

Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Institut für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen

Leiter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. M. Wirsum

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben 0327716R

Verbundprojekt COORETEC-turbo

Teilprojekt 4.1.3 A

Einflüsse von Seitenwandkonturierung und Leckageinteraktion auf den Wirkungsgrad von Turbinen mit Deckbandbeschaukelungen

01.10.2007 – 31.05.2012

Wissenschaftliche Leitung:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. M. Wirsum

Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Bohn

Projektbearbeitung:

Dipl.-Ing. S. Schwab

Dipl.-Ing. D. Wendland

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0327716R gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Formel- und Abkürzungsverzeichnis	IV
1 Einleitung und Aufgabenstellung	1
1.1 Vorgehensweise	3
1.2 Aufbau des Berichts	3
2 Stand der Forschung	5
2.1 Sekundärströmungsphänomene und -modelle	5
2.2 Passive Methoden zur Reduzierung der Sekundärströmung.....	10
2.2.1 Grenzschichtzäune	10
2.2.2 Dreidimensionale Schaufelgestaltung.....	13
2.2.3 Seitenwandkonturierung	16
2.2.3.1 Nicht-achssymmetrische Seitenwandkonturierung	19
2.2.3.2 Untersuchte Konturierung	27
3 Versuchseinrichtung	30
3.1 Versuchsturbine.....	32
3.2 Definition der Betriebspunkte	37
4 Messtechnik und Auswerteverfahren	38
4.1 Druckmesstechnik.....	38
4.2 Pneumatische Druckmesssonden	38
4.2.1 5-Lochsonden.....	38
4.2.2 Entwicklung und Kalibrierung einer Quasi-3-Lochsonde	39
4.2.3 Entwicklung und Winkeltoleranzbereich der Totaldrucksonde.....	41
4.2.3.1 Ermittlung der Winkelcharakteristik	42
4.3 Temperatursonden.....	44
4.4 Profildruckmessungen.....	46

4.4.1	Installation und Anordnung der Messstellen	46
4.5	Bestimmung des Leckagemassenstroms	50
4.5.1	Labyrinthdruckmessung.....	51
4.5.2	Radialspaltmessung	51
4.6	LDA Messungen	52
4.6.1	Umsetzung am Prüfstand.....	53
4.6.2	Durchführung der LDA Messungen	56
4.7	Ermittlung der Leistung	56
4.8	Messdatenerfassung	58
5	Numerische Verfahren.....	60
5.1	Strömungslöser <i>CHTflow</i>	60
5.1.1	Grundgleichungen.....	60
5.1.2	Numerische Lösung in <i>CHTflow</i>	62
5.1.3	Turbulenzmodellierung.....	63
5.2	Modellbildung der Versuchsturbine.....	66
5.2.1	Aufbau des Rechengitters	67
5.2.2	Randbedingungen	67
6	Ergebnisse.....	69
6.1	Betriebspunktstabilität der Versuchsturbine	69
6.2	Gemessene Wirkungsgrade.....	70
6.3	Analyse und Vergleich Experiment und Numerik.....	72
6.3.1	Umfangswinkel.....	72
6.3.2	Profildruckverteilungen	75
6.3.3	Detaillierte Untersuchung der Strömungsphänomene	79
6.3.3.1	Vektorplots	79
6.3.3.2	Leckageinteraktion und Potentialfeld.....	82
6.4	Ergänzende Betrachtungen zur Basis- und SWK-Beschaufelung	88
6.4.1	Radialspalteinfluss	88

6.4.2	Betrachtung der zweiten Stufe	92
7	Untersuchung zum Ausmischungsverhalten einer Heißgassträhne	95
7.1	Einleitung	95
7.2	Bisherige Arbeiten zur Ausmischung von Heißgasstrahlen.....	96
7.3	Vorüberlegungen und Umbaumaßnahmen am Prüfstand	98
7.3.1	Eingesetzte Messtechnik und Positionierung	105
7.3.2	Auswirkungen der Umbaumaßnahmen auf das Maschinenverhalten.....	113
7.3.3	Versuchsdurchführung und Vorgehen bei Auswertung.....	117
7.3.3.1	Referenztemperatur	117
7.3.3.2	Grafische Auswertung, Interpolation und Spline	117
7.3.3.3	Ausmischungskriterien	118
7.4	Darstellung der Messergebnisse und Analyse.....	119
7.4.1	Temperaturfeld vor Leitrad 1.....	119
7.4.2	Tangentiale Temperaturverlauf in den einzelnen Messebenen.....	120
7.5	Einflüsse auf das Ausmischungsverhalten	128
7.5.1	Auswirkung des Betriebspunktes.....	128
7.5.2	Einfluss des Heißgasstrahlen-Massenstroms	130
8	Fazit und Ausblick	134
9	Literaturverzeichnis	138

