine Geschwindigkeitsverhältnisse, mit abnehmender Spaltweite kontinuierlich. Diese Tendenz ist unabhängig von der Geometrie der Eintrittskante. Desweiteren stellen Samoilovich und Morozov (1957) in einem diskreten Geschwindigkeitsbereich eine dramatische Abnahme des Durchflußbeiwertes von $c_D = 0.6$ auf 0.3 fest, die mit einem Anstieg des Geräuschpegels einhergeht.

Auch Meyfarth und Shine (1965) korrelieren den Durchflußkoeffizienten rotierender Bohrungen mit dem Geschwindigkeitsverhältnis. Allerdings wird eine kontinuierliche Abnahme des Durchflußbeiwertes erst für Geschwindigkeitsverhältnisse größer als $u/c \approx 0.5$ beobachtet. Leider werden bezüglich des Längen- zu Durchmesserverhältnisses sowie zur Eintrittskantengeometrie keine Angaben gemacht.

Aufbauend auf die experimentellen Daten von Rhode et al. (1969) bezüglich des Durchflußverhaltens stationärer Bohrungen mit Queranströmung und den Ergebnissen von Meyfarth und Shine (1965) und Grimm (1967) erstellten McGreehan und Schotsch (1988) eine Korrelation zur Beschreibung der Durchflußcharakteristik rotierender Scheibenbohrungen mit Schräganströmung. Dabei gehen McGreehan und Schotsch von der Übertragbarkeit der beiden Strö-

mungsfälle aus. Zur Berechnung des Durchflußkoeffizienten und des Geschwindigkeitsverhältnisses u/c wird allerdings im Gegensatz zu Rhode et al. (1969) nicht der Totaldruck, sondern der statische Druck stromauf der Bohrung herangezogen. Daraus resultiert konsequenterweise eine unterschiedliche Durchflußcharakteristik. Die allgemeine Tendenz der Abnahme des Durchflußkoeffizienten mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis bleibt aber erhalten. Für längere Bohrungen mit abgerundeter Eintrittskante ergeben sich aus der Wahl der Definition des Durchflußbeiwertes im Bereich kleiner Geschwindigkeitsverhältnisse jedoch Durchflußbeiwerte größer als eins, was aus ingenieurmäßiger Sicht zunächst irritiert.

Zimmermann (1990) korreliert den Durchflußkoeffizienten rotierender Bohrungen mit dem idealen Anströmwinkel relativ zur Bohrungsachse und gibt Hinweise zur Berücksichtigung des Vordralls, der in der Praxis jedoch meist nicht bekannt ist und nur abgeschätzt werden kann. Zusätzlich weist er speziell bei langen Bohrungen darauf hin, daß durch die Rotation und die Beschleunigung des Fluides in Umfangsrichtung vom Rotor Arbeit geleistet wird. Dies kann zu einer wesentlichen Erhöhung des Totaldruckes und somit zu deutlich unterschiedlichen Geschwindigkeitsdreiecken zur Beschreibung der Strömung führen. Detaillierte experimentelle und numerische Untersuchungen bei Variation zahlreicher geometrischer und strömungsmechanischer Parameter wurden dazu am Institut für Thermische Strömungsmaschinen von Wittig et al. (1995) durchgeführt (s.a. Wittig et al. (1996)). Anhand der numerischen Ergebnisse und der winkelaufgelösten Geschwindigkeitsmessungen stromab des Rotors konnte erstmals der Verlauf der Durchflußcharakteristik in Abhängigkeit des Geschwindigkeitsverhältnisses u/c mit Hilfe des Strömungsfeldes explizit diskutiert werden. Zusätzlich wurde eine Korrelation entwickelt, die einen weiten Parameterbereich für eine Vielzahl von Bohrungsgeometrien abdeckt. Jakoby et al. (1997) greifen den Vorschlag von Zimmermann (1990) auf und berücksichtigen den Totaldruckanstieg infolge der vom Rotor am Fluid geleisteten Arbeit. Zur Berechnung des idealen Massenstromes wird dabei nicht mehr das Verhältnis der statischen Drücke über den Rotor herangezogen, sondern der ins Relativsystem transformierte Totaldruck stromauf der Bohrung in Kombination mit dem statischen Druck stromab.

Eine Gegenüberstellung der beiden unterschiedlich berechneten Durchflußkoeffizienten verdeutlicht die mit ansteigendem Geschwindigkeitsverhältnis wachsende Diskrepanz der beiden Durchflußcharakteristika. Diese fällt bei Bohrungen mit abgerundeter Eintrittskante mit steigendem r/d -Verhältnis größer aus. Trotz der Berücksichtigung des relativen Totaldruckes als treibende Kraft, allerdings nur im Druckverhältnis $p_{1s}/p_{0t,rel}$ analog zu Gleichung 2.2, ergeben sich für Bohrungsgeometrien mit größeren Längen- zu Durchmesser- und Radien- zu Durchmesser-Verhältnissen teilweise Durchflußbeiwerte größer als eins. Diese Definition des Durchflußbeiwertes wird auch von Weißert (1997) aufgegriffen, dessen numerisch erzielten Ergebnisse sehr zum Verständnis der Strömung durch rotierende Bohrungen beitragen. In seiner Arbeit finden sich auch Gegenüberstellungen zahlreicher Korrelationen zur Beschreibung des Durchflußverhaltens stationärer und rotierender bzw. schräg angeströmter Bohrungen. Darauf aufbauend entwickelt Weißert (1997) Korrelationen zur Charakterisierung des Durchflußverhaltens rotierender Scheiben- und Wellenbohrungen.

Zimmermann et al. (1998a) vergleichen die Korrelationen von Samoilovich und Morozov (1957), McGreehan und Schotsch (1988) und Weißert (1997), für die sich zumindest für die aus-

gewählte Bohrungsgeometrie wesentliche Unterschiede bezüglich des Rotationseinflusses auf das Durchflußverhalten ergeben. Basierend auf der Diskussion verschiedener Darstellungs- und Definitionsmöglichkeiten, empfehlen Zimmermann et al. (1998a) das Durchflußverhalten rotierender Scheibenbohrungen im Relativsystem zu analysieren (s.a. Zimmermann et al. (1998b)).

Eine andere Vorgehensweise zur Beschreibung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen wird von Brillert et al. (1999) vorgestellt. Dabei wird nicht der Durchflußbeiwert als umfassende Kennzahl verwendet, sondern vielmehr die in Kapitel 2.1 erwähnten einzelnen Verluste anhand von Verlustkoeffizienten beschrieben. Über die Beziehung zwischen Verlustkoeffizient und Durchflußkoeffizient $\zeta = c_D^{-2}$ ergibt sich jedoch eine Definition des Durchflußbeiwertes im Absolutsystem und somit auch Werte größer als eins. Insgesamt kann mit dieser Methode, wie von Brillert (2001) gezeigt, eine sehr gute Übereinstimmung mit experimentellen Daten erzielt werden.

Die Analyse des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Relativsystem wird im folgenden detaillierter beschrieben, da dies die Grundlage zur Charakterisierung der Receiverbohrungen im Vordralldüsenystem darstellt. Zusätzlich sollen die von Dittmann et al. (2004) anhand zahlreicher experimenteller Daten belegten Vorteile gegenüber der Analyse im Absolutsystem diskutiert werden.

Zur Veranschaulichung der Strömungsvorgänge ist in Abbildung 2.5 das numerisch berechnete Strömungsfeld einer rotierenden scharfkantigen Scheibenbohrung im Relativsystem gezeigt. Die Strömungsvektoren befinden sich auf der projizierten Mantelfläche, die durch den Mittelkreisradius der rotierenden Bohrungen geht. Durch die Darstellung im rotierenden Relativsystem erscheint die Anströmung der Bohrung aus dem Plenum rein tangential. Zusätzlich zum Strömungsfeld sind die strömungsmechanischen Parameter angegeben, die meßtechnisch relativ einfach zu erfassen sind und das Durchflußverhalten der rotierenden Scheibenbohrung maßgeblich beeinflussen.

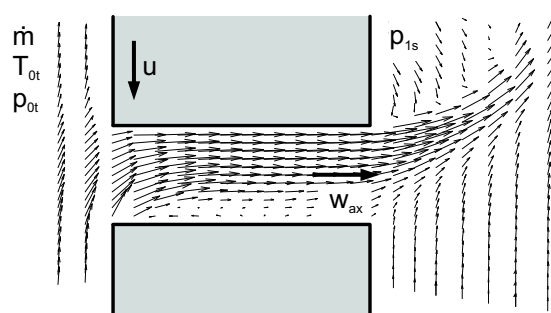


Abb. 2.5: Durchströmung einer rotierenden Scheibenbohrung (Weißert, 1997)

Zur Berücksichtigung der vom Rotor am Fluid geleisteten Arbeit ist nach Zimmermann et al. (1998a) eine Betrachtung der Strömungsvorgänge im mitbewegten bzw. rotierenden Relativsystem sinnvoll. Für die Berechnung des Durchflußkoeffizienten nach Gleichung 2.1 und 2.2 werden die Totaltemperatur und der Totaldruck stromauf der Bohrung benötigt. Unter Berücksichtigung der Relativbewegung können diese Größen entsprechend den Gleichungen 2.4 und 2.5 ins Relativsystem transformiert werden. Im Gegensatz zu den totalen Zustandsgrößen ändert

sich der statische Druck stromab der Bohrung nicht mit der Relativbewegung. Er kann bei frei in die Umgebung austretender Kühlluft mit dem Umgebungsdruck gleichgesetzt werden. Der im Relativsystem definierte Durchflußbeiwert c_D berechnet sich schließlich mit dem tatsächlich durchgesetzten Luftmassenstrom \dot{m} gemäß Gleichung 2.6.

$$T_{0t,rel} = T_{0t} \cdot \left(1 + \frac{u^2}{2c_p T_{0t}} \right) \quad (2.4)$$

$$p_{0t,rel} = p_{0t} \cdot \left(1 + \frac{u^2}{2c_p T_{0t}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.5)$$

Bei stationärem Rotor, d.h. bei einer Umfangsgeschwindigkeit der Bohrungen von $u = 0 \text{ m/s}$, sind die im Absolut- und Relativsystem definierten Durchflußbeiwerte identisch. Mit zunehmender Rotation und der potentiell am Fluid geleisteten Arbeit nehmen Totaltemperatur und Totaldruck stromauf im Einlaufbereich der Bohrung kontinuierlich zu. Daraus resultiert auch ein stetiger Anstieg des für die relativen Zustandsgrößen berechneten idealen Kühlluftmassenstromes.

$$c_D = \frac{\dot{m}}{\frac{p_{0t,rel} A}{\sqrt{RT_{0t,rel}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{1s}}{p_{0t,rel}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{1s}}{p_{0t,rel}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (2.6)$$

Wie bereits oben erwähnt, kann der Durchflußkoeffizient rotierender Bohrungen sehr gut über das Geschwindigkeitsverhältnis u/c_{ax} bzw. u/w_{ax} von Umfangsgeschwindigkeit und idealer axialer Strömungsgeschwindigkeit in der Bohrung korreliert werden, die sich unter Voraussetzung der Isentropie berechnen läßt.

Die Gleichungen 2.7 und 2.8 verdeutlichen den Unterschied in der Berechnung der idealen, im vorliegenden Strömungsfall theoretisch axialen, Strömungsgeschwindigkeit für das Absolutsystem bzw. das Relativsystem. Je nach Bezugssystem sind die entsprechenden totalen Zustandsgrößen zu verwenden. Die Strömungsgeschwindigkeit im stationären Absolutsystem ist hier mit c_{ax} , die im rotierenden Relativsystem mit w_{ax} bezeichnet.

$$c_{ax} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_{0t} \left[1 - \left(\frac{p_{1s}}{p_{0t}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (2.7)$$

$$w_{ax} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_{0t,rel} \left[1 - \left(\frac{p_{1s}}{p_{0t,rel}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (2.8)$$

Mit der Charakterisierung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Relativsystem ergeben sich mehrere entscheidende Vorteile. Zur Diskussion der wesentlichen Unterschiede beider Methoden sind in Abbildung 2.6 für eine ausgewählte Bohrungsgeometrie die jeweiligen Durchflußcharakteristiken dargestellt und direkt miteinander verglichen.

Die experimentellen Ergebnisse repräsentieren das Durchflußverhalten einer Bohrung mit einem Längen- zu Durchmesser Verhältnis von $l/d = 1.25$, das Radien- zu Durchmesser Verhältnis der abgerundeten Eintrittskante beträgt $r/d = 0.5$. Im linken Graphen sind zusätzlich zu den experimentellen Daten, die von Wittig et al. (2001a) speziell zur Untersuchung des Einflusses der Eintrittskantengeometrie auf das Durchflußverhalten kurzer Bohrungen durchgeführt wurden, die Korrelationen von Samoilovich und Morozov (1957), McGreehan und Schotsch (1988) und Wittig et al. (1995) gegenübergestellt.

Für den Strömungsfall ohne Rotation, d.h. bei $u/c_{ax} = 0$, ergibt sich zwischen den drei Korrelationen und dem experimentell bestimmten Durchflußkoeffizienten eine sehr gute Übereinstimmung. Der Einfluß der Rotation auf das Durchflußverhalten der Bohrungen wird jedoch von allen drei Korrelationen unterschiedlich bewertet. Während die prognostizierten Durchflußkoeffizienten von McGreehan und Schotsch (1988) bis zu einem Geschwindigkeitsverhältnis von $u/c_{ax} \approx 0.5$ weiterhin sehr gut mit den experimentellen Daten korrelieren, nimmt die Diskrepanz mit ansteigendem Geschwindigkeitsverhältnis kontinuierlich zu. Der in diesem Bereich durchflußverschlechternde Rotationseinfluß wird für die hier diskutierte Bohrungsgeometrie von der Korrelation deutlich unterbewertet. Dieser Trend wurde für kurze Bohrungen bereits von McGreehan und Schotsch (1988) selbst beschrieben. Im Gegensatz dazu werden von der Korrelation von Samoilovich und Morozov (1957) mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis zu niedrige Durchflußkoeffizienten vorhergesagt. Im Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen fällt dabei auf, daß die negative Steigung der beiden Durchflußcharakteristiken nahezu identisch ist. Das kritische Geschwindigkeitsverhältnis ab dem der Durchflußbeiwert kontinuierlich abfällt, in diesem Fall bei $u/c_{ax} \approx 0.5$, wird durch die Korrelation jedoch nicht wiedergegeben. Dies kann damit begründet werden, daß zur Charakterisierung des Rotationseinflusses nur das Längen- zu Durchmesser Verhältnis und nicht zusätzlich das Radien- zu Durchmesser Verhältnis der Bohrung herangezogen wird.

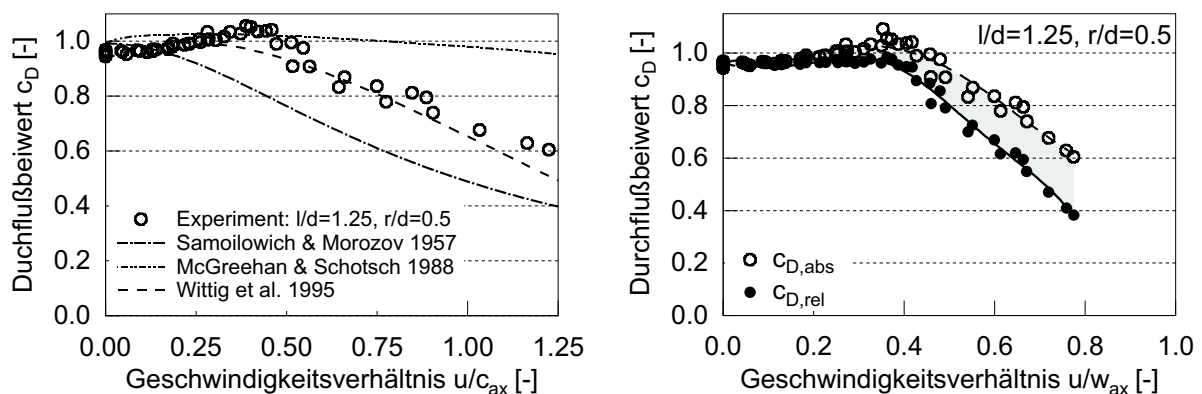


Abb. 2.6: Charakterisierung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Absolut- und Relativsystem

Zwischen der Korrelation von Wittig et al. (1995) und den experimentellen Ergebnissen von Wittig et al. (2001a) ergibt sich über den gesamten Geschwindigkeitsbereich eine äußerst zufriedenstellende Übereinstimmung. Der Durchflußbeiwert steigt mit zunehmender Rotation zunächst leicht an, erreicht beim kritischen Geschwindigkeitsverhältnis sein Maximum und fällt

anschließend mit zunehmender Rotation kontinuierlich ab. Dabei kann der Anstieg des Durchflußkoeffizienten auf die vom Rotor am Fluid geleisteten Arbeit und der Abfall auf eine zunehmende Strömungsablösung im Einlaufbereich der rotierenden Bohrung zurückgeführt werden. Eine detaillierte Beschreibung der Durchflußcharakteristiken in Kombination mit den auftretenden Strömungsphänomenen ist für eine Vielzahl unterschiedlicher Eintrittskantengeometrien bei kurzen Bohrungen in Dittmann et al. (2004) gegeben.

Im rechten Graphen der Abbildung 2.6 sind die im Absolut- und Relativsystem berechneten Durchflußbeiwerte der identischen Bohrungsgeometrie über das im Relativsystem definierte Geschwindigkeitsverhältnis u/w_{ax} dargestellt. Die ideale im Relativsystem axiale Strömungsgeschwindigkeit w_{ax} berechnet sich nach Gleichung 2.8 über die ins Relativsystem transformierten totalen Zustandsgrößen stromauf der Bohrung und dem statischen Druck stromab der Bohrung. Wie bereits erwähnt, ergeben sich bei der Charakterisierung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Relativsystem entsprechend zu Zimmermann et al. (1998a) mehrere theoretische Vorteile.

Durch die Transformation der Totaltemperatur und des Totaldruckes nach den Gleichungen 2.4 und 2.5 ins Relativsystem wird die potentiell am Fluid geleistete Arbeit berücksichtigt. Daraus resultiert im Vergleich zur Analyse des Durchflußverhaltens im Absolutsystem ein von der Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Bohrung abhängiger idealer Massenstrom, der mit der Rotation kontinuierlich ansteigt. Dementsprechend ergeben sich direkt nach Gleichung 2.1 für das Absolut- und Relativsystem unterschiedlich berechnete Durchflußkoeffizienten. Während der im Absolutsystem definierte Durchflußkoeffizient je nach Bohrungsgeometrie Werte größer als Eins erreichen kann, ist dies im Fall der Betrachtung im Relativsystem nicht möglich. Der Durchflußkoeffizient ist durch den theoretischen Maximalwert von Eins nach oben begrenzt, was auch der ingenieurmäßigen Betrachtungsweise entgegenkommt.

Desweiteren wird durch die Analyse des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Relativsystem das theoretisch maximal realisierbare Geschwindigkeitsverhältnis nach oben ebenfalls durch den Wert Eins begrenzt. Während sich mit steigender Umfangsgeschwindigkeit der Bohrung das Geschwindigkeitsverhältnis dem Grenzwert Eins nähert, steigt der ideal berechnete Kühlluftmassenstrom kontinuierlich an. Gleichzeitig nimmt der real durch die Bohrung durchgesetzte Massenstrom aufgrund der zunehmenden zur Bohrungsachse tangentialen Anströmgeschwindigkeit, die ein Ablösen der Strömung im Einlaufbereich der Bohrung verursacht, tendenziell ab. Der im Relativsystem definierte Durchflußkoeffizient strebt deshalb für ein theoretisches Geschwindigkeitsverhältnis von Eins gegen Null. Somit ergibt sich im Diagramm bei $u/w_{ax} = 1$, $c_D = 0$ ein Fixpunkt, der zum einen beim Erstellen von Korrelationen hilfreich ist und zum anderen Extrapolationen existierender Korrelationen über den gültigen Geschwindigkeitsbereich hinaus wesentlich mehr Zuverlässigkeit verleiht.

Trotz der theoretischen Randbedingungen beinhaltet die Charakterisierung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Relativsystem, wie von Dittmann et al. (2004) gezeigt, ein hohes Maß an Sensitivität, das auch die Analyse der Einflüsse kleiner geometrischer Veränderungen erlaubt.

2.3 Vordralldüsenysteme

Nach der Charakterisierung der Strömungsvorgänge und des Durchflußverhaltens stationärer und rotierender Bohrungen, zweier elementarer Bestandteile des Vordralldüsenystems, soll im folgenden auf das Vordralldüsenystem als Gesamtsystem eingegangen werden.

Vordralldüsenysteme werden sowohl in modernen Flugzeugtriebwerken als auch in stationären Gasturbinen vorzugsweise in der ersten Hochdruckturbinenstufe eingesetzt. Wie einleitend erwähnt, konnte im Laufe der Entwicklung von Gasturbinen aufgrund der verbesserten intensiven Kühlung von Leit- und Laufschaufeln der Turbine die Turbineneintrittstemperatur stetig angehoben werden. Während die Versorgung der stationären Leitschaufeln mit Kühlluft relativ einfach zu bewerkstelligen ist, stellt die effiziente Kühlluftversorgung der rotierenden Laufschaufeln eine größere Herausforderung dar.

Zur Kühlung der Laufschaufeln wird vom Verdichter komprimierte Luft abgezweigt und innerhalb des Sekundärluftsystems über Bohrungen im Schaufelfuß dem Inneren einer jeden einzelnen Schaufel zugeführt. Durch die Rotation wird der Kühlluft beim Einströmen ins rotierende System Energie zugeführt, was zu einem Anstieg der Totaltemperatur führt und damit einem Verlust an Kühlpotential gleichzusetzen ist. In Anbetracht der mittlerweile erforderlichen Kühlleistung von Gasturbinen, die sich in einem beträchtlichen Anteil des Kühlluftmassenstromes am Luftmassenstrom der Hauptströmung widerspiegelt, gewinnt die effiziente Nutzung von Kühlluft zunehmend an Bedeutung. Desweiteren treten beim Einströmvorgang durch die starke Schräganströmung der rotierenden Kühlluftbohrungen infolge der Strömungsablösung auch hohe Druckverluste auf, die es zu vermeiden gilt. So kann die Entnahme der Kühlluft, die nicht zur Nutzarbeit der Turbomaschine beiträgt, möglicherweise in einer weiter vorne gelegenen Verdichterstufe auf geringerem Druckniveau erfolgen.

Eine der wesentlichen Anforderungen an das Sekundärluftsystem ist demnach die effiziente Zuführung der Kühlluft auf möglichst niedrigem Druckniveau. Zur Realisierung dieser Aufgabe kommen deshalb im Sekundärluftsystem moderner Gasturbinen Vordralldüsenysteme in der thermisch am höchsten belasteten ersten Turbinenstufe zum Einsatz. Je nachdem, ob es sich dabei um eine Flugzeugturbine oder eine stationäre Gasturbine handelt, stehen entweder die Reduktion der Kühllufttemperatur oder die Verringerung der Druckverluste im Vordergrund. Prinzipiell bestehen Vordralldüsenysteme trotz unterschiedlicher Primärziele aus den gleichen elementaren Komponenten und auch die Wirkungsweise bzw. die grundlegende Idee ist identisch.

Vordralldüsenysteme setzen sich generell aus der geometrischen Anordnung von stationären Bohrungen, deren Bohrungsschse in Umfangsrichtung geneigt ist und meist axial ausgerichteten Bohrungen im Rotor bzw. in den Füßen der Laufschaufeln zusammen. Je nach Ausführungsart des Vordralldüsenystems ergibt sich zwischen Stator und Rotor eine unterschiedlich große Ringkammer, die von der Kühlluft durchströmt werden muß. Die Kühlluft wird mit der Expansion über die Vordralldüsen im Stator in die Rotationsrichtung des Rotors beschleunigt, durchdringt die Vordrallkammer und strömt in die rotierenden Receiverbohrungen ein. Mit der Expansion und der starken Beschleunigung nimmt die statische Temperatur der Kühlluft im stationären System ab, zusätzlich wird die Relativgeschwindigkeit zum Rotor verringert. Bei

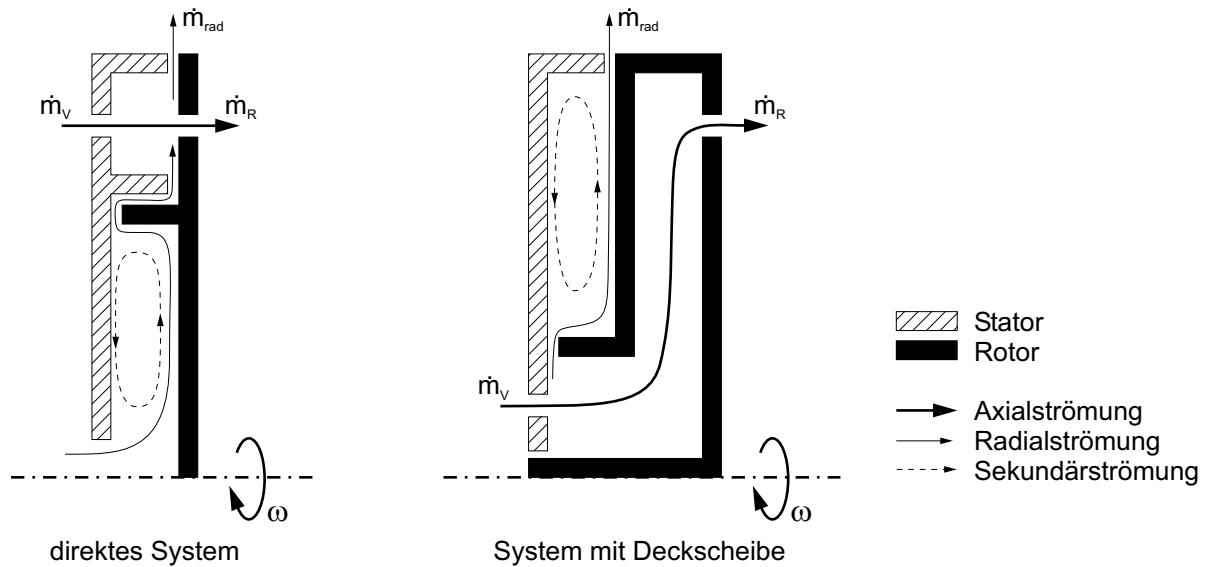


Abb. 2.7: Prinzipielle Darstellung etablierter Vordralldüsenysteme

rein axialer Anströmung der rotierenden Kühlluftbohrungen im Relativsystem wird vom Rotor keine Arbeit an das Fluid übertragen. Die Totaltemperatur der Kühlluft sinkt beim Übergang ins Relativsystem unter das Temperaturniveau im Absolutsystem und die Totaldruckverluste beim Einströmvorgang fallen minimal aus.

In der technischen Anwendung haben sich im wesentlichen die zwei in Abbildung 2.7 skizzierten Vordralldüsenysteme etabliert (Scricca und Moore, 1997).

Beim direkten Vordralldüsenystem, links dargestellt, liegen die Vordralldüsen ungefähr auf dem Mittelkreisradius der Receiverbohrungen, über die die Kühlluft zu den Laufschaufeln der Turbine geführt wird. Die vorgedrallte Luft überströmt die Vordrallkammer bis zum Eintritt in die rotierenden Bohrungen annähernd axial bzw. direkt. Der radial überlagerte Massenstrom ist zur Kühlung der Rotorscheibe erforderlich und tritt in der Regel über eine Radialdichtung in die Vordrallkammer ein. Zusätzlich trägt er zur Vermeidung eines Heißgaseinbruches aus dem Hauptkanal der Gasturbine in den Rotor-Stator Zwischenraum bei. Die technische Ausführung eines direkten Vordralldüsenystems am Beispiel eines modernen Flugzeugtriebwerkes ist in Abbildung 1.2 zu sehen.

Im Gegensatz dazu befinden sich die Vordralldüsen des Systems mit Deckscheibe auf einem deutlich kleineren Mittelkreisradius. Die Kühlluft wird über die Vordralldüsen in Umfangsrichtung beschleunigt, anschließend zwischen dem Rotor und der daran befestigten Deckscheibe im rotierenden System radial nach außen geleitet, bevor sie in die Kühlluftbohrungen der Laufschaufeln einströmt.

Welches der beiden Vordralldüsenysteme zum Einsatz kommt, hängt direkt mit den Anforderungen an das Sekundärluftsystem – im Flugzeugbau sogar indirekt mit den Anforderungen an das Gesamttriebwerk – zusammen. Prinzipiell gilt jedoch für beide Ausführungen des Vordralldüsenystems, daß der zur Kühlung der Laufschaufeln erforderliche Versorgungsdruck für alle Betriebspunkte bereitgestellt werden muß. Eine Unterschreitung des minimalen Kühlluftdruckes führt zur einer Erhöhung der Betriebstemperatur der Turbinenschaufeln und somit

zumindest zu einer Verkürzung der Lebensdauer. Tritt bei starkem Druckabfall sogar ein Einströmen von Heißgas in die zu kühlenden Laufschaufeln auf, kann dies zu einer lokalen starken Beschädigung der einzelnen Schaufeln, wenn nicht sogar zum Ausfall der gesamten Turbomaschine führen.

Bei einer Entscheidung zugunsten des Vordralldüsenystems mit Deckscheibe können die Vordralldüsen auf einem kleineren Mittelkreisradius positioniert werden. Durch die Reduktion der freien Querschnittsfläche kann somit die Leckageströmung zwischen den stationären und rotierenden Bauteilen wesentlich reduziert werden (Kutz und Speer, 1994). Gleichzeitig wird aber der Einsatz einer Deckscheibe erforderlich, die nicht nur die Baulänge der Turbine vergrößert, sondern auch das Gesamtgewicht des Triebwerkes erhöht. Im Vergleich zum direkten Vordralldüsenystem fällt das Potential der Kühllufttemperaturabsenkung beim System mit Deckscheibe etwas niedriger aus (Scricca und Moore, 1997, Jennions et al., 1998).

Rein theoretisch ist die maximale Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem aufgrund des mit der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen quadratischen Verlaufs der Kühllufttemperatur dann zu realisieren, wenn die Vordralldüsen auf dem größtmöglichen Radius positioniert werden (Meierhofer und Franklin, 1981). Allerdings steigen mit dem zunehmenden Mittelkreisradius der Vordralldüsen die Anforderungen an die Strömungsführung und auch die Vermeidung von Heißgaseintritt mit einer anschließend unerwünschten Vermischung mit der Kühlluft wird anspruchsvoller. Aus diesen Gründen müssen zum Teil in der Konstruktion Kompromisse eingegangen werden, die sich auf die Effizienz des Vordralldüsenystems negativ auswirken können. Abschließend ist noch die beim direkten Vordralldüsenystem größere zur Verfügung stehende Rotoroberfläche als Vorteil zu erwähnen, die zur einfacheren Realisierung des Axialschubausgleiches beiträgt. Dieser eher beiläufige Aspekt entscheidet im allgemeinen aber nicht über die Wahl des Vordralldüsenystems. Dabei stehen vielmehr das Temperaturniveau der Kühlluft sowie die Baulänge und das Gewicht des Triebwerks im Vordergrund.

Da sich die vorliegende Arbeit auf die Charakterisierung der Strömungsvorgänge in einem direkten Vordralldüsenystem konzentriert, soll im folgenden nur auf diese Systeme näher eingegangen werden. Der interessierte Leser sei an dieser Stelle auf die ausgewählten Arbeiten bezüglich Vordralldüsenystemen mit Deckscheibe von Zimmermann (1990), Popp et al. (1998), Pilbrow et al. (1999), Karabay et al. (1999), Karabay et al. (2000), Karabay et al. (2001a), Karabay et al. (2001b) verwiesen.

Zur Veranschaulichung der Wirkungsweise eines Vordralldüsenystems, ist in Abbildung 2.8 ein direktes Vordralldüsenystem inklusive des vereinfachten Geschwindigkeitsdreieckes skizziert. Durch die Expansion der Kühlluft über die Vordralldüsen ergibt sich im Absolutsystem eine Schräganströmung des Rotors mit der Geschwindigkeit c_2 , die im Idealfall nur vom Druckverhältnis p_{0t}/p_{1s} und der Totaltemperatur T_{0t} abhängig ist. Mit der Umfangsgeschwindigkeit u_R der Receiverbohrungen resultiert daraus eine Anströmung der rotierenden Bohrungen im Relativsystem mit der Strömungsgeschwindigkeit w_2 .

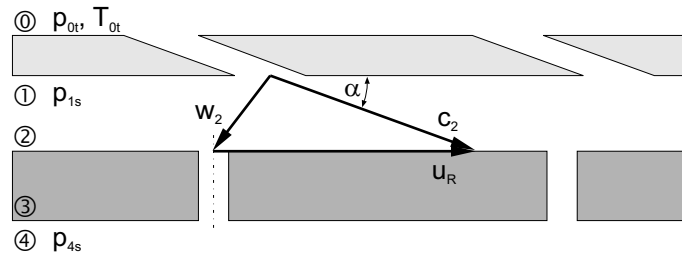


Abb. 2.8: Geschwindigkeitsdreieck eines Vordralldüsensystems

Beim Einströmen der Kühlluft in das rotierende System wird je nach Betriebszustand dem Fluid entweder Energie zu- oder abgeführt. Prinzipiell sind für die Kühlluftversorgung vor allem die Totaltemperatur und der Totaldruck im Relativsystem von Interesse. Die Zusammenhänge der totalen Zustandsgrößen zwischen Absolut- und Relativsystem sind für diese beiden strömungsmechanischen Parameter mit den Gleichungen 2.9 und 2.10 beschrieben.

$$\frac{T_{2t,rel}}{T_{2t}} = 1 + \frac{u_R^2 - 2u_R c_{2t}}{2c_p T_{2t}} \quad (2.9)$$

$$\frac{p_{2t,rel}}{p_{2t}} = \left(1 + \frac{u_R^2 - 2u_R c_{2t}}{2c_p T_{2t}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.10)$$

Exemplarisch ist in Abbildung 2.9 der Verlauf des Totaltemperaturverhältnisses für eine Variation der Drehzahl des Rotors und damit der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen dargestellt. Das über die Vordralldüsen anliegende Druckverhältnis, d.h. die vorgedrahlte ideale Kühlluftgeschwindigkeit c_2 , sei konstant. Eine Auftragung über das Geschwindigkeitsverhältnis aus der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung bezogen auf die tangentielle Geschwindigkeitskomponente der Anströmung im Absolutsystem ist vorteilhaft. Daraus resultiert für die isentrop betrachtete Strömung ein parabelförmiger Verlauf des Temperaturverhältnisses, mit zwei Fixpunkten bei Geschwindigkeitsverhältnissen von Null und Zwei. Bei axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem, also einem Geschwindigkeitsverhältnis von Eins, wird für den Verlauf des Totaltemperaturverhältnisses das lokale Minimum erreicht. Für die entsprechende Drehzahl ergibt sich bei konstanter Geschwindigkeit der vorgedrahlten Kühlluft die maximale Totaltemperaturabnahme im Relativsystem.

Das Niveau des Totaltemperaturverhältnisses kann über die tangentielle Geschwindigkeitskomponente der vorgedrahlten Kühlluft beeinflusst werden. Dies ist bei festgelegter Geometrie des Vordralldüsensystems indirekt über das anliegende Druckverhältnis der Vordralldüsen zu erreichen. Mit der Steigerung des Druckverhältnisses und damit der Erhöhung der Kühlluftgeschwindigkeit im Absolutsystem nimmt das minimale Totaltemperaturverhältnis kontinuierlich ab. Für den Strömungsfall mit maximal möglicher Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem muß jedoch gleichzeitig die Drehzahl des Rotors erhöht werden, d.h. der Betriebspunkt der Turbomaschine wird verändert.

Zusätzlich zum Verlauf des Temperaturverhältnisses der isentrop betrachteten Strömung ist in Abbildung 2.9 der Verlauf einer realen, verlustbehafteten Strömung dargestellt. Beim Durch-

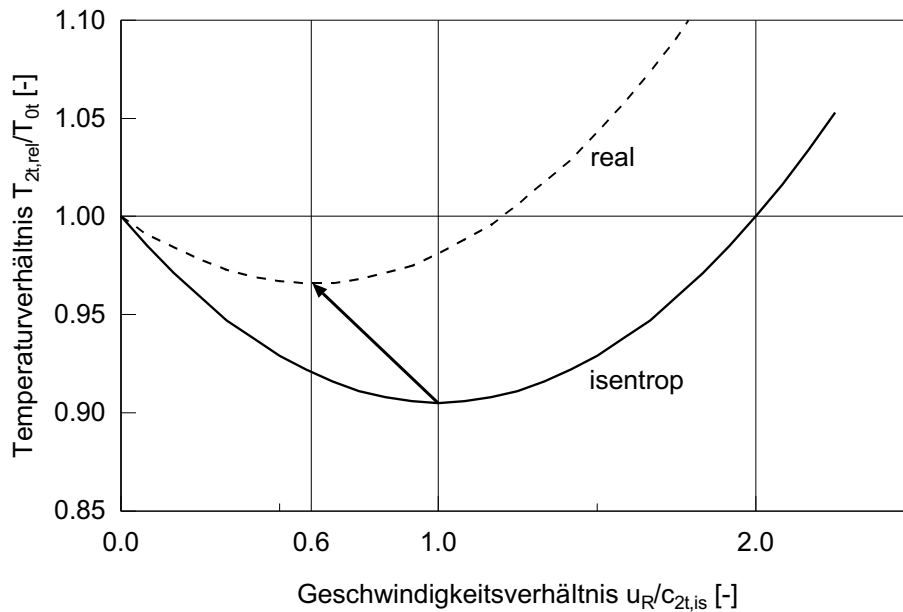


Abb. 2.9: Temperaturabsenkung als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses u_R/c_{2t}

strömen des Vordralldüsenystems können bereits bis zum Einströmvorgang der Kühlluft ins rotierende System Verluste auftreten, die zu einer deutlichen Abnahme der tangentialen Strömungsgeschwindigkeit der vorgedrallten Kühlluft unmittelbar stromauf der Receiverbohrung führen.

Die bereits in Kapitel 2.1 für stationäre Bohrungen diskutierten Strömungseffekte sind direkt auf die Vordralldüsen übertragbar und führen im Vergleich zur ideal berechneten Austrittsgeschwindigkeit gemäß Gleichung 2.7 zu einer reduzierten Kühlluftgeschwindigkeit beim Eintritt in die Vordrallkammer. In der Vordrallkammer selbst interagieren die einzelnen Kühlluftjets mit der umgebenden Strömung. Mit zunehmender Lauflänge kann von einer Aufweitung der diskreten Jets und einer Reduktion der Geschwindigkeit ausgegangen werden (Schlichting und Gersten, 1997, Hinze, 1975, Abramovich, 1963).

Im verlustbehafteten Vordralldüsenystem ist dementsprechend die effektive tangentielle Geschwindigkeitskomponente der vorgedrallten Kühlluft stromauf der Receiverbohrung geringer als für den isentropen Strömungsfall berechnet. Daraus resultiert eine Reduktion der maximal zu erreichenden Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem, das minimal zu realisierende Totaltemperaturverhältnis steigt an. Da die minimale Totaltemperatur weiterhin bei rein axialer Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem auftritt, verschiebt sich dieser Betriebspunkt hin zu idealen Geschwindigkeitsverhältnissen kleiner als Eins. Die niedrigsten Kühllufttemperaturen bei konstant über die Vordralldüsen anliegendem Druckverhältnis werden dementsprechend bereits bei kleineren Umfangsgeschwindigkeiten bzw. niedrigeren Drehzahlen erreicht.

Als Grundlage einer optimierten Auslegung effizienter Vordralldüsen-systeme sind deshalb eine geeignete Charakterisierung der auftretenden Verluste und die Kenntnis geometrischer und strömungsmechanischer Einflußparameter auf die Strömungsverhältnisse zwingend erforderlich.

Erste Untersuchungen bezüglich des Potentials und der Effektivität eines direkten Vordralldüsen-systems wurden von Meierhofer und Franklin (1981) mit Hilfe von Temperaturmessungen innerhalb der rotierenden Receiverbohrungen durchgeführt. Die effektive Anströmgeschwindigkeit zur Charakterisierung des Vordralldüsen-systems kann dementsprechend über den Zusammenhang der Totaltemperaturen im Absolut- und Relativsystem nach Gleichung 2.9 erfolgen. Meierhofer und Franklin (1981) definieren die Effektivität des Vordralldüsen-systems über das Geschwindigkeitsverhältnis der effektiven Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung bezogen auf die isentrop berechnete Austrittsgeschwindigkeit der Vordralldüsen. Zur Beschreibung des Betriebspunktes dient das Geschwindigkeitsverhältnis aus der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung und der effektiven Anströmgeschwindigkeit. Tendenziell nimmt die Effektivität des Vordralldüsen-systems mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis, d.h. mit zunehmender Rotation, kontinuierlich ab. Die charakteristischen Kurvenverläufe weisen bei einem Geschwindigkeitsverhältnis von Eins einen Wendepunkt auf, zu dem die beiden Kurvenäste annähernd punktsymmetrisch verlaufen.

Eine Variation des axialen Spaltabstandes zwischen Stator und Rotor von 3mm , 5mm auf 7mm zeigt keinen eindeutigen Einfluß auf die Effektivität des Vordralldüsen-systems. Eine Reduktion der Spaltweite auf 3mm führt lediglich zu einer deutlichen Abnahme des durchgesetzten Massenstromes. Popp et al. (1998) empfehlen diesbezüglich, den Spaltabstand mindestens 20% größer als den Durchmesser der Vordralldüsen zu wählen, um eine starke gegenseitige Beeinflussung der vorgedrallten Kühlluftjets und der Strömung in die Receiverbohrungen zu vermeiden.

Nach Meierhofer und Franklin (1981) wirkt sich die Überlagerung einer radialen Strömung zumindest bei einem Massenstromverhältnis von 10% bezogen auf die vorgedrallte Hauptströmung unabhängig von der Strömungsrichtung, zentrifugal oder zentripetal, nur unwesentlich auf die Effektivität des Systems aus. Auch die Verteilung der Vordralldüsen in Umfangsrichtung, in Blöcken oder in äquidistanten Abständen, hat keinen deutlichen Einfluß. Die inhomogene Verteilung der Vordralldüsen in Blöcken führt nur zu einer größeren Streuung der Meßpunkte, wobei die gemittelten charakteristischen Verläufe identisch sind. Der größte, wenn auch relativ geringe Einfluß auf die Effektivität des Vordralldüsen-systems ergibt sich bei einer kombinierten Variation des Beaufschlagungsverhältnisses und der Höhe des Vordrallgitters. Bei konstanter Gesamtquerschnittsfläche der Vordralldüsen ergibt sich bei einem Beaufschlagungsverhältnis von 60% über einen weiten Bereich des Geschwindigkeitsverhältnisses die höchste Effektivität des Vordralldüsen-systems.

El-Oun et al. (1988) untersuchten ein direktes Vordralldüsen-system in Hinblick auf den minimal erforderlichen Kühlluftmassenstrom, um einen Heißgaseintritt aus dem Hauptkanal der Gasturbine in die Vordrallkammer zu vermeiden. Im Vergleich zu Rotor-Stator Systemen mit rein radialer Strömung der Kühlluft ergibt sich für das Vordralldüsen-system kein linearer Zusammenhang zwischen dem dimensionslosen Kühlluftmassenstrom und der Umfangsreynoldszahl. Durch die axial geführte vorgedrallte Kühlluft wird das Strömungsfeld in zwei Zonen

aufgeteilt, was zu einer Abnahme des notwendigen Kühlluftmassenstromes führt. Allerdings vermischen sich, wie Konzentrationsmessungen bestätigen, die beiden Luftmassenströme im Rotor-Stator System, bevor die Kühlluft in die Receiverbohrungen eintritt bzw. über eine radiale Dichtung aus dem Sekundärluftsystem in den Hauptkanal strömt. Eine zusätzliche innere radiale Dichtung, auf kleinerem Radius als die Vordralldüsen, kann die Interaktion der beiden Kühlluftmassenströme nicht verhindern. Die gewählte Geometrie führt sogar zu einem Anstieg des Volumenstromanteiles, der radial zugeführt wird und das Vordralldüsenystem über die Kühlluftbohrungen verläßt. Die Interaktion der beiden Kühlluftmassenströme führt nach El-Oun und Owen (1989) zu einer Verringerung der angestrebten Totaltemperaturabnahme der Kühlluft beim Übergang vom Absolut- ins Relativsystem. Die Temperaturmessung in den Receiverbohrungen bestätigt dabei die in einem Modell getroffene Annahme, daß sich die beiden Kühlluftmassenströme komplett vermischen.

Für die Temperaturdifferenz zwischen Absolut- und Relativsystem ergibt sich ein linearer Zusammenhang mit der Drallzahl. Diese ist definiert als der Quotient aus der Umfangsgeschwindigkeit der vorgedrallten Kühlluft und der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen (Owen und Rogers, 1989), entspricht also dem Reziprokwert des von Meierhofer und Franklin (1981) verwendeten Geschwindigkeitsverhältnisses. Mit zunehmender Drallzahl steigt in Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Meierhofer und Franklin (1981) die Temperaturabsenkung im Relativsystem kontinuierlich an. Eine Beurteilung der Effektivität bzw. der Verluste des Vordralldüsenystems ist jedoch nur indirekt möglich.

Die numerische inkompressible Berechnung des Strömungsfeldes eines direkten Vordralldüsen-systems von Chen et al. (1993) gibt erste Einblicke in die Geschwindigkeitsverteilung und die Aufteilung der Kühlluftmassenströme. Aus Gründen der stationären axialsymmetrischen Betrachtung wurden dabei allerdings sowohl die Vordralldüsen als auch die Receiverbohrungen als Ringspalt mit entsprechender Querschnittsfläche simuliert. Weiterführende Berechnungen von Wilson et al. (1997) unter Voraussetzung identischer geometrischer Randbedingungen berücksichtigen auch den Wärmeübergang im Rotor-Stator System. Zwischen den numerisch berechneten und experimentell ermittelten Temperaturen und Nusseltzahlen herrscht für den inneren Radseitenraum überwiegend gute Übereinstimmung. Innerhalb der Vordrallkammer erscheint der Vergleich der Nusseltzahlen aufgrund der unterschiedlichen Strömungsführung nicht sinnvoll. Dennoch wird die Totaltemperatur der Kühlluft in den Receiverbohrungen durch das numerische Modell zumindest tendenziell korrekt berechnet.

Die numerischen Ergebnisse von Wittig et al. (2001c) und Dittmann et al. (2002b) basieren auf der dreidimensionalen instationären Simulation der Strömung im Vordralldüsenystem mit Berücksichtigung der Kompressibilität des Fluides. Dabei werden die Vordralldüsen und die Receiverbohrungen exakt modelliert. Auch hier bestätigt sich die von Chen et al. (1993) beobachtete Aufteilung der Strömung innerhalb der Vordrallkammer in zwei Bereiche, die durch die Kühlluftjets gegeneinander abgegrenzt sind. Durch den Impulseintrag der Kühlluftjets bildet sich in der Vordrallkammer ein gegenläufiges Wirbelpaar aus. Dabei wird der äußere Wirbel durch die Pumpwirkung des Rotors zusätzlich unterstützt (Schlichting und Gersten, 1997). Der innere Wirbel wird durch die Sekundärströmung der rotierenden Scheibe in seiner Stärke reduziert. Im Nahbereich der inneren radialen Dichtung, von der die Vordrallkammer begrenzt wird,

bildet sich ein dritter schwacher Wirbel aus. Dieser wird ausschließlich von der Pumpwirkung der Scheibe und der Konfiguration der inneren radialen Dichtung beeinflusst.

Zur eindimensionalen Charakterisierung der Strömung eines Vordralldüsensystems können, wie von Popp et al. (1998) beschrieben, die Durchflußkoeffizienten der Vordralldüsen und der Receiverbohrungen verwendet werden. Sollen strömungsmechanische Parameter berücksichtigt werden, ist die Definition des Durchflußbeiwertes der Vordralldüsen im Absolutsystem nach Gleichung 2.11 und die der Receiverbohrungen im rotierenden Relativsystem nach Gleichung 2.12 sinnvoll. Dabei kann der Totaldruck der kompressiblen Strömung in der Vordrallkammer stromauf der Receiverbohrung im stationären Bezugssystem unter Annahme einer isentropen Verzögerung berechnet werden (Gl. 2.13). Die Transformation ins Relativsystem erfolgt nach Gleichung 2.10.

$$c_{DV} = \frac{\dot{m}}{\frac{A_V p_{0t}}{\sqrt{RT_{0t}}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{1s}}{p_{0t}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{1s}}{p_{0t}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (2.11)$$

$$c_{DR} = \frac{\dot{m}}{\frac{A_R p_{2t,rel}}{\sqrt{RT_{2t,rel}}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{3s}}{p_{2t,rel}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{3s}}{p_{2t,rel}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (2.12)$$

mit

$$p_{2t} = p_2 \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.13)$$

Erstmals untersuchten Dittmann et al. (2002a) am Institut für Thermische Strömungsmaschinen experimentell das Durchflußverhalten eines direkten Vordralldüsensystems unter Berücksichtigung verschiedener geometrischer und strömungsmechanischer Parameter. Zur Berechnung des Durchflußkoeffizienten der Receiverbohrungen im Relativsystem wird die Strömung in der Vordrallkammer als isentrop betrachtet, die Geschwindigkeitsänderung der Kühlluftjets vom Austritt der Vordralldüsen bis zum Eintritt in die Receiverbohrungen wird nicht berücksichtigt. Die in der Vordrallkammer auftretenden Verluste sind demzufolge im Durchflußbeiwert der Receiverbohrungen mit enthalten. Trotzdem können tendenzielle Aussagen über den Einfluß strömungsmechanischer und geometrischer Parameter auf das Durchflußverhalten des Vordralldüsensystems getroffen werden.

Mit zunehmender Schräganströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem verschlechtert sich das Durchflußverhalten deutlich. Ein radial überlagerter Kühlluftmassenstrom wirkt sich zumindest bis zu einem Massenstromanteil von 50% jedoch nicht negativ auf das Durchflußverhalten des Vordralldüsensystems aus.

Ergänzend wurden an einer Konfiguration dieses direkten Vordralldüsensystems von Geis et al. (2002) Geschwindigkeitsmessungen innerhalb der Vordrallkammer durchgeführt. Die Strömung weist einen stark dreidimensionalen Charakter mit großen Geschwindigkeitsgradienten in radialer Richtung auf. Im Vergleich mit den isentrop bzw. polytrop berechneten Strömungsgeschwindigkeiten aus den Vordralldüsen kann bereits bis zur Kammermitte eine deutliche Re-

duktion der vorgedrallten Kühlluftgeschwindigkeit festgestellt werden. Die nachteilige Auswirkung der reduzierten effektiven tangentialen Strömungsgeschwindigkeit stromauf der Receiverbohrungen auf das Potential des Vordralldüsen systems die Totaltemperatur der Kühlluft im Relativsystem abzusenken, ist in Geis (2002) und Geis et al. (2004) beschrieben. Die Effektivität der Vordrallkammer wird dabei als Quotient der gemessenen und polytrop berechneten Totaltemperaturdifferenzen beschrieben. Sie nimmt mit steigendem Geschwindigkeitsverhältnis, gebildet aus der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung bezogen auf die polytrop berechnete tangentiale Geschwindigkeitskomponente der vorgedrallten Kühlluft, kontinuierlich ab.

Zu einem vergleichbaren Ergebnis führen auch die Messungen von Chew et al. (2003). Sie definieren analog zu Meierhofer und Franklin (1981) die Effektivität der Vordrallkammer als das effektive Geschwindigkeitsverhältnis aus der über die Temperaturmessung berechneten Strömungsgeschwindigkeit bezogen auf die isentrope Austrittsgeschwindigkeit der Vordralldüsen. Bei einer Auftragung über die Drallzahl nimmt dementsprechend die Effektivität der Vordrallkammer mit zunehmender Drallzahl kontinuierlich zu.

Nach den experimentellen und numerischen Ergebnissen von Yan et al. (2003) hat die Drehzahl des Rotors keinen wesentlichen Einfluß auf die Umfangsgeschwindigkeit der Kühlluft in der Mitte der Vordrallkammer. Dies wird auch durch die Messungen von Geis et al. (2004) am ITS bestätigt (s.a. Geis, 2002). Der effektive Drall in der Vordrallkammer wird hauptsächlich von dem über die Vordralldüsen in die Vordrallkammer eingebrachten Drall bestimmt. Es ergibt sich ein linearer Zusammenhang, wobei die Umfangsgeschwindigkeit in der Kammermitte gegenüber der tangentialen Geschwindigkeitskomponente der Kühlluft beim Austritt aus den Vordralldüsen deutlich geringer ausfällt.

2.4 Analogie zur Labyrinthströmung

Wie aus der Übersicht über die Forschungsarbeiten auf dem Gebiet direkter Vordralldüsen systeme deutlich hervorgeht, werden bis heute noch verschiedene Methoden zur Charakterisierung der Strömungsvorgänge und Verluste im Gesamtsystem angewandt. Die eindeutige erfolgreiche Identifikation der maßgeblichen Strömungsparameter ist offensichtlich noch nicht abgeschlossen. So stehen auch nur unzureichend charakteristische Kennzahlen zur Verfügung, die eine komponentenweise Beschreibung des Vordralldüsen systems erlauben. Aufgrund der Vielzahl der strömungsmechanischen und geometrischen Freiheitsgrade, die ein Vordralldüsen system bei der Auslegung bietet, existieren noch keine Korrelationen, die den Einfluß einzelner Parameter beschreiben. Dies ist auf die Aktualität des Forschungsthemas in Verbindung mit der Komplexität des Strömungsfalles zurückzuführen.

Im Rahmen dieser Arbeit konnte anhand der erzielten Ergebnisse bei einer abstrahierten Betrachtung des Vordralldüsen systems und unter vereinfachenden Annahmen eine gewisse Ähnlichkeit zu den auftretenden Strömungsformen in Labyrinthen festgestellt werden. Deshalb sollen im folgenden grundlegende Erkenntnisse über die Labyrinthströmung kurz diskutiert werden.

Labyrinthdichtungen stellen als berührungsfreie Dichtungen eine der wesentlichen Baugruppen von Turbomaschinen dar. Zahlreiche experimentelle und theoretische Untersuchungen, die bis in die ersten Jahre des 20. Jahrhunderts zurückreichen (z.B. Martin, 1908), belegen diese außerordentliche Stellung. Das Standardwerk von Trutnovsky und Komotori (1981) gibt eine sehr umfassende und detaillierte Übersicht bezüglich Labyrinthdichtungen. Neuere Untersuchungen zum Einfluß der Rotation auf das Durchfluß- und Wärmeübergangsverhalten wurden am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe unter anderem von Wittig et al. (1990) und Waschka (1991) durchgeführt. Durch derzeit laufende Vorhaben zur Reibungsaufheizung und Dralländerung in Labyrinthdichtungen sollen diese ergänzt werden.

Grundsätzlich werden Labyrinthdichtungen zur Vermeidung bzw. Verringerung von Leckageströmungen eingesetzt. Dazu besteht das Labyrinth aus mehreren hintereinander geschalteten Drosselstellen. Die Strömungsrichtung kann dabei axial, radial oder aus einer beliebigen Kombination beider Richtungen verlaufen. In Abbildung 2.10 sind die idealisierten Zustandsänderungen der Strömung durch ein axiales Labyrinth mit konstanter Spaltweite im h,s -Diagramm dargestellt.

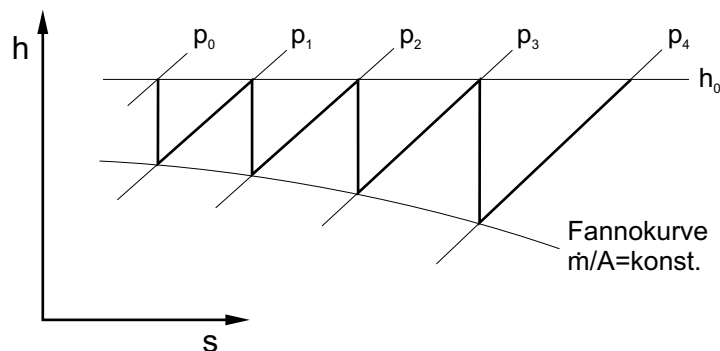


Abb. 2.10: Idealisierte Strömung einer vollkommenen Labyrinthdichtung

Der isentropen Expansion über die erste Drosselstelle folgt eine isobare Dissipation der kinetischen Energie in der Wirbelkammer, wobei kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet. Die Totalenthalpie der idealen Strömung bleibt über das Labyrinth erhalten. Durch die wiederholte Expansion über die Drosselstellen wird der Druck kontinuierlich abgebaut. Die einzelnen Expansionsendpunkte kommen auf einer gemeinsamen Fannokurve konstanter Massenstromdichte zum Liegen, falls die Querschnittsflächen aller Drosselstellen identisch sind. Diese Voraussetzung ist jedoch bei radialen Labyrinthdichtungen sowie konvergenten und divergenten Stufenlabirynth nicht erfüllt.

Im realen Labyrinth erfolgt jedoch weder die Expansion über die Drosselstelle isentrop, noch wird die gesamte kinetische Energie der Strömung in der Wirbelkammer isobar zurückgewonnen. Vielmehr kommt es, wie von Egli (1935) erstmals beobachtet, zumindest teilweise zu einem Überströmen der Kammern. Dieser „carry-over“ Effekt, der zu einer Zuströmgeschwindigkeit der folgenden Drosselstelle führt, muß experimentell bestimmt werden und wurde unter anderem von Herning (1939), Jerie (1948) und Meyer und Lowrie (1975) näher beschrieben.

Dabei kommt der ersten Labyrinthspitze, die in der Korrelation von Zimmermann und Wolff (1987) explizite Berücksichtigung findet, wegen des starken Druckabfalls eine besondere Bedeutung zu (vgl. Komotori, 1961, Dörr, 1985, Wittig et al., 1987).

Das Überströmen der ersten Kammer, d.h. der von Labyrinthströmungen bekannte „carry-over“ Effekt, ist einer der wesentlichen Strömungsvorgänge im Vordralldüsensystem, der den effektiven Übergang der Strömung vom stationären ins rotierende System ermöglicht. Zusätzlich wird die Totaltemperatur der Kühlluft im Relativsystem durch den gezielt aufgeprägten Vordrall abgesenkt. Die erste Stufe des Labyrinthes kann somit mit den Vordralldüsen und die Labyrinthkammer mit der Vordrallkammer eines direkten Vordralldüsensystems verglichen werden. Den Receiverbohrungen als zweite Querschnittsverengung kann dementsprechend die zweite Labyrinthspitze als Analogon zugeordnet werden. Eine mögliche Übertragung der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Labyrinthströmung auf Vordralldüsensysteme liegt nahe und soll anhand eines ausgewählten einfachen Beispiels diskutiert werden.

Zur Charakterisierung des Durchflußverhaltens von Labyrinthen hat sich in der technischen Anwendung ebenfalls der Durchflußbeiwert als dimensionslose Kennzahl durchgesetzt. Dieser ist jedoch von zahlreichen strömungsmechanischen und geometrischen Parametern abhängig. Deshalb ist bei der Erstellung von Korrelationen zur Auslegung von Labyrinthen auf die Übertragbarkeit der Modellmessungen und auf eine dimensionslose Darstellung der Ergebnisse zu achten. Um die charakteristischen Kennzahlen zu identifizieren, führten z.B. Dörr (1985) und Waschka (1991) eine eingehende Parameteranalyse auf der Grundlage einer Ähnlichkeitsbetrachtung durch, wie sie Zierep (1991) zur Herleitung von Ähnlichkeitsgesetzen beschreibt.

Demnach stellt sich die Abhängigkeit des Durchflußbeiwertes eines einfachen Durchblicklabyrinthes in folgender Form als Funktion einer Vielzahl von Parametern dar.

$$c_D = f(\pi, Re_{ax}, Re_\phi, z, \frac{2s}{t}, \frac{b}{t}, \frac{h}{t}, \frac{s}{r_w}, \kappa)$$

Die Bedeutung der geometrischen Größen kann Abbildung 2.11 entnommen werden. Bei Kammutlabyrinthen, Stufenlabyrinthen und Sonderbauformen kommen dementsprechend weitere Geometrieparameter hinzu. Prinzipiell lassen sich nahezu alle dieser bekannten Kenngrößen im Vordralldüsensystem wiederfinden. Als weitere Variationsparameter sind für direkte Vordralldüsensysteme die Vordralldüsen- und Receiverbohrungsanzahl, deren Querschnittsflächenverhältnis und der radiale Versatz, der Vordralldüsenwinkel oder die Eintrittskantengeometrie beider Drosselstellen zu nennen.

Es scheint offensichtlich zu sein, daß es in der Vordrallkammer des Vordralldüsensystems ebenso zu einer Interaktion der vorgedrallten Kühlluftjets und der umgebenden Strömung im Rotor-Stator Zwischenraum kommen muß, wie von der Labyrinthströmung innerhalb der Wirbelkammer bekannt ist. Dort bildet sich eine in Abbildung 2.11 grau gekennzeichnete turbulente Mischzone aus, die zu einer Aufweitung und Verzögerung des Freistrahles führt. Der unvollständige Druckrückgewinn stromauf der nächsten Drosselstelle und der Verlust an kinetischer Energie der Hauptströmung wird von Jerie (1948) und Komotori (1961) über einen Wirkungsgrad berücksichtigt.

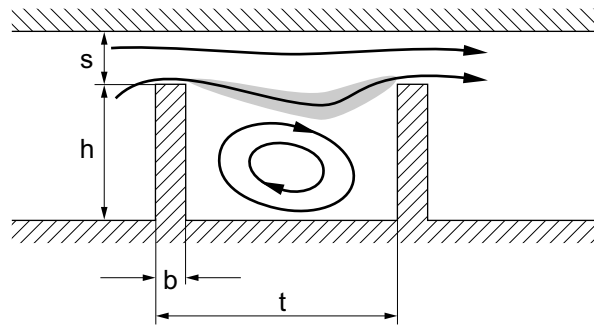


Abb. 2.11: Geometrische Parameter eines einfachen Labyrinthspaltes

Weitere Strömungseffekte, wie z.B. die Strahleinschnürung beim Eintritt in die Drosselstelle, sind auch aus den Untersuchungen an stationären Bohrungen bekannt und detailliert beschrieben. Sowohl eine einzelne Labyrinthspitze als auch eine Bohrung stellen einfache Drosselstellen dar, deren Durchflußverhalten sehr gut mit dem Durchflußbeiwert beschrieben werden kann. Dabei ist, wie von Dörr (1985) und Snow (1952) gezeigt, unter anderen das Spitzenbreiten- zu Spaltweitenverhältnis b/s die das Durchflußverhalten beeinflussende Kennzahl.

In Abbildung 2.12 sind die experimentellen Daten von Snow (1952) der Korrelation von McGreehan und Schotsch (1988) zur Charakterisierung des Durchflußverhaltens von Bohrungen bei Variation des Längen- zu Durchmesserhältnisses gegenübergestellt. Wird zur Beschreibung des Durchflußverhaltens der einzelnen Labyrinthspitze nicht direkt die Spaltweite, sondern der hydraulische Durchmesser $d_h = 2s$ des Spaltes berücksichtigt, ergibt sich im Vergleich zur Durchflußcharakteristik der Bohrung eine sehr gute Übereinstimmung.

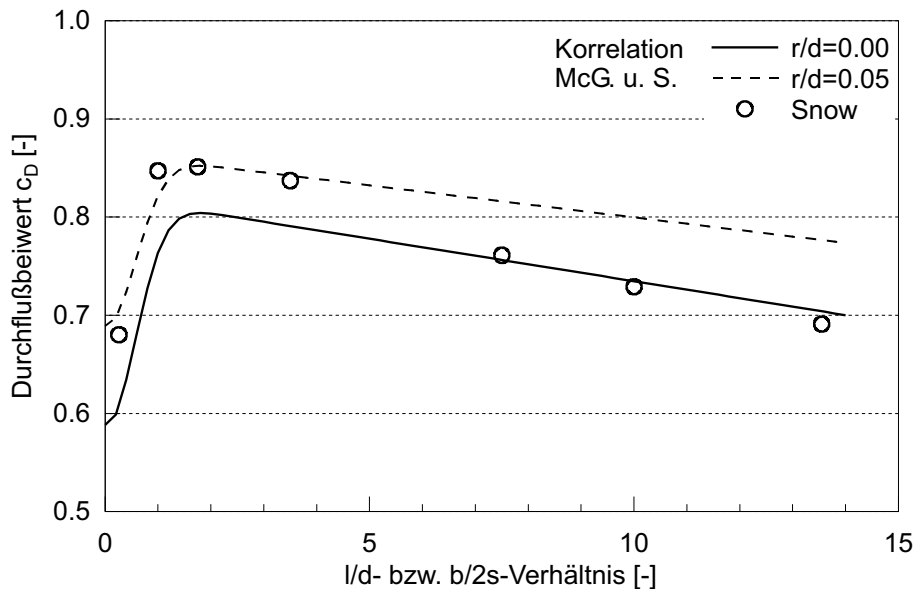


Abb. 2.12: Vergleich der Durchflußkoeffizienten: Bohrung und einzelne Labyrinthspitze

Die geringeren Diskrepanzen bei kleinen $b/2s$ -Verhältnissen sind wahrscheinlich wegen der extrem kleinen absoluten Abmessungen im Bereich weniger zehntel Millimeter auf nicht exakt

scharfkantige Labyrinthspitzen oder kleinste Abweichungen in der tatsächlichen Spaltweite zurückzuführen. Bereits ein Kantenradienverhältnis von $r/d_h = 0.05$ könnte diese Unterschiede erklären.

Inwieweit die gewonnenen zahlreichen Erkenntnisse auf dem Gebiet der Labyrinthströmung tatsächlich auf das Vordralldüsenystem angewandt bzw. übertragen werden können, kann anhand des bis jetzt zur Verfügung stehenden Wissens noch nicht beurteilt werden. Hier sind weitere Untersuchungen an direkten Vordralldüsenystemen zwingend erforderlich.

2.5 Ziel der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit sollte ein direktes Vordralldüsen­system experimentell untersucht werden, das aufgrund des theoretisch größeren Potentials der Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem, der geringeren Baulänge und des reduzierten Gewichtes im Vergleich zu Systemen mit Deckscheibe für den technischen Einsatz sehr interessant erscheint. Desweiteren versprechen die bei dieser Bauform komplexeren Anforderung an die Strömungsführung auch ein größeres Potential hinsichtlich der Optimierung des gesamten Vordralldüsen­systems bzw. der einzelnen Systemkomponenten.

Zur Charakterisierung des Vordralldüsen­systems ist eine Aufteilung und Zuordnung der im Gesamtsystem auftretenden Verluste auf die einzelnen Komponenten anzustreben. Ausgehend von der Analyse zahlreicher experimenteller Untersuchungen bei Variation geometrischer und strömungsmechanischer Parameter sollten deshalb theoretische Modelle entwickelt werden, die eine möglichst eindimensionale Beschreibung der Strömungsvorgänge erlauben. Anhand der analytischen Ergebnisse lassen sich Kennzahlen ableiten, die die Verluste im Vordralldüsen­system maßgeblich beeinflussen. Schließlich können basierend auf der breiten experimentellen Datenbasis Korrelationen zur Charakterisierung der Strömung entwickelt werden.

Zur Analyse der Strömung ist das Vordralldüsen­system zunächst in geeignete Abschnitte bzw. Kontrollvolumina zu unterteilen. Anschließend müssen für jede einzelne Komponente dimensionslose Kennzahlen ermittelt werden, die eine einfache, aber möglichst vollständige Beschreibung der Strömung bzw. der Verluste ermöglichen. Dabei ist auf eine eindeutige Trennung der Strömungsphänomene zu achten, damit der Einfluß einzelner strömungsmechanischer oder geometrischer Parameter separiert werden kann. Desweiteren sollten die charakterisierenden Kennzahlen der einzelnen Komponenten nicht voneinander abhängig sein. Nur so lassen sich bei der Dimensionierung zukünftiger Vordralldüsen­systeme iterative Rechenvorschriften vermeiden, die den Auslegungsprozeß unnötig erschweren. Die untergliedernde Analyse des Vordralldüsen­systems stellt zusätzlich die Grundvoraussetzung für die eigenständige Optimierung jeder einzelnen Komponente dar. Zusätzlich kann somit die Notwendigkeit das System im Gesamten betrachten zu müssen deutlich reduziert werden kann.

Anhand der ausgewählten Kennzahlen gilt es anschließend den Einfluß mehrerer geometrischer und strömungsmechanischer Parameter auf die Strömung im Vordralldüsen­system zu beschreiben und zu diskutieren. Aufgrund der extrem großen Anzahl der Freiheitsgrade bei der Konstruktion von direkten Vordralldüsen­systemen soll sich dabei die Variation der geometrischen Parameter primär auf die Spaltweite der Vordrallkammer und auf die Anzahl und Geometrie der Receiverbohrungen begrenzen. Die geeignete Wahl der Kennzahlen soll anhand einer Vielzahl verschiedener Betriebspunkte bestätigt werden. Um möglichst reale Strömungsbedingungen in Sekundärluftsystemen von Turbomaschinen zu simulieren, soll auch der Einfluß eines radial überlagerten Kühlluftmassenstromes auf die Strömung im Vordralldüsen­system untersucht werden.

Insgesamt soll mit der vorliegenden Arbeit eine umfassende Charakterisierung eines direkten Vordralldüsen­systems anhand eindimensionaler Kennzahlen geliefert werden, die das einfache Verständnis der auftretenden Strömungsphänomene ermöglicht. Neben der Beschreibung

der strömungsmechanischen Einflüsse auf die Funktionsweise des Vordralldüsen systems sollen Anregungen zur optimierten geometrischen Auslegung gegeben werden. Dabei ist eine direkte Beurteilung der Effektivität des Vordralldüsen systems anzustreben. Ein Vergleich der experimentellen Daten soll tendenzielle Veränderungen der das Vordralldüsen system beschreibenden Kennzahlen in Abhängigkeit der untersuchten Parameter aufzeigen. Gerade die Verwendung eindimensionaler Kennzahlen ist, wie z.B. von Kutz und Speer (1994) eindrucksvoll beschrieben, trotz des verbreiteten Einsatzes numerischer Methoden zur Optimierung einzelner Komponenten für die erste grundlegende Auslegung der Maschine von elementarer Bedeutung. Darüberhinaus können mit Hilfe der Kennzahlen numerische Ergebnisse validiert und gegebenenfalls Modelle der Berechnungsverfahren weiterentwickelt werden.

3 Versuchsaufbau und Meßtechnik

Zur experimentellen Untersuchung des Vordralldüsen-systems und dessen einzelner Komponenten konnte eine am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe bereits vorhandene Versuchsanlage eingesetzt werden, die teilweise an die neue Meßstrecke angepaßt werden mußte. Im folgenden sollen nur die erforderlichen Änderungen zur erfolgreichen Integration der neuen Meßstrecke unter Berücksichtigung der zusätzlichen Anforderungen detailliert beschrieben werden. Die im Zuge von Modernisierungsmaßnahmen neu eingesetzte Meßwerterfassung wird nur am Rande erwähnt. Auf eine ausführliche Beschreibung der Versuchsanlage, deren Auslegung Bestandteil der Dissertation von Jacobsen (1987) war, soll hier verzichtet werden.

3.1 Gesamtanlage

Die Versuchsanlage zur Durchführung von Untersuchungen an Meßstrecken mit rotierenden Bauteilen besteht im wesentlichen aus einer flexibel einsetzbaren Luftversorgung und einer mobilen Antriebseinheit. Abbildung 3.1 zeigt eine vereinfachte schematische Darstellung der Anlage, die aus Gründen der Übersichtlichkeit nur die elementaren Bestandteile enthält.

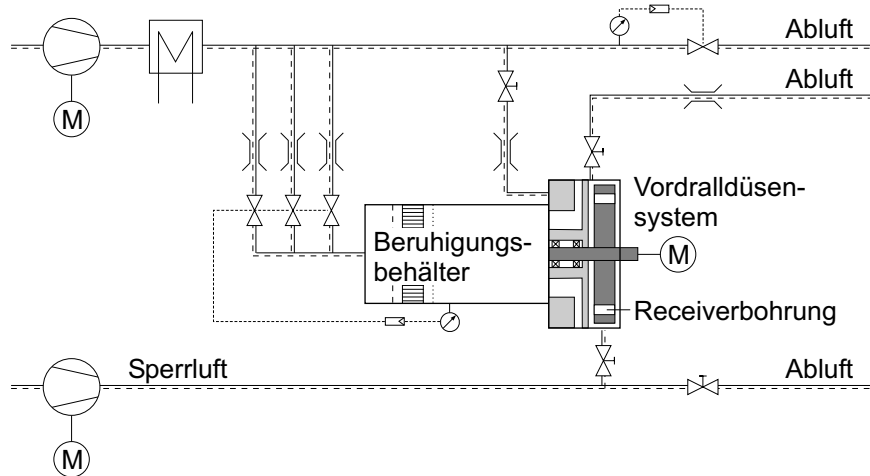


Abb. 3.1: Schematische Darstellung der Versuchsanlage

Die Antriebseinheit setzt sich aus einem stufenlos regelbaren thyristorgesteuerten Gleichstrommotor mit einer Leistung von $25.2kW$ und einer Maximaldrehzahl von $2500min^{-1}$ in Kombination mit einem Flachriemen bei einem Übersetzungsverhältnis von $6.4 : 1$ zusammen. Die theoretisch mögliche Drehzahl von $16000min^{-1}$ konnte für das Vordralldüsen-system jedoch aus Gründen der mechanischen Belastung des Rotors nicht realisiert werden. Der Antrieb des Rotors erfolgt über eine mit zwei flexiblen Kupplungen in die Antriebsachse integrierte Drehmomentenmeßwelle. Mit Hilfe einer Lichtschranke wird die Drehzahl berührungslos ermittelt. Die Luftversorgung der Meßstrecke erfolgt über zwei getrennte Rohrleitungssysteme durch verschiedene Verdichter, denen jeweils ein Öl- und Staubfilter sowie ein Luftkühler nachge-

schaltet ist. Der dem Beruhigungsbehälter zugeführte Massenstrom kann über drei verschiedenen große parallel angeordnete Meßblenden innerhalb des außerordentlich großen Meßbereiches von 500:1 bis zu $\dot{m} = 0.5 \text{ kg/s}$ ermittelt werden. Die Ausführungen der einzelnen Blenden bzw. Düsen entsprechen den Anforderungen der europäischen Norm EN ISO 5167-1.

Während des Betriebes der Versuchsanlage wird das Druckniveau im Hauptluftstrang über ein pneumatisch unterstütztes Stellventil in Kombination mit einem Druckaufnehmer und einem PI-Regler konstant gehalten. Die Stellventile des mittleren und oberen Meßbereiches der dem Beruhigungsbehälter vorgeschalteten Massenstrommeßstrecke können manuell einzeln ausgewählt werden. Der gewünschte Massenstrom wird schließlich über den Vordruck im Beruhigungsbehälter eingestellt. Die Meßstrecke ist direkt am Beruhigungsbehälter angeflanscht.

Über den zweiten Luftstrang wird der Meßstrecke zum Abdichten der Labyrinthdichtung zwischen Rotor und Gehäuse Sperrluft zugeführt. Das Druckniveau im Sperrluftstrang kann über ein Ventil stromauf des Abluftkamins geregelt werden. Die zur Meßstrecke geführte Sperrluft wird mit einem weiteren Ventil eingestellt. Auf die exakte Bemessung des erforderlichen Sperrluftmassenstromes wird anschließend in Kapitel 3.2 näher eingegangen.

Zur Simulation des radialen Kühlluftmassenstromes in Vordralldüsen systemen kann der Meßstrecke wahlweise aus dem ersten oder zweiten Rohrleitungsstrang Luft zugeführt werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit Luft in radialer Richtung über das Gehäuse stromauf des Rotors abzuführen. Die Regelung der beiden letztgenannten Massenströme erfolgt jeweils über ein Handventil. Die radial zu- bzw. abgeführten Massenströme werden mit Hilfe von Heißfilmsensoren gemessen.

Im folgenden wird der Aufbau der Meßstrecke detailliert beschrieben und vertiefend auf die Möglichkeit der unterschiedlichen Strömungsführungen innerhalb des Vordralldüsen systems eingegangen.

3.2 Meßstrecke

Die zur Untersuchung des Durchflußverhaltens und des Wirkungsgrades von direkten Vordralldüsen systemen in Abhängigkeit von Geometrie- und Betriebsparametern eingesetzte Meßstrecke ist in Abbildung 3.2 in einem Axialschnitt gezeigt. Wie bereits zuvor erwähnt, können der Meßstrecke drei getrennte Massenströme zu- und zwei getrennte Massenströme abgeführt werden. Bevor näher auf die einzelnen geometrischen Variationsparameter des Vordralldüsen systems eingegangen wird, soll zuerst die Führung der einzelnen Luftströme beschrieben werden.

Der axiale Massenstrom wird der Meßstrecke über den Beruhigungsbehälter zugeführt. Aufgrund des ausreichend großen Volumens kann hier von Plenumsbedingungen ausgegangen werden. Die Kühlluft wird über den Flansch, in dem zwei Schrägkugellager positioniert sind, zur Vordrallplatte geführt und radial nach außen zu den Vordralldüsen geleitet. Die Vordralldüsen sind wie in technischen Anwendungen weit verbreitet in einem Winkel von $\alpha = 20^\circ$ zur Statoroberfläche geneigt. Die Luft expandiert über die Vordralldüsen in die Vordrallkammer und wird dabei stark in Umfangsrichtung beschleunigt. Anschließend tritt die Kühlluft über die axialen Receiverbohrungen des Rotors in die Umgebung aus.

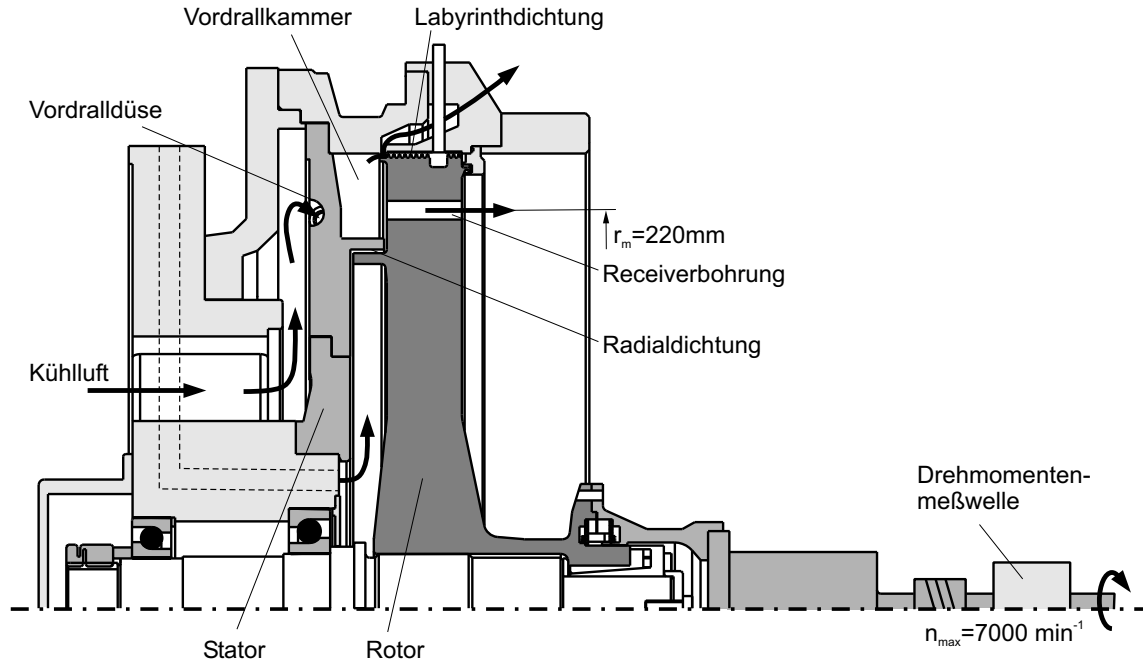


Abb. 3.2: Meßstrecke zur Untersuchung eines direkten Vordralldüsen Systems

Dem axialen Kühlluftmassenstrom kann zusätzlich ein radialer Massenstrom überlagert werden. Dazu wird Luft durch sechs Bohrungen im Flansch radial nach innen geführt und um 90° in axiale Richtung umgelenkt. Der radiale Massenstrom tritt im Nabenbereich der Meßstrecke in das Rotor-Stator System ein. Von dort gelangt die Kühlluft über eine radiale Dichtung in die Vordrallkammer und kann sich mit dem vorgedrallten axialen Kühlluftmassenstrom vermischen. Entsprechend dem radial zugeführten Luftmassenstrom wird über einen Radialspalt im Gehäuse ein Luftmassenstrom aus der Vordrallkammer abgeleitet. Der restliche Kühlluftmassenstrom expandiert aus der Vordrallkammer über die Receiverbohrungen des Rotors.

Der dritte der Meßstrecke zugeführte Luftmassenstrom wird zum Abdichten des Labyrinthes zwischen Rotor und Gehäuse benötigt. Dazu wird die Sperrluft über sechzehn am Umfang verteilte Kanäle durch das Gehäuse in die Nut der äußeren Mantelfläche des Rotors eingebracht. Zur Veranschaulichung der Beaufschlagung des Durchblicklabyrinthes mit Sperrluft ist in Abbildung 3.3 eine Detailansicht der axialen Labyrinthdichtung gezeigt.

Zur Vermeidung von Leckageströmungen zwischen Rotor und Gehäuse muß für jeden einzelnen Betriebspunkt der experimentellen Untersuchungen der Sperrluftmassenstrom angepaßt werden. Um eine exakte Bestimmung der Durchflußkoeffizienten der Receiverbohrungen realisieren zu können, darf weder Kühlluft aus der Vordrallkammer über die Labyrinthdichtung in die Umgebung gelangen, noch ein zusätzlicher Luftmassenstrom über die Sperrlufteinbringung in die Vordrallkammer geführt werden. Die exakte Bemessung des notwendigen Sperrluftmassenstromes wird, wie in Abbildung 3.3 schematisch eingezeichnet, durch die Kontrolle des Differenzdruckes zwischen zwei nicht benachbarten Labyrinthkammern stromauf der Sperrlufteinbringung an zwei in Umfangsrichtung verschiedenen Positionen gewährleistet. Der Differenzdruck wird jeweils über zwei Wanddruckanbohrungen erfaßt und mittels Präzisionsdifferenzdruckaufnehmern gemessen. Der Sperrluftmassenstrom wird über ein Ventil so geregelt,

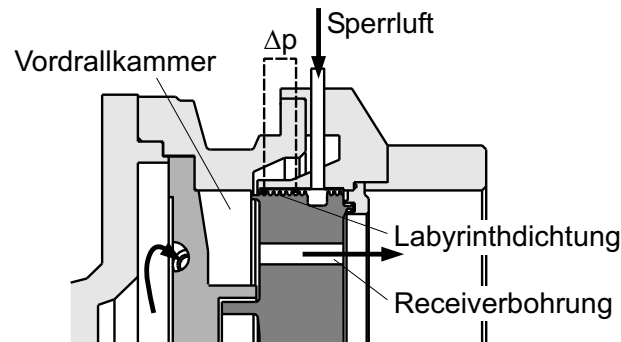


Abb. 3.3: Beaufschlagung des axialen Durchblicklabirinthens mit Sperrluft zur Vermeidung von Leckageströmungen zwischen Rotor und Gehäuse

daß sich ein Differenzdruck von näherungsweise null einstellt. Anhand der Kalibriermessungen konnte die korrekte Funktionsweise der Labyrinthabdichtung nachgewiesen werden.

Das primäre Ziel der Untersuchungen war die Bestimmung des Durchflußverhaltens eines direkten Vordralldüsen-systems und dessen Komponenten in Abhängigkeit von verschiedenen Geometrie- und Betriebsparametern. Dazu sollte der Einfluß der axialen Spaltweite s_1 zwischen Stator und Rotor, sowie die Anzahl der Receiverbohrungen N_R bei unterschiedlichster Eintrittskantengeometrie experimentell ermittelt werden. Zur Untersuchung verschiedener Betriebspunkte wurde für unterschiedliche Gesamt-druckverhältnisse über das Gesamtsystem die Drehzahl des Rotors variiert. In Abbildung 3.4 sind die relevanten geometrischen Größen des Vordralldüsen-systems eingezeichnet.

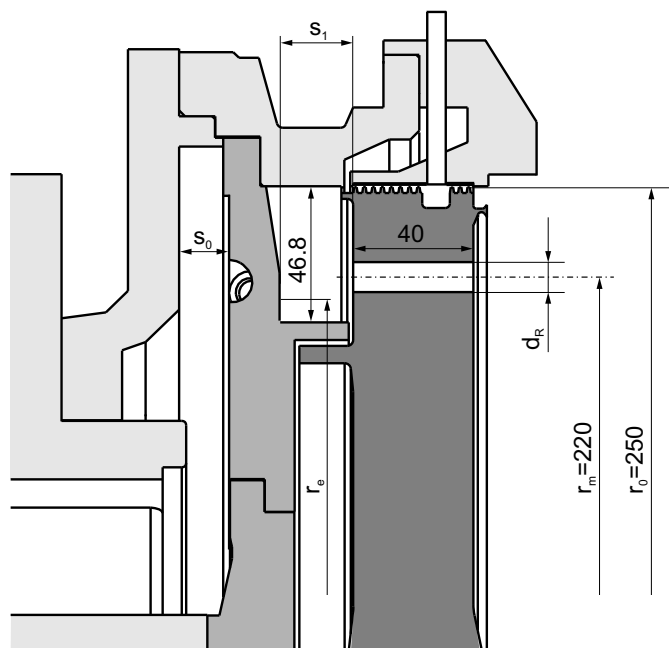


Abb. 3.4: Geometrische Abmessungen des Vordralldüsen-systems

3.2.1 Vordrallapparat – Stator

Bei der Konstruktion der Meßstrecke wurde auf eine einfache Möglichkeit zur Variation der geometrischen Parameter geachtet. Aus diesem Grunde ist der Stator in eine Stützscheibe und eine Vordrallplatte unterteilt. Zur Untersuchung des axialen Spaltweiteneinflusses zwischen Vordralldüsen- und Receiverbohrungseintrittsfäche wurden zu Beginn drei Vordrallplatten mit jeweils zwölf Vordralldüsen gefertigt. Der Rotor-Stator Abstand kann wahlweise auf 5mm , 10mm und 24mm eingestellt werden und deckt somit den typischen axialen Spaltabstand von Vordralldüsenanlagen ab. Im Laufe der Untersuchungen wurde zusätzlich eine weitere Vordrallplatte mit nur elf Vordralldüsen für eine Spaltweite von 10mm hergestellt.

Die Geometrie der Vordralldüsen wurde unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Luftversorgung ausgelegt und im Rahmen fertigungstechnischer Vorgaben hinsichtlich des Durchflußbeiwertes numerisch optimiert. Der Durchmesser der Vordralldüsen beträgt für alle Vordrallplatten $d_V = 8\text{mm}$, das Längen- zu Durchmesser Verhältnis ist auf $l/d_V = 3.8$ festgelegt. Der Einlaufbereich der Vordralldüsen wird aus einer Bohrung von 16mm Durchmesser gebildet. Der Übergang zur Vordralldüse ist mit einer 20° -Fase mit einer Tiefe von 1.6mm versehen.

Bei allen vier Vordrallplatten sind die Achsen der Vordralldüsen 20° zur Statoroberfläche geneigt. Zusätzlich sind die Achsen der Vordralldüsen radial nach innen angestellt, so daß die Verlängerung der Bohrungsachse tangential auf den Mittelkreisradius der Receiverbohrungen trifft. Daraus resultieren für die unterschiedlichen axialen Spaltweiten der einzelnen Vordrallplatten auch verschiedene Mittelkreisradien r_e der Vordralldüsenaustrittsfächen.

Mit der Variation des Rotor-Stator Abstandes verändert sich aus konstruktiven Gründen auch stromauf der Vordralldüse der axiale Abstand s_0 zum Gehäuse. Die unterschiedlichen geometrischen Abmessungen für die einzelnen Vordrallplatten können der linken Hälfte von Tabelle 3.1 entnommen werden. Die Höhe der Vordrallkammer beträgt für alle Konfigurationen 46.8mm . In der rechten Hälfte von Tabelle 3.1 sind die Parameter der axialen Receiverbohrungen des Rotors aufgelistet.

s_1 [mm]	s_0 [mm]	r_e [mm]	N_R [-]	d [mm]	l/d [-]
5	33.7	220.4	4	17.3	2.31
10	28.7	221.7	12	10.0	4.00
24	14.7	229.7	24	7.1	5.66
			48	5.0	8.00

Tab. 3.1: Geometrische Parameter des Vordralldüsensystems

Im folgenden soll kurz auf einige ausgewählte Anforderungen an die rotierenden Bauteile der Meßstrecke eingegangen werden. Im Vordergrund steht jedoch die Beschreibung der einzelnen Parameter der Receiverbohrungen.

3.2.2 Receiverbohrungen – Rotor

Der Rotor der Meßstrecke ist, wie in Abbildung 3.2 zu sehen, fliegend gelagert. Dies erlaubt eine schnelle Demontage des Rotors und ein einfaches Austauschen der Vordrallplatten. Die Lagerung der Welle wird von zwei Schrägkugellagern mit Fettschmierung gewährleistet. Der Dehnhalbs des Rotors sorgt auch bei großer Fliehkraftbeanspruchung für eine ausreichende Reduzierung der Radialdehnung im Nabenbereich und ermöglicht den Einsatz einer Spannhülse als eine schnell lösbare reibschlüssige Wellen-Naben Verbindung. Nach erfolgter Montage muß der Rotor allerdings aufgrund einer leicht veränderten minimalen Kippung erneut dynamisch ausgewuchtet werden. Bei einem Außendurchmesser des Rotors von $d = 500\text{mm}$ darf das über den Rotor anliegende Druckverhältnis den Wert $\pi_R = 1.4$ nicht überschreiten. Dies entspricht einer maximal zulässigen Axiallast der Lager von knapp 8000N .

Zur Realisierung großer Umfangsreynoldszahlen bei Luft als kompressiblem Strömungsmedium sind hohe Umfangsgeschwindigkeiten des Rotors notwendig. Für die experimentellen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Mittelkreisradius der Receiverbohrungen von $r_m = 220\text{mm}$ gewählt. Um möglichst hohe Drehzahlen und damit hohe Umfangsgeschwindigkeiten realisieren zu können, wurde als Werkstoff für den Rotor eine Titanaluminiumlegierung ausgewählt, die in der Luft- und Raumfahrt zunehmend eingesetzt wird. Durch das hohe Verhältnis von Festigkeit zu Gewicht bei hoher Bruchzähigkeit und günstigem Rißfortschrittsverhalten im geglühten Zustand eignet sich das Material hervorragend für rotierende Bauteile mit großer Fliehkraftbeanspruchung.

Mit Hilfe von Festigkeitsberechnungen konnten die im Nabenbereich des Rotors auftretenden Spannungsspitzen durch konstruktive Maßnahmen stark reduziert werden. Die obere Drehzahlgrenze wurde mit Rücksicht auf einen hohen Sicherheitsbeiwert auf $n_{max} = 10\,000\text{min}^{-1}$ festgelegt. Bei dem mit Druck- und Temperatursonden instrumentiertem Rotor wurde die Maximaldrehzahl auf $7\,000\text{min}^{-1}$ herabgesetzt. Dies entspricht einer Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen von $u_R = 161\text{m/s}$ bzw. 580km/h . Mit der Meßstrecke können Umfangsreynoldszahlen von bis zu $Re_\phi = 2.3 \cdot 10^6$ erreicht werden.

Zur Untersuchung der Durchflußcharakteristik des direkten Vordralldüsensystems wurden für verschiedene Betriebspunkte das Totaldruckverhältnis über die Meßstrecke und die Drehzahl des Rotors variiert. Als geometrische Variation bezüglich der Receiverbohrungen wurde deren Anzahl und die Form der Eintrittskante der einzelnen Bohrungen verändert. Es wurden, wie in Abbildung 3.5 dargestellt, scharfkantige Bohrungen, Bohrungen mit abgerundeter Eintrittskante und Bohrungen mit 45° -Fase untersucht.

Bei der Variation geometrischer Parameter ist eine Isolierung möglicher Einflußgrößen anzustreben, um die Ursache möglicher Effekte eindeutig bestimmen zu können. Dies konnte im Fall der Receiverbohrungen leider nur beschränkt realisiert werden. Ein geometrischer Einflußparameter auf das Durchflußverhalten von Bohrungen ist, wie bereits in Kapitel 2.1 beschrieben, das Längen- zu Durchmesser Verhältnis l/d . Desweiteren ist das Verhältnis der Gesamtfläche der Receiverbohrungen A_R bezogen auf die Gesamtfläche der Vordralldüsen A_V ein das Vordralldüsensystem wesentlich beeinflussender Faktor.

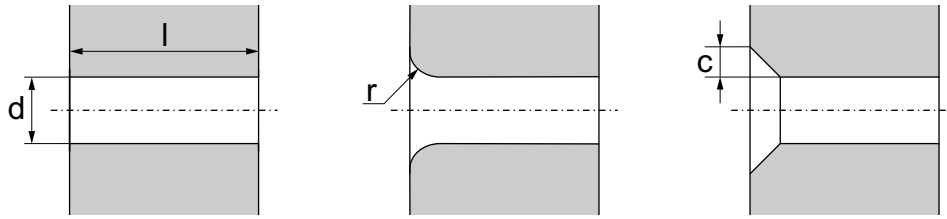


Abb. 3.5: Ansicht der drei untersuchten Eintrittskantengeometrien der Bohrungen: scharfkantig, abgerundet und angefast

Zur Vermeidung von Leckageströmungen sind auf der äußeren Mantelfläche des Rotors mehrere Labyrinthspitzen angebracht. Aufgrund dieser mit Sperrluft beaufschlagten axialen Dichtung und der extremen Fliehkraftbeanspruchung des Rotors, konnte die Stärke der Rotorscheibe nicht wie erwünscht beliebig reduziert werden. Da der Einfluß des Längen- zu Durchmesser-Verhältnisses zumindest für stationäre Bohrungen hinreichend bekannt ist und, wie in Abbildung 2.2 zu sehen, für Bohrungen mit $l/d > 2.0$ relativ gering ausfällt, wurde die Receiverbohrungslänge für alle Untersuchungen auf $l = 40\text{mm}$ festgelegt. Mit der Erhöhung der Anzahl der Receiverbohrungen wurde deshalb deren Durchmesser, mit dem Ziel das Flächenverhältnis von $A_R/A_V = 1.56$ konstant zu halten, reduziert. Dies hatte allerdings die unerwünschte Veränderung des Längen- zu Durchmesser-Verhältnisses zur Folge.

Die grundlegenden Parameter wie die Anzahl der Receiverbohrungen N_R , deren Durchmesser und l/d -Verhältnis, können dem rechten Teil von Tabelle 3.1 entnommen werden. Die unterschiedlichen Konfigurationen für die Receiverbohrungen wurden mit Hilfe von Bohrungsein-sätzen realisiert.

3.3 Instrumentierung des Vordralldüsen-systems

Die Instrumentierung der Meßstrecke, insbesondere die des Rotors, müssen als äußerst anspruchsvoll bewertet werden. Selbst Messungen innerhalb der Vordrallkammer sind aufgrund der dreidimensionalen instationären Strömung nicht trivial. Die Analyse der Strömung im Vordralldüsen-system und die erfolgreiche Charakterisierung der auftretenden Verluste der einzelnen Komponenten erfordern jedoch belastbare Meßwerte. Die Wahl der Meßgrößen sowie die Ausführung der Meßaufnehmer bzw. Sonden ist deshalb von entscheidender Bedeutung.

Die Bestimmung des axialen und der radialen Massenströme ist mit Sicherheit eine der einfacheren Aufgaben erfolgt über verschiedene Meßblenden oder kalibrierte Heißfilmsensoren. Die eingesetzten Heißfilmsensoren arbeiten nach dem Konstant-Temperatur-Verfahren und zeichnen sich durch einen großen Meßbereich aus.

Die im Vordralldüsen-system positionierten Meßstellen, insbesondere die Verteilung der neun Druckmeßstellen einer Vordrallplatte, sind in Abbildung 3.6 gezeigt. Für alle untersuchten Betriebspunkte werden standardmäßig zur Bestimmung der relevanten Zustandsgrößen Druck- und Temperaturmessungen im stationären System durchgeführt. Zusätzlich werden für ausge-

wählte Konfigurationen auch Totaldruck und Totaltemperatur innerhalb der rotierenden Receiverbohrungen erfaßt. Die im Relativsystem ermittelten Zustandsgrößen werden mit Hilfe eines achtkanaligen Telemetriesystems berührungslos übertragen.

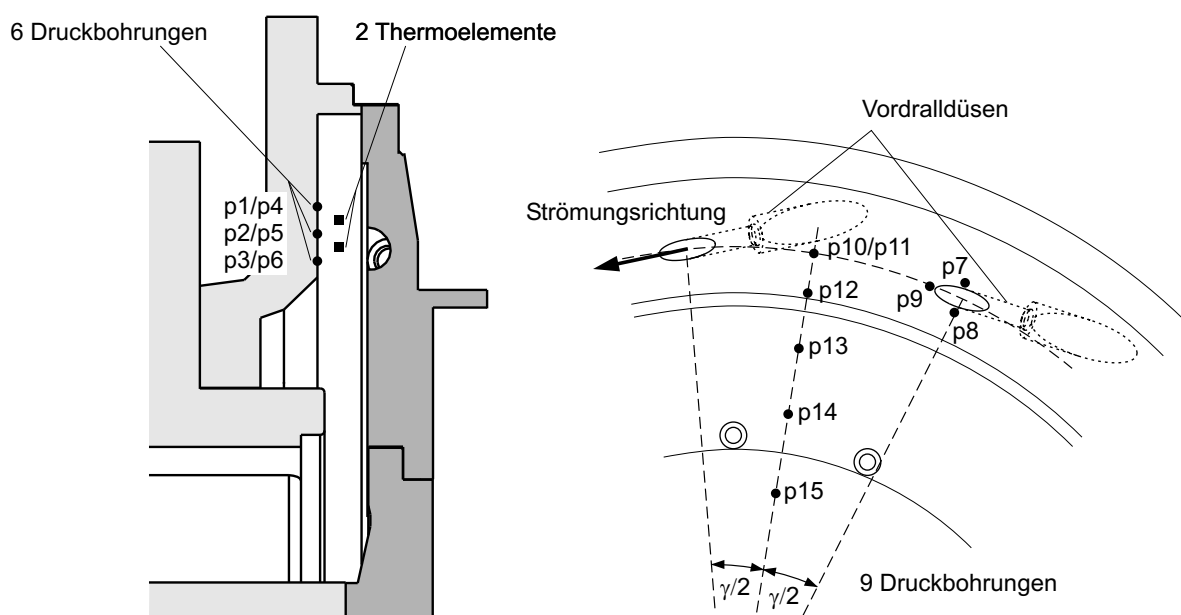


Abb. 3.6: Instrumentierung des Stators im Vordralldüsen system

Zur Berechnung der Durchflußkoeffizienten müssen die Totaltemperatur und der Totaldruck stromauf sowie der statische Druck stromab der Drosselstelle bekannt sein. Der Totaldruck p_{0t} innerhalb der Kavität stromauf der Vordralldüsen kann aufgrund der zu erwartenden geringen Strömungsgeschwindigkeiten über einfache Wanddruckanbohrungen bestimmt werden. Insgesamt sechs Druckmeßstellen, von denen jeweils drei in radialer Richtung verteilt sind, sollen eine eventuelle Druckverteilung innerhalb der Kavität erfassen. Dazu sind drei Druckmeßstellen direkt gegenüber des Einströmbereiches einer Vordralldüse positioniert, drei weitere befinden sich auf der Winkelhalbierenden zweier benachbarter Vordralldüsen (p1–p6).

Die Totaltemperatur T_{0t} kann ebenfalls aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten mittels zweier Thermoelemente gemessen werden, die sich an zwei unterschiedlichen radialen Positionen in der Kavität befinden.

Der statische Druck p_{1s} in der Vordrallkammer stromab der Vordralldüsen kann über insgesamt sechs Wanddruckanbohrungen erfaßt werden (p7–p12). Aufgrund der komplexen dreidimensionalen Drallströmung innerhalb der Vordrallkammer wurden die einzelnen Meßstellen, wie in Abbildung 3.6 rechts zu sehen, an verschiedenen Stellen relativ zu den Vordralldüsen positioniert. Die drei Druckmeßstellen im Bereich der Austrittsfläche der Vordralldüse befinden sich jeweils auf den Hauptachsen der Ellipse, 1,25mm von der Austrittskante entfernt. Zwei weitere Druckmeßstellen innerhalb der Vordrallkammer sind auf der Winkelhalbierenden zur nächsten Vordralldüse angeordnet. Die innere in unmittelbarer Nähe der Radialdichtung, die äußere auf dem Mittelkreisradius r_e der Vordralldüsenaustrittsflächen. Letztgenannte Druckmeßstelle befindet sich zusätzlich auf der Winkelhalbierenden vier Bohrungen versetzt auf gleichem

Radius. Die statische Druckverteilung innerhalb des inneren Radseitenraumes des Vordralldüsensystems wird mit Hilfe von drei in radialer Richtung verteilten Druckmeßstellen ermittelt (p13–p15).

Die meßtechnische Erfassung des Totaldruckes und der Totaltemperatur innerhalb der Vordrallkammer stromauf der Receiverbohrungen gestaltet sich wesentlich anspruchsvoller. Durch die Rotation der Receiverbohrungen erhält die Drallströmung in der Vordrallkammer zusätzlich noch instationären Charakter. Demzufolge müßte eine Meßsonde nicht nur unabhängig vom Anströmwinkel sein, sondern zusätzlich über ein schnelles zeitliches Ansprechverhalten verfügen. Bei der Totaltemperatursonde wäre desweiteren ein möglichst hoher, von der Strömungsgeschwindigkeit unabhängiger Recovery-Faktor erwünscht. Gleichzeitig sollten die geometrischen Abmessungen der Sonde möglichst klein ausfallen, um eine deutliche Beeinflussung der Strömung zu vermeiden. Um eine Totaldruckverteilung in Umfangsrichtung relativ zu den Vordralldüsen auflösen zu können, müßten mehrere Strömungssonden in der Vordrallkammer positioniert werden. Inwieweit der Einfluß der Strömungssonden auf die kompressible dreidimensionale instationäre Drallströmung dann tatsächlich vernachlässigt werden kann, ist fraglich. Aufgrund der extrem hohen Anforderungen an die Meßsonden, deren Einsatz nicht ohne Rückwirkung auf die Strömung bleibt, wurde auf die Erfassung des Totaldruckes und der Totaltemperatur in der Vordrallkammer zugunsten einer ungestörten Strömung verzichtet. Um dennoch wenigstens eine Strömungsinformation für alle untersuchten Betriebspunkte des Vordralldüsensystems zu erhalten, ist die Vordrallkammer mit zwei blanken Thermoelementen mit einem Durchmesser von 0.5mm instrumentiert. Die beiden Thermoelemente sind auf unterschiedlichen radialen Positionen in Umfangsrichtung versetzt zueinander angeordnet.

Der Rotor ist für die Konfiguration des Vordralldüsensystems mit zwölf Receiverbohrungen mit insgesamt zwei Absolutdruckaufnehmern und vier Thermoelementen bestückt. Die Sonden sind so ausgelegt, daß sie zum einen den auftretenden hohen Zentrifugalkräften standhalten können und zum anderen in der Lage sind den Totaldruck bzw. die Totaltemperatur des Fluids erfassen zu können. Auf die Form der Strömungssonden im rotierenden System wird anschließend in den Kapiteln 3.3.1 und 3.3.2 näher eingegangen.

Insgesamt ist je eine Totaldrucksonde in der Austrittsfläche zweier gegenüberliegender Receiverbohrungen positioniert. Die Druckmeßstellen sind auf der Tangente an den Mittelkreisradius r_m der Receiverbohrungen relativ zu deren Bohrungsachsen positioniert. Um bei unterschiedlichen Betriebspunkten die Schräganströmung der Receiverbohrung im mitbewegten Relativsystem erfassen zu können, befinden sich die zwei Druckmeßstellen in tangentialer Richtung aus der Bohrungsmittle veretzt. Eine ist 4mm in Rotationsrichtung des Rotors, die andere entsprechend 4mm entgegen der Rotationsrichtung positioniert.

Die Totaltemperatursonden sind ebenfalls tangential zum Mittelkreisradius der Receiverbohrungen angeordnet. In jeder Zylindersonde befinden sich, räumlich getrennt, jeweils zwei Thermoelemente. Die Temperaturmeßstellen sind relativ zur Mittelachse der Receiverbohrungen bezüglich der Rotationsrichtung um $\pm 2\text{mm}$ und $\pm 4\text{mm}$ versetzt angeordnet.