Formel- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Buchstaben

c	Absolutgeschwindigkeit	[m/s]
D	Durchmesser	[m]
h	Schaufelhöhe	[m]
h	Enthalpie	[J/kg]
k	Anzahl der Radialspalte	[-]
l	Profilschneidlänge	[m]
l	Hebelarm	[m]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Drehzahl	[1/min]
p	Druck	[Pa]
P	Leistung	[W]
s	Entropie	[J/kg*K]
T	Temperatur	[K]
u	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
w	Relativgeschwindigkeit	[m/s]
x	lokale Koordinate	[m]

Griechische Buchstaben

α	absoluter Umfangswinkel	[°]
β	Umfangswinkel	[°]
η	Wirkungsgrad	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Durchflusskoeffizient	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
Ψ_h	Enthalpie-Kenngröße	[-]
ω	Kreisfrequenz	[1/s]

Indizes

ax	axial
IT	lichte Teilung (Abstand Saugseite zur Druckseite)
LV	Lagerverluste
m	Mitte bzw. Meridian
n	Nabenwanddrücke
pol	polytrop
ref	Referenz
s bzw. stat	statisch
t bzw. tot	total
tot,E	Totaldruck am Einlauf der Turbine
v,Mdl	Heißgasstrahlen Temperatur vor Zuführungsmodul
z	Gehäusewanddrücke

Abkürzungen

Basis	Basisbeschaufelung bzw. Referenzbeschaufelung
BP	Betriebspunkt
DS	Druckseite
HD	Hochdruck
HGS	Heißgassträhne
LA	Laufrad
LE	Leitrad
Ma	Mach-Zahl
ME	Messebene
ND	Niederdruck
Q	Qualitätsfaktor
RS	Radialspalt
SS	Saugseite
SWK	seitenwandkonturierte Beschaufelung (umfangsunsymmetrisch)

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Die Weltbevölkerung wird im Jahre 2050 die 9 Milliardenengrenze überschreiten. Das Bevölkerungswachstum wird sich dabei ausschließlich auf die Entwicklungsländer beschränken [62]. Für den Zeitraum 2000 bis 2030 gibt die Europäische Kommission einen jährlichen Anstieg des weltweiten Energiebedarfs von 1,8% an. Der Großteil des Anstieges fällt dabei auf die Entwicklungsländer zurück, die im Jahre 2030 die Hälfte des weltweiten Energiebedarfs ausmachen. Dies entspricht einer Steigerung um 10 Prozentpunkte im Vergleich zum Jahr 2000 [60]. Der Bedarf wird im Jahre 2030 zum Großteil (84%) durch den Einsatz fossiler Brennstoffe gedeckt. Für den Kohleverbrauch wird bis zum Jahr 2030 eine Steigerung um 73% erwartet. Dieser Anstieg ist zum Großteil auf China und Indien zurückzuführen [61].

Solche Prognosen sind zwar immer mit einer gewissen Unsicherheit behaftet, zeigen aber deutlich auf, dass dieser weltweite Energiebedarf bei weitem nicht ausschließlich mit CO₂-freier Energiewandlung, wie die regenerativen Energien oder Kernenergie, abgedeckt werden kann. Damit die Vereinbarung, die globale Erderwärmung auf 2°C im Vergleich zum vorindustriellen Niveau der Klimakonferenz in Kopenhagen zu begrenzen [62], erreicht werden kann, müssen somit die regenerativen Energien weiter massiv ausgebaut und die Effizienz von fossil befeuerten Kraftwerken gesteigert oder das im Abgas enthaltene Kohlendioxid abgeschieden werden. Diese Technologie befindet sich derzeit in der Entwicklung und ist unter dem Begriff „Carbon Capture and Storage“ (CCS) bekannt. Die Abscheidung des Kohlendioxids sowie der Transport zu tiefen unterirdischen Gesteinsschichten, in denen das Kohlendioxid dauerhaft gespeichert werden soll, erfordert Hilfsantriebe und führen somit zu einem Wirkungsgradverlust von etwa 10%-Punkten [8]. Dies widerspricht dem Bestreben, den Primärenergieverbrauch zu reduzieren.