Bei allen in dieser Arbeit untersuchten Konfigurationen des Vordralldüsen systems wurde für jeden Betriebspunkt zusätzlich das auf den Rotor wirkende Drehmoment erfaßt. Dazu ist die Drehmomentenmeßwelle, wie bereits oben beschrieben, über zwei flexible Kupplungen in die Antriebswelle integriert.

Im folgenden soll auf die Meßstellen zur Bestimmung des statischen Druckes und des Totaldruckes, sowie die dazu verwendeten Meßaufnehmer eingegangen werden. Im Anschluß daran werden exemplarisch einige Herausforderungen bei der Temperaturmessung diskutiert.

3.3.1 Druckmessung im Absolut- und Relativsystem

Im Rahmen der Modernisierung der Versuchsanlage wurde auch die Meßwerterfassung erneuert. Zur Bestimmung der unterschiedlichen Druckwerte im stationären System wurde ein Modul mit insgesamt 16 piezoresistiven Drucksensoren mit angepaßten Meßbereichen eingesetzt. Die einzelnen Druckaufnehmer haben über den jeweiligen Meßbereich eine Genauigkeit von $\pm 0.05\%$.

Der Totaldruck in einem Strömungsfeld setzt sich aus dem statischen Druck und dem dynamischen Druck der Strömung zusammen. Der statische Druck einer Strömung kann am einfachsten über Wanddruckanbohrungen erfaßt werden, die rein tangential angeströmt werden. Der Druck quer zur Strömungsrichtung ist praktisch konstant und wird der Grenzschicht von außen aufgeprägt. Ist die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids zu vernachlässigen, kann über eine Wanddruckanbohrung auch der Totaldruck ermittelt werden. In diesem Fall entspricht der statische Druck dem Totaldruck. Zur Bestimmung des Totaldruckes einer Unterschallströmung kann die Strömung mit Hilfe einer Sonde aufgestaut werden. Der im Staupunkt zu messende Druck kann bei isentroper Verzögerung des Fluids dem Totaldruck der Strömung gleichgesetzt werden. Für die Bestimmung des Totaldruckes wurden im Laufe der Jahre eine Vielzahl von Staudrucksonden entwickelt. Sie unterscheiden sich im wesentlichen durch die bauformbedingte Richtungsempfindlichkeit (Wüst, 1969).

Zur Ermittlung des Totaldruckes innerhalb der rotierenden Receiverbohrungen mußte eine Sonde eingesetzt werden, die aufgrund einer möglichst einfachen Bauform den hohen Zentrifugalkräften zuverlässig standhält. Auch sollte die Totaldrucksonde bei kleinen äußeren Abmessungen eine geringe Richtungsempfindlichkeit aufweisen. Als zusätzliche Herausforderung stellte sich das Problem der Übertragung des Druckes von der Druckmeßstelle über eine Druckleitung zum Druckaufnehmer dar. Eine von Eck (1966) vorgestellte Zylindersonde, die alle Anforderungen in großem Maße erfüllt, wurde schließlich innerhalb der rotierenden Receiverbohrung eingesetzt.

Der Außendurchmesser der eingesetzten Sonde beträgt 2mm , die Druckanbohrung hat einen Durchmesser von 0.2mm . Zur Verringerung der Richtungsempfindlichkeit wurde mittels eines Kugelfräasers von 1.5mm Durchmesser die Öffnung der Totaldrucksonde im Bereich des Staupunktes vergrößert. Vor der Instrumentierung des Rotors wurden die Sonden an einem am Institut vorhandenen Kanal zur Kalibrierung von Strömungssonden bei drei unterschiedlichen Reynoldszahlen im Bereich von $Re = 3 \cdot 10^3$ bis $13 \cdot 10^3$ untersucht. Abbildung 3.7 zeigt die für

den untersuchten Reynoldszahlenbereich gemittelte Richtungsempfindlichkeit der eingesetzten Sonde im Vergleich zu der einer Zylindersonde mit einfacher Druckanbohrung. Bei einem Anströmwinkel von $\pm 33^\circ$ werden von der Totaldrucksonde noch 90% des dynamischen Druckes erfaßt. Dieses Ergebnis stimmt sehr gut mit dem von Wüst (1969) angegebenen Wert überein, dessen Arbeit leider weder zu den absoluten Abmessungen der Strömungssonde noch zu den relativen Abmessungen der Druckanbohrung Informationen liefert.

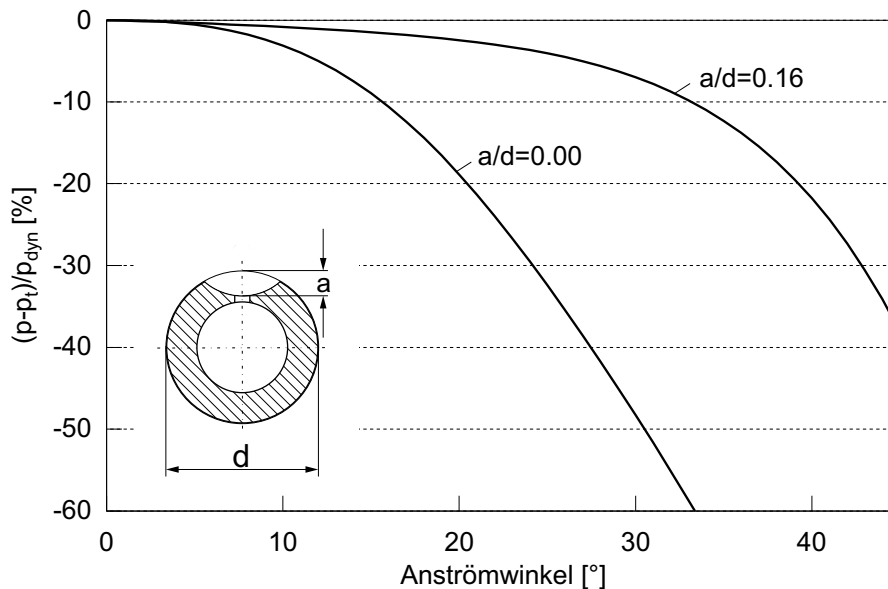


Abb. 3.7: Richtungsempfindlichkeit von Totaldrucksonden bei unterschiedlichen Öffnungsformen

Da die Totaldrucksonde am Austritt der Receiverbohrung mit einem Längen- zu Durchmesser-Verhältnis von $l/d = 4.00$ positioniert ist, sollte nach den Berechnungen von Weißert (1997) die Richtungsempfindlichkeit von $\pm 33^\circ$ ausreichend sein, um den Totaldruck innerhalb der rotierenden Receiverbohrungen für jeden Betriebspunkt exakt erfassen zu können.

3.3.2 Temperaturmessung im Absolut- und Relativsystem

Im Vergleich zur Messung des Totaldruckes einer Strömung ist das exakte Erfassen der Temperatur eines Fluids mit erheblich größeren Schwierigkeiten verbunden. Prinzipiell bieten sich sowohl Verfahren mit Temperaturfühlern als auch berührungslose bzw. optische Verfahren an.

Im Rahmen dieser Arbeit war im besonderen die Totaltemperatur der Kühlluft von Interesse, da sie als Maß für das Kühlpotential der Luft, die über die Receiverbohrungen zu den Laufschaufeln geführt wird, herangezogen werden kann. Die Anforderungen an die Temperaturmessung waren wegen der kompressiblen instationären dreidimensionalen Strömung im Vordralldüsen-System von Grund auf sehr hoch. Zusätzlich erschwerten die Rotation und die daraus resultierende Zentrifugalkraft die Auswahl des Meßverfahrens.

Berührungslose Meßverfahren schieden für die Temperaturmessung im rotierenden System aufgrund des technisch kaum zu realisierenden optischen Zugangs sowie der hohen Störanfällig-

keit aus. Eine instationäre Erfassung der Temperatur z.B. mittels einer Hitzdrahtsonde, die im Konstant-Strom-Verfahren als Widerstandsthermometer arbeitet, ist wegen des erforderlichen Drahtdurchmessers von nur wenigen Mikrometern zur Realisierung ausreichender Grenzfrequenzen bei den hohen mechanischen Belastungen im rotierenden System ausgeschlossen. Aus den genannten Gründen wurden deshalb sowohl im stationären wie auch im rotierenden System zur Temperaturmessung einfache Thermoelemente als Temperaturfühler verwendet. Aufgrund der geometrischen Abmessungen und der eigenen Wärmekapazität können diese relativ einfachen Berührungsthermometer jedoch nur einen integralen Wert der Temperaturmessung liefern.

Unabhängig von der Wahl des Berührungsthermometers ergeben sich durch das in der Literatur als „Thermometerproblem“ bekannte Phänomen zusätzliche Anforderungen an die Messung der Totaltemperatur eines schnell strömenden Gases (z.B. Truckenbrodt, 1999). Bei ruhenden oder langsam strömenden Gasen beeinflussen Wärmeleitung und Strahlung unter Umständen das Meßergebnis stark, wogegen bei Temperaturmessungen in strömenden Fluiden die Probleme infolge von Temperaturerhöhungen durch Verzögerung des Strömungsmediums mit steigender Strömungsgeschwindigkeit deutlich zunehmen. Zur Bestimmung der tatsächlichen Temperatur eines schnell strömenden Gases müßte ein Temperaturfühler mit dem Fluid mitgeführt werden. Bei stationären Berührungsthermometern wird je nach Bauform des Temperaturfühlers eine Temperatur gemessen, die zwischen der Temperatur des strömenden Gases und der Totaltemperatur bei adiabater Kompression auf einen Ruhezustand liegt. Bei sehr kleinen Strömungsgeschwindigkeiten kann diese Temperaturdifferenz vernachlässigt werden.

Aufgrund der großen über die Receiverbohrungen anliegenden Druckverhältnisse ergeben sich jedoch ideale Austrittsgeschwindigkeiten von bis zu 235m/s . Dies wäre gleichbedeutend mit einer Temperaturdifferenz von 27.5K zwischen statischer Temperatur und Totaltemperatur der Kühlluft und verdeutlicht die extremen Anforderungen an die Temperaturmessung im rotierenden System.

Der Recovery-Faktor r einer Temperatursonde ist ein Maß für den Anteil der dynamischen Temperatur der bei der Temperaturmessung in strömenden Gasen vom Temperaturfühler erfaßt wird. Thermoelemente besitzen je nach Durchmesser in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit und der Anströmrichtung Recovery-Faktoren zwischen $r = 0.55$ bis 0.85 (Hottel und Kalitinsky, 1945, Schoen, 1951). Die vom Temperaturfühler gemessene Temperatur einer Unterschallströmung setzt sich nach Gleichung 3.1 aus der statischen und einem Teil der dynamischen Temperatur zusammen.

$$T = T_s + r \cdot \frac{c^2}{2c_p} \quad (3.1)$$

Zur exakten Bestimmung der Totaltemperatur eines schnell strömenden Gases ist folglich eine Sonde mit einem von der Strömungsgeschwindigkeit unabhängigen Recovery-Faktor von $r = 1.0$ wünschenswert. Zusätzlich sollte die Sonde analog zur Totaldrucksonde eine geringe Richtungsempfindlichkeit aufweisen.

In der Literatur sind mehrere Ausführungen von Totaltemperatursonden für unterschiedliche Anwendungen zu finden. Prinzipiell unterscheiden sich die Totaltemperatursonden von den To-

taldrucksonden meist nur durch zusätzliche Austrittsöffnungen die ein langsames Durchströmen der Sonde erlauben. Dadurch wird das zeitliche Ansprechverhalten der Temperatursonden ohne Beeinträchtigung der Genauigkeit deutlich verbessert. Aufbauend auf theoretische Überlegungen ermittelte Hofmann (1942) ein optimales Flächenverhältnis der Austrittsöffnungen bezogen auf die Querschnittsfläche des Stauraumes von 0.1.

Die Auswahl der Totaltemperatursonde wurde durch die hohen mechanischen Belastungen zusätzlich erschwert. Aufgrund der sehr zufriedenstellenden Eigenschaften der Totaldrucksonde wurde die Totaltemperatursonde ähnlich aufgebaut. Das Thermoelement wurde innerhalb der Sonde mittels einer isolierenden Plastikhülse abgestützt, um einen Kontakt mit der Wandinnenfläche auch bei großer Fliehkraftbeanspruchung zu verhindern. Zusätzlich wurde die Sonde, wie oben beschrieben, mit einer Austrittsöffnung auf ihrer Rückseite versehen. Dabei wurden die Ein- und Austrittsöffnungen in Strömungsrichtung zueinander versetzt. Dies hatte bei einem von H. J. von Ohain vorgeschlagenem Durchflußthermometer zu sehr guten Ergebnissen geführt.

Die Meßgenauigkeit der Totaltemperatursonden, die in den Austrittsflächen der Receiverbohrungen positioniert sind, wurde im eingebauten Zustand bei still stehendem Rotor überprüft. Die Datenübertragung zum Meßwerterfassungssystem erfolgte dabei berührungslos über die vorhandene Telemetrieinheit. In einem Geschwindigkeitsbereich von $c = 80\text{m/s}$ bis 200m/s konnte eine maximale Meßgenauigkeit der Totaltemperaturmessung von einem Grad Kelvin festgestellt werden.

Im folgenden Kapitel soll kurz auf die von Geis et al. (2002) am Institut für Thermische Strömungsmaschinen durchgeführten Geschwindigkeitsmessungen im Vordralldüsenystem eingegangen werden. Die Ergebnisse dieser Messungen sollen für ein im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickeltes Modell bestätigend herangezogen werden. Deshalb wird ausschließlich die zur eindeutigen Lokalisierung des Meßvolumens erforderliche Beschreibung des realisierten Aufbaus vorgenommen.

Eine abschließende Beschreibung der Vorgehensweise bei der Durchführung der Versuche soll das Verständnis der daran anschließend diskutierten Ergebnisse erleichtern.

3.4 Geschwindigkeitsmessung in der Vordrallkammer

Neben den für alle Konfigurationen durchgeführten Druck-, Temperatur- und Drehmomentenmessungen wurden für eine geometrische Variation des Vordralldüsenystems zusätzlich noch zweidimensionale Geschwindigkeitsmessungen innerhalb der Vordrallkammer durchgeführt. Dabei wurde mit Hilfe der Particle Image Velocimetry (PIV) die Radial- und Tangentialgeschwindigkeit der Strömung in einer Ebene parallel zur Stator- bzw. Rotoroberfläche bestimmt, die auf der Hälfte der Kammertiefe positioniert war.

Um die zu erwartenden Geschwindigkeitsverteilungen der dreidimensionalen instationären Gasströmung erfassen zu können, wurde das Geschwindigkeitsfeld an zwei Positionen relativ zur Vordralldüse vermessen. Über eine Triggerung der Kamera konnten bezüglich des Rotors winkelaufgelöste Messungen durchgeführt werden. Eine detaillierte Beschreibung des an-

spruchsvollen optischen Aufbaus und die erforderliche Anpassung des PIV-Systems an die gegebenen Randbedingungen ist in Geis et al. (2002) gegeben.

Die Geschwindigkeitsmessungen wurden für eine Konfiguration des Vordralldüsen systems mit zwölf Vordralldüsen, einer axialen Spaltweite von $s_1 = 10\text{mm}$ und zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen durchgeführt. Die gemittelten Daten werden in dieser Arbeit wie bereits erwähnt zur Validierung eines entwickelten Modells herangezogen, weshalb auf eine ausführliche Beschreibung des Meßsystems verzichtet wird. Die Grundlagen dieser Meßtechnik zur Bestimmung von Strömungsgeschwindigkeiten sind in der Literatur detailliert beschrieben (z.B. Raffel et al., 1998, Westerweel, 1997).

3.5 Praktische Durchführung der Versuche

In der vorliegenden Arbeit steht unter anderem die experimentelle Bestimmung des Durchflußverhaltens eines direkten Vordralldüsen systems im Vordergrund. Eine Aufteilung der im Gesamtsystem auftretenden Verluste und deren Zuordnung auf die drei wesentlichen Komponenten des Systems, respektive der Vordralldüsen, der Vordrallkammer und der Receiverbohrungen, soll den Einfluß geometrischer Parameter auf die Effektivität des Kühlluftsystems verdeutlichen. Deshalb wurde nicht nur das Gesamtsystem, sondern auch die Düsen und die axial angeströmten rotierenden Bohrungen hinsichtlich ihrer Durchflußcharakteristik separat untersucht. Dazu mußte jeweils der Rotor oder der Stator demontiert werden.

Während der Versuche wurde der Totaldruck im Beruhigungsbehälter stufenweise erhöht. Dies ist gleichbedeutend mit einer Zunahme des axial zugeführten Kühlluftmassenstromes bzw. der axialen Reynoldszahl. Bei installiertem Rotor wurde für jedes über die Meßstrecke anliegende Gesamtdruckverhältnis die Drehzahl von $n = 0\text{min}^{-1}$ bis 7000min^{-1} variiert. Die Drehzahl wurde jeweils um 1000min^{-1} erhöht. Zusätzlich wurde bei einem Gesamtdruckverhältnis von $\pi = 1.05$ eine Messung bei $n = 500\text{min}^{-1}$ durchgeführt. Je nach Betriebspunkt verbesserte oder verschlechterte sich das Durchflußverhalten des zu untersuchenden Systems, sodaß mit der Änderung der Drehzahl gegebenenfalls der Druck im Beruhigungsbehälter vor der Durchführung der Messung angepaßt werden mußte. Für ein konstant über die Meßstrecke anliegendes Gesamtdruckverhältnis ergaben sich somit insgesamt acht bzw. neun unterschiedliche Betriebspunkte. Der Sperrluftmassenstrom zum Abdichten der axialen Labyrinthdichtung zwischen Rotor und Gehäuse wurde für jeden einzelnen Betriebspunkt exakt eingestellt.

Für die Untersuchungen der frei in die Umgebung ausblasenden Düsen wurde das über den Stator anliegende Druckverhältnis von $\pi = 1.05$ bis 1.80 variiert. Bei demontierter Vordrallplatte zur Bestimmung der Durchflußcharakteristik der axial angeströmten rotierenden Bohrungen konnte das über die Meßstrecke bzw. den Rotor anliegende Druckverhältnis maximal auf $\pi = 1.40$ angehoben werden, um die zulässige Axiallast auf die Lagerung nicht zu überschreiten. Das maximal über das Vordralldüsen system anliegende Druckverhältnis betrug je nach Konfiguration entweder $\pi = 1.80$ oder 2.00. Auch hier war die maximal zulässige Axiallast von knapp 8000N der limitierende Faktor.

4 Diskussion der Ergebnisse anhand theoretischer Modelle

In den folgenden Kapiteln wird zuerst das Durchflußverhalten der einzeln untersuchten Komponenten des Vordralldüsen systems beschrieben. Anschließend sollen die Vordralldüsen, die Vordrallkammer und die Receiverbohrungen im Gesamtsystem charakterisiert werden. Anhand ausgewählter Konfigurationen des Vordralldüsen systems werden die Meßdaten analysiert und verschiedene Methoden zur Auswertung der Meßergebnisse erläutert. Zwei unterschiedliche analytische Modelle zur Berechnung des Totaldruckes und der Totaltemperatur stromauf der Receiverbohrungen bzw. zur direkten Bestimmung der Vordrallkammereffektivität werden vorgestellt. Abschließend wird der Einfluß der geometrischen Parameter und der überlagerten Radialströmung auf das Durchflußverhalten des Vordralldüsen systems beurteilt.

4.1 Durchflußverhalten der frei ausblasenden Düsen

Bei den frei ausblasenden Vordralldüsen handelt es sich um zylindrische Bohrungen mit angefas ter Eintrittskante, die 20° zur Oberfläche der Vordrallplatten geneigt sind. Die Bohrungen haben bei einem Durchmesser von 8mm ein Längen- zu Durchmesser verhältnis von $l/d_V = 3.8$. Ähnliche Bohrungsgeometrien werden auch bei Parameterstudien zur Effektivität von Filmkühlbohrungen in Turbinenschau feln bezüglich ihres Durchflußverhaltens untersucht (z.B. Hay und Lampard, 1998, Burd und Simon, 1999). Am Institut für Thermische Strömungsmaschinen wurden diesbezüglich von Gritsch (1998) umfangreiche Messungen durchgeführt, die internationale Anerkennung fanden (z.B. Gritsch et al., 1998a, Gritsch et al., 1998b).

Zur Untersuchung des Durchflußverhaltens der frei ausblasenden Düsen wurde der Rotor des Vordralldüsen systems demontiert. Die Kühlluft expandiert somit über die Vordralldüsen aus dem Beruhigungsbehälter direkt in die Umgebung. Das über die Vordrallplatten anliegende Druckverhältnis wurde in einem Bereich von $\pi = 1.05$ bis 1.80 variiert. Dies entspricht einer Variation der Reynoldszahl von $Re = 0.4 \cdot 10^5$ bis $1.4 \cdot 10^6$.

Der Durchflußkoeffizient wurde im stationären System über das Verhältnis des real durchgesetz ten Massenstromes zum idealen Massenstrom nach Gleichung 2.1 berechnet. In Abbildung 4.1 sind die Durchflußbeiwerte der zwölf Vordralldüsen über das anliegende Druckverhältnis aufgetragen. Der Durchflußbeiwert der frei ausblasenden Düsen liegt für $\pi = 1.05$ bei $c_{DV} = 0.89$ und steigt mit zunehmendem Druckverhältnis annähernd linear bis auf 0.92 an. Auffallend ist, daß die Durchflußkoeffizienten der Düsen der Vordrallplatte mit $s_0 = 14.7\text{mm}$ über den gesamten Meßbereich ungefähr 3% unter den Werten der Düsen der Vordrallplatten mit $s_0 = 28.7\text{mm}$ bzw. 33.7mm liegen. Angesichts der nur sehr geringen Abweichung können fertigungsbedingte Toleranzen als Ursache nicht ganz ausgeschlossen werden. Desweiteren herrschen bei der Vordrallplatte mit $s_0 = 14.7\text{mm}$ aufgrund des kleineren Plenums stromauf der Düsen tendenziell höhere Strömungsgeschwindigkeiten am Eintritt der Bohrung. Der von Gritsch (1998) beschriebene durchflußverschlechternde Einfluß einer zunehmenden Strömungsgeschwindigkeit

senkrecht zur Bohrungsschse einer schrägen Bohrung, könnte in diesem Fall für die entsprechende Tendenz verantwortlich sein.

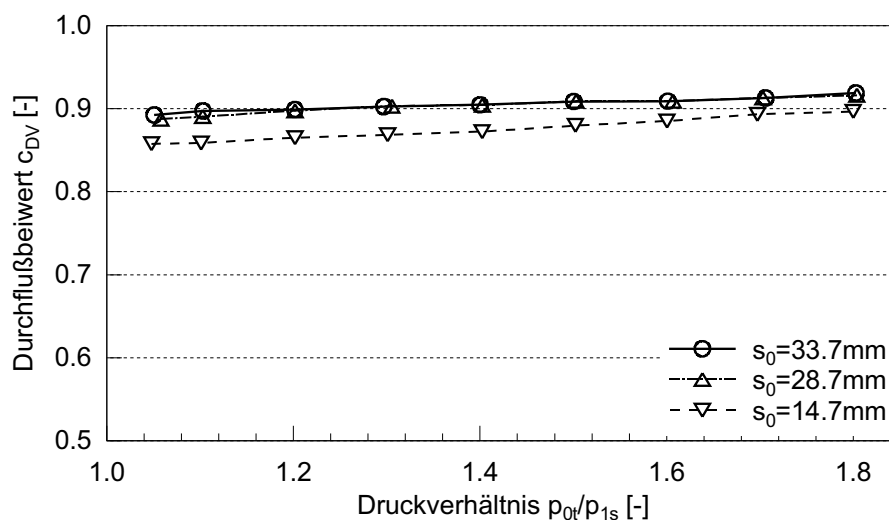


Abb. 4.1: Durchflußkoeffizienten der frei ausblasenden Vordralldüsen der drei verschiedenen Vordrallplatten

Bei der Durchströmung von Bohrungen mit zur Eintrittsfläche geneigten Bohrungssachsen können auf der Seite der Bohrung, auf der die Krümmung der Stromlinien am stärksten ist, relativ große Rezirkulationsgebiete auftreten (s. Abb. 2.1). Zur Bestimmung des Geschwindigkeitsfeldes und der Turbulenzintensität bei der Ausblasung aus kurzen Filmkühlbohrungen wurden dazu von Pietrzyk et al. (1989) detaillierte Messungen mit Hilfe der Laser-Doppler Anemometrie durchgeführt, die später aufgrund der umfangreichen Ergebnisse als Referenz für numerische Untersuchungen herangezogen wurden. Die dabei ermittelte Geschwindigkeitsverteilung und die hohe Turbulenzintensität lassen tatsächlich auf ein Ablösegebiet innerhalb der Filmkühlbohrung schließen.

Erstmals konnten diese Strömungsphänomene von Leylek und Zerkle (1994) bestätigt werden. Sie berechneten numerisch die Strömung durch eine 35° zur Oberfläche geneigten Kühlluftbohrung mit einem Längen- zu Durchmesser Verhältnis von $l/d = 3.5$. Mit der Expansion wird die Strömung stark beschleunigt und es bildet sich ein großes Ablösegebiet im Einlaufbereich der Bohrung aus, das einen Teil des Bohrungsquerschnittes versperrt. Daraus resultiert ein äußerst inhomogenes Geschwindigkeitsprofil innerhalb der Bohrung. Dieser Vorgang wird oft als „Jetting“-Effekt beschrieben (Burd und Simon, 1997, McGovern und Leylek, 2000). Zusätzlich stellt sich innerhalb der Bohrung ein entgegengesetzt drehendes Wirbelpaar ein.

Wie von Wittig et al. (2001b) gezeigt, kann das Rezirkulationsgebiet durch eine optimierte Geometrie der Düse im Einströmbereich verringert werden. Daraus resultiert direkt ein höherer Durchflußbeiwert für die Bohrung. Trotzdem treten innerhalb der Vordralldüsen die entsprechenden Strömungsphänomene wie „Jetting“-Effekt und die Ausbildung eines Wirbelpaares auf.

4.2 Durchflußverhalten der rotierenden Bohrungen

Analog zur Untersuchung der frei ausblasenden Düsen wurden auch Messungen zum Durchflußverhalten der axial angeströmten rotierenden Bohrungen durchgeführt. Dazu wurde die Vordrallplatte der Meßstrecke demontiert und die Kühlluft direkt vom Beruhigungsbehälter zum Rotor geführt. Das Fluid expandiert in diesem Fall über die Bohrungen der Rotorscheibe direkt in die Umgebung.

Während dieser Versuche wurde das Druckverhältnis über den Rotor von $\pi = 1.05$ bis auf 1.40 stufenweise angehoben. Für jedes einzelne Druckverhältnis wurde die Drehzahl im Bereich von $n = 0 \text{ min}^{-1}$ bis 7000 min^{-1} variiert (s. Tabelle 4.1). Der Sperrluftmassenstrom zum Abdichten des axialen Labyrinthes zwischen Rotor und Gehäuse mußte für jeden Betriebspunkt neu angepaßt werden.

In der linken Hälfte von Tabelle 4.1 sind die einzelnen Bohrungsgeometrien aufgelistet, deren Durchflußverhalten bei axialer Anströmung im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht wurde. Die Bohrungslänge beträgt für alle Konfigurationen $l = 40 \text{ mm}$. Um die Gesamtquerschnittsfläche der Bohrungen konstant zu halten, wurde mit der Zunahme der Bohrungsanzahl der Durchmesser der Bohrungen verkleinert und damit das Längen- zu Durchmesser Verhältnis erhöht. In der rechten Hälfte der Tabelle sind die Bereiche der Betriebsparameter aufgelistet. Bei der maximalen Drehzahl von 7000 min^{-1} beträgt die Umfangsgeschwindigkeit der Bohrungen 161 m/s . Dies entspricht bei einem Druckverhältnis von $\pi = 1.40$ über den Rotor einer Umfangs Reynoldszahl von $Re_\phi = 2.8 \cdot 10^6$.

Ähnliche experimentelle und numerische Untersuchungen zum Durchflußverhalten rotierender Bohrungen bei Variation der Bohrungsgeometrie wurden zum Teil äußert detailliert am Institut für Thermische Strömungsmaschinen durchgeführt (z.B. Wittig et al., 1996, Weißert, 1997, Maeng et al., 1998, Wittig et al., 2001a).

N_R [-]	l/d [-]	r/d [-]	π [-]	n [1/min]
4	2.31	0.20	1.05 - 1.40	0 - 7000
12	4.00	0.00	1.05 - 1.40	0 - 7000
24	5.66	0.00	1.05 - 1.40	0 - 7000
48	8.00	0.00	1.05 - 1.40	0 - 7000

Tab. 4.1: Versuchsmatrix der untersuchten Konfigurationen axial angeströmter rotierender Bohrungen ohne Vordrallplatte inklusive der Betriebsparameter

In Abbildung 4.2 ist der für das stationäre System berechnete Durchflußbeiwert einer axial durchströmten rotierenden Bohrung mit abgerundeter Eintrittskante über das Geschwindigkeitsverhältnis u/c_{ax} aufgetragen. Das Geschwindigkeitsverhältnis im stationären System ergibt sich aus der Umfangsgeschwindigkeit der Bohrung bezogen auf die ideale Austrittsgeschwindigkeit, die sich für eine isentrope Strömung nach Gleichung 2.7 berechnen läßt.

Die Durchflußbeiwerte der Bohrungen sind für die untersuchten Betriebspunkte bei konstantem Druckverhältnis durch ein identisches Symbol gekennzeichnet. Die einzelnen Meßpunkte können so auch direkt einer Drehzahl des Rotors zugeordnet werden. Mit der Steigerung des Druckverhältnisses nimmt die isentrop berechnete Austrittsgeschwindigkeit zu, weshalb bei gleicher maximaler Umfangsgeschwindigkeit der Bohrung nur kleinere Geschwindigkeitsverhältnisse realisiert werden können. Die gewählte dimensionslose Darstellung der Meßergebnisse eröffnet die Möglichkeit, alle Meßpunkte mit nur einer einzigen Kurve zu beschreiben. Das Druckverhältnis hat demnach keinen Einfluß auf das Durchflußverhalten der rotierenden Bohrung.

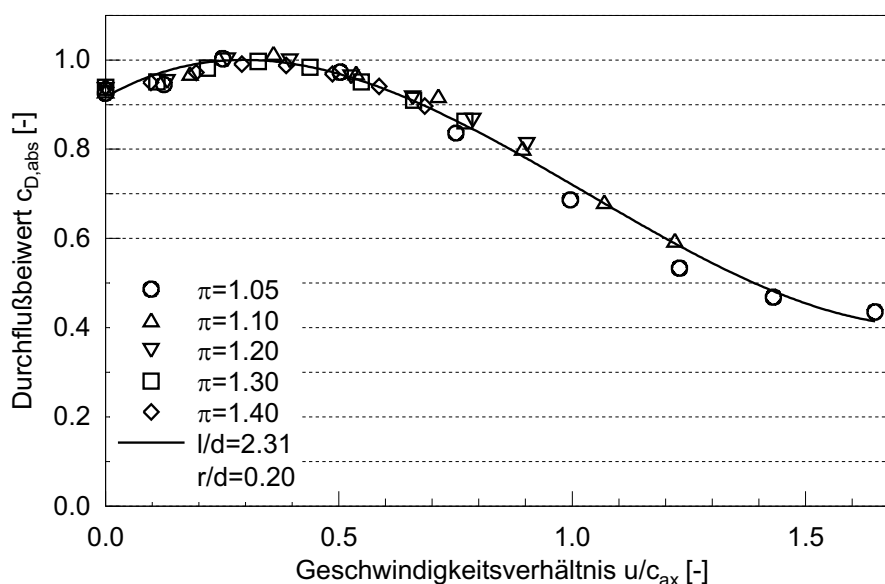


Abb. 4.2: Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung mit abgerundeter Eintrittskante im Absolutsystem

Das Durchflußverhalten der untersuchten Bohrung mit einem Längen- zu Durchmesser Verhältnis von $l/d = 2.31$ und abgerundeter Eintrittskante verbessert sich bis zu einem kritischen Geschwindigkeitsverhältnis mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit. Danach fällt der Durchflußbeiwert aufgrund eines zunehmend asymmetrischen Geschwindigkeitsprofils innerhalb der Bohrung bzw. wegen eines anwachsenden Ablösegebietes der Strömung im Einlaufbereich der Bohrung ab (Wittig et al., 1995, Weißert, 1997, Brillert et al., 1999).

Bemerkenswert ist, daß der Durchflußkoeffizient in einem kleinen Geschwindigkeitsbereich Werte größer als Eins annehmen kann, d.h. der real durchgesetzte Massenstrom kann bei Rotation der Bohrung größer werden als der für eine isentrope Strömung berechnete ideale Massenstrom bei stationärer Bohrung. Dieser Anstieg des Durchflußbeiwertes ist auf die vom Rotor am Fluid geleistete Arbeit zurückzuführen.

Die rotierende Bohrung wird, wie anhand der von Weißert (1997) numerisch berechneten Strömungsfelder deutlich zu erkennen ist, im mitbewegten Relativsystem des Rotors nicht axial, sondern schräg angeströmt (s. Abb. 2.5). Der Anströmwinkel im Nahbereich der Bohrung ist dabei von der Umfangsgeschwindigkeit der Bohrung und dem anliegenden Druckverhältnis, also vom Geschwindigkeitsverhältnis, abhängig. Durch die Schräganströmung der Bohrung entsteht

eine Druck- und eine Saugseite im Einströmbereich. Der Druckanstieg bei der Durchströmung der rotierenden Bohrung ist auf eine Verzögerung der Strömung im Relativsystem zurückzuführen. Auf der Druckseite der Bohrung bildet sich ein Staupunkt aus. Die Größe des lokalen Über- bzw. Unterdruckgebietes hängt bei gegebenem Betriebspunkt nur von der Bohrungsgeometrie ab. Solange die Strömung auf der Saugseite der Bohrung nicht ablöst, wirkt der lokale Druckanstieg auf der Druckseite der Bohrung durchflußfördernd. Dies kann entsprechend dem Betriebszustand eines Verdichters interpretiert werden.

Bei der Beschreibung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Relativsystem ergeben sich die in Kapitel 2.2 diskutierten Vorteile. Deshalb werden die bereits in Abbildung 4.2 vorgestellten Meßergebnisse der Bohrung mit $l/d = 2.31$ und $r/d = 0.2$ zusätzlich für eine Beschreibung des Durchflußverhaltens im Relativsystem nach Gleichung 2.6 ausgewertet. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der Bohrung steigen der Totaldruck und die Totaltemperatur stromauf der Bohrung. Dadurch berechnet sich im Relativsystem auch eine größere ideale axiale Austrittsgeschwindigkeit aus der Bohrung. Bei der Darstellung der Durchflußcharakteristik im Relativsystem ergibt sich für das Geschwindigkeitsverhältnis ein oberer Grenzwert von Eins. Zusätzlich wird der Druck- und Temperaturanstieg im Staupunkt auf der Druckseite der Bohrung berücksichtigt, sodaß sich nur Durchflußbeiwerte kleiner als Eins ergeben. Auch für die Betrachtung des Durchflußverhaltens der rotierenden Bohrung im Relativsystem können, wie in Abbildung 4.3 deutlich zu sehen, alle Betriebspunkte sehr gut mit nur einer Funktion approximiert werden.

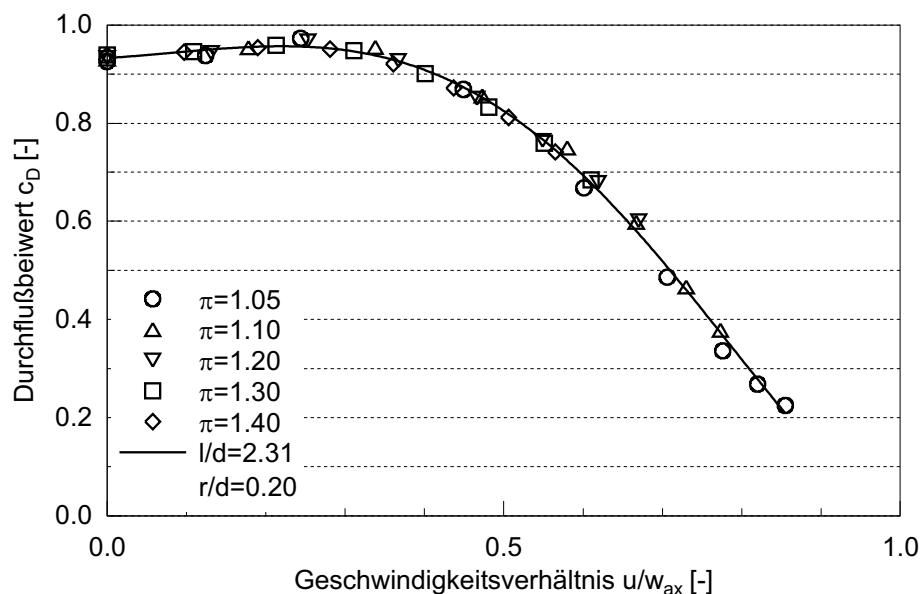


Abb. 4.3: Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung mit abgerundeter Eintrittskante im Relativsystem

Anhand des Vergleiches der beiden unterschiedlichen Darstellungsmöglichkeiten werden die erheblichen Vorzüge der Charakterisierung des Durchflußverhaltens einer rotierenden Bohrung im Relativsystem offensichtlich. Die zahlreichen Ergebnisse bezüglich des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen mit unterschiedlichster Eintrittskantengeometrie wurden von Wittig

et al. (2001a) auch im Relativsystem ausgewertet und bestätigen überzeugend diese Vorgehensweise. Deshalb soll im folgenden das Durchflußverhalten der rotierenden Bohrungen bzw. der Receiverbohrungen ausschließlich im Relativsystem beschrieben werden. Dies ist in allen Abbildungen durch die relative Geschwindigkeitskomponente w_{ax} eindeutig gekennzeichnet.

In Abbildung 4.4 sind zur Veranschaulichung des Einflusses des Längen- zu Durchmesserverhältnisses einer Bohrung der Verlauf der Durchflußkoeffizienten scharfkantiger Bohrungen mit unterschiedlichen l/d -Verhältnissen dargestellt. Im Vergleich zu Abbildung 4.3 fällt die kontinuierliche Abnahme des Durchflußbeiwertes mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis auf. Trotz der scharfkantigen Eintrittsöffnung bildet sich zwar ein Staupunkt auf der Druckseite der Bohrung aus, das lokale Überdruckgebiet ist jedoch deutlich kleiner. Zusätzlich treten bei scharfkantigen Bohrungen auf der Saugseite bereits bei geringer Schräganströmung im Relativsystem Ablösegebiete auf. Beide Effekte verschlechtern das Durchflußverhalten der scharfkantigen Bohrungen mit beginnender Rotation.

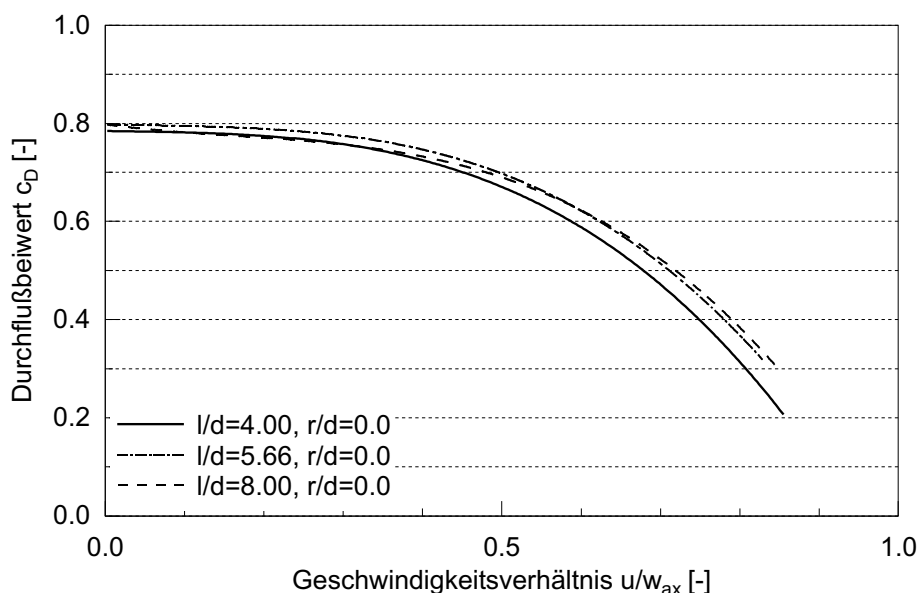


Abb. 4.4: Einfluß des Längen- zu Durchmesserverhältnisses auf die Durchflußcharakteristik scharfkantiger Bohrungen

Anhand der experimentellen Untersuchungen der Durchflußkoeffizienten von axial angeströmten Bohrungen konnte gleichzeitig die Funktionsfähigkeit der mit Sperrluft beaufschlagten Labyrinthdichtung zwischen Rotor und Gehäuse unter Beweis gestellt werden. Die ermittelten Durchflußbeiwerte der „rotierenden“ Bohrungen bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u \approx 0$ fügen sich sehr gut in bestehende Korrelationen stationärer Bohrungen ein (z.B. Lichtarowicz et al., 1965, Hay und Spencer, 1992). Bei angepaßtem Sperrluftmassenstrom, d.h. bei einem gemessenen Differenzdruck von näherungsweise Null über die ersten Labyrinthspitzen (s. Abb. 3.3), wird das Durchblicklabyrinth vollständig abgedichtet ohne daß zusätzliche Druckluft in das Plenum stromauf des Rotors geführt wird.

4.3 Vorbemerkungen zur Charakterisierung des Vordralldüsen systems

Das Vordralldüsen system besteht, wie bereits mehrfach erwähnt, aus den Komponenten Vordralldüsen, Vordrallkammer und Receiverbohrungen. In den Kapiteln 4.1 und 4.2 wurden bereits die Strömungsvorgänge und das Durchflußverhalten der separat untersuchten Düsen bzw. Bohrungen beschrieben. Die Vordrallkammer wird jedoch aus dem Stator, dem Rotor, dem Gehäuse und der radialen Dichtung gebildet. Eine Analyse der Strömung kann deshalb nur im Gesamtsystem erfolgen.

In Tabelle 4.2 sind alle untersuchten Konfigurationen des Vordralldüsen systems aufgelistet. Bis auf drei Ausnahmen enthielten die Vordrallplatten jeweils zwölf am Umfang verteilte Vordralldüsen. Dabei wurde der axiale Rotor-Stator Abstand s_1 , d.h. die Tiefe der Vordrallkammer und die Anzahl der Receiverbohrungen, variiert. Im Turbomaschinenbau werden ganzzahlige Verhältnisse von Vordralldüsen und Receiverbohrungen in der Regel vermieden, um mögliche Resonanzeffekte der Strömung zu verhindern. Für die aufgebaute Meßstrecke wurde diese symmetrische Anordnung jedoch absichtlich gewählt, damit bei einer numerischen Untersuchung des Vordralldüsen systems das Rechengebiet auf ein 30° Winkelsegment reduziert werden kann.

Tatsächlich traten während der Versuchsdurchführung bei einigen Konfigurationen für bestimmte Betriebspunkte instationäre Strömungszustände mit Resonanzeffekten auf. Diese konnten jedoch auch durch den Einsatz der Vordrallplatte mit nur elf Vordralldüsen nicht verhindert werden. Das ganzzahlige Verhältnis scheint demnach nicht die ausschließliche Ursache der auftretenden Resonanzeffekte zu sein. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf eine zielgerichtete Vorgehensweise zur eindeutigen Bestimmung des verantwortlichen Parameters verzichtet. Dennoch werden in Kapitel 4.8 zumindest die Strömungsinstabilitäten und deren Folgen etwas detaillierter beschrieben.

Für die in Tabelle 4.2 aufgelisteten geometrischen Konfigurationen wurde das Druckverhältnis über die Meßstrecke stufenweise erhöht. Bei konstant anliegendem Druckverhältnis konnten durch Variation der Drehzahl des Rotors verschiedene Betriebspunkte untersucht werden. Die absoluten Durchmesser der einzelnen Receiverbohrungen, deren Eintrittskanten für die experimentellen Untersuchungen variiert wurden, sind bereits in Tabelle 3.1 explizit enthalten.

Stator		Rotor			
N_V [-]	s_1 [mm]	N_R [-]	l/d [-]	r/d [-]	c/d [-]
11	10	4	2.31	0.00 / 0.10 / 0.20	
12	5 / 10 / 24	4	2.31	0.00 / 0.10 / 0.20	0.04 / 0.30
	5 / 10 / 24	12	4.00	0.00 / 0.04 / 0.15 / 0.20 / 0.30	
	5 / 10 / 24	24	5.66	0.00 / 0.20	
	5 / 10 / 24	48	8.00	0.00	

Tab. 4.2: Versuchsmatrix der untersuchten Konfigurationen des Vordralldüsen systems

Die Charakterisierung des Durchflußverhaltens eines direkten Vordralldüsen Systems in Abhängigkeit vom Betriebspunkt bei Variation ausgesuchter geometrischer Parameter war bei den experimentellen Untersuchungen von zentralem Interesse. Dabei wurde eine mögliche Zuordnung der auftretenden Strömungsverluste auf die einzelnen Komponenten angestrebt. So können nicht genutzte Potentiale des Vordralldüsen Systems verdeutlicht und daran anschließend der Einströmvorgang in rotierende Systeme weiter optimiert werden.

Um das Vordralldüsen System komponentenweise beschreiben zu können, ist eine Unterteilung des Systems in die einzelnen Abschnitte zwingend erforderlich. Zusätzlich müssen die interessierenden Zustandsgrößen am Ein- bzw. Austritt des jeweiligen Kontrollvolumens bekannt sein. In Abbildung 4.5 ist das Vordralldüsen System schematisch dargestellt. Zusätzlich sind die zur Auswertung verwendeten Zustandsgrößen wie Totaltemperatur, Totaldruck und statischer Druck sowie einige charakteristische Geschwindigkeiten eingezeichnet. Mit Hilfe von Indizes können die Zustandsgrößen entlang einer Stromlinie der jeweiligen Ein- bzw. Austrittsfläche der drei Kontrollvolumina zugeordnet werden.

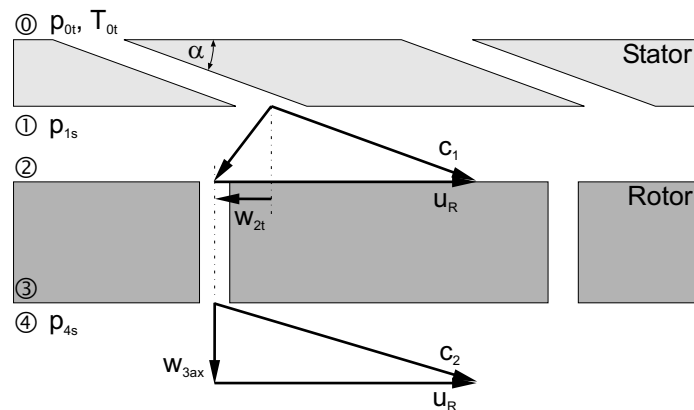


Abb. 4.5: Schema des Vordralldüsen Systems, repräsentative Mittelwerte der gemessenen Größen sowie ideale Geschwindigkeitsdreiecke

Die Kühlluft expandiert aus einem Plenum über die Vordralldüsen im Stator in die Vordrallkammer und wird dabei stark in Umfangsrichtung beschleunigt. Innerhalb der Vordrallkammer entsteht eine komplexe dreidimensionale instationäre Drallströmung, die das Geschwindigkeitsprofil des Kühlluftjets und dessen Strömungsrichtung beeinflusst. Der Übergang der Kühlluft ins rotierende System erfolgt beim Einströmen in die Receiverbohrung. Anschließend expandiert die Luft in die Umgebung. Die Charakterisierung der Strömung innerhalb der Vordrallkammer ist dementsprechend schwierig und die Erfassung einer repräsentativen Anströmrichtung der Receiverbohrung in Kombination mit einer entsprechenden Geschwindigkeit erscheint für eine Vielzahl von Meßpunkten unmöglich.

Zur vereinfachten Darstellung der Strömungsvorgänge im Vordralldüsen System ist in Abbildung 4.5 zusätzlich ein repräsentatives Geschwindigkeitsdreieck für die Vordrallkammer eingezeichnet. Die Vektoren weisen für das Absolut- bzw. Relativsystem jeweils in positive Richtung. Für den dargestellten Betriebspunkt ist die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen u_R größer als die tangentielle Geschwindigkeitskomponente des Kühlluftjets. Die relative tangen-

tiale Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung w_{2r} ist in diesem Fall positiv. Diese Definition wurde gewählt, weil bei einer Auftragung der interessierenden Größen wie Durchflußbeiwert, Totaltemperatur und Effektivität über verschiedene Geschwindigkeitsverhältnisse die Rotordrehzahl in allen Graphen von links nach rechts zunimmt. Dies erleichtert das Verständnis der Zusammenhänge zwischen den einzelnen Größen und ermöglicht eine einfache Zuordnung der Drehzahlen zu den jeweiligen Meßpunkten.

Eine ähnliche Darstellung der Ergebnisse über charakteristische Geschwindigkeitsverhältnisse wurde z.B. auch von Meierhofer und Franklin (1981) und Popp et al. (1998) gewählt. Sie charakterisierten das Vordralldüsenystem in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis der Umfangsgeschwindigkeit bezogen auf die Kühlluftgeschwindigkeit c bzw. deren tangentielle Komponente (s. Kap. 2.3).

Alternativ könnte auch das reziproke Geschwindigkeitsverhältnis der Umfangsgeschwindigkeit der Strömung innerhalb der Vordrallkammer bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung zur Beschreibung des Vordralldüsenystems herangezogen werden. Diese Vorgehensweise wird von der Forschungsgruppe der Universität Bath bevorzugt (z.B. El-Oun und Owen, 1989, Karabay et al., 1999, Karabay et al., 2000, Karabay et al., 2001b). Die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen bzw. die Umfangsreynoldszahl nimmt dementsprechend bei dieser Art der Darstellung in entgegengesetzter Richtung von rechts nach links zu. Eine eindeutige Erklärung für die Verwendung des reziproken Geschwindigkeitsverhältnisses ist nicht gegeben. Wahrscheinlich ist die Motivation dafür in der langjährigen Erfahrung auf dem Gebiet von rotierenden Kavitäten und radial durchströmten Rotor-Stator Systemen begründet (Owen und Rogers, 1989, Owen und Rogers, 1995). Die in dieser Arbeit gewählte Form der Darstellung hat jedoch den entscheidenden Vorteil, daß zumindest teilweise theoretische Grenzwerte des Geschwindigkeitsverhältnisses, wie am Beispiel der rotierenden Bohrung in Kapitel 4.2 beschrieben, genutzt werden können.

Anhand der bereits in der Literatur diskutierten Erkenntnisse über die Strömungsvorgänge in Vordralldüsenystemen (vgl. Kapitel 2.3) ist das Verhältnis der tangentialen Geschwindigkeitskomponente der Kühlluft in der Vordrallkammer zur Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung bzw. der Reziprokwert dieses Geschwindigkeitsverhältnisses hinsichtlich der Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im rotierenden System, des Durchflußverhaltens und der Effektivität des Vordralldüsenystems von entscheidender Bedeutung. Wie jedoch bereits mehrfach erwähnt, ist die Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit innerhalb der Vordrallkammer mit erheblichem Aufwand verbunden bzw. bei kleinen axialen Spaltweiten zwischen Stator und Rotor praktisch nicht möglich. Auch die exakte Bestimmung einer repräsentativen Totaltemperatur bzw. eines Totaldruckes am Eintritt in die Receiverbohrung stellt eine erhebliche Schwierigkeit dar.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden deshalb basierend auf den experimentell ermittelten Daten zwei analytische Modelle entwickelt, sodaß die Meßergebnisse auf insgesamt drei unterschiedliche Arten unter verschiedenen Annahmen ausgewertet werden können. Die damit erzielten Ergebnisse stützen und ergänzen sich in sinnvoller Weise. Desweiteren tragen die zusätzlich durchgeführten Geschwindigkeitsmessungen in der Vordrallkammer sowie die im Relativsystem ermittelten Zustandsgrößen weiter zur Bestätigung der getroffenen Annahmen bei.

Im folgenden soll kurz auf die grundlegenden Ideen der drei Methoden zur Auswertung eingegangen werden. In den Kapiteln 4.5 bis 4.7 werden anhand ausgesuchter Konfigurationen des Vordralldüsen systems die einzelnen Modelle detailliert erläutert und mit Hilfe der zusätzlichen Meßergebnisse bekräftigt.

Aufgrund des relativ kleinen Verhältnisses der Gesamtfläche der Receiverbohrungen zur Gesamtfläche der Vordralldüsen von $A_R/A_V = 1.56$ ergab sich je nach Betriebspunkt eine Beeinflussung der Strömungen durch die Vordralldüsen bzw. die Receiverbohrungen. Die Charakterisierung des Vordralldüsen systems kann deshalb nicht anhand einer vollständig isolierten Betrachtung der einzelnen Komponenten erfolgen. Dies erschwert eine strukturierte Beschreibung der auftretenden Verluste in Strömungsrichtung entlang einer Stromlinie.

4.4 Entwickelte Modelle zur Auswertung

Trotz der in den letzten Jahren äußerst rasanten Entwicklung von Hochleistungsrechnern und dem damit vermehrten Einsatz von numerischen Methoden zur Optimierung einzelner Komponenten einer Turbomaschine, ist für die grundlegende Auslegung einer Gasturbine bzw. nur deren Sekundärluftsystem eine eindimensionale Betrachtung der Strömungsvorgänge zwingend erforderlich (Kutz und Speer, 1994). Diese eindimensionalen Modelle basieren meist auf vereinfachten theoretischen Ansätzen mit experimentell ermittelten Korrekturfaktoren oder auf den Ergebnissen zeitintensiver numerischer Berechnungen. Eine möglichst einfache Auswertung der Meßergebnisse, die trotzdem alle Strömungsphänomene erfaßt, ist deshalb wünschenswert. Zum besseren physikalischen Verständnis der komplexen Strömungsvorgänge müssen unter Umständen instationäre Phänomene zusätzlich berücksichtigt werden.

4.4.1 Isentrope Betrachtung

Bei der einfachsten Methode zur Beschreibung der Verluste des Vordralldüsen systems wird die Durchströmung der Vordrallkammer als isentrop angenommen. Die ideale Austrittsgeschwindigkeit des Kühlluftjets aus der Vordralldüse wird mit Betrag und Richtung der Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung im Absolutsystem gleichgesetzt. Die Verluste der Vordralldüse und der Vordrallkammer werden folglich mit dem Durchflußbeiwert der Receiverbohrung berücksichtigt. Bei dieser Vorgehensweise wird die Abnahme der Kühlluftgeschwindigkeit nicht mit in Betracht gezogen und die im Vordralldüsen system auftretenden Verluste können nicht den einzelnen Komponenten zugeordnet werden. Für einen einfachen Vergleich von experimentell ermittelten und numerisch berechneten globalen Kennzahlen ist diese Methode jedoch vollkommen ausreichend.

Mit Hilfe des Durchflußbeiwertes der Vordralldüsen könnte auch die polytrope Austrittsgeschwindigkeit der Vordralldüsen berechnet werden. Dies müßte zwar iterativ erfolgen, hätte aber den Vorteil, daß nur noch die Verluste innerhalb der Vordrallkammer bei der Berechnung des Durchflußbeiwertes der Receiverbohrungen zum Tragen kommen würden. Eine vollständige Aufteilung der Verluste wäre dennoch nicht möglich. Der geringe Gewinn an Informationen

rechtfertigt den zusätzlichen Aufwand nicht, weshalb hier auf die polytrope Auswertungsmethode verzichtet wird.

4.4.2 Modell ohne Berücksichtigung der Rotation

In Kapitel 2.4 wurde erstmals der Bezug zwischen Vordralldüsensystem und Labyrinthdichtung hergestellt. Bei einer abstrahierten Betrachtungsweise des Vordralldüsensystems kann dieses mit einem zweistufigen Labyrinth verglichen werden. Prinzipiell strömt bei beiden Strömungselementen das Fluid von einem Plenum durch die erste Querschnittsverengung in ein räumlich begrenztes Volumen, bevor es über eine zweite Querschnittsverengung in ein stromab gelegenes Plenum expandiert. Bei eindimensionaler Betrachtung der Strömung liegen, zumindest unter Vernachlässigung der Rotation, ähnliche Strömungsfälle vor.

Für einen konkreten Vergleich ist in Abbildung 4.6 ein zweistufiges Durchblicklabyrinth mit unterschiedlich großen Spaltweiten exemplarisch skizziert. Analog dazu könnte auch ein radial nach außen durchströmtes zweistufiges Labyrinth mit konstanter Spaltweite betrachtet werden. Die Vordralldüsen werden durch die erste, die Receiverbohrungen durch die zweite Querschnittsverengung repräsentiert. Die Vordrallkammer entspricht der Labyrinthkammer zwischen den beiden Labyrinthspitzen. In Abbildung 4.6 sind entsprechend zur schematischen Darstellung des Vordralldüsensystems in Abbildung 4.5 die un stetigen Querschnittsverengungen mit Indizes gekennzeichnet, um eine einfache Lokalisierung der interessierenden Strömungsparameter entlang einer Stromlinie zu ermöglichen.

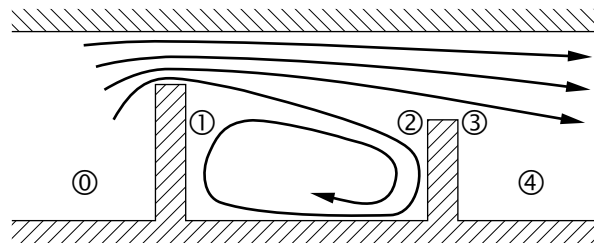


Abb. 4.6: Strömung in einem Kanal mit zwei Drosselstellen unterschiedlicher Querschnittsflächen

Ein wesentlicher Vorteil der Abstraktion des Vordralldüsensystems auf einen Kanal veränderlichen Querschnitts liegt dabei in der eventuell möglichen Übertragbarkeit strömungsmechanischer Erkenntnisse aus dem Gebiet von Labyrinthströmungen. Berührungsfreie Labyrinthdichtungen stellen seit Beginn des Turbomaschinenbaus die wesentliche Komponente zum Abdichten zweier Räume verschiedenen Druckes dar. Der Leckagestrom zwischen bewegtem und stationärem Maschinenteil soll ganz vermieden oder weitestgehend verringert werden. Aufgrund hoher Relativgeschwindigkeiten können Berührungsdichtungen wegen der entstehenden unbeherrschbaren Reibungswärme nicht eingesetzt werden (Trutnovsky und Komotori, 1981). Die herausragende Bedeutung der berührungsfreien Labyrinthdichtung im Turbomaschinenbau, durch die diese Maschinengruppe zum Teil erst ermöglicht wurde, spiegelt sich in der Vielzahl

der Veröffentlichungen auf diesem Gebiet wider. In der Literatur finden sich Veröffentlichungen, die bis ins Jahr 1908 zurückgehen (Martin).

Der Grundstein für die Idee der Analogie von Vordralldüsensystem und Labyrinth wurde durch die von Waschka (1991) am Institut für Thermische Strömungsmaschinen erzielten Ergebnisse gelegt. Aufbauend auf die von Dörr (1985) und Jacobsen (1987) durchgeführten Untersuchungen an ebenen stationären Labyrinthdichtungen, ermittelte Waschka den Einfluß der Rotation auf das Durchflußverhalten und den Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen. Für Geschwindigkeits- bzw. Impulsverhältnisse von $u_w/c_{ax} < 1$, also bei Betriebspunkten, bei denen die Umfangsgeschwindigkeit der Welle kleiner ist als die axiale Strömungsgeschwindigkeit, ist der Rotationseinfluß auf das Durchflußverhalten vernachlässigbar gering. Erst ab größeren Impulsverhältnissen konnte für alle untersuchten Geometrien ein starker Rotationseinfluß festgestellt werden (Waschka et al., 1992, Waschka et al., 1993). Eine nähere Betrachtung der Durchflußbeiwerte unterschiedlicher Labyrinthgeometrien zeigt nur einen geringen Einfluß der Spaltweite und verdeutlicht somit die Bedeutung des Impulsverhältnisses.

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde für das Vordralldüsensystem ein analytisches Modell entwickelt, bei dem die Enthalpieänderung, die auf die Rotation der Receiverbohrungen zurückzuführen ist, vernachlässigt wird. Lediglich die bei Labyrinthströmungen vielfach beschriebene Enthalpieabnahme infolge des „carry-over“ Effektes, der in Kapitel 2.4 bereits diskutiert wurde, wird berücksichtigt. Die in der ersten Querschnittsverengung erzeugte kinetische Energie wird in der anschließenden Kammer nicht vollständig dissipiert, sondern bleibt bis zur zweiten Querschnittsverengung teilweise erhalten. Der „carry-over“ Effekt, der global zu größeren Durchflußbeiwerten von Strömungselementen führt, ist in Abbildung 4.6 anhand der eingezeichneten Stromlinien verdeutlicht. Die Enthalpieabnahme ist unter Vernachlässigung des Rotationseinflusses für das Vordralldüsensystem in Abbildung 4.7 im h,s -Diagramm eingezeichnet.

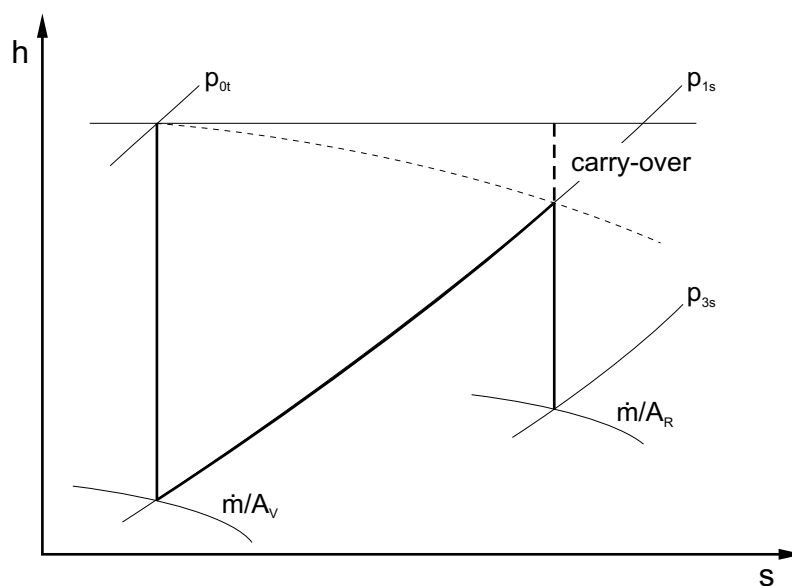


Abb. 4.7: Darstellung der isentropen Durchströmung des Vordralldüsensystems im h,s -Diagramm ohne Berücksichtigung der Rotation

Die Strömung durch Vordralldüse und Receiverbohrung wird dabei vereinfachend als isentrop angenommen. Zusätzlich wird die Verzögerung der Strömung innerhalb der Vordrallkammer trotz des endlichen Kammervolumens als isobarer Vorgang betrachtet. Letztere Annahme konnte mit Hilfe von numerischen Berechnungen der Strömungsparameter im Vordralldüsensystem bestätigt werden (Dittmann et al., 2002b). Auch Jacobsen (1987) stellte über Druckmessungen an Durchblicklabirynthen einen annähernd konstanten Druck innerhalb der Labirynthkammer fest.

Wegen der unterschiedlich großen Gesamtquerschnittsflächen von Vordralldüsen bzw. Receiverbohrungen ergeben sich bei konstantem Kühlluftmassenstrom zwei Fannokurven (vgl. Abb. 2.10). Bei der Durchströmung des Vordralldüsensystems tritt analog zur Labirynthströmung der „carry-over“ Effekt auf, die Totalenthalpie des Fluids nimmt bei Vernachlässigung der Rotation ab.

In Abbildung 4.8 ist exemplarisch die axiale Druckverteilung im Vordralldüsensystem für zwei verschiedene Drehzahlen des Rotors der Druckverteilung gegenübergestellt, die sich für ein ideales Labirynth mit entsprechendem Querschnittsflächenverlauf berechnet. Die experimentellen Ergebnisse sind für eine Konfiguration des Vordralldüsensystems mit 12 Vordralldüsen, einer axialen Spaltweite von $s_1 = 10\text{mm}$ und 24 Receiverbohrungen mit abgerundeten Eintrittskanten ermittelt. Das über die Meßstrecke anliegende Druckverhältnis beträgt in diesem Fall $\pi = 1.80$.

Die Kühlluft expandiert über die erste Querschnittsverengung bzw. über die Vordralldüsen in die Vordrallkammer. Dort wird in axialer, nicht in radialer Richtung ein konstanter statischer Druck angenommen. Anschließend expandiert das Fluid über die zweite Drosselstelle bzw. die Receiverbohrungen mit größerer geometrischer Querschnittsfläche in die Umgebung. Mit der Variation der Drehzahl des Rotors verändert sich in Abhängigkeit von der untersuchten Konfiguration des Vordralldüsensystems und des anliegenden Druckverhältnisses das Niveau des statischen Druckes in der Vordrallkammer.

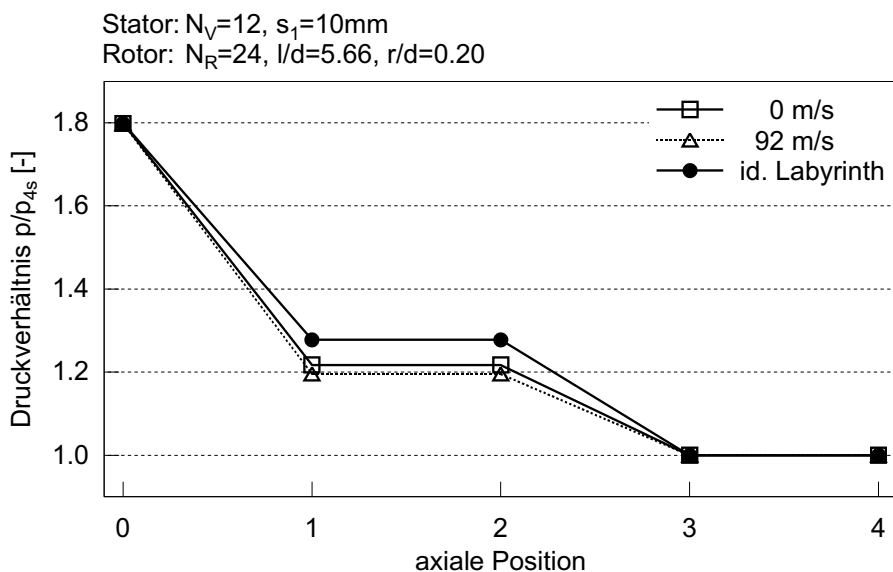


Abb. 4.8: Axialer Druckverlauf innerhalb des Vordralldüsensystems

Um diesen Effekt zu verdeutlichen, ist in der linken Hälfte der Abbildung 4.9 der statische Druck in der Vordrallkammer bezogen auf den theoretisch berechneten Kammerdruck einer idealen Labyrinthströmung über die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen für zwei unterschiedliche über die Meßstrecke anliegende Druckverhältnisse aufgetragen. Mit Hilfe der dimensionslosen Darstellung werden die minimalen, nicht vermeidbaren Abweichungen des anliegenden Druckverhältnisses für die untersuchten Betriebspunkte bestmöglich berücksichtigt.

Bei stationärem Rotor ist für beide exemplarisch angeführten Druckverhältnisse der statische Druck innerhalb der Vordrallkammer kleiner als der theoretisch berechnete Wert. Ein entsprechendes Verhalten wurde bereits von zahlreichen Autoren für die erste Kammer eines Durchblicklabyrinthes festgestellt (z.B. Komotori, 1961, Waschka, 1991). Dies ist jedoch nicht für alle Betriebspunkte des untersuchten Vordralldüsen-systems zwingend gegeben. Entscheidenden Einfluß hat hierbei das effektive Flächenverhältnis von Vordralldüsen und Receiverbohrungen. Trotz des „carry-over“ Effektes kann deshalb bei kleinen Durchflußbeiwerten der Receiverbohrung das Druckniveau innerhalb der Vordrallkammer höher sein als der theoretisch berechnete Wert für eine ideale zweistufige Drosselung der Strömung (Zimmermann und Wolff, 1987).

Mit zunehmender Drehzahl des Rotors, d.h. mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen, nimmt das Druckniveau innerhalb der Vordrallkammer zuerst ab, bevor es nach Erreichen eines Minimums wieder kontinuierlich ansteigt. Auffallend ist, daß mit steigendem Druckverhältnis das minimale Druckniveau erst bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten erreicht wird. Über eine Betrachtung der Receiverbohrung im mitbewegten Relativsystem und der bereits gewonnenen Erkenntnis bezüglich des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen läßt sich dieses Verhalten leicht erklären.

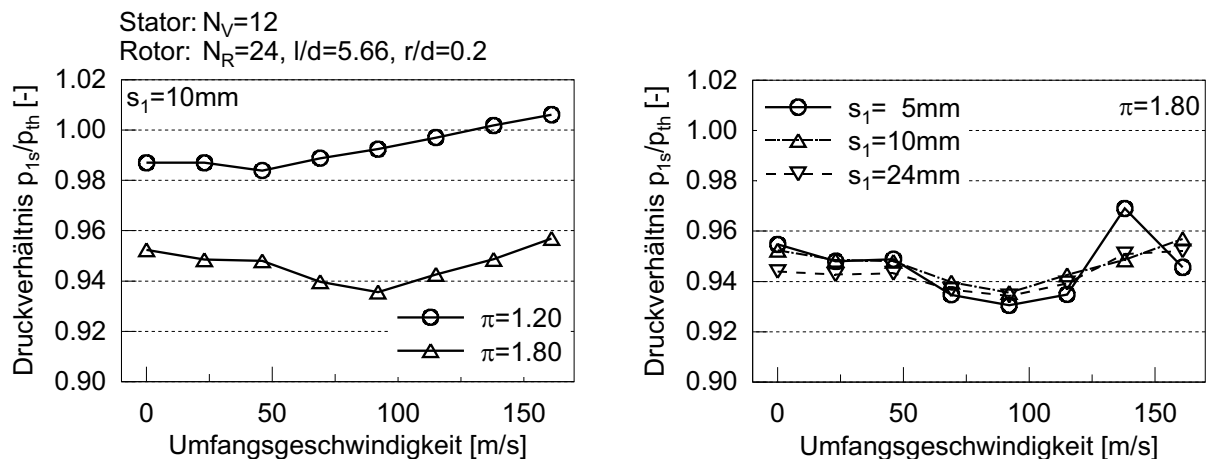


Abb. 4.9: Statisches Druckniveau innerhalb der Vordrallkammer in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen

Der Durchflußkoeffizient einer Bohrung nimmt zumindest bei scharfkantiger Eintrittsöffnung mit zunehmender Schräganströmung ab (s. Abb. 4.3 und 4.4). Vereinfachend ist bei axialer Anströmung der Durchflußkoeffizient einer Bohrung am größten, d.h. deren Strömungswiderstand am geringsten. Wird die Receiverbohrung des Vordralldüsen-systems im Relativsystem

axial angeströmt, erreicht der Druck in der Vordrallkammer sein niedrigstes Niveau. Bei hohem Gesamtdruckverhältnis über die Meßstrecke wird aufgrund der größeren Strömungsgeschwindigkeit der über die Vordralldüsen in Umfangsrichtung beschleunigten Kühlluft eine axiale Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem dementsprechend erst bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten erreicht.

Bei der im linken Graph von Abbildung 4.9 vorliegenden Konfiguration liegt bei kleinem Gesamtdruckverhältnis und maximaler Drehzahl des Rotors eine starke Schräganströmung der Receiverbohrung im Relativsystem vor. Aufgrund der deutlichen Abnahme des Durchflußbeiwertes stellt sich ein höheres Druckniveau in der Vordrallkammer ein, als für eine ideale Drosselströmung berechnet.

Im rechten Diagramm von Abbildung 4.9 ist für die drei zwischen Stator und Rotor untersuchten Spaltweiten ebenfalls das dimensionslose Druckniveau innerhalb der Vordrallkammer als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen dargestellt. Bereits hier ist zu erkennen, daß die axiale Spaltweite zumindest auf das Durchflußverhalten des Vordralldüsen-systems keinen erheblichen Einfluß hat. Für alle drei untersuchten Spaltweiten ist der Verlauf des Druckniveaus nahezu identisch. Auch das minimale Druckniveau wird bei der gleichen Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen erreicht.

Lediglich das außergewöhnlich hohe Druckniveau in der Vordrallkammer für die Konfiguration mit $s_1 = 5\text{mm}$ bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_R = 138\text{m/s}$ ist auffallend. Das Vorliegen eines potentiellen Meßfehlers kann hier mit Sicherheit ausgeschlossen werden, da diese Besonderheit auch für einzelne Betriebspunkte anderer Konfigurationen festgestellt wurde. Bei diesen Betriebspunkten treten beim Durchströmen des Vordralldüsen-systems instationäre Strömungsphänomene auf, die das Durchflußverhalten wesentlich verschlechtern.

Die Ähnlichkeit der Strömungsvorgänge im Vordralldüsen-system und der Strömung durch einen Kanal mit un stetigen Querschnittsveränderungen verdeutlicht die Möglichkeit einer eindimensionalen Beschreibung der komplexen dreidimensionalen instationären Strömungsvorgänge. Dadurch wird eine Bestimmung der unbekanntenen Strömungsparameter beim Ein- bzw. Austritt der drei Kontrollvolumina und damit eine komponentenweise Charakterisierung des Vordralldüsen-systems möglich. Auf die dafür zusätzlich notwendigen Annahmen soll im folgenden eingegangen werden.

Mit Hilfe des berechneten Durchflußbeiwertes der Vordralldüse kann der Polytropenexponent für die Expansion der Kühlluft in die Vordrallkammer berechnet werden. Anschließend läßt sich über die polytrope Zustandsänderung nach Gleichung 4.1 die Dichte des Kühlluftjets beim Eintritt in die Vordrallkammer bestimmen.

$$\rho_1 = \rho_{0r} \left(\frac{p_{1s}}{p_{0t}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.1)$$

Unter der Annahme eines Blockprofiles für die Geschwindigkeitsverteilung kann somit die polytrope Austrittsgeschwindigkeit c_1 der Kühlluft für die Vordralldüse errechnet werden. Dazu werden lediglich der gemessene Massenstrom sowie die Gesamtquerschnittsfläche der Vordralldüsen benötigt.

Eine Abschätzung der tatsächlichen Anströmgeschwindigkeit der rotierenden Receiverbohrung ist wesentlich diffiziler. Zusätzlich ist zur Charakterisierung des Durchflußverhaltens der Receiverbohrung die Kenntnis der Anströmrichtung notwendig. Wie auch bei der diskutierten isentropen Betrachtung des Vordralldüsen systems wird bei diesem Modell davon ausgegangen, daß sich die Ausbreitungsrichtung des Kühlluftjets über die Vordrallkammer hinweg nicht ändert und entlang der Vordralldüsenachse erfolgt. Tatsächlich wird der Kühlluftjet zum einen durch den in der Literatur bekannten Coanda-Effekt (z.B. Coanda, 1934, v. Schulz-Hausmann, 1985) zur Statoroberfläche hin umgelenkt und zusätzlich durch die relative Position der Receiverbohrung sowie der Sekundärströmung innerhalb der Vordrallkammer beeinflußt. Für eine möglichst einfache eindimensionale Betrachtung, die eine zeitlich gemittelte Anströmrichtung erfordert, sollte, wie später noch gezeigt wird, diese vereinfachende Annahme ausreichend sein.

Der gemessene statische Druck innerhalb der Vordrallkammer wird, wie bereits oben beschrieben, in axialer Richtung als konstant angenommen. Da sich nach den numerischen Berechnungen von Dittmann et al. (2002b) in axialer Richtung nur minimale Dichteunterschiede innerhalb der Vordrallkammer ergeben, wird der sich nach Gleichung 4.1 ermittelte Wert zur weiteren Abschätzung der Geschwindigkeit im Nahbereich der Receiverbohrung herangezogen. Für alle untersuchten Konfigurationen des Vordralldüsen systems gilt wegen der äußerst zuverlässigen axialen, mit Sperrluft beaufschlagten Labyrinthdichtung die Massenerhaltung, d.h. der durch die Vordralldüsen durchgesetzte Massenstrom wird auch durch die Receiverbohrungen geleitet. Der in die Vordrallkammer eintretende Kühlluftjet wird mit der umgebenden Strömung interagieren und sich mit zunehmender Lauflänge bezüglich seines Durchmessers und seiner Geschwindigkeit kontinuierlich verändern.

Das Geschwindigkeitsfeld eines Freistrahles beim Eintritt in ruhende Umgebungsluft oder in eine Querströmung wurde bereits häufig detailliert untersucht (z.B. Schlichting und Gersten, 1997, Foss, 1980). Die dabei gewonnenen grundlegenden Erkenntnisse können zwar zur prinzipiellen Erklärung der Strömungsvorgänge innerhalb der Vordrallkammer herangezogen werden, eine Übertragung der Ergebnisse ist jedoch nicht möglich.

Auch bezüglich der auftretenden Verluste innerhalb von Rohrströmungen mit un stetigen Querschnittsveränderungen existieren in der Literatur eine Reihe von Veröffentlichungen mit zahlreichen Korrelationen (z.B. Abramovich, 1963, Idelchik, 1986), die jedoch ebenfalls nicht für das Vordralldüsen system verwendet werden können.

Der analytischen Beschreibung der Strömung im Vordralldüsen system wurde deshalb analog zur Labyrinthströmung die Energieerhaltung und die Massenerhaltung zugrunde gelegt. Aufgrund der un stetigen Querschnittserweiterungen, die zu Ablösegebieten der Strömung führen, kann die Impulserhaltung nicht vorausgesetzt werden.

Ausgehend von einer eindimensionalen Betrachtung des Strömungsfeldes wird beim vorliegenden Modell ohne Berücksichtigung der Rotation stark vereinfachend angenommen, daß sich der Kühlluftjet mit fortschreitender Lauflänge wie in Abbildung 4.10 angedeutet genau auf die von einer Receiverbohrung zur Verfügung stehende Querschnittsfläche aufweitet. Die Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung im Absolutsystem läßt sich schließlich über die Kontinuitätsgleichung berechnen.

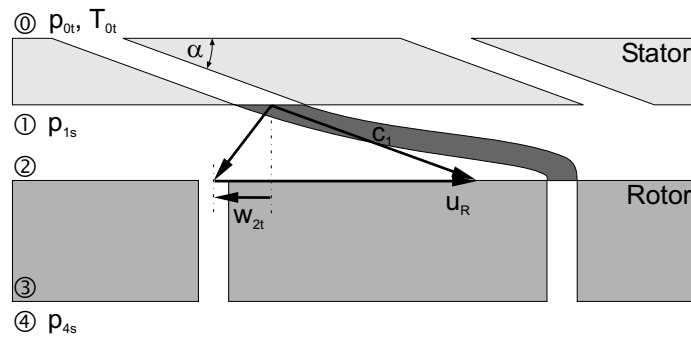


Abb. 4.10: Schema des Vordralldüsen Systems, Verlauf des Kühlluftjets

Die Charakterisierung des Durchflußverhaltens der Receiverbohrungen wird entsprechend zu den rotierenden Bohrungen (s. Kapitel 4.2) im Relativsystem vorgenommen. Die Strömung durch die Vordralldüsen und Vordrallkammer wird als adiabat betrachtet, d.h. die Totaltemperatur stromauf der Receiverbohrungen wird der Totaltemperatur vor dem Eintritt in die Vordralldüsen gleichgesetzt. Eine Aufheizung des Fluids innerhalb der Vordrallkammer infolge von Reibung kann aufgrund der hohen axialen Reynoldszahlen in guter Näherung vernachlässigt werden (Geis, 2002). Der Einfluß der Rotation auf die Strömung innerhalb der Vordrallkammer wird somit mit diesem einfachen eindimensionalen Modell nicht berücksichtigt.

Zur Berechnung des Totaldruckes im Absolutsystem wird gemäß Gleichung 2.13 eine isentrope Verzögerung der vorgedrallten Kühlluft angenommen. Anschließend können die Totaltemperatur und der Totaldruck stromauf der Receiverbohrungen nach den Gleichungen 2.9 und 2.10 ins Relativsystem transformiert werden. Der für das Relativsystem berechnete Durchflußbeiwert der Receiverbohrungen wird über das Geschwindigkeitsverhältnis w_{2t}/w_{3ax} aufgetragen, um einen Vergleich mit dem Durchflußverhalten rotierender Bohrungen bei axialer Anströmung im stationären System zu ermöglichen. Mit Hilfe der Formel von Saint-Venant und Wantzell (z.B. Zierep, 1993) wird die ideale, im Relativsystem axiale, Austrittsgeschwindigkeit w_{3ax} entsprechend zu Gleichung 2.8 berechnet. Dazu muß die jeweils vorliegende Totaltemperatur und der Totaldruck im Relativsystem sowie der statische Druck stromab der Receiverbohrung eingesetzt werden.

Im folgendem soll zuerst das eindimensionale Modell mit Berücksichtigung der Rotation beschrieben werden, bevor explizit auf die Ergebnisse der Untersuchung des Vordralldüsen Systems eingegangen wird.

4.4.3 Modell mit Berücksichtigung der Rotation

Die mit Hilfe des diskutierten Modells erzielten Ergebnisse zur Charakterisierung des Vordralldüsen Systems ohne Berücksichtigung der Rotation, gaben Anlaß, die Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung mit Hilfe der spezifischen Umfangsarbeit über das gemessene Moment an der Antriebswelle des Rotors zu berechnen.

Wie bereits angedeutet, kann das Vordralldüsenystem je nach Betriebspunkt auch als Axialturbine oder -verdichter interpretiert werden. Bei konstant über die Meßstrecke anliegendem Druckverhältnis muß der Rotor aufgrund der über die Vordralldüsen stark in Umfangsrichtung beschleunigten Kühlluft über den elektrischen Motor zur Aufrechterhaltung kleiner Drehzahlen abgebremst werden. Erst zum Erreichen größerer Drehzahlen wird der Rotor über die Antriebseinheit beschleunigt. Die Drehzahl, bei der kein Drehmoment vom Motor auf den Rotor übertragen wird, ist hauptsächlich von der relativen Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen abhängig. Prinzipiell verschiebt sich dieser Betriebspunkt unabhängig von der Konfiguration des Vordralldüsenystems mit steigendem Gesamtdruckverhältnis zu höheren Drehzahlen des Rotors bzw. höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen. Sekundäre Reibungseinflüsse wie Lager- oder Scheibenreibung spielen eine untergeordnete Rolle.

Über die Impulsbilanz an einem durchströmten Raum kann die im Turbomaschinenbau allgemein bekannte Eulersche Momentengleichung hergeleitet werden. Für den auch auf das Vordralldüsenystem anwendbaren Sonderfall einer axialen Strömungsführung berechnet sich die spezifische Umfangsarbeit vereinfacht nach Gleichung 4.2. Die entsprechende Leistung des Laufrades bzw. des Rotors ergibt sich aus dem Produkt der spezifischen Umfangsarbeit und dem durchgesetzten Massenstrom. Zugleich läßt sie sich über das Drehmoment und die Winkelgeschwindigkeit gemäß Gleichung 4.3 bestimmen.

$$a_u = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = u \Delta c_u \quad (4.2)$$

$$P = \dot{m} a_u = M \omega \quad (4.3)$$

Unter der Annahme, daß die Abströmwinkel innerhalb des Vordralldüsenystems den geometrischen Winkeln entsprechen, läßt sich die Umlenkung Δc_u der Kühlluft beim Übergang vom stationären ins rotierende System abschätzen. Speziell für die Receiverbohrungen sollte dies zumindest nach den numerischen Berechnungen von Weißert (1997) aufgrund der großen Längen- zu Durchmesser verhältnisse der Fall sein.

Für die Anströmrichtung der Receiverbohrungen innerhalb der Vordrallkammer wiederum kann dies nicht ohne weiteres vorausgesetzt werden. Da eine Abschätzung der effektiven Winkeländerung für die Anströmrichtung der Receiverbohrung nicht möglich ist, wird entsprechend zu den anderen bereits diskutierten Modellen von einer für alle Betriebspunkte konstanten Anströmrichtung im Absolutsystem ausgegangen. Diese wird dem Neigungswinkel α der Vordralldüsen zur Statoroberfläche gleichgesetzt.

Die effektive Anströmgeschwindigkeit berechnet sich schließlich für jeden einzelnen Betriebspunkt nach Gleichung 4.4 über die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung, dem gemessenen Drehmoment der Antriebsachse und dem axial durchgesetzten Massenstrom des Vordralldüsenystems.

$$c_{2,eff} = \frac{1}{\cos \alpha} (u_R - \Delta c_u) \quad (4.4)$$

Mit Hilfe der ermittelten effektiven Anströmgeschwindigkeit kann über die Energieerhaltungsgleichung die statische Temperatur und damit die Machzahl der Strömung berechnet werden.

Identisch zu den beschriebenen Modellen wird zur Berechnung des Totaldruckes im Absolutsystem eine isentrope Verzögerung des kompressiblen Fluids vorausgesetzt. Die totalen Zustandsgrößen werden anschließend zur Charakterisierung des Durchflußbeiwertes der Receiverbohrungen ins Relativsystem transformiert.

Die Strömungsvorgänge des idealisierten Vordralldüsen-system sind für zwei unterschiedliche Betriebsbedingungen in Abbildung 4.11 skizziert. Für den Fall, daß die Umfangsgeschwindigkeit der vorgedrallten Kühlluft größer ist als die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen, der Rotor also vom elektrischen Motor abgebremst werden muß, sind die Zustandsänderungen der Kühlluft beim Durchströmen des Vordralldüsen-systems im linken h,s-Diagramm dargestellt. Die Kühlluft leistet in diesem Fall Umfangsarbeit am Rotor, die wegen der Vergleichbarkeit mit der Arbeitsweise einer Turbine mit a_T gekennzeichnet ist. Insgesamt nimmt die Totalenthalpie des Fluides für diese Betriebspunkte beim Durchströmen des Vordralldüsen-systems ab.

Im Gegensatz dazu sind im rechten h,s-Diagramm von Abbildung 4.11 die Zustandsänderungen der Kühlluft für die Betriebspunkte skizziert, bei denen die Kühlluft vom Rotor in Umfangsrichtung beschleunigt wird. In diesen Fällen ist die Umfangskomponente der Kühlluftgeschwindigkeit unmittelbar vor dem Einströmen in die Receiverbohrungen niedriger als deren Umfangsgeschwindigkeit. Der Rotor leistet somit Umfangsarbeit und führt dem Fluid Energie zu. Die spezifische Arbeit wird deshalb im h,s-Diagramm beziehend auf die Arbeitsweise eines Verdichters auch mit a_V bezeichnet.

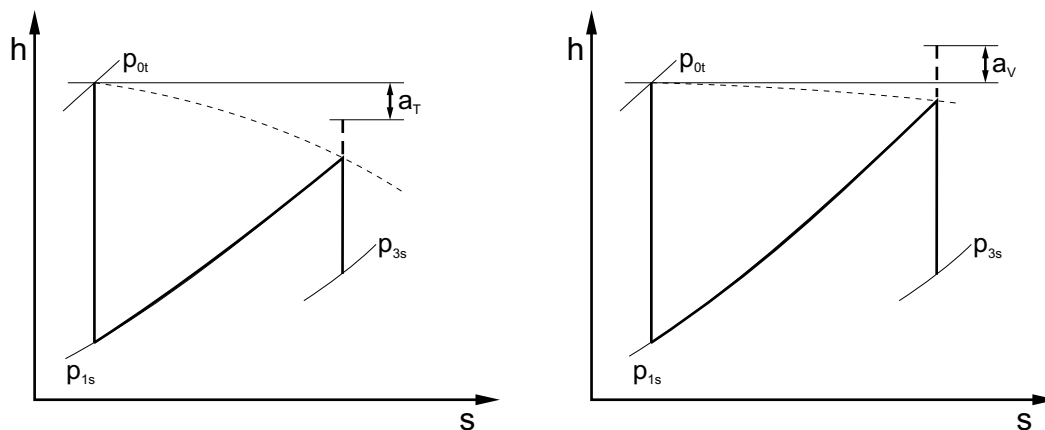


Abb. 4.11: Darstellung der isentropen Durchströmung des Vordralldüsen-systems im h,s-Diagramm mit Berücksichtigung der Rotation

4.5 Charakterisierung der Vordralldüsen im Gesamtsystem

Die starke Abhängigkeit des Durchflußkoeffizienten einer rotierenden Bohrung vom Geschwindigkeitsverhältnis (s. Kap. 4.2) kann auch das Durchflußverhalten der stromauf gelegenen Vordralldüsen beeinflussen. Dies soll im folgenden verdeutlicht werden.

Mit zunehmender Schräganströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem verschlechtert sich deren Durchflußverhalten erheblich. Aufgrund des relativ kleinen Verhältnisses der Gesamtfläche der Receiverbohrungen bezogen auf die Fläche der Vordralldüsen von $A_R/A_V = 1.56$ kann sich deshalb ein effektives Flächenverhältnis mit Werten kleiner als Eins ergeben. Den engsten Querschnitt des Vordralldüsen systems stellen für die Strömung somit nicht mehr die Vordralldüsen, sondern die Receiverbohrungen dar. Der Kühlluftmassenstrom wiederum wird bei vorgegebenem Druckverhältnis über die Meßstrecke vom kleinsten effektiven Querschnitt des Systems limitiert.

Aus den genannten Gründen wird zur Charakterisierung der Vordralldüsen im Gesamtsystem das Durchflußverhalten nicht mehr wie in Abbildung 4.1 über das anliegende Druckverhältnis, sondern über das für die Receiverbohrungen im Relativsystem berechnete Geschwindigkeitsverhältnis w_{2t}/w_{3ax} aufgetragen. Nur so ist auch eine einfache Zuordnung aller interessierenden Größen zu dem entsprechenden Betriebspunkt der Versuchsanlage möglich.

In Abbildung 4.12 sind exemplarisch die Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen für eine Konfiguration des Vordralldüsen systems mit zwölf Vordralldüsen, einem axialen Rotor-Stator Abstand von zehn Millimetern und zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen dargestellt. Ihre Berechnung erfolgt im stationären Absolutsystem nach Gleichung 2.11. Für eine erste Darstellung der Meßergebnisse wird hier von einer isentropen Betrachtung der Strömung durch die Vordralldüsen und die Vordralldüsenkammer (s. Kap. 4.4.1) ausgegangen. Die Betriebspunkte für ein über die Meßstrecke konstant anliegendes Gesamtdruckverhältnis sind durch identische Symbole gekennzeichnet.

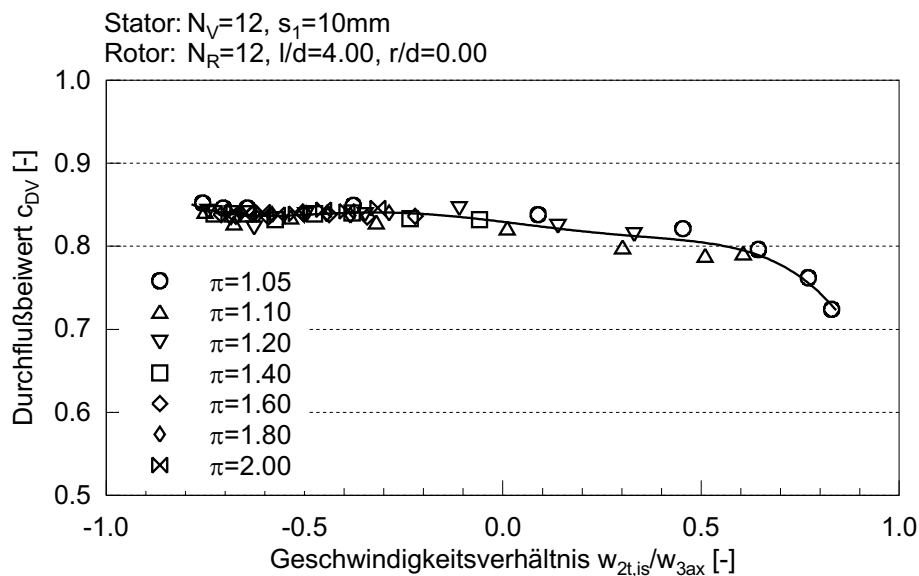


Abb. 4.12: Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis

Das Durchflußverhalten der Vordralldüsen kann, unabhängig vom Gesamtdruckverhältnis, durch nur eine Kurve beschrieben werden. Die Drehzahl des Rotors nimmt auch bei dieser Darstellung von links nach rechts zu. Mit der Steigerung des Gesamtdruckverhältnisses wird das

Druckverhältnis über die Vordralldüsen vergrößert. Daraus resultiert eine höhere absolute Eintrittsgeschwindigkeit der Kühlluft in die Vordrallkammer. Deshalb können mit zunehmendem Gesamtdruckverhältnis bei konstanter maximaler Drehzahl des Rotors nur noch immer kleinere tangentielle Anströmgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen im Relativsystem erreicht werden. Für positive Geschwindigkeitsverhältnisse ist die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen größer als die Umfangsgeschwindigkeit der vorgedrallten Kühlluft, für negative Geschwindigkeitsverhältnisse dementsprechend kleiner. Bei einem Geschwindigkeitsverhältnis von Null entspricht die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen der isentropen Austrittsgeschwindigkeit der Kühlluft aus den Vordralldüsen.

Ausgehend von den Betriebspunkten mit sehr langsam drehenden Rotor ($n \approx 80 \text{ min}^{-1}$) bleibt der Durchflußkoeffizient der Vordralldüsen zunächst mit steigendem Geschwindigkeitsverhältnis konstant und nimmt dann kontinuierlich leicht ab. Erst für Geschwindigkeitsverhältnisse größer als $w_{2t, is} / w_{3ax} = 0.5$ verschlechtert sich das Durchflußverhalten deutlich. Der Durchflußbeiwert der Vordralldüsen im Gesamtsystem ist für die hier vorliegende Konfiguration, verglichen mit den Durchflußbeiwert der frei ausblasenden Vordralldüsen, um ungefähr 5% niedriger. Die langsam drehende Rotorscheibe hat demnach nur einen sehr geringen Einfluß auf das Durchflußverhalten der Vordralldüsen.

Anhand dieser Darstellung der Ergebnisse läßt sich jedoch keine eindeutige Aussage für die Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Vordralldüsen treffen. Dazu bedarf es einer genaueren Betrachtung der Strömungsverhältnisse im Vordralldüsen-System. Die Veränderung der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlluftjets beim Durchströmen der Vordrallkammer beeinflusst nicht nur den tatsächlich vorliegenden Anströmwinkel der Receiverbohrung im Relativsystem, sondern gleichzeitig auch die Totaltemperatur und den Totaldruck stromauf der Bohrung. Beide Faktoren wirken sich, wie anschließend in Kapitel 4.6 verdeutlicht werden soll, erheblich auf die Berechnung des Durchflußbeiwertes der Receiverbohrungen im Relativsystem aus.

An dieser Stelle muß auf wenige Erkenntnisse, die während der Analyse des Vordralldüsen-Systems gewonnen wurden, vorgegriffen werden, da eine zufriedenstellende, umfassende Erklärung für die Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Vordralldüsen nur durch die Betrachtung der Strömung im Gesamtsystem gefunden werden kann.

Mit Hilfe der PIV-Messungen konnte, wie bereits in Kapitel 3.4 erwähnt, die Radial- und Tangentialgeschwindigkeit der Strömung in der Vordrallkammer stromauf des Rotors bestimmt werden. Die Messungen erfolgten im Absolutsystem an zwei in Umfangsrichtung unterschiedlichen Positionen relativ zur Vordralldüse. An beiden Positionen wurden für jeden Betriebspunkt sowohl Messungen bei exakt gegenüberliegender Receiverbohrung als auch mittig zweier Receiverbohrungen durchgeführt. Die eindeutige Winkellage des Rotors bei der zeitlich hoch aufgelösten Geschwindigkeitsmessung konnte mit Hilfe einer Triggerung von Laser und Kamera erzielt werden (vgl. Geis et al., 2002).

Für jeden Betriebspunkt wurde folglich das Geschwindigkeitsfeld in insgesamt vier verschiedenen parallel zur Rotoroberfläche positionierten Meßvolumina bestimmt. Um diese Ergebnisse für einen Vergleich mit einer eindimensionalen Betrachtung des Vordralldüsen-Systems ver-

wenden zu können, müssen die in der Kammermitte gemessenen Geschwindigkeiten gemittelt werden. Für die Berechnung einer charakteristischen Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen wurden deshalb hier nur die Geschwindigkeiten berücksichtigt, die innerhalb eines Kreisringes gemessen wurden. Der Kreisring hat im vorliegenden Fall einen Mittelkreisradius von $r_m = 220\text{mm}$, die Kreisringbreite beträgt 10mm . Somit entspricht der Kreisring der von den scharfkantigen Receiverbohrungen überstrichenen Fläche.

In Abbildung 4.13 sind die experimentell bestimmten charakteristischen Geschwindigkeiten mit offenen Symbolen dargestellt und über die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen aufgetragen. Exemplarisch sind hier nur die Ergebnisse für drei unterschiedliche, über die Meßstrecke anliegende Gesamtdruckverhältnisse gegeben. Auffallend ist, daß die mittels PIV gemessene Geschwindigkeit zumindest im untersuchten Bereich nahezu unabhängig von der Rotordrehzahl bzw. der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen ist. Der maximale Geschwindigkeitsunterschied beträgt für die einzelnen Druckverhältnisse durchschnittlich weniger als 8m/s .

Tendenziell läßt sich eine Geschwindigkeitsverteilung erkennen, die sich mit dem Verlauf des Druckniveaus innerhalb der Vordrallkammer mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen erklären läßt. Im Vergleich zu dem in Abbildung 4.9 dargestellten Druckverlauf nimmt die Geschwindigkeit bei konstantem Gesamtdruckverhältnis zuerst leicht zu, erreicht darauf ein Maximum und fällt anschließend wieder leicht ab, bevor zumindest für das kleinste hier dargestellte Druckverhältnis von $\pi = 1.20$ erneut ein kontinuierlicher Anstieg festzustellen ist. Mit zunehmendem Gesamtdruckverhältnis verschiebt sich das lokale Maximum zu größeren Rotordrehzahlen bzw. höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen.

Ein prinzipiell ähnlicher Verlauf konnte bei der Betrachtung des Druckniveaus innerhalb der Vordrallkammer festgestellt werden. Anstelle des Geschwindigkeitmaximums bildet sich jedoch ein Druckminimum aus. Nimmt das Druckniveau innerhalb der Vordrallkammer bei konstantem Gesamtdruckverhältnis ab, verschiebt sich das Druckverhältnis über die Vordralldüsen zu größeren Werten. Daraus resultieren höhere Austrittsgeschwindigkeiten der Kühlluft aus den Vordralldüsen, wie auch mit Hilfe der Geschwindigkeitsmessungen nachgewiesen werden konnte. Bei der Variation des Betriebspunktes fallen die lokalen Druckminima mit den Geschwindigkeitsmaxima in guter Näherung zusammen. Zusätzlich zu den experimentell ermittelten Geschwindigkeiten sind in Abbildung 4.13 die theoretisch berechneten Anströmgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen im Absolutsystem gegenübergestellt.

Zur Bestimmung der Geschwindigkeit wurde das eindimensionale Modell des Vordralldüsen-systems ohne Berücksichtigung der Rotation herangezogen. Die berechneten Geschwindigkeiten sind mit den geschlossenen Symbolen gekennzeichnet. Es ist erstaunlich, wie exakt die mittlere Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen mit Hilfe des eindimensionalen Modells ohne Berücksichtigung der Rotation bestimmt werden kann. Tendenziell wird jedoch eine um durchschnittlich ca. 7% , auf den Meßwert bezogen, niedrigere Geschwindigkeit vorhergesagt.

Unter Berücksichtigung, daß die Geschwindigkeit in der Mitte der Vordrallkammer gemessen wurde, das Modell aber die Anströmgeschwindigkeit der Kühlluftjets in unmittelbarer Nähe der Eintrittsöffnung der Receiverbohrungen berechnet, tritt wahrscheinlich eine weitere Geschwin-

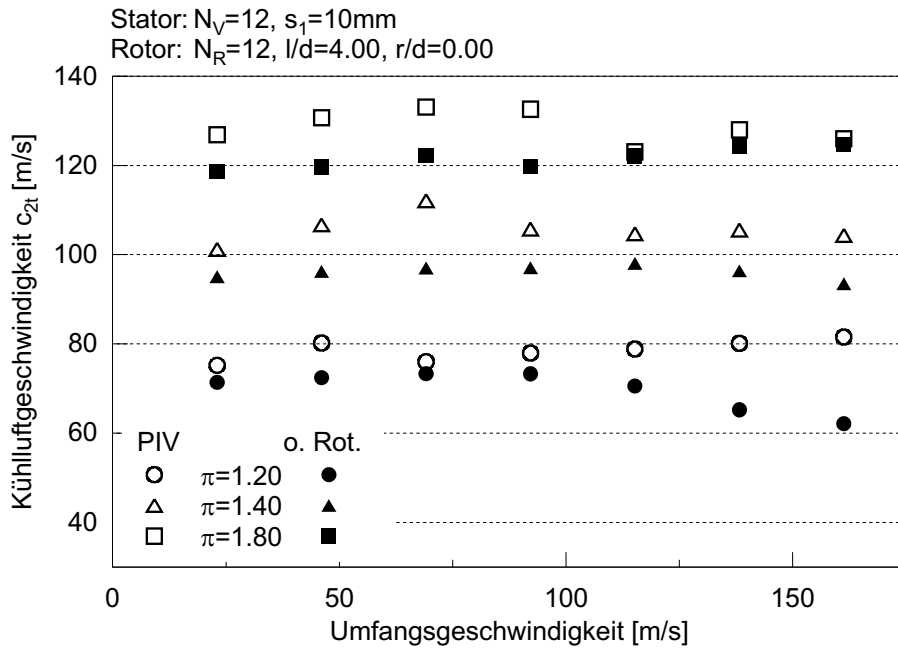


Abb. 4.13: Gegenüberstellung der mittels PIV gemessenen Kühlluftgeschwindigkeit innerhalb der Vordrallkammer und der berechneten Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung unter Vernachlässigung des Rotationseinflusses

digkeitsabnahme der Kühlluftjets mit zunehmender Lauflänge innerhalb der Vordrallkammer auf. Eine Abschätzung der weiteren Geschwindigkeitsabnahme ist aufgrund der sehr spezifischen Randbedingungen des vorliegenden Strömungsfalles mit Hilfe von bestehenden Korrelationen wenig sinnvoll.

Speziell, wie anhand des Geschwindigkeitsverlaufs bei einem Gesamtdruckverhältnis von $\pi = 1.20$ deutlich zu sehen ist, nimmt die mittlere Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen mit steigender Umfangsgeschwindigkeit bzw. zunehmender Drehzahl des Rotors zu. Dies ist mit Sicherheit entsprechend zum Strömungsfeld einer frei rotierenden Scheibe auf die in Umfangsrichtung wirkende Schubspannungskomponente der vom Rotor induzierten Strömung zurückzuführen.

Owen und Rogers (1989) beschreiben die vier Regime, die sich bei Rotor-Stator Konfigurationen je nach Umfangsreynoldszahl und axialer Spaltweite für die Strömung ergeben, genauer. Demnach beträgt die Umfangsgeschwindigkeit der ausgebildeten turbulenten Kernströmung bei einem nicht durchströmten Rotor-Stator System ungefähr 40% der Rotorumfangsgeschwindigkeit. Den Effekt der Geschwindigkeitszunahme der Vordrallkammerströmung bei niedrigen Gesamtdruckverhältnissen und hohen Umfangsgeschwindigkeiten, kann das einfache eindimensionale Modell, bei dem die Reibungskräfte vernachlässigt werden, nicht entsprechend berücksichtigen. Speziell bei diesen Betriebspunkten treten größere Abweichungen zwischen der gemessenen und der berechneten Geschwindigkeit in der Vordrallkammer auf.

Wie im folgenden Kapitel gezeigt werden soll, ist die Berechnung der gemittelten charakteristischen Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen mit Hilfe dieses Modells dennoch zumindest für die meisten Betriebspunkte ausreichend genau. Im Vergleich zu der isentropen

Betrachtung der Vordralldüsen und der Vordrallkammer können wesentliche neue Erkenntnisse gewonnen werden.