Die andere genannte Möglichkeit effizienterer fossil befeuerter Kraftwerke erfordert eine Wirkungsgradsteigerung aller am Energiewandlungsprozess beteiligten Anlagen und Maschinen. Eine Erhöhung der Turbineneintrittsbedingungen Druck und Temperatur führt aufgrund der Divergenz der Isobaren im Enthalpie-Entropie-Diagramm zu einem höheren Wirkungsgrad [86]. Deshalb liegt das Bestreben der Kraftwerkshersteller nahe, die Eintrittstemperaturen zu erhöhen. Die derzeit angestrebten 700°C erfordern den Einsatz von hochwarmfesten Werkstoffen wie z.B. Nickelbasislegierungen. Die Werkstoffe stellen die

Kraftwerkshersteller aus technischer wie auch aus finanzieller Hinsicht vor große Herausforderungen. Für die hochwarmfesten Werkstoffe liegen bisher keine Erkenntnisse zur Zeitstandsfestigkeit für mehrere tausend Stunden vor, die zur Lebensdauerabschätzung einer Dampfturbine von Nöten sind. Des Weiteren zeichnen sich die Werkstoffe durch einen sehr hohen Preis aus, so dass die Kraftwerke auf dem Markt erst bestehen können, wenn dieser erhöhte Preis durch einen niedrigeren spezifischen Brennstoffbedarf kompensiert wird.

Die Entwicklungsziele für Gasturbinen gehen ebenfalls zu höheren Temperaturen und somit zu einer Carnotisierung des Prozesses. In der Gasturbine können aufgrund der Kühlungstechnologie weit höhere Temperaturen realisiert werden. Derzeit sind mit den verfügbaren Werkstoffen 1230°C (ISO) realisierbar, dabei sind die Belastungsgrenzen bereits ausgeschöpft. Somit liegt der Entwicklungsbedarf in hochwarmfesteren Werkstoffen und in effizienteren Kühlungstechnologien. Zur Entwicklung effizienter Kühlungstechnologien mit möglichst wenig Kühlungsbedarf ist die Kenntnis des Strömungspfades der austretenden Heißgasstrahlen aus der Brennkammer essentiell.

Ein weiterer Ansatz zur Erhöhung der Effizienz der Energieumwandlung besteht in der Verbesserung der Aerodynamik der Dampfturbine. In Turbomaschinen liegt eine Vielzahl von Verlustmechanismen vor, die von Denton [17] in einem Überblick zusammengestellt wurden. Die Verluste können in 3 Gruppen unterteilt werden:

- Profilverluste
- Sekundärverluste
- Leckageverluste

Die Anteile der Verluste sind abhängig von dem Schaufelhöhenverhältnis. So steigen die Profilverluste mit größerem Schaufelhöhenverhältnis, während die Anteile der Sekundär- und Leckageverluste sinken. Die Sekundär- und die Leckageverluste spielen eine umso größere Rolle, je kleiner das Schaufelhöhenverhältnis ist. Da dort der relative Anteil wandnaher Strömung größer ist, wirken sich die Leckage-Hauptströmungsinteraktion, die beim Wiedereintritt der Leckageströmung in den Hauptströmungskanal entsteht, und die Sekundärströmungen stärker aus. Ziel der Schaufelauslegung speziell bei Hoch- und Mitteldruckteil der Turbine ist eine Entlastung der Wandbereiche, da diese der Ursprung der

unterschiedlichen Wirbelsysteme sind. Dafür liegt für den Schaufeldesigner eine Vielzahl von Gestaltungsmöglichkeiten vor.

1.1 Vorgehensweise

Die vorliegende Arbeit ist in zwei Themenschwerpunkte eingeteilt, zum einen in die Bestimmung des Wirkungsgradpotentials einer umfangsunsymmetrischen Dampfturbinenbeschaufelung und zum anderen in der Analyse des Ausmischungsverhaltens einer Heißgassträhne. Als Versuchsträger für die experimentellen Untersuchungen dient eine zweistufige Testturbine des Institutes für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen (IKDG) der RWTH Aachen. Die numerischen Untersuchungen wurden mit dem am Institut entwickelten Strömungslöser *CHTflow* durchgeführt.

Zur Bestimmung des Verbesserungspotentials der SWK-Beschaufelung wird zusätzlich eine Referenzbeschaufelung untersucht. Die geometrischen Unterschiede beider Beschaufelungen beschränken sich ausschließlich auf die Konturierung der Seitenwände. Das Schaufelprofil hingegen bleibt unverändert. Dies ermöglicht eine isolierte Betrachtung der Ergebnisse, und Änderungen im Strömungsverhalten können somit ausschließlich der Konturierung zugeordnet werden.

Zur Analyse des Ausmischungsverhaltens einer Heißgassträhne wurde der Prüfstand um eine Heißgassträhnen-Zufuhr erweitert. Die Heißgassträhne wird der Versuchsturbine über einen bestimmten Umfangsbereich zugeführt und soll die Heißgassträhne einer Brennkammer simulieren. Der Fokus der Untersuchung lag vor allem im Ausmischungsverhalten oberhalb des Deckbandes der ersten Laufschaufelreihe.

1.2 Aufbau des Berichts

Der erste Teil der Arbeit befasst sich mit der Untersuchung der SWK-Beschaufelung bzw. mit dem Vergleich zur Referenzbeschaufelung. Zu Beginn werden die Mechanismen zur Entstehung der Sekundärströmungen anhand einer Vielzahl von Veröffentlichungen erläutert. Des Weiteren werden unterschiedliche Gestaltungsmöglichkeiten der Schaufelgeometrie vorgestellt, die eine Minimierung der Sekundärströmung erzielen können. Der Fokus liegt dabei auf Forschungsarbeiten in denen seitenwandkonturierte Geometrien untersucht werden. Dies dient dem Vergleich und zur Bewertung der erzielten Ergebnisse.

Im Anschluss daran wird der Versuchsträger hinsichtlich der Fahrweise, der Geometrien, des Aufbaus und der Strömungsparameter beschrieben. Bevor die Ergebnisse diskutiert werden, wird die eingesetzte Messtechnik erläutert.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die Umbaumaßnahmen zur Untersuchung des Ausmischungsverhaltens einer Heißgassträhne erläutert. Anschließend werden die messtechnischen Modifikationen erörtert und abschließend die Ergebnisse vorgestellt und analysiert.

2 Stand der Forschung

Die Bedeutung der Sekundärströmungen in Turbomaschinen ist seit längerer Zeit bekannt, und die Untersuchung der Auswirkung auf die Effizienz der Beschau felung ist Gegenstand vieler Forschungsvorhaben gewesen. Das vorliegende Kapitel gibt nach einer theoretischen Einführung der grundlegenden Phänomene einen Überblick über die in der Literatur veröffentlichten Maßnahmen die Sekundärströmungen zu reduzieren.

2.1 Sekundärströmungsphänomene und -modelle

Als Sekundärströmung wird eine Strömung bezeichnet die von der Primärströmung abweicht. Die Entstehung der Sekundärströmung hat ihre Ursache in den vorliegenden Druckgradienten innerhalb einer Schaufelreihe und beginnt in den wandnahen Bereichen. Das Fluid weist in diesem Bereich, aufgrund der Haftbedingung eine geringere kinetische Energie auf und kann der Hauptströmungsrichtung nicht folgen. Es bestehen unterschiedliche Ansätze die Sekundärströmungen zu reduzieren, dabei wird zwischen aktiven und passiven Methoden unterschieden. Aktive Methoden sind gekennzeichnet durch Massentransportvorgänge, die die kinetische Energie in der Grenzschicht erhöhen sollen und somit das Folgevermögen der Strömung verbessern. Diese werden im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht näher betrachtet, stattdessen werden die passiven Maßnahmen näher beleuchtet. Dabei handelt es sich um Maßnahmen, welche die geometrischen Gegebenheiten des Strömungskanals, das heißt Schaufelblattform und/oder die umgebenden Seitenwände, modifizieren.

Zur gezielten Modifikation des Strömungskanals müssen die hochkomplexen Strömungsphänomene innerhalb eines Schaufelkanals verstanden werden. Seit etwa 40 Jahren wird auf diesem Gebiet intensiv geforscht. Diese Forschungsarbeiten werden von Sieverding [84] bis 1984 und von Langston [51] bis 2001 zusammengefasst. In diesen Arbeiten werden aufbauend auf vorigen Forschungsvorhaben die grundlegenden Aspekte der Sekundärströmung erläutert. Aufgrund der Sekundärströmungen entstehen unterschiedliche Arten von Strömungsphänomenen, die im Folgenden näher betrachtet werden.