In Abbildung 4.14 sind die Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen entsprechend zu Abbildung 4.12 über das Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen. Dabei wurde aber nicht die isentrop berechnete Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen zur Bestimmung der zwei Geschwindigkeitskomponenten w_{2t} und w_{3ax} herangezogen, sondern das einfache eindimensionale Modell. Durch diese Vorgehensweise werden wie mit Abbildung 4.13 eindrucksvoll unter Beweis gestellt, die tatsächlich vorliegende wesentlich niedrigere Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung im Absolutsystem berücksichtigt. Abbildung 4.14 zeigt die drei untersuchten axialen Spaltweiten der Vordrallkammer.

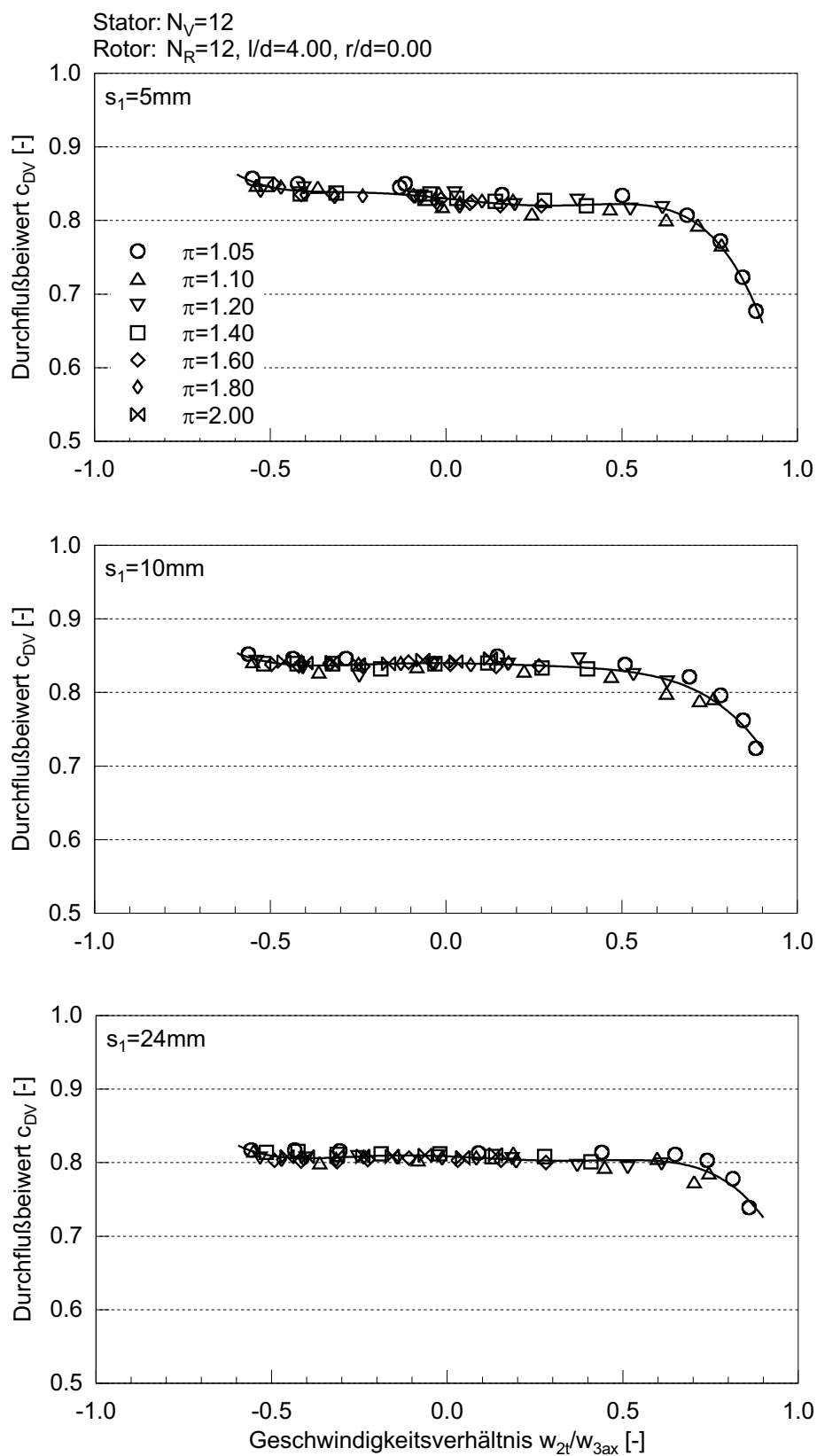


Abb. 4.14: Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen für die drei untersuchten axialen Spaltweiten in Abhängigkeit vom berechneten Geschwindigkeitsverhältnis

Aus der Analyse der Vordralldüsen mit Berücksichtigung auftretender Verluste und der über das Modell berechneten Geschwindigkeitsabnahme beim Durchströmen der Vordrallkammer resultiert eine veränderte Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen. Dies führt bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit des Rotors zu einer größeren relativen tangentialen Geschwindigkeitskomponente w_{2t} . Desweiteren wirkt sich die neu berechnete Anströmgeschwindigkeit auf die Totaltemperatur und den Totaldruck stromauf der Receiverbohrung im Relativsystem und damit auf die ideale axiale Austrittsgeschwindigkeit w_{3ax} aus. Vorgreifend auf Kapitel 4.6 soll bereits hier erwähnt werden, daß sich damit natürlich auch der berechnete Durchflußbeiwert der Receiverbohrung im Relativsystem verändert.

Die Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen im Gesamtsystem mit zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen sind in Abbildung 4.14 für die drei unterschiedlichen axialen Spaltweiten zwischen Rotor und Stator in separaten Graphen dargestellt. Die konstant über die Meßstrecke anliegenden Gesamtdruckverhältnisse sind durch unterschiedliche Symbole gekennzeichnet. Mit Hilfe einer zusätzlich eingezeichneten Ausgleichskurve kann der Verlauf aller Meßpunkte sehr gut zusammengefaßt werden. In den einzelnen Graphen nimmt die Drehzahl des Rotors für ein konstantes Gesamtdruckverhältnis von links nach rechts zu.

Im Vergleich zu Abbildung 4.12 ergibt sich bis zu einem kritischen Geschwindigkeitsverhältnis ein in guter Näherung konstanter Durchflußbeiwert für die Vordralldüsen. Bei einer weiteren Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit verschlechtert sich das Durchflußverhalten deutlich. Die Abnahme des Durchflußbeiwertes ist, wie aus den Abbildungen 4.16 und 4.17 ersichtlich wird, nicht entsprechend zur Strömung von Filmkühlbohrungen (z.B. Gritsch et al., 1998b) auf die Querströmung am Austritt der Vordralldüsen zurückzuführen, sondern resultiert aus einer Reduktion des effektiven Querschnittsflächenverhältnisses A_V/A_R auf Werte kleiner als Eins. Das Druckverhältnis hat offensichtlich einen vernachlässigbaren Einfluß auf den Durchflußbeiwert der Vordralldüse im Gesamtsystem.

Der stromauf gerichtete Einfluß des Eintrittskantenradius der Receiverbohrung auf den Durchflußbeiwert der Vordralldüsen ist für alle drei axialen Spaltweiten in den einzelnen Graphen von Abbildung 4.15 zu erkennen. Der Übersichtlichkeit halber sind hier nur die jeweiligen Näherungskurven zur Beschreibung des Durchflußverhaltens dargestellt.

In den Graphen werden für die drei axialen Spaltweiten die Durchflußkoeffizienten der Vordralldüsen im Gesamtsystem mit jeweils zwölf Receiverbohrungen aber unterschiedlicher Eintrittskantengeometrie miteinander verglichen. Um den Einfluß des Radien- zu Durchmesserverhältnisses der Receiverbohrungseintrittskante zu verdeutlichen, sind hier die Werte scharfkantiger Bohrungen denen mit $r/d = 0.3$ gegenübergestellt.

Prinzipiell sind die Verläufe der Durchflußkoeffizienten für die Vordralldüsen identisch, die Durchflußbeiwerte sind über einen weiten Geschwindigkeitsbereich konstant. Ab einem kritischen Geschwindigkeitsverhältnis nehmen sie jedoch kontinuierlich ab. Bei größerem r/d -Verhältnis der Receiverbohrung nimmt der Durchflußkoeffizient der Vordralldüsen mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis weniger stark ab. Auch der Minimalwert liegt bei dem größten untersuchten Geschwindigkeitsverhältnis höher. Diese Beobachtung ist für alle drei axialen Spaltweiten gültig.

Zusätzlich werden die bereits in Abbildung 4.14 vorgestellten Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen bei scharfkantiger Receiverbohrung und unterschiedlicher axialer Spaltweite direkt miteinander verglichen. Auch die axiale Spaltweite hat offensichtlich Einfluß darauf, wie stark die Receiverbohrungen die Strömung stromauf beeinflussen. Mit zunehmendem Spaltabstand zwischen Stator und Rotor reduziert sich, wie auch anhand der Abnahme des Durchflußbeiwertes der Vordralldüsen zu erkennen ist (s.a. Abb. 4.14), der stromauf gerichtete Einfluß der Receiverbohrungen auf die Durchströmung der Vordralldüsen im Gesamtsystem.

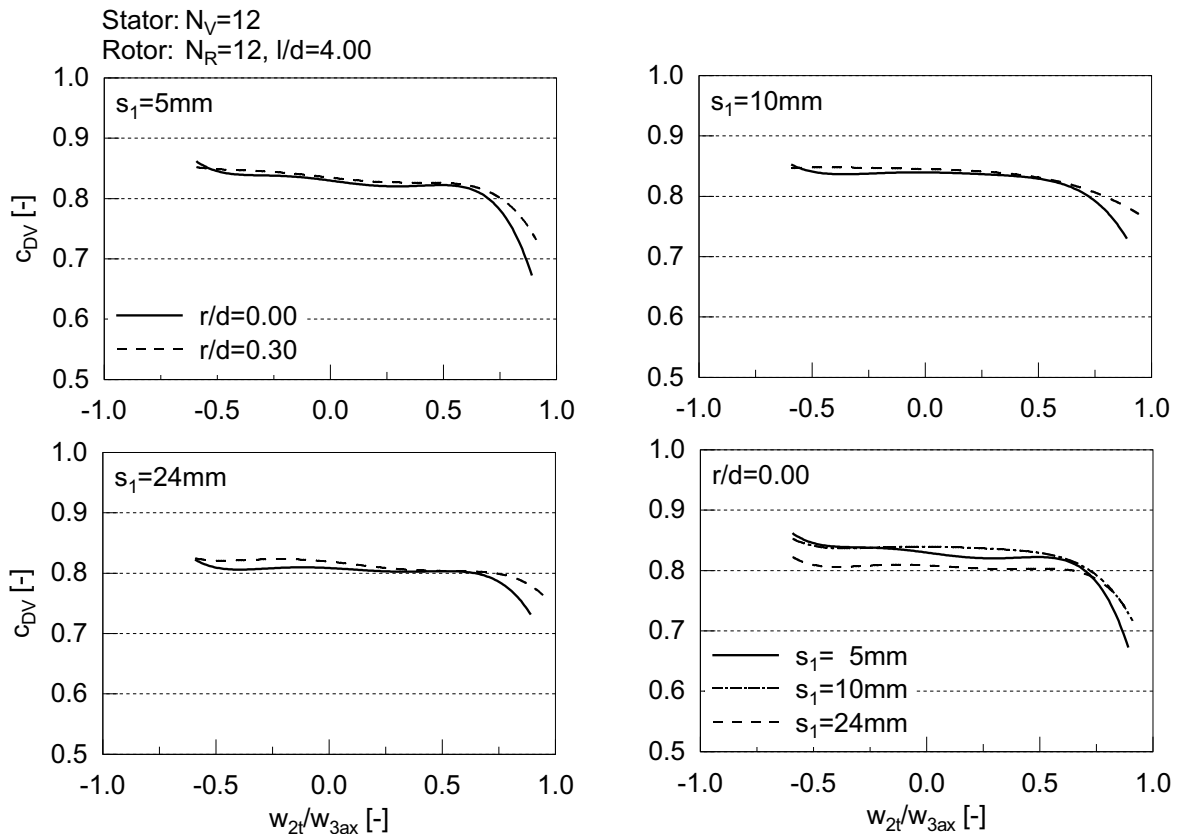


Abb. 4.15: Durchflußbeiwerte der Vordralldüsen in Abhängigkeit vom r/d -Verhältnis der Receiverbohrungen und der Spaltweite s_1 für $N_V = 12, N_R = 12, l/d = 4.00$

Wie bereits in den Kapiteln 2.1 und 2.2 beschrieben, kann das Durchflußverhalten von Bohrungen verbessert werden indem mit Hilfe einer angefasten oder abgerundeten Eintrittskante der Bohrung Strömungsablösungen im Einströmbereich vermieden werden (z.B. Hay und Spencer, 1992, McGreehan und Schotsch, 1988). Die durchflußfördernde Wirkung eines Eintrittskantenradius ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Aufgrund der Tatsache, daß der Durchflußbeiwert der Vordralldüsen auch von der Geometrie der Receiverbohrungseintrittskante abhängig sein kann, stellt sich die Frage nach dem effektiven Querschnittsflächenverhältnis der Receiverbohrungsfläche bezogen auf die Vordralldüsenfläche.

Unter Verwendung des eindimensionalen Modells ohne Berücksichtigung der Rotation kann die tatsächliche Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung im Absolutsystem, wie der Vergleich mit den über PIV gemessenen Geschwindigkeiten gezeigt hat (vgl. Abb. 4.13), mit Aus-

nahme weniger Betriebspunkte sehr genau berechnet werden. Unter Voraussetzung der getroffenen Annahmen können auch die Durchflußbeiwerte der Receiverbohrungen im Relativsystem über einen weiten Parameterbereich mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden. Dies wird anschließend nach der vollständigen Charakterisierung der Vordralldüsen in Kapitel 4.6 bestätigt.

Mit Hilfe der Durchflußbeiwerte für die stationären Vordralldüsen und die rotierenden Receiverbohrungen kann durch Multiplikation mit den entsprechenden geometrischen Flächen für jeden untersuchten Betriebspunkt ein effektives Flächenverhältnis für das Vordralldüsen system ermittelt werden.

Für den direkten Vergleich der Durchflußkoeffizienten für die Vordralldüsen bei Variation der axialen Spaltweite und zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen ist in Abbildung 4.16 zusätzlich auf der rechten Ordinate das effektive Flächenverhältnis aufgetragen. Der Betriebspunkt, bei dem die effektive Querschnittsfläche der Receiverbohrungen der effektiven Querschnittsfläche der Vordralldüsen entspricht, ist mit einer vertikalen Linie gekennzeichnet. Bei zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis nimmt das effektive Flächenverhältnis aufgrund der starken Abnahme des Durchflußbeiwertes der Receiverbohrung weiter ab und erreicht Werte kleiner Eins. Dementsprechend stellen nicht mehr die Vordralldüsen, sondern die Receiverbohrungen den engsten Querschnitt für die Strömung durch das Vordralldüsen system dar.

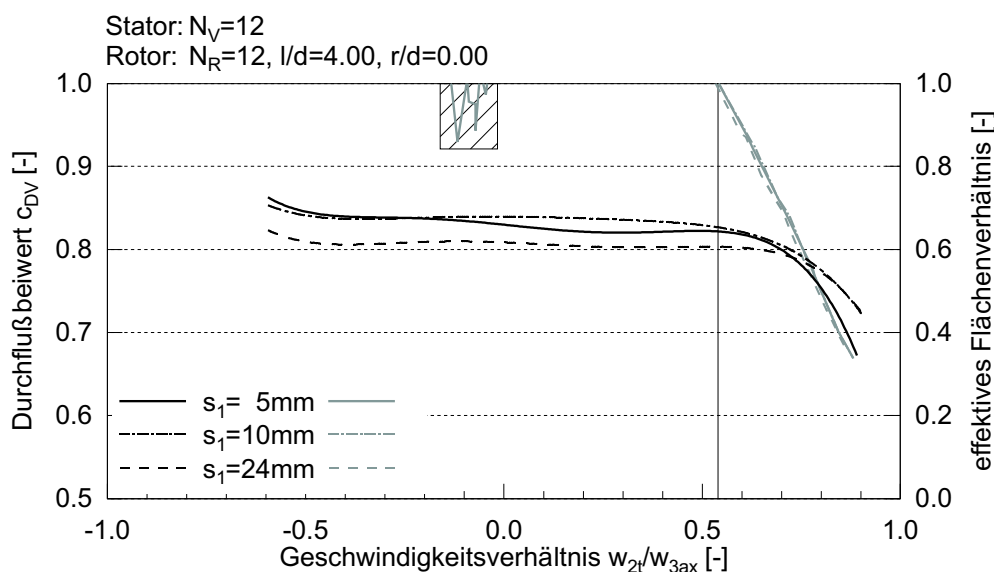


Abb. 4.16: Abnahme des Durchflußbeiwertes der Vordralldüsen als Folge des effektiven Flächenverhältnisses bei Variation der axialen Spaltweite

Bei großen Geschwindigkeitsverhältnissen, d.h. bei starker Schräganströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem, verschlechtert sich deren Durchflußverhalten analog einer rotierenden Bohrung bei rein axialer Anströmung im Absolutsystem (vgl. Abb. 4.4). Wegen des relativ kleinen geometrischen Flächenverhältnisses von $A_R/A_V = 1.56$ wird deshalb der Kühlluftmassenstrom bei diesen Betriebspunkten von der effektiven Querschnittsfläche der Receiverbohrungen begrenzt.

Die Auswirkungen der bereits oben erwähnten Resonanzeffekte der Strömung im Vordralldüsen-system werden auch in Abbildung 4.16 offensichtlich. Für die Konfiguration mit einer axialen Spaltweite von $s_1 = 5\text{mm}$ ergeben sich zusätzlich für Geschwindigkeitsverhältnisse im Bereich von Null, also bei näherungsweise axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem, effektive Flächenverhältnisse kleiner Eins. Diese sind im Graphen durch die hinterlegte schraffierte Fläche deutlich gekennzeichnet. Das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen verschlechtert sich für diese Betriebspunkte bei einigen Konfigurationen des Vordralldüsen-systems aufgrund von instationären Strömungsphänomenen, die zu einem deutlichen Anstieg des Druckniveaus innerhalb der Vordrallkammer (s. Abb. 4.9) führen. Daraus resultiert ein markanter Einbruch des durchgesetzten Kühlluftmassenstromes.

In Abbildung 4.17 sind die Durchflußkoeffizienten der Vordralldüsen bei 10mm axialer Spaltweite für eine Variation des r/d -Verhältnisses der Receiverbohrungen inklusive des effektiven Flächenverhältnisses über das Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen. Das Abrunden der Eintrittskante führt, wie bereits mehrfach erwähnt, zu einer Verbesserung der Strömungsführung beim Einströmvorgang in die Receiverbohrung und erhöht den Durchflußbeiwert. Dementsprechend ergeben sich bei der Konfiguration des Vordralldüsen-systems mit abgerundeter Eintrittskante der Receiverbohrungen im Gegensatz zu der Konfiguration mit scharfkantiger Eintrittskante erst bei größeren Geschwindigkeitsverhältnissen effektive Flächenverhältnisse kleiner Eins.

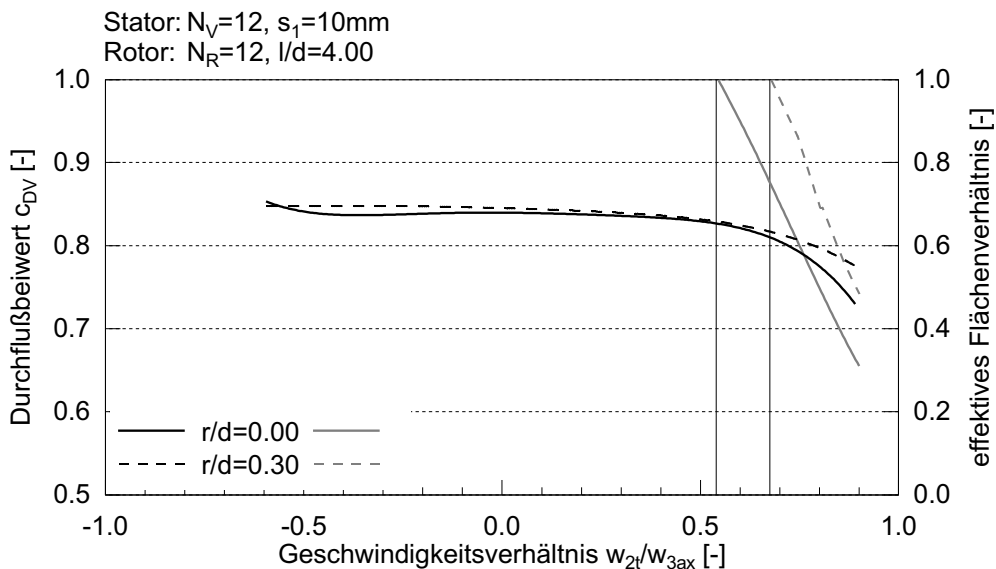


Abb. 4.17: Abnahme des Durchflußbeiwertes der Vordralldüsen als Folge des effektiven Flächenverhältnisses bei Variation des r/d -Verhältnisses der Receiverbohrungen

Anhand dieser detaillierten, beispielhaften Betrachtung einiger ausgewählter Konfigurationen des Vordralldüsen-systems können alle auftretenden Strömungseffekte zur Charakterisierung der Vordralldüse als eine der Komponenten des Vordralldüsen-systems erfaßt und beschrieben werden. Die stromauf gerichtete Wirkung der Receiverbohrungen über die Vordrallkammer hinweg erfordert zur exakten Beschreibung der Vordralldüsenströmung die Analyse des gesamten Vordralldüsen-systems. Da sich das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen in Abhängigkeit

vom Betriebspunkt stark ändert, ist für die Charakterisierung der Vordralldüsen eine Berücksichtigung der Parameter, die wesentlichen Einfluß auf die Strömung durch die Receiverbohrungen haben, zwingend erforderlich. Dazu ist allerdings die Kenntnis der Strömungsvorgänge innerhalb des gesamten Vordralldüsen systems Voraussetzung.

Im folgenden wird deshalb zuerst eine ausführliche Beschreibung der Receiverbohrungen mit Hilfe der unterschiedlichen theoretischen Modelle durchgeführt. Auf diese Ergebnisse mußte bisher zumindest teilweise zum Verständnis der Strömung durch die Vordralldüsen vorgegriffen werden. Eine in sich geschlossene Beschreibung der drei einzelnen Komponenten des Vordralldüsen systems – Vordralldüsen, Receiverbohrungen und Vordrallkammer – wäre sonst nicht möglich gewesen. Abschließend erfolgt die Charakterisierung der Vordrallkammer.

4.6 Charakterisierung der Receiverbohrungen im Gesamtsystem

Wie bereits im vorangegangenen Kapitel angedeutet wurde, spielt das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen eine entscheidende Rolle im Vordralldüsen system. Dies ist hauptsächlich auf die starke Änderung des Durchflußkoeffizienten bei Variation des Betriebspunktes zurückzuführen. Umso notwendiger wird es deshalb, die auftretenden Strömungsvorgänge auch mit Hilfe einer eindimensionalen Betrachtung dieser Systemkomponente möglichst exakt beschreiben zu können.

Als repräsentative Größe der Strömung durch die Receiverbohrungen wurde ebenfalls der Durchflußkoeffizient gewählt, da er eine optimale dimensionslose Kenngröße darstellt, mit der komplexe Strömungseffekte erfaßt werden können und dennoch eine leichte Verständlichkeit gewährleistet ist. Aufgrund der in Kapitel 4.2 dargestellten äußerst zufriedenstellenden Korrelation der Durchflußbeiwerte rotierender Bohrungen im Relativsystem, die auch bezüglich einer Vielzahl von Bohrungsgeometrien validiert wurde (Wittig et al., 2001a), wird im folgenden auf die Definition des Durchflußkoeffizienten im Relativsystem nach Gleichung 2.12 zurückgegriffen.

Zur Berechnung der Totaltemperatur und des Totaldruckes stromauf der Receiverbohrungen müssen allerdings Annahmen getroffen werden, da diese Zustandsgrößen der Kühlluft im Rahmen dieser Arbeit nicht direkt gemessen wurden. Zur Charakterisierung des Durchflußverhaltens der Receiverbohrungen werden die in Kapitel 4.4 vorgestellten Modelle herangezogen, mit deren Hilfe sich auch die Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen abschätzen läßt. Zusätzliche Erkenntnisse, die aus den Messungen des Drehmomentes bzw. des Differenzdruckes innerhalb der Receiverbohrung gewonnen wurden, stützen die in den Modellen getroffenen Annahmen.

4.6.1 Receiverbohrungen im Gesamtsystem – isentrope Betrachtung

Für eine erste Darstellung der Meßergebnisse ist in Abbildung 4.18 die Durchflußcharakteristik der Receiverbohrung über das isentrope Geschwindigkeitsverhältnis $w_{2t, is} / w_{3ax}$ aufgetragen.

Dabei sind zur Berechnung der isentropen relativen Anströmgeschwindigkeit $w_{2t,is}$ die auftretenden Verluste beim Durchströmen der Vordralldüsen und der Vordrallkammer vernachlässigt. Die ideal berechnete Austrittsgeschwindigkeit der Vordralldüsen wird stark vereinfachend der Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen im Absolutsystem gleichgesetzt.

Die Durchflußbeiwerte für unterschiedliche über die Meßstrecke anliegende Gesamtdruckverhältnisse sind mit verschiedenen Symbolen gekennzeichnet. Für ein konstantes Druckverhältnis nimmt die Drehzahl des Rotors im Graphen von links nach rechts bis auf maximal 7000min^{-1} zu. Mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis steigt der Durchflußkoeffizient der Receiverbohrungen zunächst kontinuierlich an, erreicht bei einem noch negativen Geschwindigkeitsverhältnis sein Maximum und fällt anschließend wieder kontinuierlich ab. Der Einfluß des Druckverhältnisses auf den Durchflußkoeffizienten ist zumindest im untersuchten Bereich offensichtlich zu vernachlässigen.

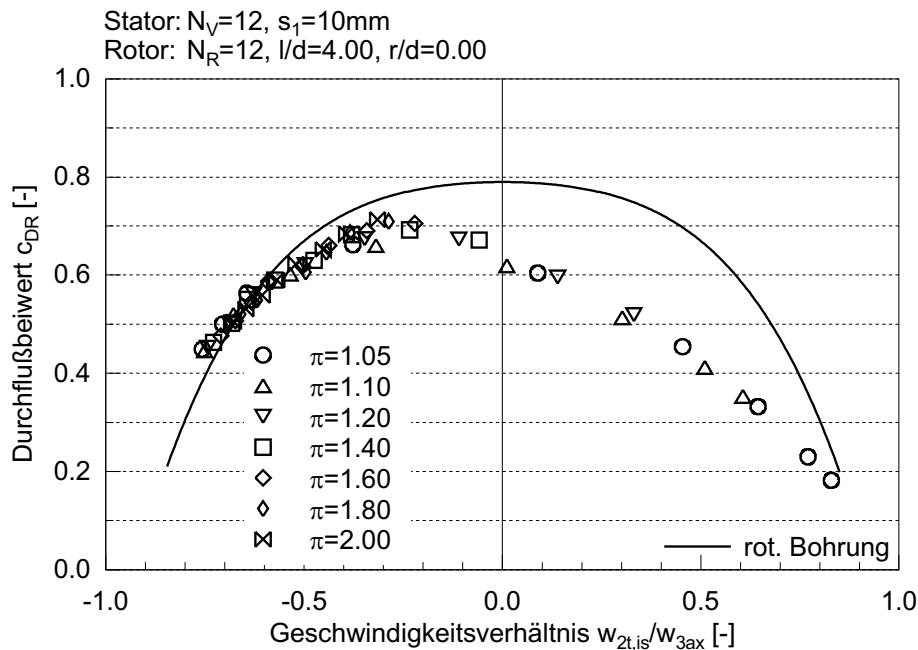


Abb. 4.18: Durchflußbeiwerte der Receiverbohrungen in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse im Vergleich zu den Durchflußbeiwerten einer rotierenden Bohrung identischer Geometrie

Den isentrop berechneten Durchflußkoeffizienten der Receiverbohrungen ist in Abbildung 4.18 die Durchflußcharakteristik einer axial angeströmten rotierenden Bohrung identischer Geometrie gegenübergestellt. Das Durchflußverhalten der rotierenden Bohrung wurde bei demontierter Vordrallplatte für eine Drehrichtung des Rotors bestimmt. Da bei im Absolutsystem axialer Anströmung der rotierenden Bohrung die Drehrichtung keinen Einfluß auf den Durchflußkoeffizienten hat, kann der ermittelte Verlauf des Durchflußbeiwertes für negative Geschwindigkeitsverhältnisse übernommen werden. Dies entspricht einer Rotation mit entgegengesetzter Drehrichtung.

Bei der Betrachtung der ausgebildeten Strömung im rotierenden Relativsystem ist zu erwarten, daß für den Strömungsfall der Receiverbohrung im Vordralldüsenystem im Vergleich mit der

über ein Plenum angeströmten rotierenden Bohrung identische Strömungseffekte auftreten, die das Durchflußverhalten beeinflussen. Im ersten isentropen Vergleich zeigt sich auch dementsprechend für beide Strömungsfälle ein prinzipiell ähnlicher Verlauf der beiden Durchflußcharakteristiken. Bezüglich der Lage des maximalen Durchflußkoeffizienten und dessen Absolutwert werden jedoch deutliche Abweichungen ersichtlich.

Der Durchflußbeiwert der scharfkantigen Receiverbohrung erreicht nicht wie erwartet bei rein axialer Anströmung im Relativsystem sein Maximum, sondern bereits bei negativen Geschwindigkeitsverhältnissen. Dies trifft nicht nur für die in Abbildung 4.18 exemplarisch dargestellten Durchflußkoeffizienten der Receiverbohrungen dieser Konfiguration zu, sondern ist für alle Konfigurationen des Vordralldüsenystems gültig.

Nach der in Kapitel 4.3 eingeführten Definition wäre für diese Betriebspunkte mit negativem Geschwindigkeitsverhältnis die tangentielle Kühlluftgeschwindigkeit größer als die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen. Wie anhand der mittels PIV gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten der Kühlluft in der Vordrallkammer deutlich wird, führt die isentrope Betrachtung der Strömung stromauf der Receiverbohrungen erwartungsgemäß zu einer deutlichen Überschätzung der realen Anströmgeschwindigkeit. Daraus resultiert ein zu hoch berechneter idealer Massenstrom, der einen zu niedrigen Durchflußkoeffizienten zur Folge hat. Zusätzlich ist das Maximum zu negativen Geschwindigkeitsverhältnissen hin verschoben.

Eine polytrope Betrachtung der Strömung durch die Vordralldüsen ist zwar relativ leicht durchzuführen, führt aber nur zu einer geringfügig verbesserten Beschreibung der tatsächlich vorliegenden Strömung. Die in der Vordrallkammer auftretenden Verluste bleiben weiterhin unberücksichtigt.

Prinzipiell könnten zwar auch mit einer isentropen Betrachtung des Vordralldüsenystems der Einfluß geometrischer Parameter auf das Durchflußverhalten zumindest qualitativ beschrieben werden, eine Separation und Zuordnung der auftretenden Verluste zur einzelnen modularen Charakterisierung der Komponenten des Vordralldüsenystems wäre jedoch nicht möglich. Um dieses Ziel erreichen zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit zuerst ein Modell ohne Berücksichtigung der Rotation (s. Kap. 4.4.2) entwickelt. Davon ausgehend wurde desweiteren zur verbesserten Beschreibung des Durchflußverhaltens der Receiverbohrungen im Relativsystem ein Modell mit Berücksichtigung der Rotation (s. Kap. 4.4.3) auf das Vordralldüsenystem angewendet. Letzteres wurde schließlich zur Charakterisierung der Vordrallkammer herangezogen.

Im folgenden sollen, zunächst anhand von zusätzlichen Meßergebnissen, die Annahmen und Ergebnisse des Modells ohne Berücksichtigung der Rotation detailliert diskutiert werden.

Wie bereits bei der Beschreibung der Versuchsdurchführung in Kapitel 3.5 erwähnt wurde, muß der Rotor je nach Betriebspunkt über den elektrischen Motor abgebremst oder angetrieben werden. Dementsprechend wird über die in der Antriebsachse integrierten Drehmomentenmeßwelle ein negatives oder positives Drehmoment erfaßt. In Abbildung 4.19 ist das zum Antrieb des Rotors ermittelte Drehmoment für die unterschiedlichen über die Meßstrecke anliegenden Gesamtdruckverhältnisse über die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen aufgetra-

gen. Für alle Druckverhältnisse steigt das Drehmoment näherungsweise linear mit der Drehzahl des Rotors an. Der Vorzeichenwechsel des Drehmomentes von negativen zu positiven Werten verschiebt sich mit zunehmendem Gesamtdruckverhältnis zu größeren Umfangsgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen. Mit der Steigerung des Gesamtdruckverhältnisses nimmt das Druckverhältnis über die Vordralldüsen und damit die Geschwindigkeit der Kühlluftjets sowie der durchgesetzte Kühlluftmassenstrom zu. Der Betrag des Drehmoments ist also sowohl von der Winkelgeschwindigkeit des Rotors als auch vom Kühlluftmassenstrom abhängig.

Idealerweise wird für den Betriebspunkt, bei dem die Receiverbohrungen des Vordralldüsen-systems im Relativsystem rein axial angeströmt werden, keine Arbeit vom Rotor auf das Fluid übertragen. Wie auch bereits bei der Beschreibung des Durchflußverhaltens der Vordralldüsen scheint deshalb eine Auftragung des Drehmomentes über das Geschwindigkeitsverhältnis der Receiverbohrungen sinnvoll.

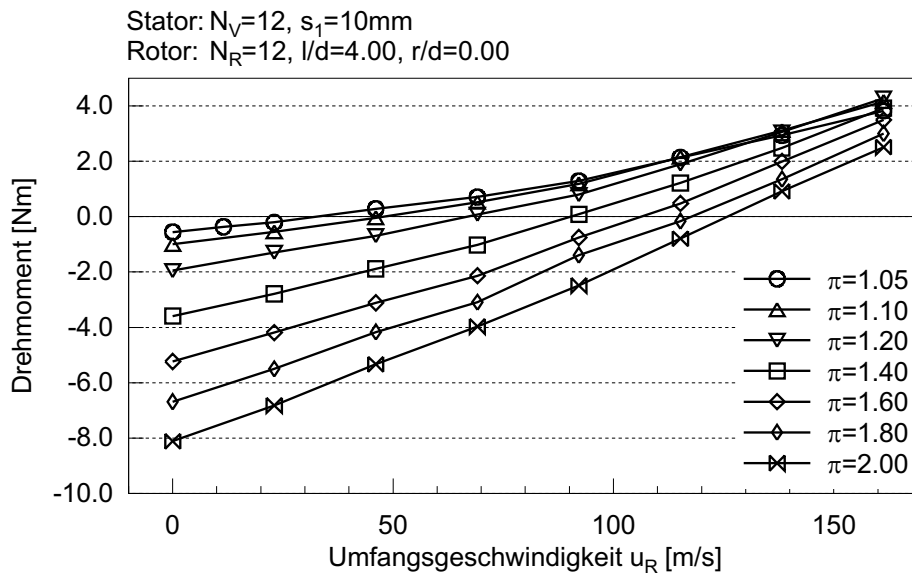


Abb. 4.19: Verlauf des Drehmomentes auf den Rotor bei unterschiedlichen Totaldruckverhältnissen in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen

In Abbildung 4.20 ist deshalb das gemessene Drehmoment über das isentrope Geschwindigkeitsverhältnis der Receiverbohrungen für die identische Konfiguration des Vordralldüsen-systems mit zwölf Vordralldüsen, einer axialen Spaltweite zwischen Stator und Rotor von $s_1 = 10\text{mm}$ und zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen aufgetragen. Bei der gewählten Darstellung fällt sofort auf, daß unabhängig vom anliegenden Gesamtdruckverhältnis der Übergang des Drehmomentes von negativen zu positiven Werten bei einem in sehr guter Näherung identischen Geschwindigkeitsverhältnis stattfindet. Zur eindeutigen Lokalisierung ist dieses negative Geschwindigkeitsverhältnis zusätzlich mit einer senkrechten Hilfslinie gekennzeichnet. Verglichen mit dem negativen Geschwindigkeitsverhältnis aus Abbildung 4.18, bei dem der Durchflußbeiwert der Receiverbohrung maximal ist, fällt dieser Wert jedoch etwas kleiner aus.

Auch bei dieser Darstellungsvariante ist der Verlauf des Drehmomentes zumindest für die großen Gesamtdruckverhältnisse annähernd linear. Nur bei den beiden niedrigsten Gesamtdruckverhältnissen wächst das Drehmoment für größere Geschwindigkeitsverhältnisse stärker

an. Ob dies auf einen zunehmenden Reibungseinfluß oder auf die isentrope Betrachtung der Vordralldüsen und der Vordrallkammer zurückzuführen ist, kann anhand der bisher gewonnenen Erkenntnisse noch nicht eindeutig festgelegt werden.

Desweiteren kann nicht zuverlässig geklärt werden, ob für die Betriebspunkte, bei denen vom elektrischen Antrieb kein bzw. ein zu vernachlässigendes Drehmoment auf den Rotor übertragen wird, tatsächlich eine im Relativsystem rein axiale Anströmung der Receiverbohrung des Vordralldüsen systems vorliegt. Diesbezüglich können allerdings die über eine Totaldrucksonde durchgeführten Druckmessungen innerhalb der rotierenden Receiverbohrung ergänzend herangezogen werden.

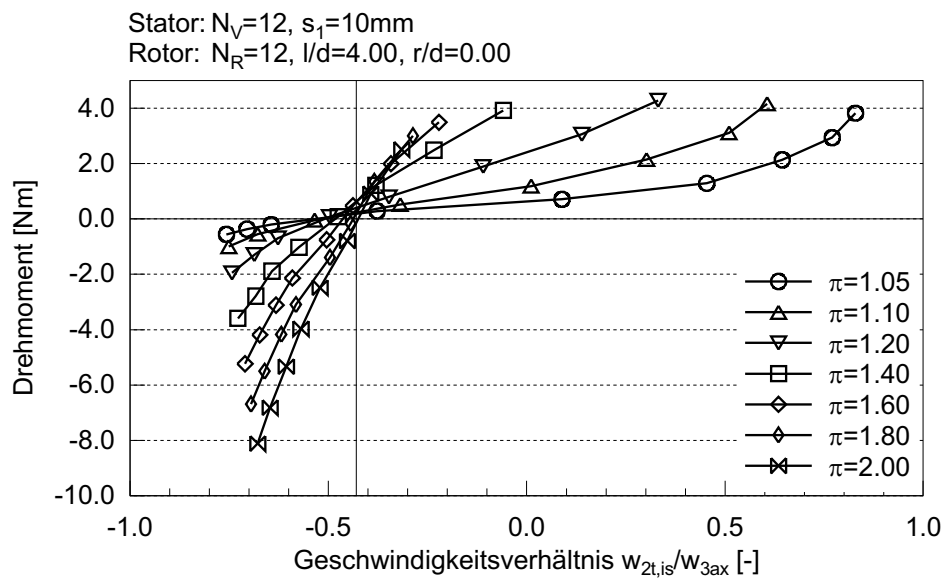


Abb. 4.20: Verlauf des Drehmomentes auf den Rotor bei unterschiedlichen Totaldruckverhältnissen in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis

Dabei kamen die in Kapitel 3.3.1 beschriebenen Sonden zum Einsatz, die im Austrittsquerschnitt der Receiverbohrungen in tangentialer Richtung positioniert waren. Die zwei Druckmeßstellen befanden sich von der Bohrungsachse aus gesehen in bzw. entgegen der Rotationsrichtung jeweils in einem Abstand von 4mm auf dem Mittelkreisradius der Receiverbohrungen.

Entsprechend der Strömung durch rotierende Bohrungen, die über ein Plenum rein axial angeströmt werden, müßte sich auch bei den Receiverbohrungen je nach Anströmrichtung im Relativsystem ein Differenzdruck zwischen den beiden Meßstellen ergeben. Bei rein axialer Anströmung, d.h. symmetrischer Anströmung im Relativsystem sollte sich im Bohrungsquerschnitt ein homogenes Geschwindigkeitsprofil ausbilden, der Differenzdruck folglich Null betragen.

Zur Verdeutlichung der Strömungsvorgänge im Relativsystem sind in Abbildung 4.21 für drei charakteristische Betriebspunkte die axialen Geschwindigkeitsprofile am Austritt der rotierenden Receiverbohrung des Vordralldüsen systems skizziert. Für ein konstant über die Meßstrecke anliegendes Gesamtdruckverhältnis ergeben sich in Abhängigkeit von der Drehzahl des Rotors drei deutlich unterschiedliche Geschwindigkeitsverteilungen in der Receiverbohrung. Für negative Geschwindigkeitsverhältnisse, bei denen die tangentiale Kühlluftgeschwindigkeit größer

ist als die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung, stellt sich ein schiefes Geschwindigkeitsprofil innerhalb der Bohrung ein, das auch noch im Austrittsquerschnitt vorliegt. Bei rein axialer Anströmung im Relativsystem, d.h. bei einem Geschwindigkeitsverhältnis von Null, liegt ein symmetrisches Axialgeschwindigkeitsprofil vor. Wird die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung weiter erhöht, führt dies zu einer gespiegelten Schiefelage des Geschwindigkeitsprofils. Die höchsten Geschwindigkeiten werden sich dabei auf der Druckseite der Bohrung einstellen. Dementsprechend ergibt sich auch für den Totaldruck je nach Betriebspunkt eine unterschiedliche Verteilung innerhalb der Receiverbohrung.

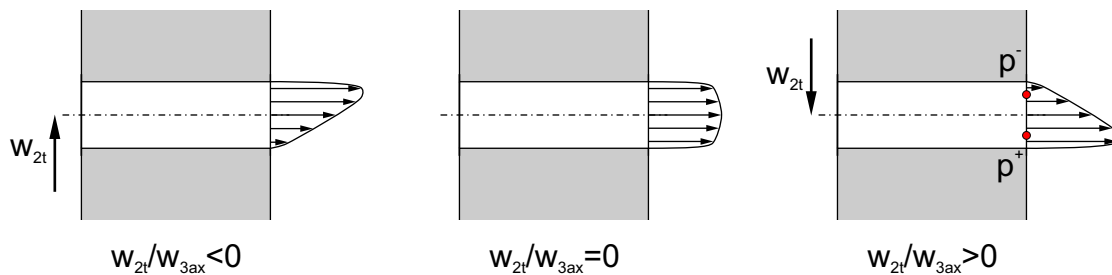


Abb. 4.21: Axiale Geschwindigkeitsprofile am Austritt einer rotierenden Bohrung in Abhängigkeit von der relativen tangentialen Anströmgeschwindigkeit

In Abbildung 4.22 ist der berechnete Differenzdruck der beiden Druckmeßstellen im rotierenden System über das ideale Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen. Die untersuchten über die Meßstrecke anliegenden Gesamtdruckverhältnisse sind wiederum mit verschiedenen Symbolen gekennzeichnet. Zusätzlich sind die Symbole für jeden einzelnen Betriebspunkt je nach Vorzeichen des Drehmomentes entweder unausgefüllt oder ausgefüllt. Offene Symbole markieren die Betriebspunkte, bei denen über die Antriebsachse ein negatives Drehmoment vom Motor auf den Rotor übertragen wird. Bei geschlossenen Symbolen wirkt vom elektrischen Motor ein positives Drehmoment auf den Rotor, es wird also Arbeit am Fluid geleistet.

Bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten des Rotors ist der Differenzdruck zunächst negativ und steigt dann mit zunehmender Drehzahl kontinuierlich an. Der Übergang von negativen zu positiven Differenzdrücken fällt mit Ausnahme der beiden größten Gesamtdruckverhältnisse für ein gemeinsames negatives Geschwindigkeitsverhältnis zusammen. Zusätzlich wechselt in diesem Geschwindigkeitsbereich auch das Vorzeichen des Drehmomentes. Bei einer homogenen Druckverteilung in der Receiverbohrung kann wie bereits oben beschrieben von einer rein axialen Anströmung der Bohrung im Relativsystem ausgegangen werden. Wie mit Hilfe von Abbildung 4.22 gezeigt wird, kann zumindest für diese Konfiguration des Vordralldüsen-systems auch über das Drehmoment der Betriebspunkt bestimmt werden, bei dem weder vom Fluid Arbeit am Rotor geleistet noch vom Rotor Energie auf das Fluid übertragen wird.

Zur Charakterisierung des Vordralldüsen-systems und dessen Komponenten ist die Kenntnis der Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung von wesentlicher Bedeutung. Eine meßtechnische Erfassung der Geschwindigkeit ist je nach axialer Spaltweite zwischen Stator und Rotor unter Umständen unmöglich und auch in Anbetracht der Vielzahl der untersuchten Konfigurationen nicht zu realisieren. Deshalb wurden auch die bereits in den Kapiteln 4.4.2 und 4.4.3

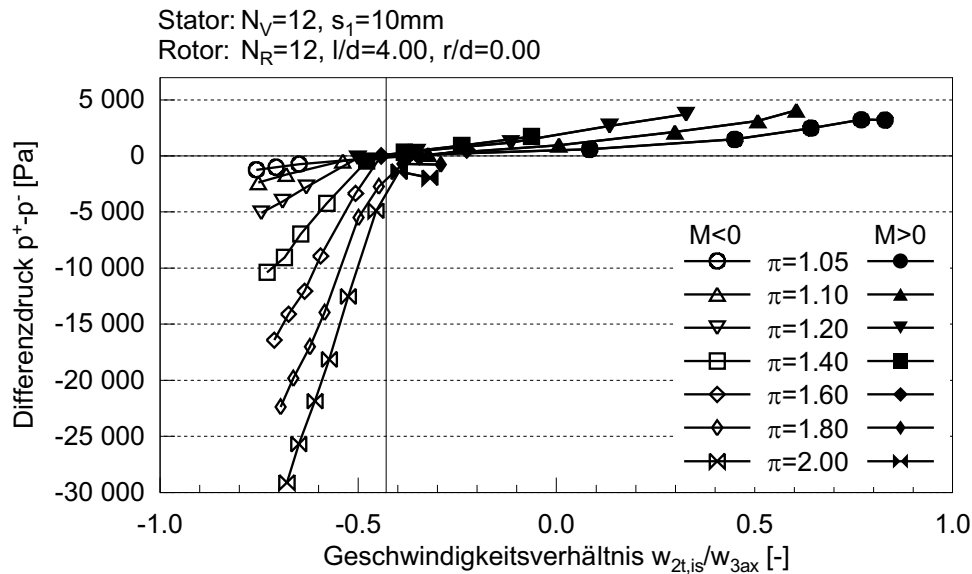


Abb. 4.22: Differenzdruck innerhalb der Receiverbohrung in Abhängigkeit vom isentropen Geschwindigkeitsverhältnis

beschriebenen Modelle entwickelt, die eine vollständige Analyse des Vordralldüsensystems ohne den Einsatz allzu aufwendiger Meßtechnik ermöglichen sollen.

4.6.2 Receiverbohrungen im Gesamtsystem – Modell ohne Berücksichtigung der Rotation

Mit Hilfe des gemessenen Differenzdruckes innerhalb der Receiverbohrung in Kombination mit dem ermittelten Drehmoment kann, wie im folgenden gezeigt wird, die Berechnung der Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen sehr gut validiert werden. Dazu ist in Abbildung 4.23 der Verlauf des Drehmomentes über das berechnete Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen. Die experimentellen Daten entsprechen den bereits in Abbildung 4.20 gezeigten Ergebnissen. Beiden Graphen liegen also identische Meßergebnisse zugrunde. Für eine erste Darstellung der Ergebnisse wurde das Drehmoment über das isentrope Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen, wogegen in Abbildung 4.23 das Modell ohne Berücksichtigung der Rotation zur Berechnung des Geschwindigkeitsverhältnisses herangezogen wurde. Wie zu erkennen ist, fällt wiederum der Vorzeichenwechsel des Drehmomentes für alle untersuchten Gesamtdruckverhältnisse für ein Geschwindigkeitsverhältnis auf einen Punkt zusammen. Dieses Geschwindigkeitsverhältnis ist jedoch nicht mehr negativ, sondern in sehr guter Näherung identisch Null.

Der Anstieg des Drehmomentes erfolgt zumindest für die großen Gesamtdruckverhältnisse weiterhin linear, der stärkere Anstieg des Drehmomentes für kleine Gesamtdruckverhältnisse bei höheren Geschwindigkeitsverhältnissen wird bestätigt. Diese Tendenz kann nicht, wie in Abbildung 4.13 dargestellt, auf eine größere Abweichung der Geschwindigkeitsabschätzung mit Hilfe des eindimensionalen Modells ohne Berücksichtigung der Rotation für diese Betriebspunkte zurückgeführt werden. Vielmehr nehmen in diesem Bereich Reibungseffekte, die zu einem größeren Drehmoment beim Antrieb des Rotors führen, deutlich zu.

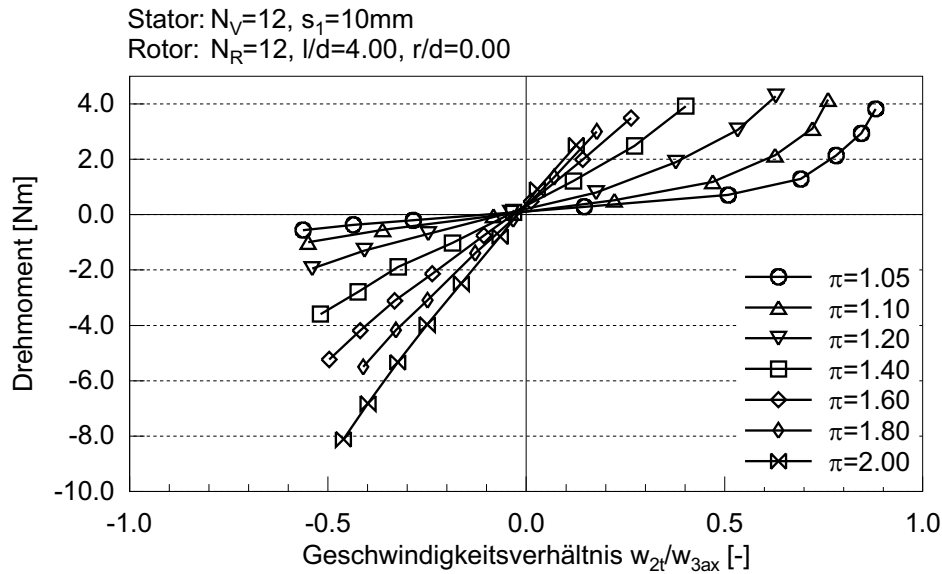


Abb. 4.23: Verlauf des Drehmomentes auf den Rotor bei unterschiedlichen Totaldruckverhältnissen in Abhängigkeit des berechneten Geschwindigkeitsverhältnisses

Die bisher gewonnen Erkenntnisse verdeutlichen das Potential des einfachen eindimensionalen Modells des Vordralldüsen systems ohne Berücksichtigung der Rotation zur Abschätzung der realen Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen innerhalb der Vordrallkammer.

Ergänzend zu den ausführlich dargestellten Ergebnissen der Messung des am Rotor anliegenden Drehmomentes und des Differenzdruckes innerhalb der Receiverbohrung für die Konfiguration des Vordralldüsen systems mit $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite, sollen in Abbildung 4.24 nur noch die Druckverläufe dargestellt werden. Entsprechend zu Abbildung 4.22 ist zusätzlich die Information über das Vorzeichen des gemessenen Drehmomentes in der Art der Symbole enthalten.

Der Differenzdruck ist für jede der drei untersuchten axialen Spaltweiten über das berechnete Geschwindigkeitsverhältnis ohne Berücksichtigung der Rotation aufgetragen. Dabei wurde das über die Meßstrecke anliegende Gesamtdruckverhältnis und die Drehzahl des Rotors variiert. Diese Analyse der Ergebnisse ist ausreichend, um die Übertragbarkeit des eindimensionalen Modells auch auf die beiden Spaltweiten $s_1 = 5\text{mm}$ bzw. 24mm zu überprüfen.

Für alle drei Spaltweiten des Vordralldüsen systems mit zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen ergibt sich ein Differenzdruck von näherungsweise Null, wenn das Vorzeichen des Drehmomentes wechselt. Dies findet bei rein axialer berechneter Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem statt (s. Abb. 4.21). Auffällige Abweichungen ergeben sich lediglich für die Spaltweite von 5mm in einem kleinen Geschwindigkeitsbereich nahe Null. Gerade bei dieser Konfiguration des Vordralldüsen systems treten jedoch speziell für diese Betriebspunkte, wie bereits erwähnt, instationäre Strömungsphänomene auf.