In einer umgelenkten Strömung wirken auf das Fluidteilchen Fliehkräfte, die mit den wirkenden Druckkräften im Gleichgewicht stehen. Für reibungsbehaftete Strömungen liegt in den Wandbereichen, aufgrund der Haftbedingung die Geschwindigkeit Null vor. Mit einem

gewissen radialen Abstand zur Seitenwand gleicht sich die Geschwindigkeit der Hauptströmung an, dieser Bereich von Geschwindigkeit Null bis zu 99% der Hauptströmungsgeschwindigkeit [85] wird als Grenzschicht bezeichnet. Aufgrund der reduzierten Geschwindigkeit des Fluidteilchens in diesem Bereich, wirkt eine reduzierte Fliehkraft auf das Fluidteilchen. Da die Druckkraft hingegen bestehen bleibt, denn der Grenzschicht wird der Druck von der Hauptströmung aufgeprägt [68], lenkt diese Strömung hin zur konvexen Wand. In größerem radialen Abstand zur der Wand, kommt es aufgrund der Kontinuität wieder zu einer Rückströmung in Richtung konkaver Wand, somit liegt ein geschlossener Wirbel vor, der in der Literatur als Kanalwirbel bezeichnet wird. Durch die beschriebenen Gegebenheiten kommt es somit an der Wand zu einer Überumlenkung und im Bereich der Rückströmung zu einer Minderumlenkung der Strömung innerhalb der Schaufelpassage, die auch im Nachlauf des Gitters ersichtlich ist.

Ein weiteres bedeutendes Strömungsphänomen, welches zu den Sekundärströmungen gehört, ist der Hufeisenwirbel. Die Ursache für die Entstehung liegt im Aufstau der Zuströmungsgrenzschicht an der Schaufelvorderkante. Aufgrund der unterschiedlichen kinetischen Energien zwischen Grenzschicht und Hauptströmung entsteht ein Druckgradient in Richtung Seitenwand an der Schaufelvorderkante. Dies führt zu einem Aufrollen der Strömung, so dass das Fluid entlang der Schaufelvorderkante zur Seitenwand strömt und letztlich stromaufwärts strömt (siehe Abbildung 2.1).

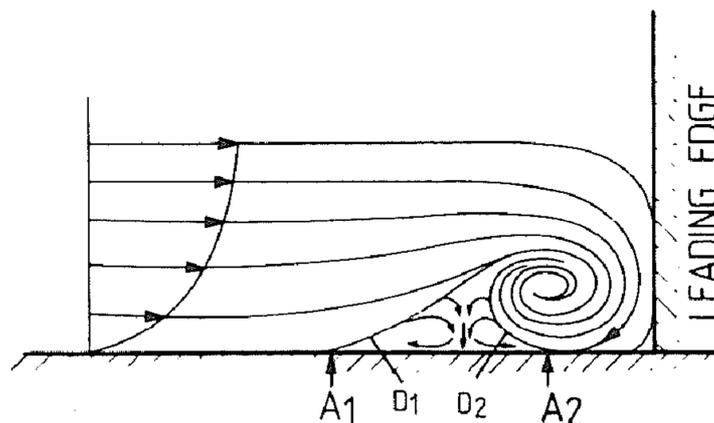


Abbildung 2.1: Entstehung des Hufeisenwirbels [84]

Nachdem die Strömung auf die Schaufelvorderkante getroffen ist, teilt sie sich in einen druck- und einen saugseitigen Ast auf. Die Bedeutung des druckseitigen Astes des Hufeisenwirbels ist größer, da dieser aufgrund des Druckunterschiedes von Saug- und Druckseite in die Kanalmitte transportiert wird. Der saugseitige Ast bewegt sich entlang der Saugseite. Die

Rotationsrichtungen der beiden Äste sind entgegengesetzt. Die Stärke des Hufeisenwirbels hängt nach Brennan et al. [13] wesentlich von dem Druckfeld vor der Schaufel und dem radialen Druckgradienten entlang der Schaufelvorderkante ab. Das Druckfeld vor der Schaufel bildet sich je nach Betriebspunktbedingung der Maschine aufgrund unterschiedlicher Anströmwinkel unterschiedlich aus, so dass auch die Entstehung des Hufeisenwirbels davon abhängt. Der Hufeisenwirbel ist experimentell mit Hilfe von Ölanstrichbildern (Sieverding und Van den Bosche [83]) oder in Wasserkanälen die mit Farbstoff versetzt werden, z.B. Vogt et al. [88], nachweisbar.

Die einzelnen Wirbelsysteme können kaum isoliert betrachtet werden. Der druckseitige Ast vereint sich mit dem gleichsinnig rotierenden Kanalwirbel. Der saugseitige Ast trifft mit gegensinniger Rotation auf den vereinten Kanalwirbel und den druckseitigen Hufeisenwirbel. Ein weiterer in der Schaufelpassage vorliegender Wirbel ist der Eckenwirbel, der durch den Kanalwirbel erzeugt wird. Die wandnahen Querströmungen treffen auf die Schaufeloberfläche und strömen weg von der Seitenwand in Richtung Kanalmitte. Am Übergang von Schaufelfuß bzw. Deckband zum Schaufelprofil kann die Querströmung der Geometrie nicht folgen und es entsteht ein kompensierender Wirbel, der sogenannte Eckenwirbel. Da der Kanalwirbel im Laufe des Schaufelkanals auf die Saugseite trifft, entsteht der Eckenwirbel meist nur auf der Saugseite. Die Entstehung des Eckenwirbels kann hierbei analog zur Entstehung des Hufeisenwirbels gesehen werden. Je größer die Schaufelbelastung ist, desto stärker sind die Querströmungen Richtung Saugseite aufgrund der höheren Druckdifferenz in der Schaufelpassage ausgeprägt, was zu einer Intensivierung des Eckenwirbels führt. Der experimentelle Nachweis ist nach Wang et al. [90] aufgrund der kleinen Ausmaße des Eckenwirbels oftmals sehr schwierig. Die Existenz des Eckenwirbels konnte von Jabbari et al. [45] und Goldstein et al. [34] experimentell nachgewiesen werden.

Es wird an der Beschreibung der unterschiedlichen Wirbelsysteme und dem Interagieren untereinander ersichtlich, dass eine isolierte Quantifizierung der Wirbelsysteme nicht möglich ist. Innerhalb des Schaufelkanals liegt ein hochkomplexes dreidimensionales Strömungsfeld vor. Es liegen in der Literatur mehrere Sekundärströmungsmodelle vor die sich immer weiter entwickelten. Wang et al. [90] visualisierte die Strömung mit Hilfe von Laserlicht und Rauchfäden. Das abgeleitete Sekundärströmungsmodell ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