Unter Berücksichtigung, daß die Druckdifferenz innerhalb einer rotierenden Bohrung mit nur 10mm Durchmesser für einen komplizierten dreidimensionalen instationären Strömungsfall gemessen wurde und das Geschwindigkeitsverhältnis mit Hilfe eines einfachen eindimensionalen Modells berechnet wurde, sind diese Ergebnisse jedoch mehr als zufriedenstellend.

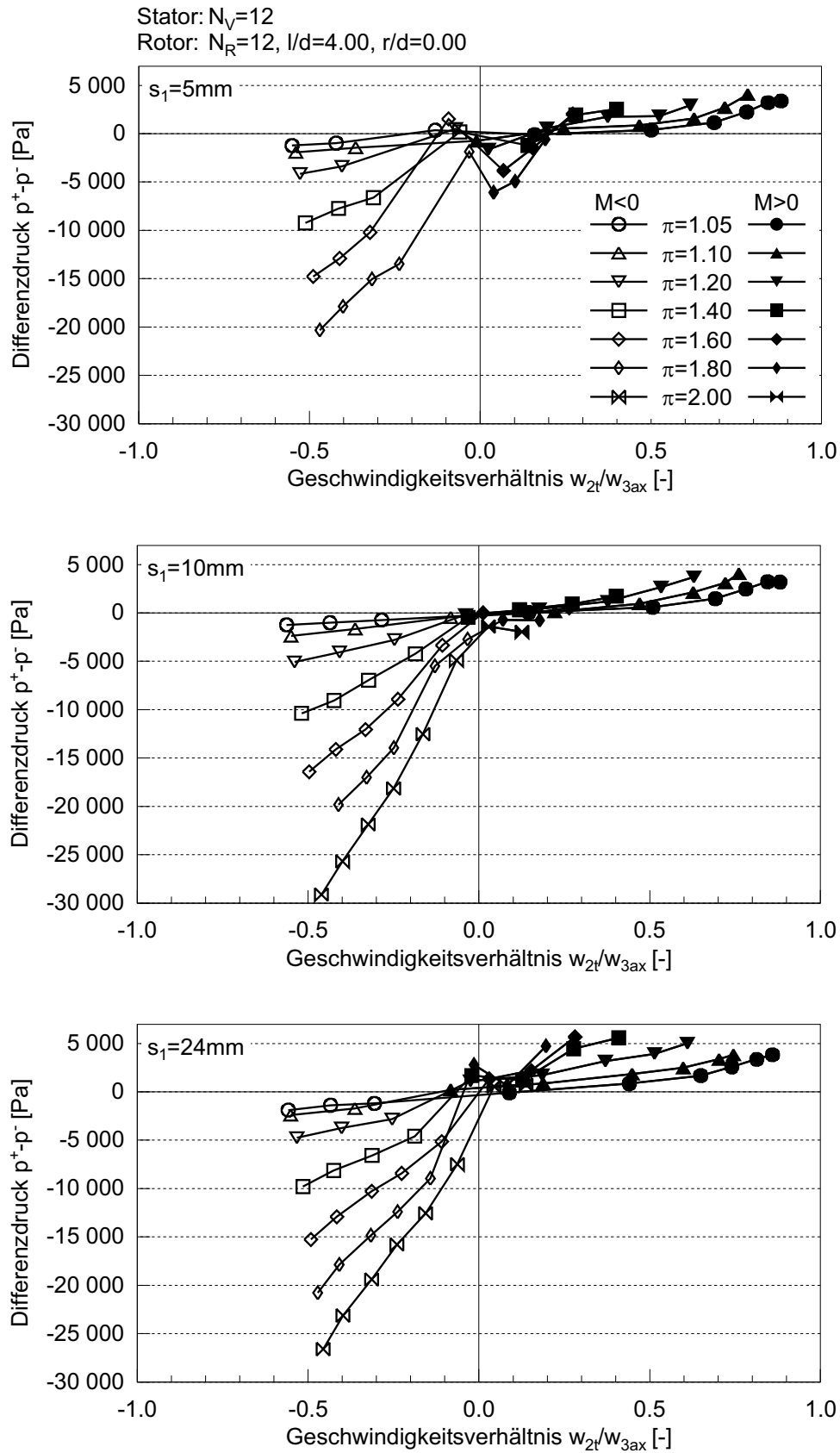


Abb. 4.24: Differenzdruck innerhalb der Receiverbohrung und Drehmoment des Rotors für die drei untersuchten axialen Spaltweiten in Abhängigkeit vom berechneten Geschwindigkeitsverhältnis

Mit Hilfe der berechneten Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen, die zumindest über weite Parameterbereiche sehr gut mit der tatsächlich vorliegenden mittleren Strömungsgeschwindigkeit der Kühlluft unmittelbar stromauf der Receiverbohrungen übereinstimmt, kann der Durchflußbeiwert der Receiverbohrungen im Vordralldüsenystem neu berechnet werden. Dadurch werden die bei der Durchströmung der Vordralldüsen auftretenden Verluste der Strömung sowie die Geschwindigkeitsänderung der Kühlluft innerhalb der Vordrallkammer berücksichtigt. Dem Ziel einer modularen Charakterisierung der einzelnen Komponenten des Vordralldüsenystems wird somit im Gegensatz zu einer isentropen Betrachtung wesentlich besser entsprochen.

Aufbauend auf die bereits gewonnenen Erkenntnisse wird im nächsten Schritt der Durchflußkoeffizient der Receiverbohrung im Relativsystem nach Gleichung 2.12 neu berechnet. Zur Bestimmung der Totaltemperatur im Absolutsystem wird ein adiabates System vorausgesetzt. Der Totaldruck im Absolutsystem wird über den gemessenen statischen Druck innerhalb der Vordrallkammer und einer isentropen Verzögerung der Strömung am Rotor ermittelt. Zur Transformation der Totaltemperatur und des Totaldruckes ins Relativsystem wird die mit Hilfe des eindimensionalen Modells ohne Berücksichtigung der Rotation berechnete Anströmgeschwindigkeit herangezogen.

Der Durchflußbeiwert der Receiverbohrung wird für die einzelnen Konfigurationen des Vordralldüsenystems über das berechnete Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen. Die über die Meßstrecke konstant anliegenden Gesamtdruckverhältnisse sind durch verschiedene Symbole gekennzeichnet. Der Wechsel des Vorzeichens des Drehmomentes ist durch den Übergang der offenen zu den geschlossenen Symbole markiert. Zusätzlich ist den Meßpunkten eine Kurve gegenübergestellt, die das Durchflußverhalten einer rotierenden Bohrung identischer Geometrie bei rein axialer Anströmung, also demontierter Vordrallplatte, beschreibt.

In Abbildung 4.25 ist zunächst das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen für die Konfiguration des Vordralldüsenystems mit 10mm axialer Spaltweite dargestellt. Diese Meßergebnisse wurden bereits in Abbildung 4.18 für eine isentrope Betrachtung der Strömung stromauf der Receiverbohrungen gezeigt.

Mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis, d.h. mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit des Rotors nimmt die Schräganströmung der Receiverbohrung im Relativsystem ab, der Durchflußbeiwert steigt an, erreicht bei $w_{2t}/w_{3ax} \approx 0$, also bei näherungsweise rein axialer Anströmung sein Maximum und fällt anschließend wieder kontinuierlich ab. Der Vorzeichenwechsel des auf den Rotor wirkenden Drehmomentes findet im Bereich des maximalen Durchflußkoeffizienten statt.

Prinzipiell kann das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen im Vordralldüsenystem und das rotierender Bohrungen gleicher Geometrie bei rein axialer Anströmung im Absolutsystem mit guter Näherung als identisch angesehen werden. Zwischen den einzelnen Meßpunkten und der eingezeichneten Ausgleichskurve zur Beschreibung der Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung ergeben sich nur geringe Abweichungen. Für eine Betrachtung der Strömungsvorgänge im Relativsystem sollten sich bei einer ausgebildeten Strömung für die rotierende Bohrung bzw. die Receiverbohrung auch keine wesentlichen Unterschiede ergeben.

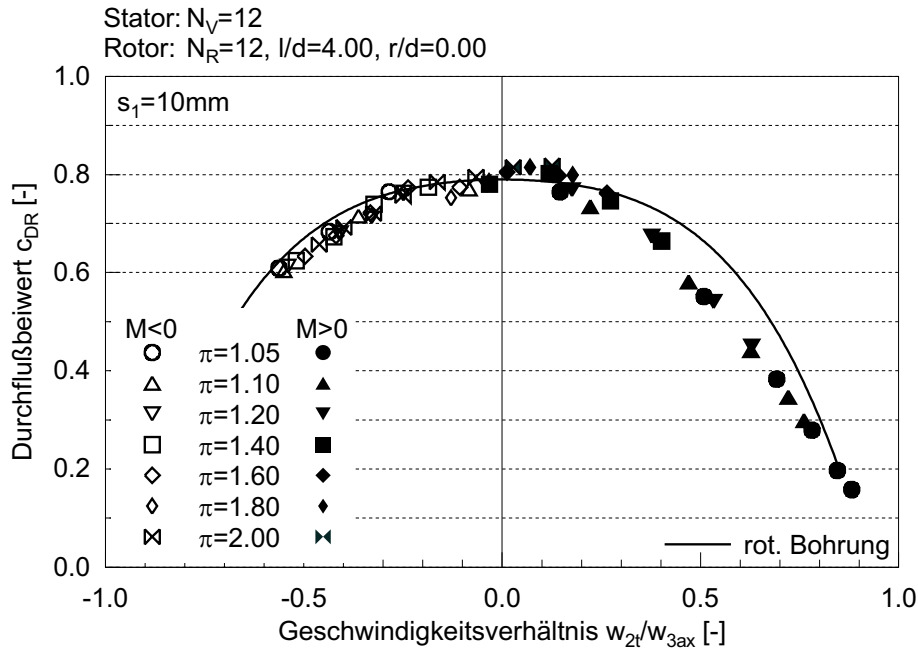


Abb. 4.25: Durchflußcharakteristik der Receiverbohrung bei $s_1 = 10\text{mm}$ im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie ohne Berücksichtigung der Rotation

Die geringfügige Überschätzung des maximalen Durchflußbeiwertes für die Receiverbohrung kann möglicherweise auf eine unzureichende Abschätzung der Anströmgeschwindigkeit mit Hilfe des einfachen eindimensionalen Modells zurückgeführt werden. Der doch etwas größeren Differenz der beiden Durchflußcharakteristiken im Bereich positiver Geschwindigkeitsverhältnisse liegt, wie später noch gezeigt werden soll, die Vernachlässigung des Rotationseinflusses durch das oben genannte Modell zugrunde.

In Abbildung 4.26 sind die Durchflußcharakteristiken der Receiverbohrungen für die Konfigurationen des Vordralldüsensystems mit $s_1 = 5\text{mm}$ und 24mm axialer Spaltweite dem Durchflußverhalten einer rotierenden axial angeströmten Bohrung gegenübergestellt. Für beide Konfigurationen ergeben sich für das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen grundsätzlich vergleichbare Verläufe. Mit zunehmender Schräganströmung der Receiverbohrung im Relativsystem verringert sich mit dem Auftreten von Ablösegebieten im Einströmbereich der Bohrung der Durchflußbeiwert. Der maximale Durchflußkoeffizient wird für die scharfkantige Bohrung bei rein axialer Anströmung im Relativsystem erreicht.

Auffällig für die Konfiguration mit $s_1 = 5\text{mm}$ ist der berechnete starke Einbruch des Durchflußbeiwertes für Geschwindigkeitsverhältnisse im Bereich von Null. Speziell bei diesen Betriebspunkten treten instationäre Strömungsphänomene auf, die bei konstant gehaltenem Gesamt-druckverhältnis zu einem deutlichen Anstieg des Druckniveaus innerhalb der Vordrallkammer führen (s. Abb. 4.9). Diese Verschiebung in der Aufteilung des Druckabfalls über die Vordralldüsen bzw. die Receiverbohrungen ist eindeutig mit einer Verkleinerung des effektiven Flächenverhältnisses, d.h. einer erheblichen Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Receiverbohrungen, zu erklären. Mögliche Ursachen dafür werden in Kapitel 4.8 diskutiert.

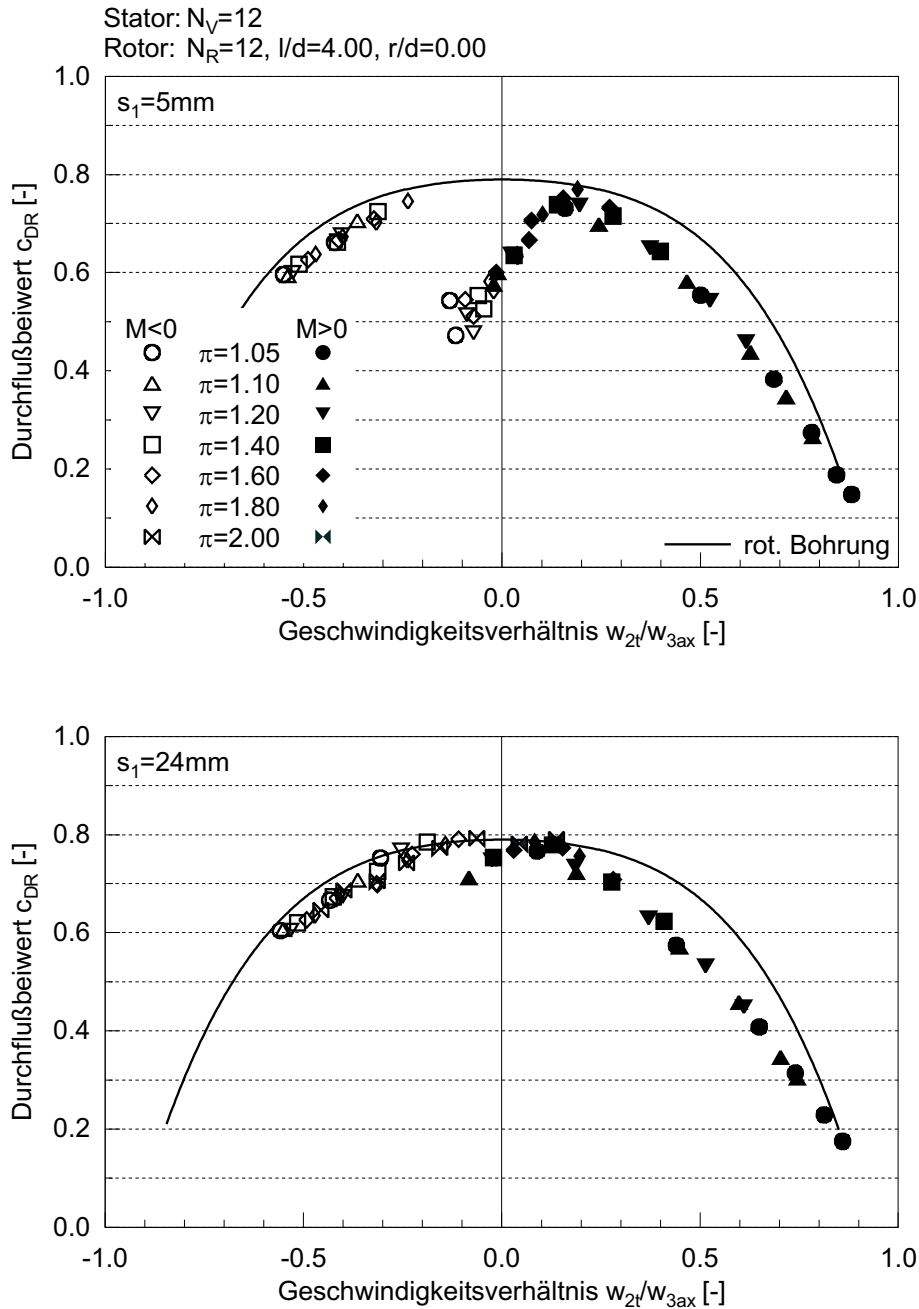


Abb. 4.26: Durchflußcharakteristiken der Receiverbohrungen bei $s_1 = 5mm$ und $s_1 = 24mm$ jeweils im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie ohne Berücksichtigung der Rotation

Der Verlauf des Durchflußkoeffizienten der Receiverbohrungen bei einer axialen Spaltweite von $s_1 = 24mm$ stimmt über weite Bereiche des Geschwindigkeitsverhältnisses sehr gut mit dem Durchflußbeiwert der rotierenden Bohrung überein. Dennoch treten für positive Geschwindigkeitsverhältnisse die bereits oben angesprochenen größeren Differenzen zwischen dem Durchflußbeiwert der Receiverbohrung im Vordralldüsen-system und der axial angeströmten rotierenden Bohrung auf.

Diese Tatsache ist unabhängig von der axialen Spaltweite des Vordralldüsen systems zu beobachten. Offensichtlich liegt in diesem Geschwindigkeitsbereich eine prinzipielle Tendenz vor, die auf merkliche Unzulänglichkeiten des einfachen eindimensionalen Modells ohne Berücksichtigung der Rotation zurückgeführt werden können. Für positive Geschwindigkeitsverhältnisse, also für Betriebspunkte bei denen die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen größer ist als die gemittelte Umfangsgeschwindigkeit der Kühlluft, nimmt der Einfluß der Rotation auf die Strömung zu. Eine Vernachlässigung dieses Effektes führt demzufolge zu relativ geringen, aber dennoch unerwünschten Ungenauigkeiten, die berücksichtigt werden müssen. In Kapitel 4.6.4 soll deshalb zusätzlich anhand der Temperaturabsenkung der Kühlluft im rotierenden System eine Abschätzung der daraus resultierenden Abweichung erfolgen.

Trotz der stark vereinfachenden Annahmen des eindimensionalen Modells für das Vordralldüsen system wird die Strömung zumindest über weite Bereiche der untersuchten Parametervariationen sehr gut beschrieben. Erst die damit gewonnen Ergebnisse lassen eine Verwendung des gemessenen Drehmomentes zur Auswertung der Meßergebnisse zu. Da der Vorzeichenwechsel des Drehmomentes im Bereich der Änderung der Anströmrichtung der Receiverbohrung im Relativsystem erfolgt, kann über die vom elektrischen Motor geleistete Umfangsarbeit die Umlenkung der Kühlluft beim Übergang ins Relativsystem abgeschätzt werden. Zusätzliche Reibungseinflüsse wie Lagerreibung, Scheibenreibung der stromab gelegenen freien Rotoroberfläche oder Reibungseffekte in der Labyrinthdichtung zwischen der Mantelfläche des Rotors und dem Gehäuse spielen bei dem untersuchten Vordralldüsen system offenbar eine untergeordnete Rolle. Dies ist unter anderem auf die hohen axialen Reynoldszahlen in Kombination mit den durchgesetzten Kühlluftmassenströmen zurückzuführen.

4.6.3 Receiverbohrungen im Gesamtsystem – Modell mit Berücksichtigung der Rotation

Mit dem in Kapitel 4.4.3 beschriebenen Modell wird die Änderung der Totalenthalpie des Fluides und somit der Rotationseinfluß auf die Strömung berücksichtigt. Unter diesen Annahmen läßt sich der Durchflußbeiwert der Receiverbohrungen des Vordralldüsen systems im Relativsystem ebenfalls bestimmen. In Abbildung 4.27 ist zunächst das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen für die Konfiguration des Vordralldüsen systems mit zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen und $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite zwischen Stator und Rotor in Abhängigkeit vom Gesamtdruckverhältnis über das neu berechnete Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen. Der Auswertung der Meßergebnisse wurde das eindimensionale Modell mit Berücksichtigung der Rotation zugrunde gelegt. Dem Durchflußverhalten der Receiverbohrung im Vordralldüsen system ist wiederum das einer axial angeströmten rotierenden Bohrung identischer Geometrie gegenübergestellt. Grundsätzlich führt dieses Modell verglichen den Kurvenverläufen aus Abbildung 4.25, die aus denselben Messungen gewonnen wurden, zu identischen Ergebnissen.

Das Druckverhältnis hat offensichtlich keinen nennenswerten Einfluß auf das Durchflußverhalten der Receiverbohrung. Dagegen verändert es sich sehr stark in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis bzw. der Anströmrichtung der Bohrung im Relativsystem. Mit zunehmendem

Geschwindigkeitsverhältnis verbessert sich das Durchflußverhalten der scharfkantigen Receiverbohrung kontinuierlich, erreicht bei rein axialer Anströmung im Relativsystem sein Optimum und fällt anschließend mit zunehmender Schräganströmung wieder ab.

Im Gegensatz zu den oben diskutierten Ergebnissen ohne Berücksichtigung der Rotation (vgl. Abb. 4.25) wird insbesondere für positive Geschwindigkeitsverhältnisse eine sehr viel bessere Übereinstimmung mit der Durchflußcharakteristik der rotierenden Bohrung erreicht. Tendenziell wird sogar für diese Betriebspunkte eine eher zu geringe Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung im Absolutsystem berechnet, was zu einem Überschätzen des Geschwindigkeitsverhältnisses und des Durchflußbeiwertes führt. Hier kommen zusätzliche Reibungseffekte zum Tragen, die sich bereits in dem nichtlinearen Anstieg des Drehmomentes gezeigt haben (s. Abb. 4.23).

Im Bereich negativer Geschwindigkeitsverhältnisse ist bezüglich der berechneten Durchflußbeiwerte für die beiden Modelle ohne bzw. mit Berücksichtigung der Rotation ein wesentlich geringerer Unterschied festzustellen. Dennoch verringert sich auch für diese Betriebspunkte die Differenz zum Durchflußverhalten einer rotierenden Bohrung. Für die Strömungsfälle mit annähernd axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem fällt die Differenz zwischen den beiden Modellen zur Auswertung der Meßergebnisse am geringsten aus. Da weder vom Fluid noch vom Rotor Umfangsarbeit übertragen wird, bleibt die Totalenthalpie der Kühlluft beim Übergang ins rotierende System konstant. Diesbezüglich unterscheiden sich die beiden Modelle trotz der unterschiedlichen Annahmen für diese Betriebspunkte nicht. Die trotzdem auftretenden jedoch zu vernachlässigenden Abweichungen resultieren aus den Meßunsicherheiten der einzelnen Meßgrößen.

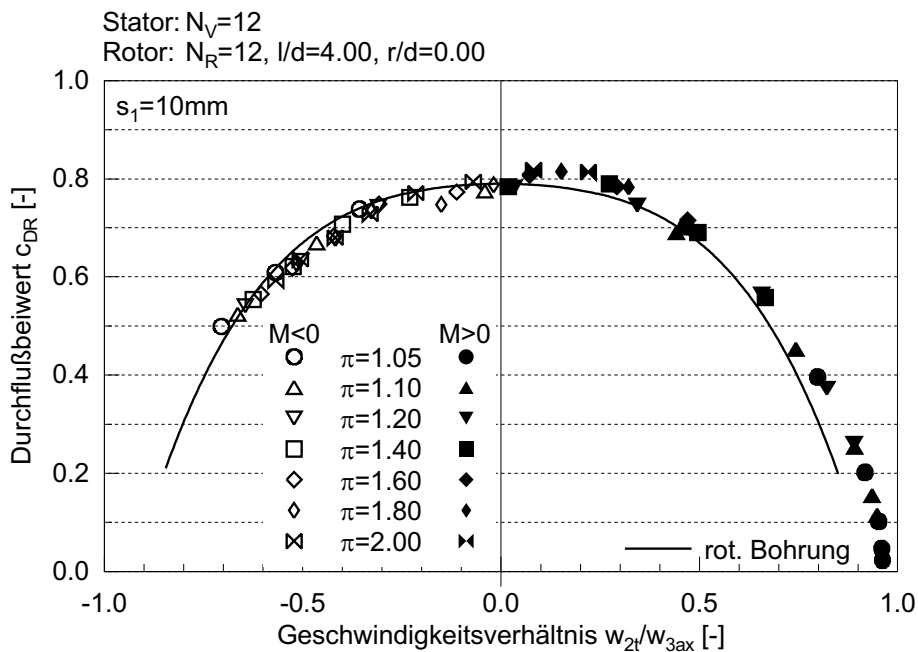


Abb. 4.27: Durchflußcharakteristik der Receiverbohrung bei $s_1 = 10\text{mm}$ im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie unter Berücksichtigung der Rotation

Aus Gründen der Vollständigkeit sind in Abbildung 4.28 die unter Berücksichtigung der Rotation berechneten Durchflußbeiwerte der Receiverbohrungen für das Vordralldüsen­system mit $s_1 = 5\text{mm}$ und 24mm axialer Spaltweite gegeben. Auch für diese Konfigurationen gelten die Beobachtungen, die beim Vergleich der beiden Modelle für das Vordralldüsen­system mit $s_1 = 10\text{mm}$ Spaltweite gemacht wurden.

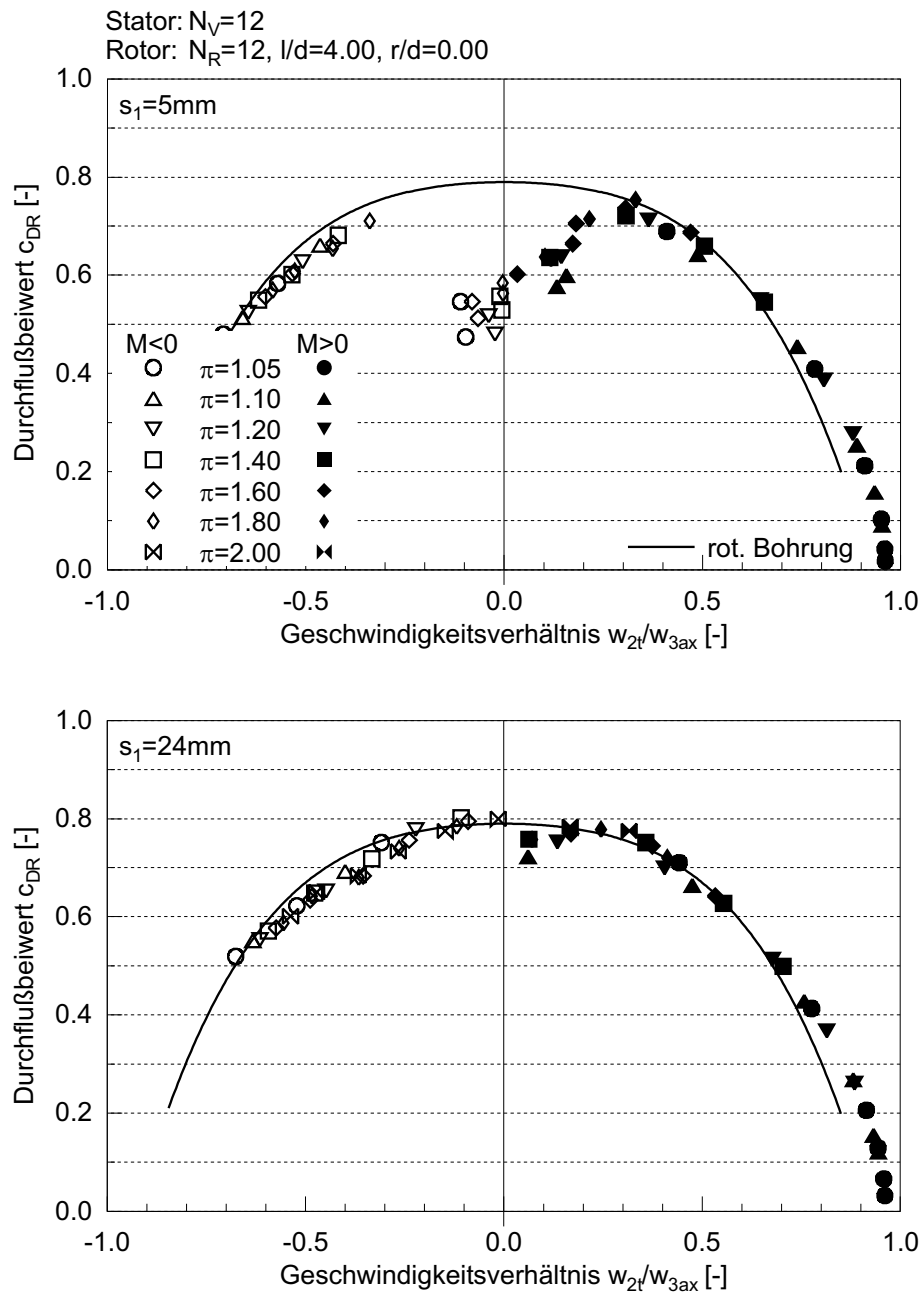


Abb. 4.28: Durchflußcharakteristiken der Receiverbohrungen bei $s_1 = 5\text{mm}$ und $s_1 = 24\text{mm}$ jeweils im Vergleich zu der einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie unter Berücksichtigung der Rotation

Wesentliche Unterschiede bezüglich der Durchflußcharakteristik der rotierenden Bohrung und der Receiverbohrung ergeben sich nur für die Konfiguration des Vordralldüsen­systems mit

$s_1 = 5\text{ mm}$ axialer Spaltweite bei näherungsweise axialer Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem. Diese Betriebspunkte stellen jedoch wegen der auftretenden instationären Strömungsphänomene einen Sonderfall für die Strömung dar und bedürfen einer gesonderten Betrachtung.

Anhand der erzielten Ergebnisse wird deutlich, daß sich zumindest für die bisher betrachteten Konfigurationen des Vordralldüsenystems das Durchflußverhalten einer Receiverbohrung prinzipiell nicht von dem einer rotierenden Bohrung unterscheidet. Die Beschreibung der Durchflußcharakteristik von Receiverbohrungen im Gesamtsystem ist jedoch wesentlich schwieriger, da die Zustandsgrößen der Strömung in der Vordrallkammer stromauf der Bohrung, wenn überhaupt, nur mit erheblichem Aufwand meßtechnisch zu erfassen sind.

Mit Hilfe der oben diskutierten eindimensionalen Modelle lassen sich jedoch die Anströmbedingungen der Receiverbohrungen mit großer Genauigkeit berechnen. Dazu bedarf es lediglich der im stationären System vergleichsweise einfach zu bestimmenden Zustandsgrößen der Kühlluft, Druck und Temperatur sowie das auf den Rotor übertragene Drehmoment. Durch zusätzliche, äußerst aufwendige Messungen, die für eine begrenzte Auswahl von Konfigurationen des Vordralldüsenystems unter anderem im rotierenden System durchgeführt wurden, konnten die entwickelten Modelle validiert werden.

Wie bereits angekündigt, soll im folgenden Unterkapitel eine Gegenüberstellung der gemessenen Totaltemperatur der Kühlluft in den Receiverbohrungen und der über das eindimensionale Modell ohne Berücksichtigung der Rotation berechneten Totaltemperatur erfolgen. So kann ein zusätzlicher Eindruck von der Auswirkung des vernachlässigten Rotationseinflusses gewonnen werden. Für das Modell mit Berücksichtigung der Rotation ist eine entsprechende Betrachtung der berechneten Zustandsgrößen nicht zweckmäßig, da durch die getroffenen Annahmen keine eindeutige Position im Vordralldüsenystem festgelegt wird, bei der die Übertragung der Umfangsarbeit des Rotors stattfindet. Die Totalenthalpieänderung der Kühlluft erfolgt in diesem Falle nicht exakt beim Übergang ins rotierende System, sondern zum Teil bereits innerhalb der Vordrallkammer. Somit wird eine effektive Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung berechnet, die in Kapitel 4.7 zur Charakterisierung der Vordrallkammer genutzt wird.

4.6.4 Totaltemperaturabsenkung im Relativsystem

Vordralldüsenysteme werden in der ersten Hochdruckturbinenstufe von Turbomaschinen nicht nur zur Verringerung der Totaldruckverluste beim Übergang der Strömung vom stationären System in rotierende Komponenten eingesetzt, sondern auch zur Verringerung des Totaltemperaturanstieges der Kühlluft beim Übergang ins rotierende System. Es ist also nicht nur das Durchflußverhalten der einzelnen Komponenten sondern auch die Totaltemperatur der Kühlluft in den Receiverbohrungen von Interesse, die im wesentlichen von der Umfangskomponente der Anström- und der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen selbst abhängt.

Mit Hilfe des eindimensionalen Modells ohne Berücksichtigung der Rotation kann die Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen im Absolutsystem über weite Parameterbereiche sehr gut abgeschätzt werden (s. Abb. 4.13). Inwieweit sich die Vernachlässigung der Rotati-

on auf die Berechnung der Totaltemperatur der Kühlluft im rotierenden System auswirkt, kann über eine Gegenüberstellung mit den experimentell ermittelten Werten beurteilt werden.

Für den direkten Vergleich der berechneten Totaltemperaturen mit den im Relativsystem gemessenen Temperaturen sind in Abbildung 4.29 für ausgewählte Gesamtdruckverhältnisse die Temperaturdifferenzen bezüglich der Totaltemperatur stromauf der Vordralldüsen über die Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen aufgetragen. Dabei sind die gemessenen Temperaturdifferenzen mit offenen, die berechneten mit geschlossenen Symbolen gekennzeichnet.

Wie erwartet, nimmt die Totaltemperatur im Relativsystem mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunächst ab, erreicht ein Minimum und steigt anschließend wieder kontinuierlich an. Die maximale Temperaturabnahme verschiebt sich mit zunehmendem Gesamtdruckverhältnis zu größeren Umfangsgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen. Grundsätzlich stimmen die über das eindimensionale Modell ohne Berücksichtigung der Rotation berechneten Totaltemperaturdifferenzen sehr gut mit den gemessenen Werten überein. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit allerdings vergrößert sich die Abweichung kontinuierlich. Für kleine Gesamtdruckverhältnisse fällt die maximale Diskrepanz größer aus und beträgt knapp drei Kelvin. Gerade bei diesen Betriebspunkten nehmen aber auch Reibungseffekte bemerkbar zu.

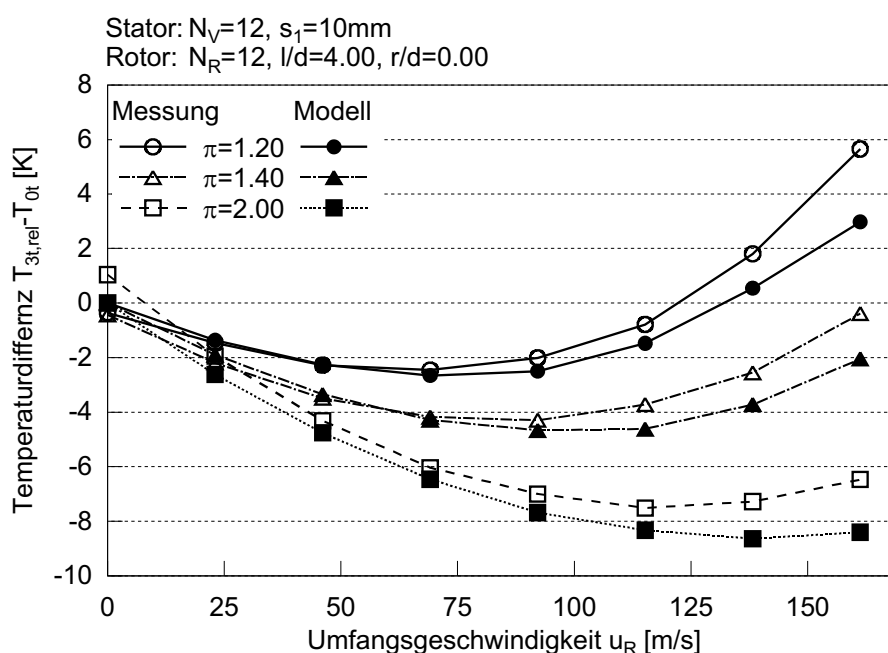


Abb. 4.29: Vergleich der gemessenen und berechneten Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Umfangsgeschwindigkeit für $s_1 = 10\text{mm}$

Für die Konfiguration des Vordralldüsen systems mit $s_1 = 5\text{mm}$ axialer Spaltweite traten in Bereichen axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem instationäre Strömungsphänomene auf, die eine Beschreibung der Strömung deutlich erschweren. Der Einbruch des Durchflußbeiwertes für diese Betriebspunkte wurde bereits oben diskutiert (s. Abb. 4.26 und Abb. 4.28). Wie aus Abbildung 4.30 ersichtlich ist, wird davon auch die Totaltemperaturabnahme der Kühlluft im Relativsystem beeinflusst.

Selbst diese Effekte können jedoch vom einfachen eindimensionalen Modell, das nur Meßwerte aus dem stationären System berücksichtigt und den Einfluß der Rotation vernachlässigt, erfaßt werden. Ansonsten ergeben sich die selben Erkenntnisse, wie sie aus den Ergebnissen für die Konfiguration des Vordralldüsen systems mit $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite gewonnen werden können. Auf eine Darstellung der entsprechenden Werte für eine axiale Spaltweite von $s_1 = 24\text{mm}$ wird hier verzichtet. Vielmehr sollen die mit Hilfe des eindimensionalen Modells erzielten Ergebnisse bezüglich der Totaltemperaturabsenkung im Relativsystem im folgenden kurz diskutiert werden.

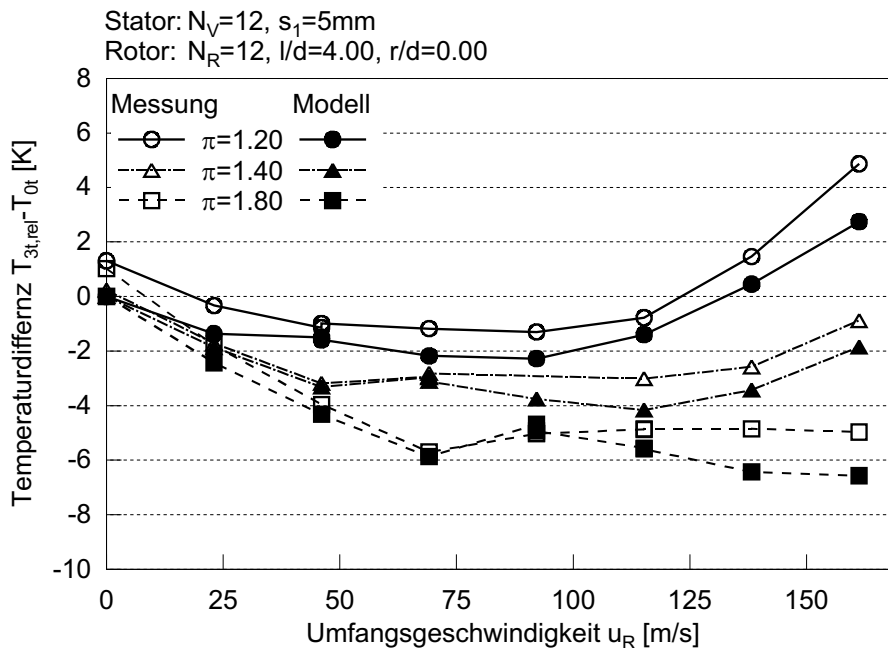


Abb. 4.30: Vergleich der gemessenen und berechneten Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Umfangsgeschwindigkeit für $s_1 = 5\text{mm}$

Für eine Darstellung der Totaltemperatur der Kühlluft im Relativsystem ist, wie bereits in Kapitel 2.3 erwähnt, eine dimensionslose Auftragung des Temperaturverhältnisses über ein Geschwindigkeitsverhältnis sinnvoll. Unter Berücksichtigung der allgemein gültigen Transformationsvorschrift der Totaltemperatur aus dem stationären Absolutsystem ins rotierende Relativsystem nach Gleichung 2.9 bietet sich das Geschwindigkeitsverhältnis an, das sich aus der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen bezogen auf die tangentielle Geschwindigkeitskomponente der Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung im Absolutsystem berechnet. In den Diagrammen ergibt sich somit für das Totaltemperaturverhältnis ein parabelförmiger Verlauf mit zwei theoretischen Fixpunkten.

In Abbildung 4.31 sind die bereits in Abbildung 4.29 diskutierten Totaltemperaturen für das Vordralldüsen system mit $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite dargestellt, die mit dem eindimensionalen Modell berechnet wurden. Allerdings ist hier nicht die Totaltemperaturdifferenz, sondern das dimensionslose Totaltemperaturverhältnis über das Geschwindigkeitsverhältnis aufgetragen. Die Symbole beinhalten die Information über das jeweils anliegende Gesamtdruckver-

hältnis. Zusätzlich sind die berechneten Datenpunkte im dargestellten Geschwindigkeitsbereich durch ein Polynom zweiter Ordnung angenähert.

Entsprechend der Theorie (vgl. Kap. 2.3) ergeben sich für die Geschwindigkeitsverhältnisse $u_R/c_{2t} = 0.0$ und 2.0 Totaltemperaturverhältnisse von annähernd Eins. Das Temperaturminimum wird für jedes Gesamtdruckverhältnis bei einem Geschwindigkeitsverhältnis von Eins erreicht. Die eingezeichneten Datenpunkte können direkt den einzelnen Betriebspunkten zugeordnet werden. Die Drehzahl des Rotors wurde bis auf maximal 7000min^{-1} erhöht. Mit zunehmendem Gesamtdruckverhältnis wird die Kühlluft über die Vordralldüsen stärker beschleunigt. Daraus resultieren niedrigere Totaltemperaturverhältnisse, deren jeweilige Minima erst bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen auftreten.

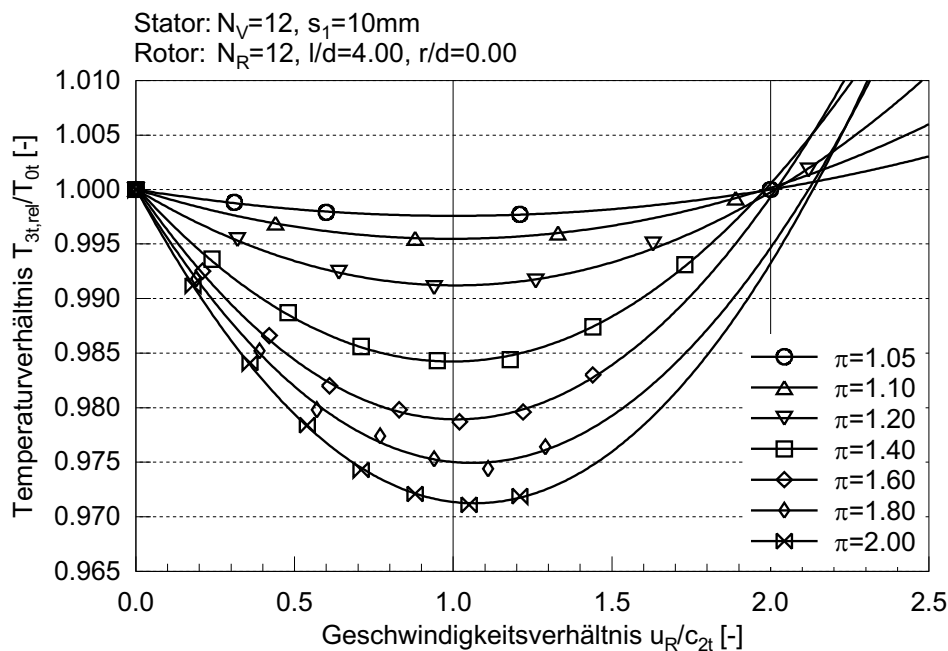


Abb. 4.31: Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft innerhalb der Receiverbohrung für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis

Relativ kleine Gesamtdruckverhältnissen führen aufgrund des geringeren Differenzdruckes über die Vordralldüsen auch zu niedrigeren tangentialen Kühlluftgeschwindigkeiten für die Anströmung der Receiverbohrung. Daraus resultieren Geschwindigkeitsverhältnisse die über den bisher betrachteten Bereich von 0.0 bis 2.5 hinausgehen. Speziell für diese Betriebspunkte wird vom eindimensionalen Modell ohne Berücksichtigung der Rotation die Umfangskomponente der Kühlluftgeschwindigkeit stromauf der Receiverbohrungen unterschätzt. Dementsprechend wird das Geschwindigkeitsverhältnis zu groß berechnet und es ergeben sich die in Abbildung 4.32 dargestellten Diskrepanzen zwischen dem berechneten Totaltemperaturverhältnis und dem extrapolierten theoretischen parabolischen Verlauf. Diese Betriebspunkte sind jedoch für die Praxis von geringer Bedeutung. Somit spielen die doch deutlichen Abweichungen, die von den stark vereinfachenden Annahmen des eindimensionalen Modells verursacht werden, eine eher untergeordnete Rolle.

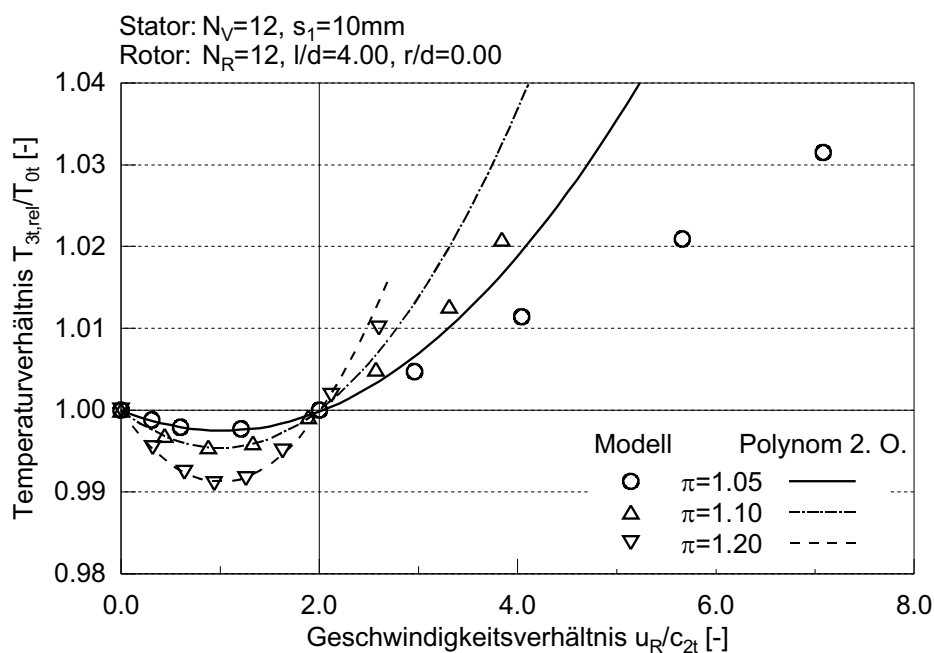


Abb. 4.32: Abweichung der berechneten Temperaturabsenkung vom theoretischen Verlauf des Totaltemperaturverhältnisses

In Abbildung 4.33 sind ergänzend die Totaltemperaturverhältnisse in Abhängigkeit von Geschwindigkeitsverhältnis und Gesamtdruckverhältnis für die Vordralldüsenysteme mit $s_1 = 5\text{mm}$ und 24mm axialer Spaltweite gezeigt. Für die Konfiguration mit 5mm axialem Rotor-Stator Abstand sind die berechneten Datenpunkte nicht mit einem Polynom zweiter Ordnung angenähert, sondern direkt mit Linien verbunden. Nur so wird der Temperaturanstieg der Kühlluft bei näherungsweise axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem deutlich. Ansonsten zeigen auch diese beiden Konfigurationen des Vordralldüsenystems die erwarteten theoretischen Verläufe der Temperaturverhältnisse.

Mit beginnender Rotation nimmt die Totaltemperatur der Kühlluft innerhalb der Receiverbohrungen zunächst kontinuierlich ab, erreicht bei rein axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem ihr Minimum und steigt anschließend wieder stetig an. Mit zunehmendem Druckverhältnis über die Vordralldüsen kann eine stärkere Temperaturabsenkung erzielt werden, deren Minimum sich gleichzeitig auch zu größeren Umfangsgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen verschiebt.

Anhand der in Abbildung 4.31 und 4.33 gezeigten Temperaturverhältnisse können über einen Vergleich der berechneten Datenpunkte auch erste tendenzielle Abschätzungen durchgeführt werden, wie stark die Strömung innerhalb der Vordrallkammer von den geometrischen Parametern der einzelnen Konfigurationen beeinflusst wird. Dazu muß jedoch die jeweils erreichte Totaltemperaturabsenkung für ein ausgewähltes Gesamtdruckverhältnis betrachtet werden.

Für die Konfiguration des Vordralldüsenystems mit $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite erreichen alle untersuchten Gesamtdruckverhältnisse in Hinblick auf das minimale Totaltemperaturverhältnis niedrigere Werte als bei der Konfiguration mit $s_1 = 24\text{mm}$ Spaltweite. Dies kann unter Umständen auf eine geringere Verzögerung der Kühlluftjets innerhalb der Vordrallkammer

zurückgeführt werden. Mit geringerer axialer Spaltweite zwischen Stator und Rotor fällt die mittlere Weglänge der Kühlluft zwischen Vordralldüsenaustritts- und Receiverbohrungseintrittsfläche kürzer aus. Der Kühlluftjet weitet sich weniger stark auf, was zu einer höheren Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrung und somit zu niedrigeren Totaltemperaturen der Kühlluft im Relativsystem führt. Eine weitere mögliche Ursache könnte sein, daß der Kühlluftjet stärker von der geometrischen Achse der Vordralldüse abweicht und die maximale Kühlluftgeschwindigkeit des Jets nicht auf den Mittelkreisradius der Receiverbohrungen trifft.

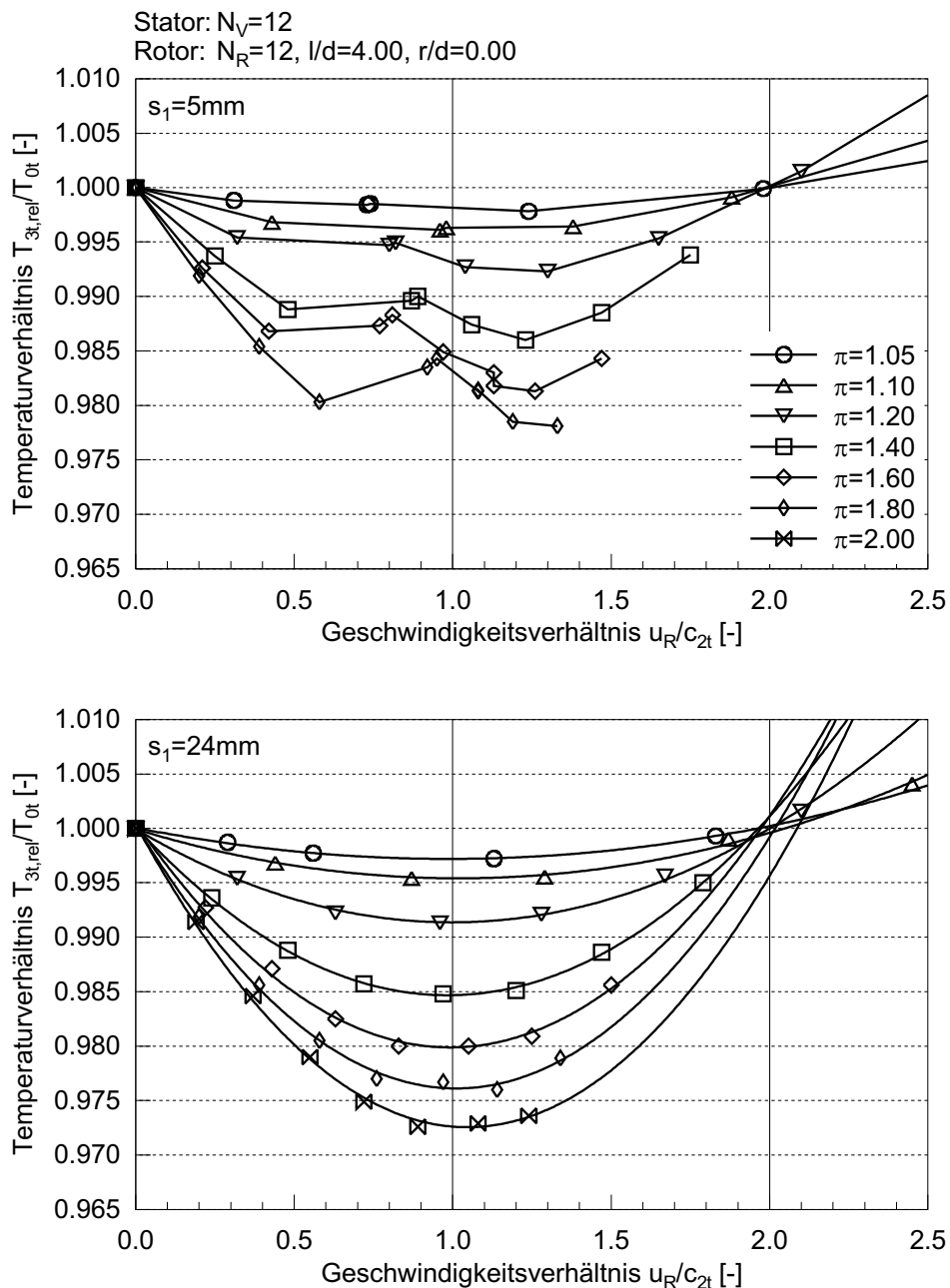


Abb. 4.33: Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft innerhalb der Receiverbohrung für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse und axiale Spaltweiten von $s_1 = 5mm$ und $s_1 = 24mm$ in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis

Ein Vergleich der Totaltemperaturverhältnisse der einzelnen Konfigurationen zur Beurteilung der effektiven Geschwindigkeitsabnahme der vorgedrallten Kühlluft innerhalb der Vordrallkammer ist, wie oben gezeigt, sehr aufwendig und erfordert eigentlich die Berücksichtigung des über die Vordralldüsen anliegenden Druckverhältnisses. Die ermittelten Werte für das Vordralldüsen-system mit $s_1 = 5\text{mm}$ axialer Spaltweite wurden deshalb nicht diskutiert, weil sich wegen der auftretenden instationären Strömungsphänomene bei axialer Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem kein Temperaturminimum vorliegt. Dies erschwert zusätzlich den Vergleich mit den anderen untersuchten Konfigurationen.

Im folgenden soll deshalb zur Charakterisierung der Strömung innerhalb der Vordrallkammer ein berechnetes effektives Geschwindigkeitsverhältnis herangezogen werden.

4.7 Charakterisierung der Vordrallkammer im Gesamtsystem

Die Vordrallkammer des Vordralldüsen-systems wird bei der Versuchsstrecke vom Stator, dem Rotor, der radialen Dichtung und dem Gehäuse begrenzt (s. Abb. 3.2). Kühlluft strömt über die Vordralldüsen, die 20° zur Statoroberfläche geneigt sind, in die Vordrallkammer ein und expandiert über die Receiverbohrungen in die Umgebung. Zusätzlich kann, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, dem axialen Kühlluftmassenstrom ein radialer Luftmassenstrom überlagert werden. Letzterer Strömungsfall wurde jedoch nur für ausgewählte Konfigurationen des Vordralldüsen-systems untersucht. Das Hauptinteresse dieser Arbeit gilt der modularen Charakterisierung der einzelnen Komponenten des Vordralldüsen-systems für den einfacheren Strömungsfall mit rein axialer Strömungsführung. Dennoch soll in Kapitel 4.7.1 auf den Einfluß der Radialströmung auf die Strömung im Vordralldüsen-system eingegangen werden.

Vor der Diskussion der einzelnen Einflußparameter auf das Vordralldüsen-system, insbesondere der Vordrallkammer, soll im folgendem anhand der bereits in den Kapiteln 4.5 und 4.6 herangezogenen Konfiguration mit zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen und $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite die Vorgehensweise zur Charakterisierung der Strömung innerhalb der Vordrallkammer beschrieben werden. Diesbezüglich bietet sich ein effektives Geschwindigkeitsverhältnis an, da somit nicht nur die Veränderung der Kühlluftgeschwindigkeit vom Austritt aus den Vordralldüsen bis zum Eintritt in die Receiverbohrungen sondern auch die Aufheizung des Fluides aufgrund von Reibung berücksichtigt wird.

Zur Berechnung der effektiven Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen wurde das ein-dimensionale Modell des Vordralldüsen-systems mit Berücksichtigung der Rotation herangezogen (s. Kap. 4.4.3). Als Bezugsgröße eignet sich für eine dimensionslose Darstellung der effektiven Geschwindigkeit die isentrop berechnete Austrittsgeschwindigkeit der Vordralldüsen, die sich für eine verlustfreie Strömung in Abhängigkeit vom anliegenden Druckverhältnis und der Totaltemperatur des Fluides ergibt. Sie kann über die bekannte Ausflußformel von Saint-Venant und Wantzell (z.B. Zierep, 1993) entsprechend zu Gleichung 2.7 direkt bestimmt werden.

Eine Auftragung des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses über das bereits für die Charakterisierung der Vordralldüsen und Receiverbohrungen verwendete Geschwindigkeitsverhältnis

aus tangentialer Anström- und axialer Austrittsgeschwindigkeit des Fluides bezüglich der Receiverbohrungen im Relativsystem ist für eine einfachere Zuordnung der Datenpunkte untereinander sinnvoll. In Abbildung 4.34 ist das berechnete effektive Geschwindigkeitsverhältnis in der Vordrallkammer des Vordralldüsen systems mit $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite aufgetragen. Die untersuchten über die Meßstrecke anliegenden Gesamtdruckverhältnisse sind durch verschiedene Symbole gekennzeichnet.

Zusätzlich ist eine Ausgleichskurve gegeben, die den Verlauf des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses für alle untersuchten Gesamtdruckverhältnisse beschreibt. Auffallend ist, daß bei dieser Darstellung der Ergebnisse das über das Vordralldüsen system anliegende Gesamtdruckverhältnis keinen nennenswerten Einfluß auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis hat. Dies ist insbesondere für eine Beurteilung der Charakteristik der Vordrallkammer unterschiedlicher Konfigurationen des Vordralldüsen systems von entscheidendem Vorteil.

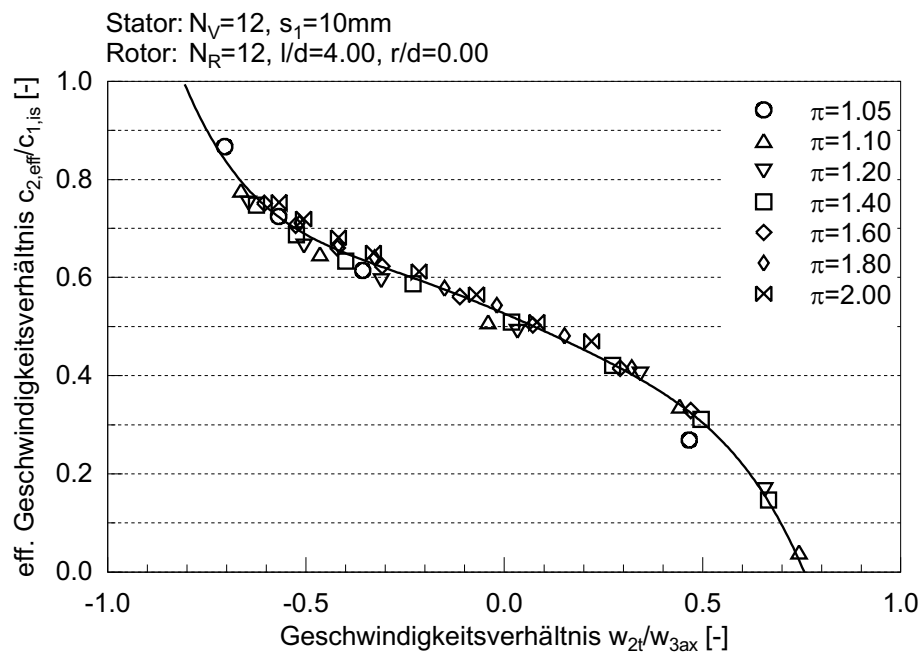


Abb. 4.34: Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsen systems für unterschiedliche Gesamtdruckverhältnisse in Abhängigkeit vom Betriebspunkt

Für Betriebspunkte mit Drehzahlen des Rotors im Bereich von $n = 100\text{min}^{-1}$, also negativen Geschwindigkeitsverhältnissen bei denen die Umfangsgeschwindigkeit der vorgedrallten Kühlluft wesentlich größer ist als die der Receiverbohrungen, berechnet sich ein relativ großes effektives Geschwindigkeitsverhältnis. Aufgrund der geringen Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrung ergibt sich auch theoretisch nach Gleichung 2.9 ein nur minimaler Totaltemperaturunterschied der Kühlluft zwischen dem stationären Absolut- und dem rotierenden Relativsystem.

Mit zunehmender Rotation, d.h. mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis, nimmt das effektive Geschwindigkeitsverhältnis kontinuierlich ab. Dieser Verlauf läßt sich mit Hilfe von Abbildung 2.9 aus Kapitel 2.3 veranschaulichen. Zwischen dem isentrop berechneten und dem unter Berücksichtigung der auftretenden Verluste tatsächlich ermittelten Totaltemperaturver-

hältnis wächst die Diskrepanz mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen. Die Verschiebung der einzelnen Betriebspunkte hin zu größeren Totaltemperatur- und kleineren Geschwindigkeitsverhältnissen, wie in Abbildung 2.9 durch einen Pfeil angedeutet, nimmt kontinuierlich zu. Dies ist gleichzusetzen mit der stetigen Reduktion des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses in Abbildung 4.34.

Bei sehr großen Geschwindigkeitsverhältnissen ergeben sich für die Vordrallkammer des Vordralldüsen systems sogar negative effektive Geschwindigkeitsverhältnisse. In diesem Bereich übersteigt die Totaltemperatur der Kühlluft im Relativsystem die Totaltemperatur des Fluids stromauf der Vordralldüsen. Beim Übergang der Kühlluft ins rotierende System wird dementsprechend vom Vordralldüsen system keine Absenkung der Totaltemperatur im Relativsystem mehr erreicht. Dennoch ergeben sich deutlich geringere Totaltemperaturen der Kühlluft als bei einer axialen Luftversorgung der Laufschaufeln ohne Vordrall.

Alternativ könnte als Bezugsgröße für die effektive Geschwindigkeit die polytrop berechnete Kühlluftgeschwindigkeit herangezogen werden. Dadurch könnten für die Charakterisierung der Vordrallkammer zwar zusätzlich die bei der Durchströmung der Vordralldüse auftretenden Verluste isoliert werden, die Berechnung der polytropen Austrittsgeschwindigkeit müßte allerdings iterativ erfolgen. Prinzipiell würde sich daraus kein Unterschied für den Verlauf des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses ergeben. Lediglich die charakterisierende Ausgleichskurve würde sich zu größeren Werten auf der Ordinate verschieben.

Desweiteren stellt sich die Frage, ob eine Betrachtung der Vordrallkammer in Anlehnung an die Definition des Wirkungsgrades über das Verhältnis zwischen Nutzen und erforderlichem Aufwand sinnvoll ist. Wie bereits beschrieben, dient die Vordrallkammer im wesentlichen nur als Schnittstelle zwischen dem stationären und dem rotierenden System. Das primäre Ziel dabei ist, die über die Expansion erreichte Kühlluftgeschwindigkeit in Umfangsrichtung bis zum Einströmen des Fluids in die Receiverbohrungen aufrechtzuerhalten. Als Nutzen des Vordralldüsen systems kann die Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im rotierenden Relativsystem in Bezug zur Totaltemperatur des Fluids im stationären Absolutsystem angesehen werden.

Zur Beschreibung der Verluste in der Vordrallkammer könnten somit nicht nur effektive Geschwindigkeitsverhältnisse, sondern auch entsprechende Temperaturverhältnisse herangezogen werden. In Abbildung 4.35 sind zwei mögliche Definitionen eines Temperaturverhältnisses zur Beschreibung der Vordrallkammer einander gegenübergestellt. Die zugrunde liegenden Beziehungen sind explizit über dem entsprechenden Graphen aufgeführt. Dabei unterscheidet sich lediglich die Bezugsgröße zur dimensionslosen Darstellung der berechneten Differenz zwischen Totaltemperatur der Kühlluft im stationären bzw. rotierenden System.

Der Verlauf des Temperaturverhältnisses im linken Graphen von Abbildung 4.35 ist mit dem des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses in Abbildung 4.34 identisch. Mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis nimmt das effektive Geschwindigkeitsverhältnis, das auch als Verhältnis von Totaltemperaturdifferenzen interpretiert werden kann, kontinuierlich ab.

Im Vergleich dazu wird im rechten Graphen das über die Vordralldüsen anliegende Druckverhältnis als Aufwand angesehen, der im Vordralldüsen system aufgebracht werden muß, um die theoretisch realisierbare maximale Temperaturabsenkung im Relativsystem erzielen zu können.

Dementsprechend dient die Differenz zwischen der Totaltemperatur der Kühlluft im Absolutsystem und der minimal zu erreichenden Totaltemperatur im Relativsystem als Bezugsgröße. Diese ist für ein konstant über die Meßstrecke anliegendes Gesamtdruckverhältnis näherungsweise unabhängig vom Geschwindigkeitsverhältnis. Daraus folgt direkt ein veränderter Verlauf der die Vordrallkammer charakterisierenden Kurve.

Mit beginnender Rotation, d.h. mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis, nimmt das Temperaturverhältnis kontinuierlich zu, erreicht bei rein axialer Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem sein Maximum und fällt anschließend wieder stetig ab. Bezüglich des Maximums ergibt sich ein annähernd symmetrischer Kurvenverlauf. Diese Tatsache ergänzt die zuvor gewonnenen Erkenntnisse, die bereits bei der Betrachtung der Temperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem diskutiert wurden (vgl. Abb. 4.31).

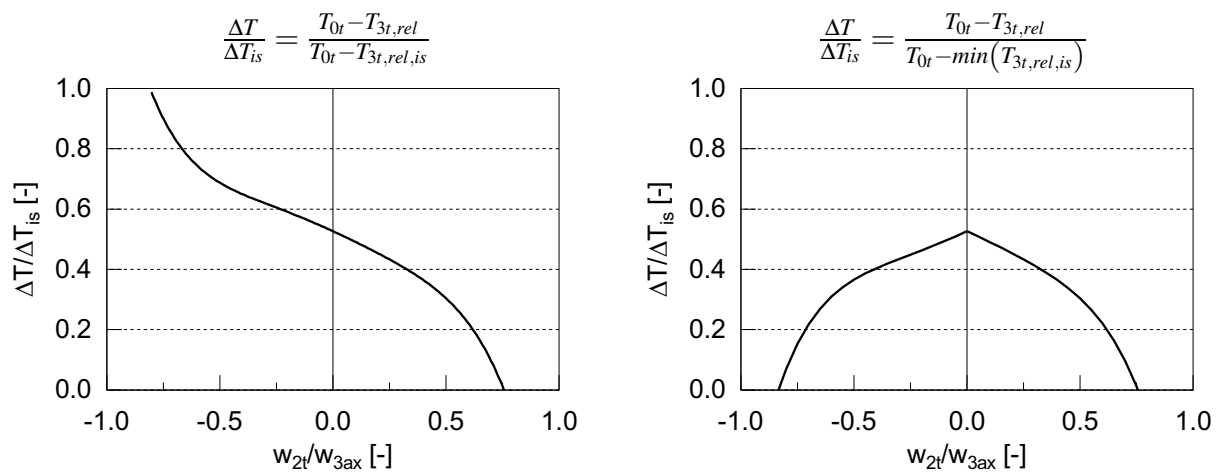


Abb. 4.35: Unterschiedlich definierte Temperaturverhältnisse zur Charakterisierung der Vordrallkammer in Abhängigkeit vom Betriebspunkt

Für einen direkten Vergleich der Einflußfaktoren auf die Strömung in der Vordrallkammer werden im folgenden aus Gründen der Übersichtlichkeit nur noch die jeweiligen Näherungskurven und nicht mehr alle Datenpunkte in den Diagrammen dargestellt. Deshalb wird auch überwiegend auf das in Abbildung 4.34 dargestellte effektive Geschwindigkeitsverhältnis zurückgegriffen. Eine Beschreibung der Vordrallkammer über das Temperaturverhältnis entsprechend zum rechten Graphen von Abbildung 4.35 wäre, wie später noch deutlich wird, durchaus sinnvoll. Die Unstetigkeit des Kurvenverlaufes bei $w_{2t}/w_{3ax} = 0.0$ kann jedoch von einer Näherungskurve nur mit erheblich größerem Aufwand erfaßt werden. Da sich der symmetrische Kurvenverlauf durch eine gedankliche Spiegelung des oberen Armes der Kurve erzeugen läßt, wird im Rahmen dieser Arbeit auf diese Darstellungsvariante verzichtet. Prinzipiell ist eine Diskussion der Kurve im positiven Geschwindigkeitsbereich zur Beschreibung der Verluste in der Vordrallkammer vollkommen ausreichend.

4.7.1 Einfluß geometrischer und strömungsmechanischer Parameter

In den vorangegangenen Kapiteln konnte über eine Betrachtung des Vordralldüsen-systems anhand verschiedener eindimensionaler Modelle, deren Ergebnisse sich alle gegenseitig stützen und ergänzen, eine Charakterisierung der einzelnen Komponenten des direkten Vordralldüsen-systems erfolgreich durchgeführt werden. Die hierfür getroffenen Annahmen und die Darstellung der Ergebnisse wurden für ausgewählte Konfigurationen des Vordralldüsen-systems diskutiert.

Im folgenden sollen die geometrischen Variationen und deren Einfluß auf die Strömung bzw. die Komponenten des Vordralldüsen-systems verdeutlicht und miteinander verglichen werden. Von besonderem Interesse sind hier die Verläufe der effektiven Geschwindigkeitsverhältnisse der Vordrallkammer, da sich anhand dieser Kurven die meisten Effekte erklären lassen. Sogar die stromauf gerichtete Wirkung der Receiverbohrungen auf die Strömung in der Vordrallkammer wird deutlich. Ergänzend wird in wenigen Ausnahmen zusätzlich auf die Durchflußcharakteristik der Receiverbohrungen eingegangen. Eine weitere Analyse der Vordralldüsenströmung, über den Rahmen von Kapitel 4.5 hinaus, ist unnötig. Diesbezüglich ergeben sich keine neuen Erkenntnisse.

Einfluß der Receiverbohrungsanzahl

Bei der Variation der Receiverbohrungsanzahl wurde, wie bereits in Kapitel 3.2.2 beschrieben, das Flächenverhältnis des Vordralldüsen-systems konstant gehalten. Dazu mußte bei einer Erhöhung der Receiverbohrungsanzahl deren Durchmesser entsprechend verringert werden. In den einzelnen Graphen von Abbildung 4.36 sind zur Diskussion des Einflusses der Receiverbohrungsanzahl die effektiven Geschwindigkeitsverhältnisse der Vordrallkammer bei konstanter Spaltweite und identischer Eintrittskantengeometrie der Receiverbohrungen direkt gegenübergestellt. Prinzipiell ergeben sich für alle untersuchten Konfigurationen des Vordralldüsen-systems ähnliche Verläufe. Mit zunehmendem Geschwindigkeitsverhältnis nimmt das effektive Geschwindigkeitsverhältnis in der Vordrallkammer kontinuierlich ab.

Im direkten Vergleich zeigt sich insbesondere bei einer axialen Spaltweite von $s_1 = 5\text{mm}$ ein deutlicher Einfluß der Receiverbohrungsanzahl auf die Strömung innerhalb der Vordrallkammer. Für Betriebspunkte mit rein axialer Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem kann das effektive Geschwindigkeitsverhältnis mit zunehmender Receiverbohrungsanzahl stetig erhöht werden. Desweiteren ergibt sich eine weniger starke Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis. Die charakteristischen Kurven verlaufen insgesamt flacher.

Übersteigt die Anzahl der Receiverbohrungen die der Vordralldüsen, verringert sich dieser Einfluß auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis. Eine Vergrößerung der axialen Spaltweite zwischen Stator und Rotor wirkt sich vergleichbar aus. Bei 24mm axialer Spaltweite ergeben sich selbst im direkten Vergleich der Konfigurationen mit 4 bzw. 24 Receiverbohrungen nur noch sehr geringe Unterschiede bezüglich des Verlaufs des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses. Generell bleiben, unabhängig von der Eintrittskantengeometrie der Receiverbohrungen, diese zwei beschriebenen Tendenzen bestehen.

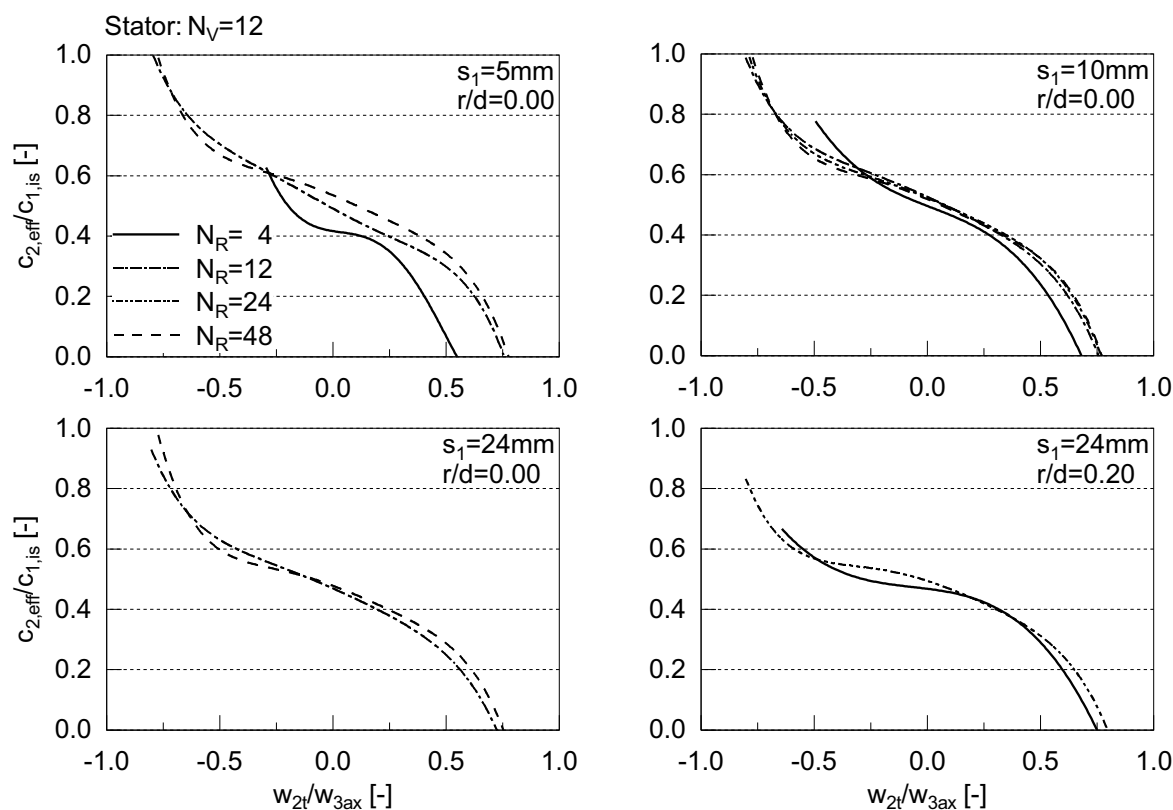


Abb. 4.36: Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsen systems für unterschiedliche axiale Spaltweiten bei Variation der Receiverbohrungsanzahl

Auch wenn die Variation der Receiverbohrungsanzahl eher als theoretischer Fall betrachtet werden muß, können aus dieser Parameterstudie Erkenntnisse über die Strömung innerhalb der Vordrallkammer gewonnen werden. Bei der Auslegung des Kühlluftsystems von Gasturbinen ist die Anzahl der Receiverbohrungen selbstverständlich primär durch die der Laufschaufeln vorgegeben.

Einfluß der Spaltweite

Einen weiteren relativ leicht zu variierenden Freiheitsgrad bei der Konstruktion des Vordralldüsen systems stellt die axiale Spaltweite zwischen Stator und Rotor dar. Insgesamt wurden drei verschiedene Spaltweiten untersucht, deren Einfluß auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis in Abbildung 4.37 für verschiedene Konfigurationen des Vordralldüsen systems dargestellt ist. Die Anzahl der Vordralldüsen betrug immer zwölf. Angaben bezüglich der Anzahl der Receiverbohrungen und deren Eintrittskantengeometrie sind explizit in den einzelnen Graphen aufgeführt.

Ausgehend von den charakteristischen effektiven Geschwindigkeitsverläufen für die Konfiguration mit 48 Receiverbohrungen kann eindeutig festgehalten werden, daß die Verringerung der axialen Spaltweite eine Erhöhung des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses innerhalb der Vordrallkammer bewirkt. Aufgrund der reduzierten Länge einer repräsentativen Stromlinie zwi-

schen der Austrittsfläche der Vordralldüse und der Eintrittsfläche der Receiverbohrung fallen die Verzögerung und Aufweitung der einzelnen Kühlluftjets in der Vordrallkammer geringer aus. Reibungseffekte, die eine Aufheizung der Kühlluft innerhalb der Vordrallkammer verursachen, spielen zumindest bei den untersuchten axialen Spaltweiten eine untergeordnete Rolle.

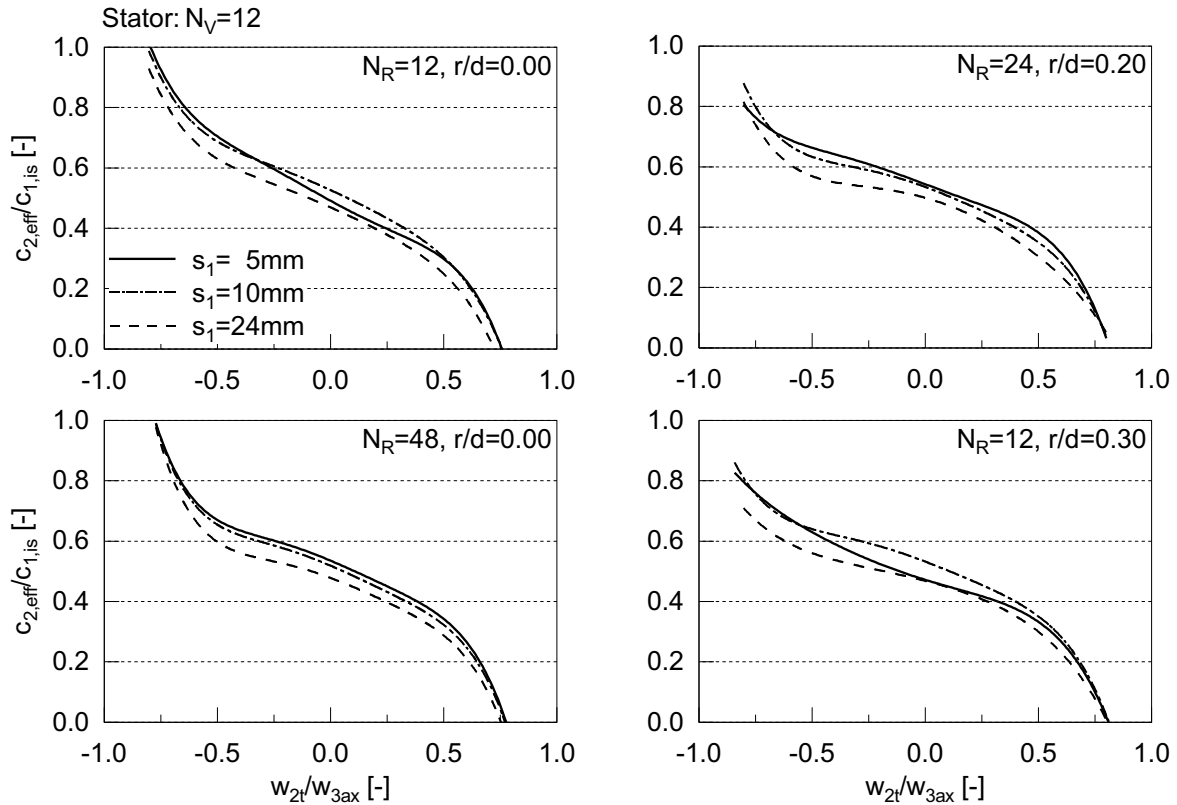


Abb. 4.37: Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsen systems für unterschiedlich viele Receiverbohrungen bei Variation der axialen Spaltweite

Auffällig jedoch ist, daß für die Konfigurationen mit nur zwölf Receiverbohrungen in einem definierten Geschwindigkeitsbereich das effektive Geschwindigkeitsverhältnis bei $s_1 = 5\text{mm}$ axialer Spaltweite deutlich bis auf das Niveau der Konfiguration mit 24mm Spaltweite absinkt. Bei abgerundeter Eintrittskante der Receiverbohrung tritt dieser Effekt sogar noch verstärkt in Erscheinung. Bereits bei der Konfiguration des Vordralldüsen systems mit 24 Receiverbohrungen deutet sich die Abnahme des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses an. Instationäre Strömungsphänomene, die speziell bei Betriebspunkten mit Geschwindigkeitsverhältnissen im Bereich von Null auftreten, können für die Abnahme der effektiven Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen verantwortlich gemacht werden. Diese instationären Strömungszustände treten tendenziell bei kleinen axialen Spaltweiten in Kombination mit nur wenigen Receiverbohrungen auf. Eine nähere Betrachtung dieses Effektes erfolgt in Kapitel 4.8.

Eine Veränderung des Durchflußverhaltens der Receiverbohrungen bei Variation der axialen Spaltweite wurde, mit Ausnahme der Konfigurationen mit nur vier Receiverbohrungen, nicht festgestellt. Exemplarisch sind in Abbildung 4.38 die Durchflußcharakteristiken der 48 scharf-

kantigen Receiverbohrungen dargestellt, die für das Vordralldüsenystem mit unterschiedlicher Spaltweite zwischen Stator und Rotor bestimmt wurden.

Die Anströmgeschwindigkeit und die totalen Zustandsgrößen stromauf der Receiverbohrungen wurden unter Berücksichtigung der Rotation mit Hilfe der Eulerschen Momentengleichung berechnet. Zusätzlich ist in Abbildung 4.38 die Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung identischer Geometrie bei demontierter Vordrallplatte, d.h. axialer Anströmung im Absolutsystem, eingezeichnet.

Für das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen ergeben sich unabhängig von der axialen Spaltweite nahezu identische Verläufe. Die verbleibenden Abweichungen, die fast im Bereich der Meßgenauigkeit liegen, sind wahrscheinlich auf eine nicht ganz exakte Bestimmung der Strömungszustände stromauf der Receiverbohrungen zurückzuführen.

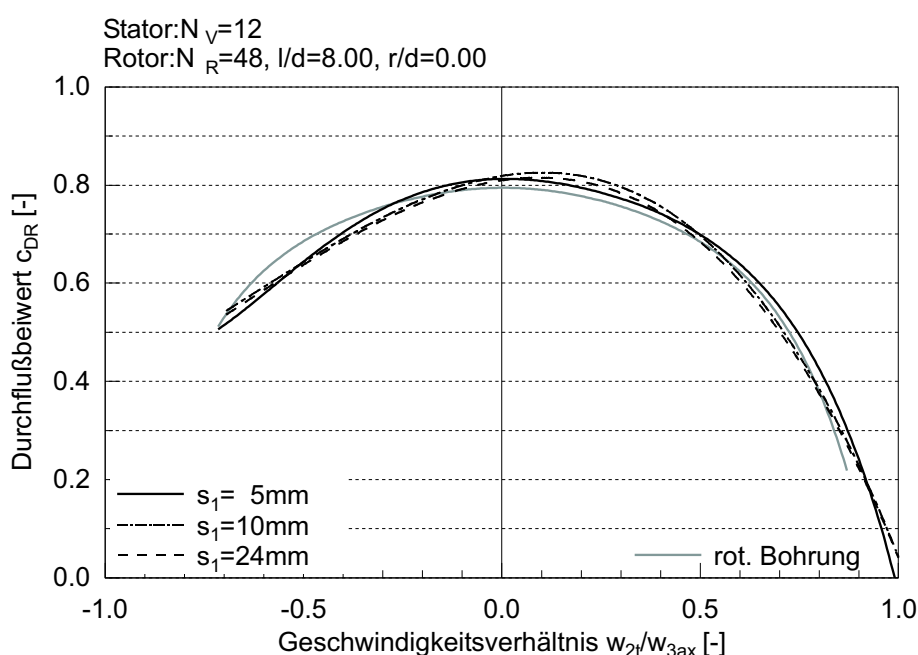


Abb. 4.38: Durchflußcharakteristik der scharfkantigen Receiverbohrungen mit $l/d = 8.00$ bei Variation der axialen Spaltweite im Vergleich zur Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung gleicher Geometrie

Wesentliche Unterschiede zwischen den Durchflußcharakteristiken einer rotierenden Bohrung und einer Receiverbohrung identischer Geometrie ergeben sich nur für die Konfigurationen des Vordralldüsenystems, bei denen instationäre Strömungsphänomene auftreten. Dabei steigt der statische Druck innerhalb der Vordrallkammer sprunghaft deutlich und an. Gleichzeitig reduziert sich der durchgesetzte Kühlluftmassenstrom. Beide Effekte führen zu einem wesentlich niedrigeren Durchflußbeiwert.

Einfluß der Eintrittskantengeometrie

Die Eintrittskantengeometrie der Receiverbohrungen wurde im Rahmen dieser Arbeit über einen weiten Parameterbereich variiert. Dabei wurden nicht nur Bohrungen mit abgerundeter

Eintrittskante untersucht, sondern auch Bohrungen mit 45° -Fase. Letztere sind wesentlich kostengünstiger herzustellen. Zusätzlich weist das Durchflußverhalten angefaseter Bohrungen nach Hay und Spencer (1992) eine weniger starke Abhängigkeit von Fertigungstoleranzen und dem anliegenden Druckverhältnis auf.

Im linken Graphen von Abbildung 4.39 ist der Einfluß des r/d -Verhältnisses der zwölf Receiverbohrungen auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis der Vordrallkammer gezeigt. Der Übersichtlichkeit halber sind hier nur drei verschiedene Konfigurationen exemplarisch aufgeführt. Im rechten Graphen sind die Verläufe der effektiven Geschwindigkeitsverhältnisse für die beiden untersuchten Eintrittskantengeometrien dargestellt.

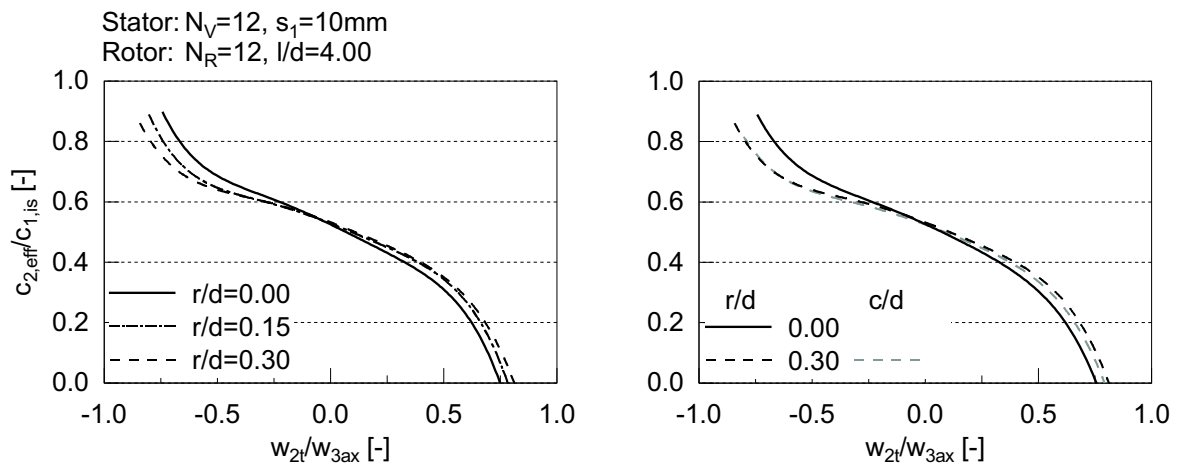


Abb. 4.39: Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsen systems mit $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite bei Variation der Geometrie der Receiverbohrungseintrittskante

Offensichtlich verändert sich das effektive Geschwindigkeitsverhältnis bei Betriebspunkten mit rein axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem bei Variation des r/d -Verhältnisses nicht. Obwohl, wie in Abbildung 4.40 deutlich zu sehen, der Durchflußbeiwert der Bohrungen mit größerem Eintrittskantenradius kontinuierlich ansteigt, wirkt sich das bessere Durchflußverhalten der Receiverbohrungen zumindest für diesen speziellen Betriebspunkt nicht positiv auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis der Vordrallkammer aus.

Bei einer weiteren Beschleunigung des Rotors zu Betriebspunkten mit positiven Geschwindigkeitsverhältnissen dagegen macht sich der Einfluß des Eintrittskantenradius der Receiverbohrungen bemerkbar. Mit zunehmendem r/d -Verhältnis nimmt die Empfindlichkeit des Durchflußverhaltens der Receiverbohrungen bezüglich der Schräganströmung ab, der Gradient des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses wird vom Betrag her kleiner und der Abszissenabschnitt verschiebt sich zu höheren Werten. Die Verläufe der effektiven Geschwindigkeitsverhältnisse für die zusätzlich untersuchten Eintrittskantenradien, die hier nicht explizit aufgeführt sind, ordnen sich entsprechend in die ermittelte Tendenz ein.

Unter Berücksichtigung der Definition des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses kann dem Radien- zu Durchmesser Verhältnis der Receiverbohrung ein positiver Einfluß auf die unerwünschte starke Abhängigkeit der Effektivität der Vordrallkammer vom Betriebspunkt zugesprochen werden.

Im Gegensatz zum relativ kleinen untersuchten Flächenverhältnis von Receiverbohrungs- zu Vordralldüsenfläche, kann das Flächenverhältnis der Vordralldüsenysteme von Turbomaschinen Werte bis zu Sieben erreichen. Eine Abrundung der Receiverbohrungseintrittskante erhöht deren Durchflußbeiwert und dadurch auch das effektive Flächenverhältnis des Vordralldüsen-systems. Somit kann anhand des untersuchten Einflusses der Eintrittskantengeometrie auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis davon ausgegangen werden, daß eine Vergrößerung des Flächenverhältnisses die Effektivität bei rein axialer Anströmung der Receiverbohrungen nicht beeinflusst. Lediglich die starke Abhängigkeit vom Betriebspunkt kann reduziert werden.

Wie der direkte Vergleich im rechten Graphen von Abbildung 4.39 zeigt, wirkt sich die Geometrie der Eintrittskante bei entsprechendem r/d - bzw. c/d -Verhältnis nur unwesentlich auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis der Vordrallkammer aus. Für die Bohrungen mit abgerundeter bzw. angefasster Eintrittskante ergibt sich für den gesamten Betriebsbereich ein annähernd identischer Verlauf.

Die für das Relativsystem ermittelten Durchflußcharakteristiken der Receiverbohrungen sind in Abbildung 4.40 direkt miteinander verglichen. Das Längen- zu Durchmesser Verhältnis beträgt für alle Bohrungen 4,0, der Eintrittskantenradius bzw. die Fasenlänge variieren.

Im linken Graphen ist zusätzlich die Durchflußcharakteristik einer scharfkantigen rotierenden Bohrung bei axialer Anströmung im Absolutsystem eingezeichnet. Auch für diese Konfiguration des Vordralldüsen-systems mit nur zwölf Receiverbohrungen kann das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen direkt mit dem der rotierenden Bohrung identischer Geometrie verglichen werden. Mit zunehmendem Eintrittskantenradius nimmt auch der Durchflußbeiwert der Receiverbohrung über den gesamten Geschwindigkeitsbereich zu. Desweiteren bildet sich der für das Durchflußverhalten einer längeren rotierenden Bohrung mit abgerundeter Eintrittskante typische Verlauf aus. Ausgehend vom Betriebspunkt mit rein axialer Anströmung der Receiverbohrung im Relativsystem, steigt der Durchflußkoeffizient mit zunehmender Schräganströmung zuerst leicht an, bevor er ab einem kritischen Geschwindigkeitsverhältnis kontinuierlich abfällt.

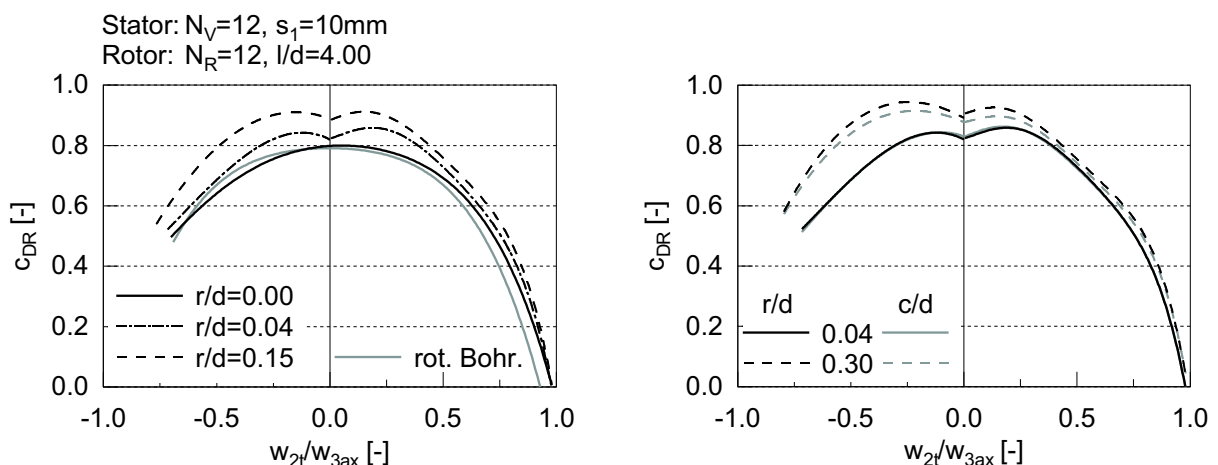


Abb. 4.40: Durchflußcharakteristik der Receiverbohrungen mit $l/d = 4.00$ bei Variation der Geometrie der Receiverbohrungseintrittskante im Vergleich zur Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrung mit scharfkantiger Eintrittskante

Wie bereits in Kapitel 2.2 beschrieben, bildet sich aufgrund der Schräganströmung der Bohrung ein lokales Überdruckgebiet im Einströmbereich aus, das den durchgesetzten Massenstrom erhöht. Mit zunehmender Schräganströmung entsteht allerdings auf der Saugseite der Bohrung ein Ablösegebiet. Dieses verschlechtert mit zunehmender Größe das Durchflußverhalten deutlich.

Im rechten Graphen von Abbildung 4.40 ist ein direkter Vergleich der Durchflußcharakteristiken von Receiverbohrungen unterschiedlicher Eintrittskantengeometrie gegeben. Bei sehr kleinem r/d - bzw. c/d -Verhältnis ergeben sich bezüglich des Durchflußverhaltens keine Unterschiede zu erkennen. Mit zunehmendem Eintrittskantenradius verbessert sich der Durchflußbeiwert der Receiverbohrung stärker als für die Konfiguration mit angefasster Eintrittskante. Dies kann auf die verkürzende Wirkung der Fase auf das effektive Längen- zu Durchmesser Verhältnis der Bohrung zurückgeführt werden.

Für die beiden größten untersuchten r/d - bzw. c/d - Verhältnisse ergibt sich für die Durchflußcharakteristik der Receiverbohrung bezüglich des Betriebspunktes mit rein axialer Anströmung im Relativsystem ein asymmetrischer Verlauf. Anscheinend stößt bei diesen Konfigurationen das relativ einfache eindimensionale Modell mit Berücksichtigung der Rotation an seine Grenzen. Trotzdem können eindeutige Tendenzen erfaßt werden.

Einfluß der Radialströmung

Neben dem Einfluß geometrischer Parameter ist auch die Auswirkung einer der vorgedrallten Hauptströmung radial überlagerten Strömung von großem Interesse. In Turbomaschinen kann der radiale Kühlluftmassenstrom durch die berührungslosen Labyrinthdichtungen nicht ganz verhindert werden und ist in der Regel auch zur Kühlung der Rotorscheibe zwingend erforderlich. In besonderen Fällen kann der radiale Massenstrom sogar den axial geführten vorgedrallten Massenstrom übersteigen.

Bei der hier vorgestellten Versuchsreihe wurde der radial überlagerte Massenstrom auf 30% bzw. 50% des axialen Massenstromes begrenzt. Abbildung 4.41 zeigt den starken Einfluß der radialen Sekundärströmung auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis der Vordrallkammer. Prinzipiell jedoch ergeben sich unabhängig von der Massenstromaufteilung der Kühlluft ähnliche Verläufe.

Das effektive Geschwindigkeitsverhältnis nimmt mit zunehmenden Geschwindigkeitsverhältnis kontinuierlich ab. Der charakteristische Verlauf weist bei $w_{2t}/w_{3ax} = 0$, also bei Betriebspunkten mit rein axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem, einen Wendepunkt auf, zu dem die Kurve annähernd punktsymmetrisch ist. Mit zunehmendem radialen Massenstrom wird das effektive Geschwindigkeitsverhältnis der Vordrallkammer kontinuierlich über den gesamten Geschwindigkeitsbereich verringert.

Für den speziellen Betriebspunkt mit rein axialer Anströmung verringert sich das effektive Geschwindigkeitsverhältnis für einen radialen Massenstrom von 30% relativ zum Strömungsfall mit ausschließlich vorgedralltem Kühlluftmassenstrom um 19%. Wird der radiale Massenstrom auf die Hälfte des axialen Massenstromes erhöht, nimmt das effektive Geschwindigkeitsverhältnis um ein Drittel ab.

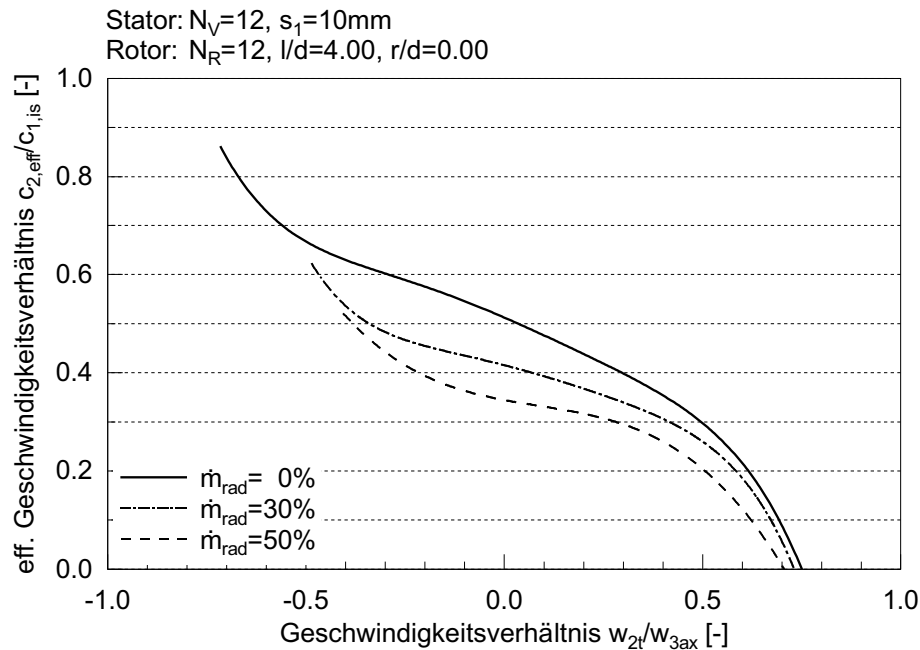


Abb. 4.41: Effektives Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsen systems mit $s_1 = 10\text{mm}$ axialer Spaltweite und zwölf scharfkantigen Receiverbohrungen bei Überlagerung einer Radialströmung

Die starke Reduktion der effektiven Umfangsgeschwindigkeit des Fluids unmittelbar stromauf der Receiverbohrung kann durch den geringen Drall der Radialströmung beim Eintritt in die Vordrallkammer erklärt werden. Beim Durchströmen der radialen Dichtung wird der radiale Kühlluftmassenstrom zwar in Umfangsrichtung beschleunigt, erreicht aber nur einen gewissen Prozentsatz der Winkelgeschwindigkeit der rotierenden radialen Dichtlippe. Der Austrittsdrall der radialen Strömung wird stark von der Geometrie der Dichtung sowie der Drehzahl des Rotors als auch dem über die Dichtung anliegenden Druckverhältnis beeinflusst.

Beim vorliegenden Vordralldüsen system wurde die radiale Dichtung durch einen einfachen Ringspalt mit 2mm Höhe und 18mm Länge simuliert. Für eine ausgebildete Ringspaltströmung kann die Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit über die Spalthöhe analytisch berechnet werden. Somit ist für den hier vorliegenden Strömungsfall zumindest eine erste Abschätzung der Geschwindigkeitsverteilung am Austritt der Radialdichtung möglich.

Für die gegebene Geometrie kann stark vereinfachend von einem annähernd linearen Geschwindigkeitsprofil zwischen der rotierenden und stehenden Wand ausgegangen werden, wie es von der Couette-Strömung im ebenen Spalt bekannt ist. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der radial in die Vordrallkammer zugeführten Kühlluft ist selbst für die Betriebspunkte mit höchster Drehzahl und niedrigstem anliegendem Gesamtdruckverhältnis kleiner als die Umfangsgeschwindigkeit der vorgedrallten Kühlluft. Durch die Mischung der beiden Luftmassenströme in der Vordrallkammer wird deshalb die Umfangsgeschwindigkeit stromauf der Receiverbohrung mit zunehmendem Radialmassenstrom kontinuierlich reduziert.

Unter der Voraussetzung, daß die Totaltemperatur beider Fluidströme wie bei dem untersuchten Vordralldüsen system bis auf wenige Kelvin übereinstimmen, nimmt auch das effektive Ge-

schwindigkeitsverhältnis mit steigendem Radialmassenstrom für alle Betriebspunkte stetig ab. Das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen jedoch wird vom überlagerten Radialmassenstrom zumindest im untersuchten Parameterbereich nicht negativ beeinflusst.

4.7.2 Korrelation des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses

Die erfolgreiche dimensionslose Charakterisierung der einzelnen Komponenten des Vordralldüsen-systems bildet die grundlegende Voraussetzung zur Übertragung der erzielten Ergebnisse auf andere Konfigurationen. Dabei ermöglicht die Analyse der Strömung im Relativsystem nicht nur die direkte Anwendung bereits bestehender Korrelationen zur Beschreibung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen auf das der Receiverbohrungen, sondern ist auch zur Charakterisierung der Strömungsvorgänge in der Vordrallkammer sehr gut geeignet. Unabhängig von den untersuchten geometrischen und strömungsmechanischen Parametern ergeben sich für alle untersuchten Konfigurationen des Vordralldüsen-systems bezüglich des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses ähnliche Verläufe. Basierend auf den dimensionslosen Kennzahlen können schließlich Korrelationen erstellt werden, die den Einfluß der einzelnen Parameter auf die Strömung beschreiben.

Das effektive Geschwindigkeitsverhältnis $c_{2,eff}/c_{1,is}$ bietet sich als maßgebliche Kennzahl zur Beschreibung der Strömungsvorgänge beim Übergang vom stationären ins rotierende System an, da wie in Abbildung 4.34 gezeigt, das anliegende Gesamtdruckverhältnis sich nicht auf die relative Verzögerung der vorgedrallten Kühlluft in der Vordrallkammer auswirkt. Das Druckverhältnis beeinflusst zwar die maximal mögliche Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem, muß aber nicht bei der Erstellung funktionaler Zusammenhänge zur Charakterisierung der Einflußparameter auf die Strömung in der Vordrallkammer berücksichtigt werden.

Anhand der diskutierten Ergebnisse wird der dominierende Einfluß des Geschwindigkeitsverhältnisses w_{2t}/w_{3ax} deutlich. Abbildung 4.42 zeigt die typische Charakteristik des mit zunehmender Rotation kontinuierlich abnehmenden effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses. Bezüglich des Betriebspunktes mit rein axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem ergibt sich in guter Näherung ein punktsymmetrischer Verlauf.

Zusätzlich sind die bereits oben diskutierten tendenziellen Auswirkungen der strömungsmechanischen und geometrischen Parameter auf das Geschwindigkeitsverhältnis der Vordrallkammer angedeutet. Der Einfluß der Receiverbohrungsanzahl N_R auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis soll hier nicht korreliert werden, da dieser Parameter in der Praxis nicht variiert werden kann und somit eher einen akademischen Fall darstellt. Desweiteren wird die Strömung in der Vordrallkammer nur bei einer Reduktion der Receiverbohrungsanzahl auf $N_R = 4$ stärker beeinflusst.

Für das in dieser Arbeit untersuchte direkte Vordralldüsen-system bleibt also die Aufgabe bestehen einen funktionalen Zusammenhang zwischen effektivem Geschwindigkeitsverhältnis $c_{2,eff}/c_{1,is}$, dem Betriebspunkt in Form des Geschwindigkeitsverhältnisses w_{2t}/w_{3ax} , dem radialen Massenstromanteil \dot{m}_{rad} , der axialen Spaltweite zwischen Rotor und Stator s_1 und dem r/d - bzw. c/d -Verhältnis der Receiverbohrung zu finden.