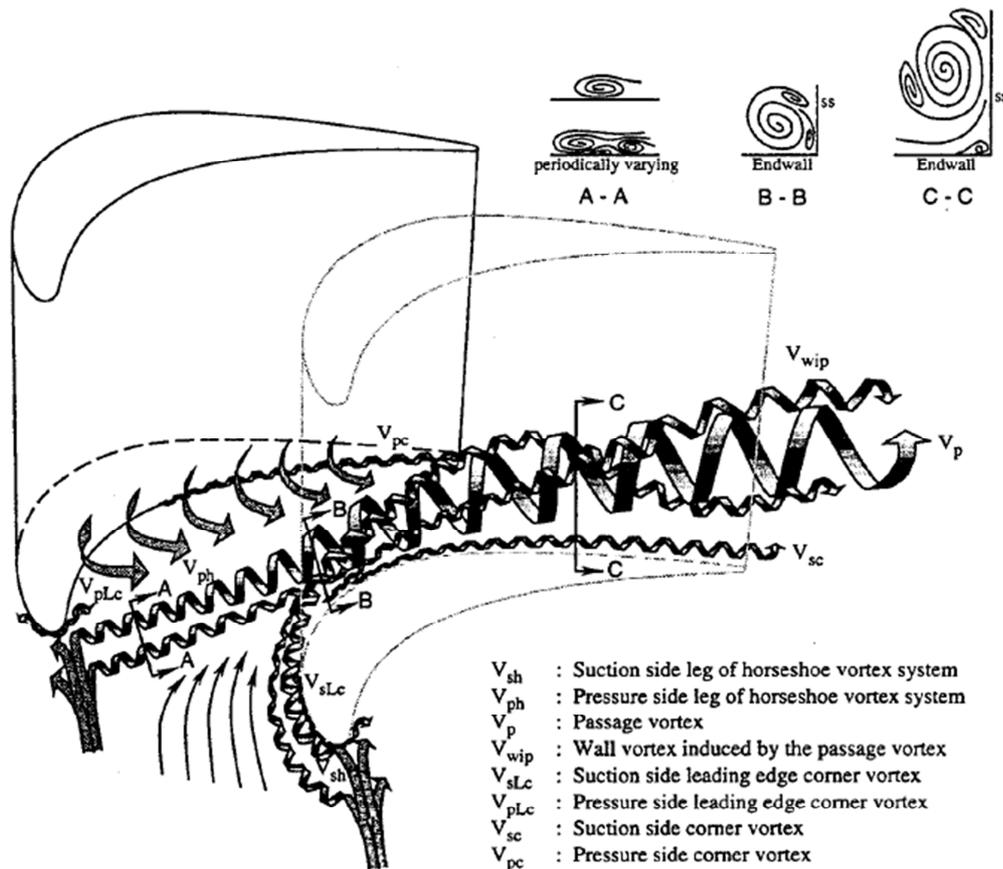


Abbildung 2.2: Sekundärströmungsmodell nach Wang et al. [90]

Für die Darstellung der Eckenwirbel griffen Wang et al. [90], da sie ihn nicht beobachten konnten, auf die Ergebnisse von Jabbari et al. [45] und Goldstein et al. [34] zurück. Der saug- und druckseitige Ast des Hufeisenwirbels rotieren entgegengesetzt. Des Weiteren bewegen sich Kanalwirbel und druckseitigen Hufeisenwirbel in Richtung Kanalmitte und die gleichsinnig rotierenden Wirbel vereinen sich dort. Der Eckenwirbel spielt aufgrund seiner Größe nur eine untergeordnete Rolle. Der Kanalwirbel hat mit zunehmender axialer Schaufelsehnenlänge die wesentlichste Rolle und hebt weiter stromabwärts von der Seitenwand ab (siehe Schnitte A-A und B-B). Experimentelle Untersuchungen von Ingram et al. [43] an einer Strömungskaskade zeigten ebenfalls eine stetige Entfernung des Zentrums des Kanalwirbels zur Seitenwand bis in den Nachlauf des Gitters. Der Beginn des Kanalwirbels bzw. das Aufrollen der Seitenwandgrenzschicht beginnt nach Nagel [57] üblicherweise im vorderen Drittel der Schaufelpassage, somit wird ersichtlich, dass ausgehend von der Entstehung des Kanalwirbels eine stetiges Wachstum stromabwärts stattfindet.

Die in der Literatur zu findenden Sekundärströmungsmodelle basieren nahezu alle auf Visualisierungen, mittels Ölanstrichbildern, Farbstoffe in Wasserkanälen oder Laserlicht und Rauchfäden, an Turbinengittern. Demnach sind die Modelle ohne Berücksichtigung von Kavitätenströmungen und ohne Leit-/Lauftrad-Interaktion erstellt. Die Grenzschicht ist ein wesentlicher Einflussfaktor für die Ausbildung der Wirbelsysteme, deshalb wird bei den Kaskadenprüfstand vor allem ein großer Wert auf eine sorgfältige Einstellung der Einlaufgrenzschicht gelegt.

Eine weitere Wirbelform entsteht im Bereich der Abströmung, der sogenannte Hinterkantenwirbel. Die Entstehung dieses Wirbels basiert auf dem Kanalwirbel. Treffen die Kanalwirbel benachbarter Schaufeln an der Hinterkante einer Schaufel zusammen kann die Scherschicht einen Wirbel hervorrufen. Allerdings ist in den meisten Fällen, vor allem bei hoher Schaufelbelastung und geringen Höhensehnenverhältnis, der Kanalwirbel bereits zu weit zur Saugseite transportiert worden, so dass die Kräfte in der Scherschicht nicht mehr groß genug für Ausbildung des Hinterkantenwirbels sind.