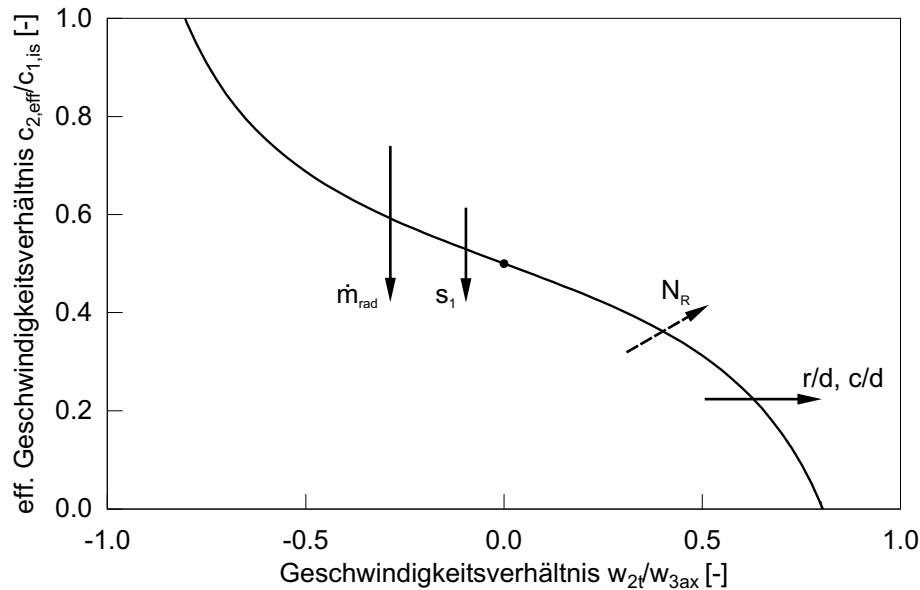


Abb. 4.42: Tendenzielle Auswirkungen geometrischer Parameter auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis des Vordralldüsen-systems

Der Polynomansatz in Gleichung 4.5 basiert auf der Reihenbruchentwicklung des Areatangens hyperbolicus, der einigen charakteristischen Merkmalen der Kurvenverläufe des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses entspricht. Der Areatangens hyperbolicus ist nur im Bereich $|x| < 1$ definiert, ist streng monoton steigend und punktsymmetrisch zum Ursprung. Mit Hilfe der Koeffizienten lassen sich die erzielten Ergebnisse korrelieren.

$$\frac{c_{2,eff}}{c_{1,is}} = \frac{a \cdot (w_{2t}/w_{3ax})}{b \cdot (w_{2t}/w_{3ax})^2 - 1} + c \quad (4.5)$$

mit

$$a = 0.2761 - 0.1703 \sqrt{r/d}$$

$$b = 1.0$$

$$c = 0.5306 - 0.0032 \cdot s_1 - 0.2411 \cdot \dot{m}_{rad}$$

Die Eintrittskantengeometrie der Receiverbohrungen beeinflusst ausschließlich die Steigung des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses. Dementsprechend wird sie nur im Koeffizienten a berücksichtigt. Die Form der Eintrittskante spielt bei den untersuchten Längen- zu Durchmesser-Verhältnissen der Receiverbohrungen keine nennenswerte Rolle, weshalb nicht zwischen abgerundeter und angefasster Eintrittskante unterschieden werden muß. Mit zunehmendem effektiven Flächenverhältnis bzw. steigendem r/d - und c/d -Verhältnis, ist für das effektive Geschwindigkeitsverhältnis eine geringere Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis w_{2t}/w_{3ax} festzustellen. Zur Beschreibung des Einflusses der Eintrittskantengeometrie wird deshalb eine degressiv fallende Funktion herangezogen.

Sowohl die axiale Spaltweite s_1 als auch der radiale Massenstromanteil \dot{m}_{rad} wirken sich nur auf das Niveau des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses aus. Sie werden deshalb nur im Koef-

fizienten c berücksichtigt. Anhand der drei untersuchten Spaltweiten und der drei unterschiedlichen Massenstromaufteilungen lassen sich zumindest im untersuchten Parameterbereich jeweils lineare Abhängigkeiten ermitteln. Dabei wirken sich zunehmende axiale Spaltweite und zunehmender radialer Massenstrom negativ auf das effektive Geschwindigkeitsverhältnis aus.

Die ermittelte Korrelation gilt für das untersuchte direkte Vordralldüsenystem mit einem Querschnittsflächenverhältnis von $A_R/A_V = 1.56$. Die Vordralldüsen sind 20° zur Statoroberfläche und zusätzlich, wie in Kapitel 3.2.1 beschrieben, radial nach innen geneigt. Die Höhe der Vordrallkammer beträgt 46.8mm . Die auftretenden durchflußverschlechternden Resonanzeffekte im Vordralldüsenystem sind in der Korrelation nicht explizit berücksichtigt, werden aber im folgenden Kapitel näher beschrieben.

Um den Geltungsbereich der Korrelation zu erweitern, müßten geometrische Parameter wie der Vordralldüsenwinkel, die Anzahl der Vordralldüsen, der radiale Versatz von Vordralldüsen und Receiverbohrungen sowie die Höhe der Vordrallkammer zusätzlich eingebunden werden.

4.8 Resonanzeffekte im Vordralldüsenystem

Wie bereits mehrfach erwähnt, treten im untersuchten Vordralldüsenystem je nach geometrischer Konfiguration bei bestimmten Betriebspunkten instationäre Strömungseffekte auf, die das Durchflußverhalten des Gesamtsystems deutlich verschlechtern. Die Auswirkungen der Resonanzeffekte sollen anhand der ausgewählten Konfiguration mit zwölf Vordralldüsen, einer axialen Spaltweite von $s_1 = 5\text{mm}$ und zwölf Receiverbohrungen beleuchtet werden. Das Längen- zu Durchmesser Verhältnis der Receiverbohrungen beträgt im exemplarisch ausgewählten Fall $l/d = 4.0$, die abgerundete Eintrittskante weist ein Radien- zu Durchmesser Verhältnis von $r/d = 0.3$ auf.

Im linken Graphen von Abbildung 4.43 ist die Aufteilung des Totaldruckverhältnisses im Vordralldüsenystem in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen bzw. der Drehzahl des Rotors dargestellt. Im hier diskutierten Fall beträgt das über die Meßstrecke anliegende Druckverhältnis konstant $p_{0t}/p_{4s} = 1.4$. Für die vorliegende Geometrie des Vordralldüsenystems stellt sich bei geringer Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen ein Druckverhältnis über den Rotor von knapp $p_{1s}/p_{4s} = 1.1$ ein. Mit der Beschleunigung des Rotors bleibt die Druckverteilung im Vordralldüsenystem zunächst unverändert erhalten, bis bei einer Drehzahl des Rotors von knapp $n = 3000\text{min}^{-1}$ die instationären Strömungsphänomene auftreten. Bei $n = 3000\text{min}^{-1}$ haben die Receiverbohrungen eine Umfangsgeschwindigkeit von $u = 69\text{m/s}$ und werden im Relativsystem näherungsweise axial angeströmt.

Mit dem Einsetzen der Resonanzeffekte verschlechtert sich das Durchflußverhalten der Receiverbohrungen, wie in Abbildung 4.26 zu sehen, und der Druck innerhalb der Vordrallkammer steigt schlagartig an. Gleichzeitig reduziert sich der durchgesetzte Kühlluftmassenstrom um circa 16% (Abb. 4.43, rechts). Wird die Drehzahl des Rotors weiter gesteigert, nimmt die Intensität der pulsierenden Strömungsgeräusche wieder langsam ab. Die Amplitude der instationären Strömungsvorgänge verringert sich demnach genauso kontinuierlich wie der Druckanstieg in

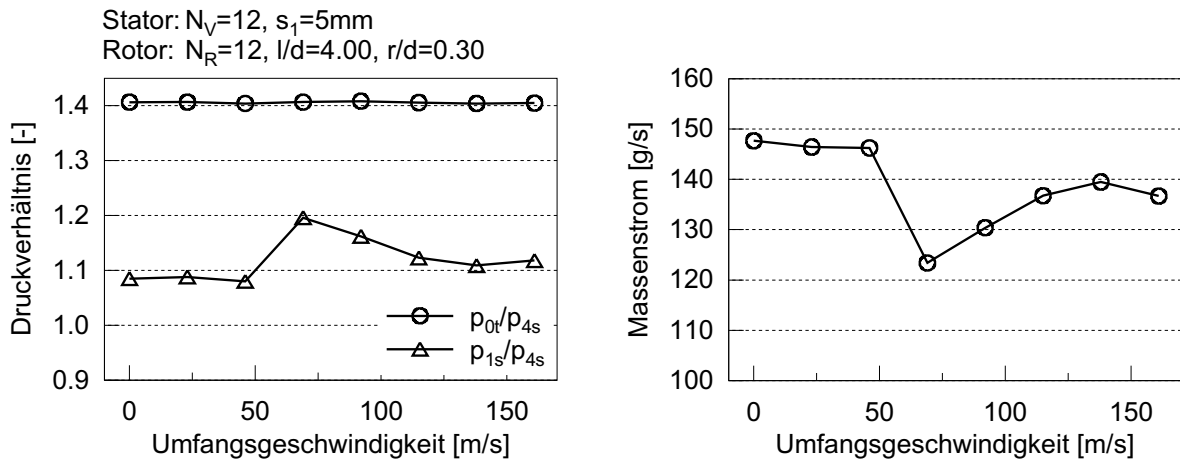


Abb. 4.43: Beeinflussung der axialen Druckverteilung und des Kühlluftmassenstromes beim Auftreten von Resonanzeffekten im Vordralldüsenystem

der Vordrallkammer. Dennoch wird bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit der Receiverbohrungen weder das ursprüngliche Druckniveau in der Vordrallkammer noch der durchgesetzte Kühlluftmassenstrom erreicht. Dies kann auf das verschlechterte Durchflußverhalten der Receiverbohrungen bei starker Schräganströmung im Relativsystem zurückgeführt werden. Für diese Betriebspunkte ergeben sich wie in Abbildung 4.16 dargestellt, effektive Flächenverhältnisse kleiner Eins.

Um das niederfrequente Pulsieren der Strömung meßtechnisch zu erfassen, wurde in kurzer Entfernung stromab des Rotors auf dem Mittelkreisradius der Receiverbohrungen im stationären Absolutsystem ein Miniaturdrucksensor positioniert. Das Signal des Druckaufnehmers wurde mit Hilfe einer A/D-Wandlertkarte unabhängig von der Drehzahl des Rotors mit einer Winkelgenauigkeit von 0.5° für 30 Umdrehungen aufgezeichnet.

Im linken Graphen von Abbildung 4.44 ist das Drucksignal für die dritte Umdrehung des Rotors nach Auslösen des Triggerimpulses dargestellt. Beim Passieren der Receiverbohrung trifft der in die Umgebung austretende Kühlluftstrahl auf den Druckaufnehmer, was zunächst zu einem Druckanstieg führt. Anschließend fällt der Druck kurzzeitig sogar unter das Niveau des Umgebungsdruckes, bevor sich dieser anschließend wieder einstellt.

Der Druckabfall kann auf ein Unterdruckgebiet zurückgeführt werden, das sich mit zunehmender Rotation der Receiverbohrungen auf der in Rotationsrichtung stromab gelegenen Seite der Kühlluftstrahlen ausbildet. Es kann davon ausgegangen werden, daß sich bei der Umströmung der in die Umgebung austretenden Kühlluftstrahlen ähnlich komplexe Strömungsformen und Wirbel ergeben, wie sie aus dem Gebiet der Filmkühlbohrungen (z.B. Baldauf, 2001, Sgarzi und Leboeuf, 1997) bekannt sind. Bei der Konfiguration des Vordralldüsenystems mit zwölf Receiverbohrungen führt die Rotation zu zwölf einzelnen charakteristischen Drucksignalen pro Umdrehung.

Im rechten Graphen von Abbildung 4.44 ist der vom stationären Druckaufnehmer aufgezeichnete Druckverlauf für 30 Umdrehungen dargestellt. Bei einer Drehzahl des Rotors von

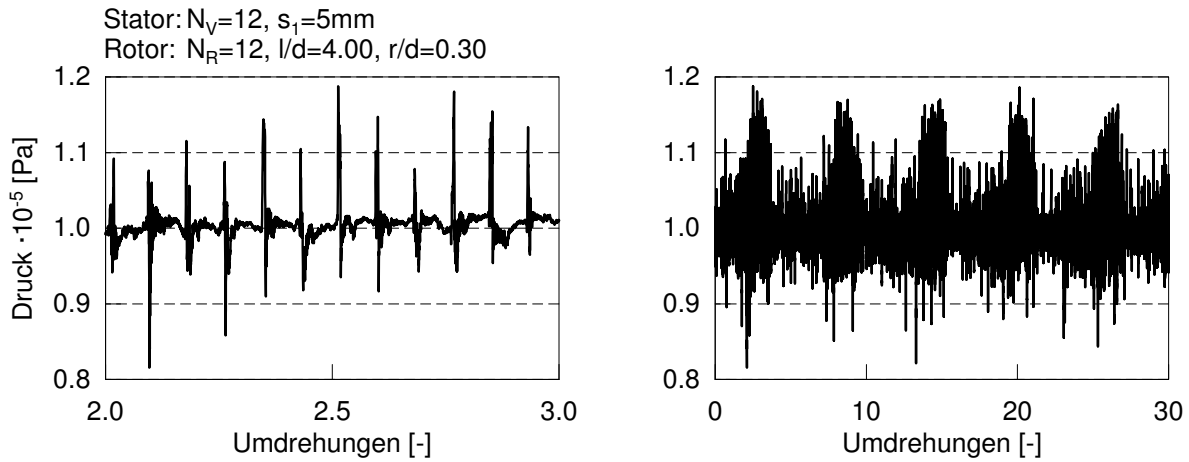


Abb. 4.44: Zeitaufgelöstes Drucksignal stromab der Receiverbohrung im Absolutsystem

$n = 3000\text{min}^{-1}$ entspricht dies einem Zeitintervall von $\Delta t = 0.6\text{s}$. Zwar kann aufgrund der Wahl des Abszissenabschnittes nicht mehr jedes einzelne Drucksignal aufgelöst werden, dafür wird das Pulsieren der Strömung im Vordralldüsenystem deutlich. Das akustisch deutlich wahrzunehmende instationäre Strömungsphänomen weist für diesen Betriebspunkt eine Frequenz von ungefähr 8.3Hz auf.

Desweiteren können mit Hilfe der Fast-Fourier-Transformation noch weitere charakteristische Frequenzen des Vordralldüsenystems ermittelt werden. Sie ergeben sich aus dem Produkt der Anzahl der Vordralldüsen und der vorliegenden Drehzahl des Rotors. Zu dieser berechneten Grundfrequenz existieren zusätzlich mehrere Oberschwingungen höherer Ordnung.

Im Turbomaschinenbau werden im allgemeinen ganzzahlige Verhältnisse wie im vorliegenden Fall vermieden, um eine periodische Anregung der Strömung zu verhindern. Aus diesem Grund wurden zusätzlich experimentelle Untersuchungen bei einer Konfiguration des Vordralldüsenystems mit elf Vordralldüsen und nur vier Receiverbohrungen bei einer axialen Spaltweite von $s_1 = 10\text{mm}$ durchgeführt. Trotz des nicht ganzzahligen Verhältnisses von Vordralldüsen- und Receiverbohrungsanzahl traten auch hier Resonanzeffekte auf.

Ähnliche durchflußverschlechternde instationäre Strömungsphänomene werden von Samoilovich und Morozov (1957) im Rahmen von Untersuchungen zum Durchflußverhalten rotierender Bohrungen beschrieben, die über ein Rotor-Stator System mit einer variablen axialen Spaltweite zwischen 2mm bis 20mm angeströmt werden. Der Einbruch des Durchflußbeiwertes tritt über einen diskreten Bereich bei Betriebspunkten mit geringem Geschwindigkeitsverhältnis auf und nimmt mit abnehmender Bohrungsanzahl deutlich zu. Dabei kann sich der Durchflußbeiwert bei der Konfiguration mit nur einer Bohrung mit dem Auftreten der instationären Strömungsphänomene mehr als halbieren. Die von Samoilovich und Morozov zahlreich durchgeführten Variationen strömungsmechanischer und geometrischer Parameter ergab für das Auftreten der durchflußverschlechternden Strömungseffekte eine Abhängigkeit von der Positionierung der Bohrungen auf dem Mittelkreisradius bzw. deren Abstand zueinander.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Resonanzeffekte im Vordralldüsenystem tendenziell bei Konfigurationen mit geringer Spaltweite und einer geringen Anzahl von Receiverbohrungen festgestellt. Mit Hilfe der Ergebnisse von Samoilovich und Morozov (1957) kann für die zahlreichen unterschiedlichen Konfigurationen des untersuchten Vordralldüsenystems eine kritische Kennzahl abgeleitet werden, ab der Resonanzeffekte auftreten. Sie berücksichtigt die Bogenlänge b zwischen zwei benachbarten Bohrungen und die Spaltweite s_1 zwischen Rotor und Stator. Für die hier untersuchten geometrische Konfigurationen des Vordralldüsenystems, bei der für die Betriebspunkte mit näherungsweise axialer Anströmung der Receiverbohrungen im Relativsystem die oben beschriebenen Resonanzeffekte auftreten, fällt der Quotient aus Bogenlänge und Spaltabstand immer größer als $b/s_1 \approx 11.5$ aus. Mit zunehmendem Quotienten wird das niederfrequente Pulsieren der Strömung akustisch deutlich wahrnehmbar und der Einfluß auf das Durchflußverhalten steigt an.

Anhand dieser kritischen Kennzahl konnte sogar für ein ähnliches direktes Vordralldüsenystem mit dreizehn Vordralldüsen, siebzehn Receiverbohrungen und $s_1 = 4\text{mm}$ axialer Spaltweite das Auftreten von Resonanzeffekten vorhergesagt werden. Bei dieser Konfiguration waren die Vordralldüsen gegenüber der Receiverbohrungen auf einem kleineren Mittelkreisradius positioniert, d.h. die vorgedrallten Kühlluftjets treffen nicht direkt auf die Eintrittsfläche der Receiverbohrungen. Auch die Variation des Flächenverhältnisses von $A_R/A_V = 1.7$ auf 4.7 kann die instationären Strömungsphänomene nicht verhindern.

Um die strömungstechnischen Ursachen für die Resonanzeffekte im Vordralldüsenystem exakt charakterisieren zu können, bedarf es weiterer experimenteller Untersuchungen. Die hier angegebene Kennzahl soll nur als grobes Auslegungskriterium zur möglichen Vermeidung von Resonanzeffekten in direkten Vordralldüsenystemen betrachtet werden.

5 Zusammenfassung

Im Sekundärluftsystem von Gasturbinen der neuesten Generation haben sich zur Kühlluftversorgung der thermisch und mechanisch am höchsten beanspruchten Laufschaufeln der ersten Hochdruckturbinenstufe sogenannte Vordralldüsen systeme etabliert. Diese dienen dabei nicht nur der Absenkung der Kühllufttemperatur, sondern ermöglichen gleichzeitig eine Verringerung der Druckverluste beim Übergang der Kühlluft vom stationären Absolutsystem ins rotierende Relativsystem. Bis heute wurde jedoch weder ein umfassendes Modell zur Charakterisierung der Strömungsvorgänge und zur Beschreibung der auftretenden Verluste gefunden, noch existieren ausreichend genaue Korrelationen, die eine einfache eindimensionale Auslegung von Vordralldüsen systemen erlauben.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte ausgehend von experimentellen Ergebnissen erstmals eine vollständige Analyse des Vordralldüsen systems hinsichtlich des Durchflußverhaltens und des Potentials der Temperaturabsenkung vorgenommen werden. Eine Untergliederung des Vordralldüsen systems in die drei elementaren Komponenten, respektive die Vordralldüsen, die Vordrallkammer und die Receiverbohrungen, ermöglicht deren separate Beschreibung anhand ausgewählter dimensionsloser Kennzahlen. Nur so kann eine Aufteilung und Zuordnung der auftretenden Verluste im Gesamtsystem erfolgen, was anschließend eine systematische Optimierung des Vordralldüsen systems erlaubt.

Als Kennzahl zur Charakterisierung der Vordralldüsen und der Receiverbohrungen eignet sich der in der Technik gebräuchliche Durchflußbeiwert. Dabei ist es äußerst zweckmäßig das Durchflußverhalten der Vordralldüsen wie gewohnt im stationären Absolut-, das der Receiverbohrungen jedoch im rotierenden Relativsystem zu beschreiben. Durch die Transformation der strömungsmechanischen Parameter ins Relativsystem wird gewährleistet, daß mit Berücksichtigung der übertragenen Arbeit der real durchgesetzte Massenstrom den ideal berechneten nicht übersteigen kann. Somit wird der maximal mögliche Durchflußbeiwert durch den theoretischen Wert von Eins nach oben begrenzt. Desweiteren kann durch die geschickte Wahl eines charakteristischen Geschwindigkeitsverhältnisses ein weiterer theoretischer Grenzwert zur Darstellung des Durchflußverhaltens der Receiverbohrungen genutzt werden.

Die Abschätzung der Anströmgeschwindigkeit der rotierenden Receiverbohrungen im Relativsystem, d.h. die Bestimmung des effektiven Vordralls, stellt eine weitere wesentliche Herausforderung bei der Strömungsanalyse im Vordralldüsen system dar. In dieser Arbeit werden dazu drei verschiedene Modelle vorgestellt, die auf unterschiedlichen Ansätzen beruhen und aufeinander aufbauen.

Das einfachste isentrope Modell berücksichtigt die Verzögerung der vorgedrallten Kühlluftjets in der Vordrallkammer nicht und eignet sich folglich primär für einen einfachen Vergleich experimenteller und numerischer Ergebnisse. Hier werden die in der Vordrallkammer auftretenden Verluste komplett den Receiverbohrungen zugeschrieben. Daraus resultieren niedrigere Durchflußbeiwerte und bezüglich des Betriebspunktes mit rein axialer Anströmung im Relativsystem ein asymmetrischer Verlauf der Durchflußcharakteristik. Dennoch kann dieses einfache Modell für einen direkten Vergleich verschiedener geometrischer Variationen des Vordralldüsen systems

genutzt werden. Auch die Abweichung der Durchflußcharakteristik der Receiverbohrungen im Vergleich zu der rotierenden Bohrungen bei axialer Anströmung kann als indirektes Maß für die Verzögerung der Kühlluftjets innerhalb der Vordrallkammer und der damit verbundenen geringeren Temperaturabsenkung herangezogen werden.

Das zweite Modell stützt sich auf die Analogie von Vordralldüsensystem und Labyrinth. Entsprechend der grundlegenden Gleichungen der Stromfadentheorie werden Kontinuität und Energieerhaltung vorausgesetzt. Abstrahiert betrachtet, kann das Vordralldüsensystem als ein zweispitziges Labyrinth interpretiert werden. In der Vordrallkammer kommt es, gemäß der Labyrinthströmung in der Wirbelkammer, zu einer Aufweitung und Verzögerung der Kühlluftjets. Dabei dissipiert allerdings nicht die gesamte kinetische Energie in Wärme, sondern ein über den „carry-over“ Faktor bestimmter Anteil wird über die Wirbelkammer hinweg direkt zur nächsten Querschnittsverengung transportiert. Mit Hilfe dieses theoretischen Ansatzes kann erstmals, zumindest unter den geometrischen Voraussetzungen des untersuchten Vordralldüsensystems, die reale Anströmgeschwindigkeit der Receiverbohrungen abgeschätzt werden. Im Vergleich zu experimentell ermittelten Umfangsgeschwindigkeiten innerhalb der Vordrallkammer ergibt sich weitgehend eine sehr gute Übereinstimmung. Lediglich bei kleinen Druckverhältnissen in Kombination mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Receiverbohrungen, also bei Betriebspunkten mit Geschwindigkeitsverhältnissen deutlich größer als Null, wird wegen der Vernachlässigung des Reibungseinflusses die Umfangsgeschwindigkeit der Kühlluft in der Vordrallkammer mit steigender Drehzahl zunehmend unterschätzt. Auch ein Vergleich der experimentell und theoretisch bestimmten Totaltemperaturen der Kühlluft im rotierenden System liefert eine zufriedenstellende Übereinstimmung.

Das dritte Modell berücksichtigt mit der Enthalpieänderung der Kühlluft beim Übergang ins rotierende System auch den Einfluß der Rotation und basiert im wesentlichen auf der Eulerschen Momentengleichung. Da Reibungseinflüsse nur bei großen Geschwindigkeitsverhältnissen eine nennenswerte Rolle spielen, kann das zum Antrieb des Rotors erforderliche Drehmoment zur Abschätzung der Umlenkung der Kühlluft beim Übergang vom stationären Absolut- ins rotierende Relativsystem herangezogen werden. Dabei wird vorausgesetzt, daß der Abströmwinkel der Strömung, wie bei der Beschreibung von Schaufelgittern üblich, unabhängig vom Betriebspunkt den geometrischen Winkeln von Vordralldüse und Receiverbohrung entspricht. Mit Berücksichtigung der Rotation können die geringfügigen Abweichungen, die sich noch beim zweiten Modell zwischen der Durchflußcharakteristik einer rotierenden Bohrungen ohne Vordrall und der einer Receiverbohrung im Vordralldüsensystem ergeben, weiter reduziert werden. Das Durchflußverhalten der Receiverbohrung kann durch die Analyse der Strömungsvorgänge im Relativsystem somit direkt mit dem einer im Absolutsystem axial angeströmten rotierenden Bohrung verglichen werden. Der Durchflußbeiwert ist, wie an zahlreichen Konfigurationen für den turbulenten Fall gezeigt, im wesentlichen nur von der Geometrie der Bohrung und der relativen Schräganströmung abhängig. Anhand dieser Methode können auch die Strömungsverluste in der Vordrallkammer über ein effektives Geschwindigkeitsverhältnis beschrieben werden.

Mit den entwickelten Modellen zur Auswertung der Messungen lassen sich die auftretenden Verluste im Vordralldüsen-System beschreiben und eindeutig den einzelnen Komponenten zuordnen. Die Variation strömungsmechanischer Parameter zeigt den deutlichen Einfluß des Geschwindigkeitsverhältnisses auf das Durchflußverhalten von Vordralldüse und Receiverbohrung und die mögliche Totaltemperaturabsenkung der Kühlluft im Relativsystem des Vordralldüsen-Systems. Zusätzliche Untersuchungen verdeutlichen das Potential geometrischer Parameter einerseits das Durchflußverhalten, andererseits aber auch die Effektivität des Vordralldüsen-Systems zu verbessern.

Der Durchflußbeiwert stationärer Bohrungen läßt sich heute mit Hilfe numerischer Methoden ausreichend genau und ohne größeren zeitlichen Aufwand berechnen. Zusätzlich existieren für einfache Bohrungsgeometrien Korrelationen, die zumindest die wichtigsten Parameter für eine erste Auslegung beinhalten.

Im Fall der rotierenden Bohrungen existieren ebenfalls verschiedene Korrelationen, die jedoch erhebliche Unterschiede bezüglich der Abhängigkeit der Durchflußcharakteristik von Rotation bzw. Schräganströmung aufweisen. Eine deutliche Verbesserung verspricht die beschriebene, weiterentwickelte Methode, die eine vollständige Charakterisierung des Durchflußverhaltens rotierender Bohrungen im Relativsystem vorsieht. Auch auf diesem Gebiet werden zunehmend numerische Verfahren erfolgreich eingesetzt.

Zur Beschreibung der in der Vordrallkammer auftretenden Verluste hat sich bis heute noch keine Methode durchgesetzt. Dementsprechend existieren auch keine Korrelationen, die zumindest ansatzweise die auftretenden Phänomene erfassen, geschweige denn identifizierbare Tendenzen wiedergeben. Numerische Untersuchungen stoßen trotz des Einsatzes von Hochleistungsrechnern bei der Simulation der dreidimensionalen instationären Strömung, die sich beim Übergang vom stationären ins rotierende System ergibt, an zeitliche und damit wirtschaftliche Grenzen. Auch die aktuell zur Verfügung stehenden kommerziellen CFD-Programme sind derzeit noch nicht in der Lage, die Strömungsvorgänge im Vordralldüsen-System mit zufriedenstellender Genauigkeit zu berechnen.

Der aus dieser unbefriedigenden Situation resultierende Bedarf an experimentellen Ergebnissen soll mit der vorliegenden Arbeit zumindest teilweise gedeckt werden. In Anbetracht der außerordentlich großen Zahl an Freiheitsgraden, die dem Ingenieur bei der Auslegung von Vordralldüsen-Systemen zur Verfügung stehen, wird allerdings sofort deutlich, daß hiermit nur ein beschränkter Beitrag zu dieser umfangreichen Aufgabe geleistet werden kann. Die entwickelten einfachen eindimensionalen Modelle zur Charakterisierung des Vordralldüsen-Systems und dessen Komponenten sollen nicht nur zum Verständnis der auftretenden Verluste beitragen, sondern auch als Basis von Korrelationen dienen.

Die herausragende Bedeutung des Geschwindigkeitsverhältnisses, das im wesentlichen den Betriebspunkt über die Schräganströmung der Receiverbohrung im Relativsystem charakterisiert, bietet sich, wie in dieser Arbeit gezeigt, als die dimensionslose Größe zur Beschreibung des Durchflußverhaltens der Vordralldüsen und Receiverbohrungen sowie des effektiven Geschwindigkeitsverhältnisses der Vordrallkammer geradezu an. Durch diese Vorgehensweise wird das Vordralldüsen-System nicht nur in Hinblick auf das Durchflußverhalten und das Po-

tential der Temperaturabsenkung vollständig charakterisiert, sondern es ist gleichzeitig auch eine einfachste Zuordnung der auftretenden Verluste zu den einzelnen Komponenten an einem ausgewählten Betriebspunkt möglich.

Korrelationen sind zurzeit – und bleiben auch in näherer Zukunft – bei der ersten eindimensionalen Auslegung von Turbomaschinen unersetzlich. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Korrelation zur Charakterisierung der Strömung innerhalb der Vordrallkammer berücksichtigt neben dem Betriebspunkt im wesentlichen geometrische Parameter; aber auch der Einfluß eines radial überlagerten Kühlluftmassenstromes, wie er in Turbomaschinen zur Kühlung der Rotorscheiben notwendig ist, wird nicht vernachlässigt. Anhand der separaten Analyse der einzelnen Einflußfaktoren können generelle Tendenzen aufgezeigt werden auf deren Grundlage das Vordralldüsen-system in Zukunft zielgerichtet weiter optimiert werden kann.

Die abstrahierte Betrachtung des Vordralldüsen-systems und der ge-zogene Vergleich zum sehr detailliert untersuchten Labyrinth könnten dazu weitere Anregungen liefern. Der beim Labyrinth unerwünschte „carry-over“ Effekt ist für die Wirkungsweise des Vordralldüsen-systems elementare Voraussetzung. Ein schlecht ausgelegtes Labyrinth mit Erzeugung einer starken Drallströmung über die erste Stufe sollte dementsprechend ein zumindest mittelmäßiges Vordralldüsen-system darstellen. Eine weitere Verbesserung des Vordralldüsen-systems muß in Richtung des Schaufelgitters einer Turbinenstufe zielen, um eine deutliche Steigerung der Effektivität zu erreichen.

Literaturverzeichnis

- Abramovich, G. N. (1963): *The Theory of Turbulent Jets*. M.I.T. Press, Cambridge.
- Baldauf, S. (2001): *Filmkühlung thermisch höchstbelasteter Oberflächen: Korrelationen thermographischer Messungen*. Dissertation, Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Benmansour, S. (1981): *Discharge Coefficient of Film Cooling Holes*. M. Phil Thesis, University of Nottingham.
- Brillert, D. (2001): *Strömungsberechnung im Kühl- und Sperrluftsystem von Gasturbinen zur Optimierung des Sekundärluftsystems*. Dissertation, Gerhard-Mercator Universität Duisburg.
- Brillert, D., Reichert, A. W. und Simon, H. (1999): *Calculation of Flow Losses in Rotating Passages of Gas Turbine Cooling Systems*. ASME-Paper 99-GT-251.
- Bräunling, W. J. G. (2001): *Flugzeugtriebwerke*. Springer, Berlin.
- Burd, S. W. und Simon, T. W. (1997): *The Influence of Coolant Supply Geometry on Film Coolant Exit Flow and Surface Adiabatic Effectiveness*. ASME-Paper 97-GT-25.
- Burd, S. W. und Simon, T. W. (1999): *Measurements of Discharge Coefficients in Film Cooling*. Journal of Turbomachinery, Vol. 121, S. 243–248.
- Chen, J. X., Owen, J. M. und Wilson, M. (1993): *Parallel-Computing Techniques Applied to Rotor-Stator Systems: Flow Computations*. Proceedings of the 8th International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, Swansea, Vol. 8, S. 899–911.
- Chew, J. W., Hills, N. J., Khalatov, S., Scanlon, T. und Turner, A. B. (2003): *Measurement and Analysis of Flow in a Pre-Swirled Cooling Air Delivery System*. ASME-Paper 2003-GT-38084.
- Clifford, R. J. (1985): *Rotating Heat Transfer Investigations on a Multi-Pass Cooling Geometry*. AGARD-CP-390, S. 2,1–2,12.
- Coanda, H. (1934): *Procédé et dispositif pour faire dévier une veine fluide pénétrant autre fluids*. Franz. Patent Nr. 788, 140.
- Decker, B. E. L. und Chang, Y. F. (1965-66): *An Investigation of Steady Compressible Flow Through Thick Orifices*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 180, S. 312–323.
- Dittmann, M., Dullenkopf, K. und Wittig, S. (2004): *Discharge Coefficients of Rotating Short Orifices with Radiused and Chamfered Inlets*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, S. 803–808.

- Dittmann, M., Dullenkopf, K. und Wittig, S. (2005): *Direct-Transfer Preswirl System: A One-Dimensional Modular Characterization of the Flow*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127, S. 383–388.
- Dittmann, M., Geis, T., Schramm, V., Kim, S. und Wittig, S. (2002a): *Discharge Coefficients of a Pre-Swirl System in Secondary Air Systems*. Journal of Turbomachinery, Vol. 124, S. 119–124.
- Dittmann, M., Geis, T., Schramm, V., Kim, S. und Wittig, S. (2002b): *A two Orifice Model to predict the Temperature Reduction of the Cooling Air in a Pre-Swirl System*. Ninth International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-9), Honolulu, Hawaii, USA.
- Dörr, L. (1985): *Modellmessungen und Berechnungen zum Durchflußverhalten von Durchblick-labyrinth unter Berücksichtigung der Übertragbarkeit*. Dissertation, Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Eck, B. (1966): *Technische Strömungslehre*. Springer, Berlin, 7. Auflage.
- Egli, A. (1935): *The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals*. Transactions of the ASME, Vol. 57, S. 115–122.
- El-Oun, Z. B., Neller, P. H. und Turner, A. B. (1988): *Sealing of a Shrouded Rotor-Stator System With Preswirl Coolant*. Journal of Turbomachinery, Vol. 110, S. 218–225.
- El-Oun, Z. B. und Owen, J. M. (1989): *Preswirl Blade-Cooling Effectiveness in an Adiabatic Rotor-Stator System*. Journal of Turbomachinery, Vol. 111, S. 522–529.
- Folsom, R. G. (1956): *Review of the Pitot Tube*. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 8, S. 1447–1460.
- Foss, J. F. (1980): *Interaction Region Phenomena for the Jet in a Cross-Flow Problem*. Sonderforschungsbereich 80, Ausbreitungs- und Transportvorgänge in Strömungen, Universität Karlsruhe (TH).
- Geis, T. (2002): *Strömung und reibungsinduzierte Leistungs- und Wirkungsgradverluste in komplexen Rotor-Stator Zwischenräumen*. Dissertation, Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Geis, T., Dittmann, M. und Dullenkopf, K. (2004): *Cooling Air Temperature Reduction in a Direct Transfer Preswirl System*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, S. 809–815.
- Geis, T., Rottenkolber, G., Dittmann, M., Richter, B., Dullenkopf, K. und Wittig, S. (2002): *Endoscopic PIV-Measurements in an Enclosed Rotor-Stator System with Pre-Swirled Cooling Air*. 11th International Symposium on the Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal.

- Grimm, R. E. (1967): *Fluid Flow Characteristics Through Orifices in Enclosed Rotating Disks*. M. S. Thesis, AFIT.
- Gritsch, M. (1998): *Experimentelle Untersuchungen zum aerothermischen Verhalten nicht-zylindrischer Filmkühlbohrungen*. Dissertation, Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Gritsch, M., Schulz, A. und Wittig, S. (1998a): *Discharge Coefficient Measurements of Film-Cooling Holes with Expanded Exits*. Journal of Turbomachinery, Vol. 120, S. 557–563.
- Gritsch, M., Schulz, A. und Wittig, S. (1998b): *Method for Correlating Discharge Coefficients of Film-Cooling Holes*. AIAA Journal, Vol. 36(6), S. 976–980.
- Hay, N. und Lampard, D. (1998): *Discharge Coefficient of Turbine Cooling Holes: A Review*. Journal of Turbomachinery, Vol. 120, S. 314–319.
- Hay, N. und Spencer, A. (1992): *Discharge Coefficients of Cooling Holes with Radiused and Chamfered Inlets*. Journal of Turbomachinery, Vol. 114, S. 701–706.
- Herning, B. (1939): *Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 141, S. 283–288.
- Hinze, J. O. (1975): *Turbulence*. McGraw-Hill, New York, 2. Auflage.
- Hofmann, W. (1942): *Verhalten der Außenluftthermometer bei hohen Fluggeschwindigkeiten in der gestörten Strömung am Flugzeug*. Technische Berichte, Vol. 9, S. 221.
- Hottel, H. C. und Kalitinsky, A. (1945): *Temperature Measurements in High-Velocity Air Streams*. Journal of Applied Mechanics, S. A25–A32.
- Idelchik, I. E. (1986): *Handbook of Hydraulic Resistance: Second Edition, Revised and Augmented*. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, Springer, Berlin.
- Jacobsen, K. (1987): *Experimentelle Untersuchungen zum Durchfluß und Wärmeübergang in Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen*. Dissertation, Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Jakoby, R., Geis, T., Kim, S. und Wittig, S. (1997): *Discharge Coefficients of Rotating Orifices with Radiused Inlet Corners*. 13th International Symposium on Airbreathing Engines (ISABE), IS137/GE17, Chattanooga, Tennessee, USA.
- Jennions, I. K., Sommer, T. P. und Vasiliev, V. (1998): *A Numerical Study of Air Transfer from a Stationary to a Rotating System through an Unsealed Cavity*. ASME-Paper 98-GT-139.
- Jerie, J. (1948): *Flow through straight-through labyrinth seals*. Proceedings of the 7th International Congress of Applied Mechanics, Vol. 2, S. 70–82.
- Karabay, H., Chen, J.-X., Pilbrow, R., Wilson, M. und Owen, J. M. (1999): *Flow in a “Cover-Plate” Preswirl Rotor-Stator System*. Journal of Turbomachinery, Vol. 121, S. 160–166.

- Karabay, H., Pilbrow, R., Wilson, M. und Owen, J. M. (2000): *Performance of Pre-Swirl Rotating-Disc Systems*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122, S. 442–450.
- Karabay, H., Wilson, M. und Owen, J. M. (2001a): *Approximate Solutions for Flow and Heat Transfer in Pre-Swirl Rotating-Disc Systems*. ASME-Paper 2001-GT-200.
- Karabay, H., Wilson, M. und Owen, J. M. (2001b): *Predictions of effect of swirl on flow and heat transfer in a rotating cavity*. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 22, S. 143–155.
- Kearton, W. J. und Keh, T. H. (1952): *Leakage of Air through Labyrinth Glands of Staggered Type*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 166, S. 180–195.
- Khaldi, A. (1987): *Discharge Coefficient of Film Cooling Holes with Rounded Entries or Exits*. Dissertation, University of Nottingham.
- Komotori, K. (1961): *Probleme bei Labyrinth-Stopfbüchsen*. Proceedings of the Fujihara Memorial, Faculty of Engineering, Keio University Japan, Vol. 14(54), S. 1–48.
- Kutz, K. J. und Speer, T. M. (1994): *Simulation of the Secondary Air System of Aero Engines*. Journal of Turbomachinery, Vol. 116, S. 306–315.
- Lakshminarayana, B. (1996): *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. John Wiley & Sons Inc., New York.
- Leylek, J. H. und Zerkle, R. D. (1994): *Discrete-Jet Film Cooling: A Comparison of Computational Results With Experiments*. Journal of Turbomachinery, Vol. 116, S. 358–368.
- Lichtarowicz, A., Duggins, R. K. und Markland, E. (1965): *Discharge Coefficients for Incompressible Non-Cavitating Flow Through Long Orifices*. Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 7(2), S. 210–219.
- Maeng, D. J., Lee, J. S., Jakoby, R., Kim, S. und Wittig, S. (1998): *Characteristics of Discharge Coefficient in a Rotating Disk System*. ASME-Paper 98-GT-266.
- Martin, H. M. (1908): *Labyrinth packings*. Engineering, Vol. 85, S. 33–36.
- McGovern, K. T. und Leylek, J. H. (2000): *A Detailed Analysis of Film Cooling Physics: Part II – Compound-Angle Injection With Cylindrical Holes*. Journal of Turbomachinery, Vol. 122, S. 113–121.
- McGreehan, W. F. und Schotsch, M. J. (1988): *Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing*. Journal of Turbomachinery, Vol. 110, S. 213–217.
- Meierhofer, B. und Franklin, C. J. (1981): *An Investigation of a Preswirled Cooling Airflow to a Turbine Disc by Measuring the Air Temperature in the Rotating Channels*. ASME-Paper 81-GT-132.

- Meyer, C. A. und Lowrie, J. A. (1975): *The Leakage Thru Straight and Slant Labyrinths and Honeycomb Seals*. Journal of Engineering for Power, S. 495–502.
- Meyfarth, P. F. und Shine, A. J. (1965): *Experimental Study of Flow Through Moving Orifices*. Journal of Basic Engineering, S. 1082–1083.
- Müller, R. (1997): *Luftstrahltriebwerke*. Vieweg, Braunschweig.
- Nakayama, Y. (1988): *Visualized Flow*. The Japan Society of Mechanical Engineers, Pergamon Press, Oxford.
- Newman, B. G. (1961): *The Deflection of Plane Jets by Adjacent Boundaries – Coanda Effect*. Boundary Layer and Flow Control, Pergamon Press, New York.
- Owen, J. M. und Rogers, R. H. (1989): *Flow and Heat Transfer in Rotating-Disc Systems: Vol. 1, Rotor-Stator Systems*. Research Studies Press, Taunton, UK, (John Wiley & Sons Inc., New York).
- Owen, J. M. und Rogers, R. H. (1995): *Flow and Heat Transfer in Rotating-Disc Systems: Vol. 2, Rotating Cavities*. Research Studies Press, Taunton, UK, (John Wiley & Sons Inc., New York).
- Pietrzyk, J. R., Bogard, D. G. und Crawford, M. E. (1989): *Hydrodynamic Measurements of Jets in Crossflow for Gas Turbine Film Cooling Applications*. Journal of Turbomachinery, Vol. 111, S. 139–145.
- Pilbrow, R., Karabay, H., Wilson, M. und Owen, J. M. (1999): *Heat Transfer in a “Cover-Plate” Preswirl Rotating-Disk System*. Journal of Turbomachinery, Vol. 121, S. 249–256.
- Popp, O., Zimmermann, H. und Kutz, J. (1998): *CFD-Analysis of Coverplate Receiver Flow*. Journal of Turbomachinery, Vol. 120, S. 43–49.
- Prange (1983): *Triebwerkstechnologie – Trends für zivile Turbostrahltriebwerke*. Luftfahrttechnisches Handbuch LTH, AT 12 000-02 im Band Triebwerkstechnologie, Ausgabe A.
- Preute, R., Eikermann, J. und Servaty, S. (1997): *Sensoren für Strömungsinstabilitäten am Beispiel eines Axialverdichters*. Technisches Messen, Vol. 6, S. 238–246.
- Raffel, M., Willert, C. E. und Kompenhans, J. (1998): *Particle Image Velocimetry – A Practical Guide*. Springer, Berlin.
- Rhode, J. E., Richards, H. T. und Metger, G. W. (1969): *Discharge Coefficients for Thick Plate Orifices with Approach Flow Perpendicular and Inclined to the Orifice Axis*. Technischer Bericht NASA-TN-D-5467, NASA.
- Samoilovich, G. S. und Morozov, B. I. (1957): *Coefficients of Flow Through Pressure Equalizing Holes in Turbine Discs*. Teploenergetika, Vol. 8, S. 16–23.

- Sawyer, R. A. (1963): *Two-dimensional reattaching jet flows including the effects of curvature on entrainment*. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 17, S. 481–498.
- Schlichting, H. und Gersten, K. (1997): *Grenzschicht-Theorie*. Springer, Berlin, 9. Auflage.
- Schoen, J. (1951): *Die Temperaturmessung in strömenden Gasen*. Archiv für Technisches Messen, ATM, V 2165-1.
- Schramm, V., Willenborg, K., Kim, S. und Wittig, S. (2002): *Influence of a Honeycomb Facing on the Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, S. 140–146.
- Scricca, J. A. und Moore, K. D. (1997): *Effects of “Cooled” Cooling Air on Pre-Swirl Nozzle Design*. Technischer Bericht NASA/CP-98-208527, Pratt & Whitney.
- Sgarzi, O. und Leboeuf, F. (1997): *Analysis of Vortices in Three-Dimensional Jets Introduced in a Cross-Flow Boundary-Layer*. ASME-Paper 97-GT-517.
- Snow, E. W. (1952): *Diskussionsbeitrag zu Kearton, W. J. und Keh, T. H. (1952): Leakage of Air through Labyrinth Glands of Staggered Type*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 166, S. 180–195.
- Truckenbrodt, E. (1999): *Fluidmechanik*. Band 2, Springer, Berlin, 4. Auflage.
- Trutnovsky, K. und Komotori, K. (1981): *Berührungsfreie Dichtungen*. VDI GmbH, Düsseldorf, 4. Auflage.
- Unger, J. (1979): *Strömung in zylindrischen Kanälen mit Versperrungen bei hohen Reynolds-Zahlen*. Forschung im Ingenieurwesen, Vol. 45(3), S. 69–80.
- v. Schulz-Hausmann, F. K. (1985): *Wechselwirkung ebener Freistrahlen mit der Umgebung*. Dissertation, Institut für Thermo- und Fluidodynamik, Ruhr-Universität Bochum, VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 7, Nr. 100.
- Ward Smith, A. J. (1971): *Pressure Losses in Ducted Flows*. Butterworths, London.
- Waschka, W. (1991): *Zum Einfluß der Rotation auf das Durchfluß- und Wärmeübergangsverhalten in Labyrinthdichtungen und Wellendurchführungen*. Dissertation, Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Waschka, W., Wittig, S. und Kim, S. (1992): *Influence of High Rotational Speeds on the Heat Transfer and Discharge Coefficients in Labyrinth Seals*. Journal of Turbomachinery, Vol. 114, S. 462–468.
- Waschka, W., Wittig, S., Kim, S. und Scherer, T. (1993): *Heat Transfer and Leakage in High-Speed Rotating Stepped Labyrinth Seals*. AGARD-CP-527.

- Weißert, I. (1997): *Numerische Simulation dreidimensionaler Strömungen in Sekundärluftsystemen von Gasturbinen unter besonderer Berücksichtigung der Rotation*. Dissertation, Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 7, Nr. 313.
- Weisbach, J. (1872): *Discharge Coefficients*. Journal of Mechanics of engineering.
- Westerweel, J. (1997): *Fundamentals of digital particle image velocimetry*. Measurement Science and Technology, Vol. 8(12), S. 1379–1392.
- Willenborg, K., Schramm, V., Kim, S. und Wittig, S. (2002): *Influence of a Honeycomb Facing on the Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, S. 133–139.
- Wilson, M., Pilbrow, R. und Owen, J. M. (1997): *Flow and Heat Transfer in a Preswirl Rotor-Stator System*. Journal of Turbomachinery, Vol. 119, S. 364–373.
- Wittig, S., Kim, S. und Dittmann, M. (2001a): *Grundlagenuntersuchungen zur Optimierung von innovativen Hochdruckturbinen-Kühlungssystemen, Teil 3: Durchflußverhalten von rotierenden Bohrungen kurzer Länge*. Abschlußbericht, Verbundvorhaben Engine3E/II.
- Wittig, S., Kim, S., Dittmann, M., Geis, T. und Schramm, V. (2001b): *Einströmung in rotierende Systeme*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), Abschlußbericht, Vorhaben Nr. 704.
- Wittig, S., Kim, S., Dittmann, M., Geis, T. und Schramm, V. (2001c): *Optimierung von Einströmvorgängen in rotierende Systeme*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), Abschlußbericht, FVV Informationstagung Turbinen, Frankfurt a.M., Heft R 511.
- Wittig, S., Kim, S., Jakoby, R. und Weißert, I. (1996): *Experimental and Numerical Study of Orifice Discharge Coefficients in High-Speed Rotating Disks*. Journal of Turbomachinery, Vol. 118, S. 400–407.
- Wittig, S., Kim, S., Scherer, T., Jakoby, R. und Weißert, I. (1995): *Durchfluß an rotierenden Wellen- und Scheibenbohrungen und Wärmeübergang an rotierenden Wellen*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), Abschlußbericht, Vorhaben Nr. 465 und 536, Heft 574.
- Wittig, S., Schelling, U., Kim, S. und Jacobsen, K. (1987): *Numerical Predictions and Measurements of Discharge Coefficients in Labyrinth Seals*. ASME-Paper 87-GT-188.
- Wittig, S., Waschka, W., Scherer, T. und Kim, S. (1990): *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Einfluß der Rotation auf Durchfluß und Wärmeübergang in Wellendurchführungen und Labyrinthdichtungen*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), Abschlußbericht, Vorhaben Nr. 377 und 424, Heft 469.
- Wüst, W. (1963): *Eigenschaften von Zylindersonden zur Strömungsmessung*. Zeitschrift für Instrumentenkunde, Vol. 71, S. 187–197.

- Wüst, W. (1969): *Strömungsmeßtechnik*. Vieweg, Braunschweig.
- Yan, Y., Farzaneh-Gord, M., Lock, G. D., Wilson, M. und Owen, J. M. (2003): *Fluid Dynamics of a Pre-Swirl Rotor-Stator System*. Journal of Turbomachinery, Vol. 125, S. 641–647.
- Zierep, J. (1991): *Ähnlichkeitsgesetze und Modellregeln der Strömungslehre*. G. Braun, Karlsruhe, 3. Auflage.
- Zierep, J. (1993): *Grundzüge der Strömungslehre*. G. Braun, Karlsruhe, 5. Auflage.
- Zimmermann, H. (1990): *Some Aerodynamic Aspects of Engine Secondary Air Systems*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 112, S. 223–228.
- Zimmermann, H. (2001): *Persönliche Mitteilungen*.
- Zimmermann, H., Kutz, J. und Fischer, R. (1998a): *Air System Correlations Part 2: Rotating Holes and Two Phase Flow*. ASME-Paper 98-GT-207.
- Zimmermann, H., Kutz, J., Fischer, R. und Wolff, K. H. (1998b): *Aerodynamics of Flow Elements*. Luftfahrttechnisches Handbuch LTH, AT 31 800-01 im Band Triebwerkstechnologie, Ausgabe A.
- Zimmermann, H. und Wolff, K. H. (1987): *Comparison Between Empirical and Numerical Labyrinth Flow Correlations*. ASME-Paper 87-GT-86.
- Zimmermann, H. und Wolff, K. H. (1998): *Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals*. ASME-Paper 98-GT-206.

Lebenslauf

Persönliche Angaben

Name	Mario Dittmann
Geburtsdatum	26. April 1972
Geburtsort	Köln
Familienstand	verheiratet, drei Kinder

Schulbildung

1978 – 1982	Besuch der Grund- und Hauptschule in Dettingen bei Konstanz
1982 – 1991	Besuch des Gymnasialzweiges der Geschwister-Scholl-Schule in Konstanz

Wehrdienst

07/91 – 06/92	Grundwehrdienst in Pfullendorf, 5./JgBtl 101
---------------	----------------------------------------------

Studium

10/92 – 10/98	Studium des allgemeinen Maschinenbaus an der Universität Karlsruhe (TH)
10/98	Diplomprüfung mit den Hauptfächern „Werkstoffkunde“ und „Thermische Strömungsmaschinen“

Berufliche Tätigkeit

01/99 – 12/01	Stipendiat im Graduiertenkolleg „Energie- und Umwelttechnik“ am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH)
01/02 – 04/04	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH)
seit 05/04	Mitarbeiter der MTU GmbH, Friedrichshafen im Bereich Analytik, Thermo- und Aerodynamik