Zusammenfassend wird ersichtlich, dass die Sekundärströmung eine inhomogene Abströmung des Schaufelgitters zur Folge haben, diese wiederum eine verlustreichere Anströmung der folgenden Schaufelreihe und somit eine Reduzierung der Effizienz verursacht. Der Abstand des Kanalwirbels zur Seitenwand vergrößert sich stromabwärts. Da es sich bei dem Kanalwirbel um den größten Wirbel im Strömungskanal handelt, trägt dieser so wesentlich zur Verlustbilanz bei. Je stärker die Schaufelbelastung ist, desto größer und intensiver bildet sich der Kanalwirbel aus, dementsprechend bilden sich auch die Eckenwirbel die aufgrund der Kanalwirbel entstehen (siehe oben) stärker aus. Des Weiteren vergrößert sich mit steigender Belastung der Abstand des Kanalwirbels zur Seitenwand, dies konnte in geraden Schaufelgittern u.a. von Weiss und Fottner [94] festgestellt werden. Dazu wurde ein *aft-loading* Profil (T106) und ein *front-loaded*¹ Profil (T104) bei identischer aerodynamischer Belastung in einer Kaskade untersucht. Das *aft-loading* Profil zeigt eine Reduzierung der Sekundärströmung und eine Verlustminderung im Vergleich zum *front-loaded* Profil. Dieses hat eine größere Stromaufwirkung und besitzt somit einen größeren Vorhof². Somit kommt es zu einem früheren Zeitpunkt zum Aufrollen des Hufeisenwirbels, demnach vergrößert sich der Wirbel und verursacht höhere Verluste. Zusätzlich trifft der druckseitige Ast des Wirbels

¹ *Aft-loaded* bzw. *front-loaded* entspricht dem Ort der maximalen Belastung, demnach liegt sie hinten bzw. vorne am Profil an.

² Verdrängung der Strömung durch das Potentialfeld der Schaufelvorderkante.

früher auf die Saugseite, dies führt zu einem längeren Weg auf der Saugseite und hat somit höhere Verluste zur Folge. Da die Wirbel insgesamt früher beginnen und intensiver sind, kommt es zu einer Verstärkung des Eckenwirbels bei *front-loaded* Profilen. Die Verluste aufgrund der Sekundärströmung steigen dementsprechend mit steigender Belastung an (siehe Abbildung 2.3).

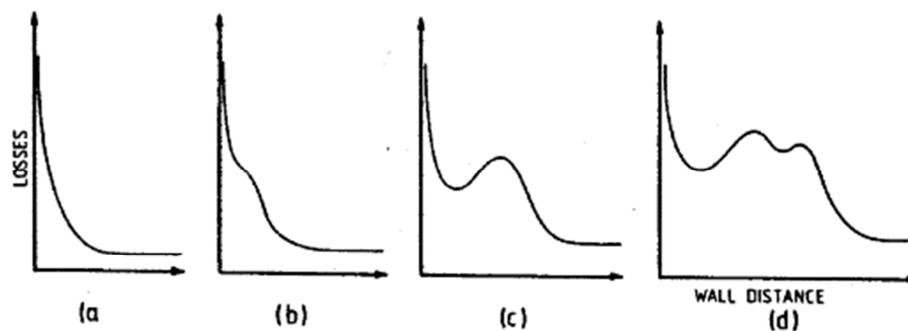


Abbildung 2.3: Radiale Verteilung der Sekundärströmungsverluste mit wachsender Schaufelbelastung (a → d) nach [84]

Nach Sieverding [84] besteht das Ziel einer Verlustreduzierung darin, die den Grenzschichtbereich beeinflussenden Druckgradienten so zu gestalten, dass die Entstehung der Sekundärströmung gehemmt wird. Des Weiteren müssen die Wirbel der verbleibenden Sekundärströmung so geleitet werden, dass ihr negativer Einfluss auf das nachfolgende Schaufelgitter möglichst gering ist.

2.2 Passive Methoden zur Reduzierung der Sekundärströmung

Wie bereits unter Kapitel 2.1 kurz angedeutet werden die Beeinflussungsmöglichkeiten zur Reduzierung der Sekundärströmungen in passive und aktive Methoden eingeteilt. In der vorliegenden Arbeit wird auf die aktiven Methoden nicht eingegangen.

2.2.1 Grenzschichtzäune

Um eine Reduzierung der Sekundärströmung zu erzielen muss vor allem die Querströmung im wandnahen Bereich reduziert werden. Ein naheliegender Vorschlag ist das Anbringen von Hindernissen in den wandnahen Bereichen. Die Hindernisse werden sinngemäß Grenzschichtzäune genannt. Prümper [71] führte eine der ersten Untersuchungen an einem Turbinenleitrad durch. Er positionierte Grenzschichtzäune an unterschiedlichen Positionen, in ein- und mehrfacher Ausführung und variierte zusätzliche die Höhe der Zäune (siehe

Abbildung 2.4 links). Somit soll die Querkanalströmung reduziert und zusätzlich die Führungsfunktion in den seitenwandnahen Bereichen verbessert werden.

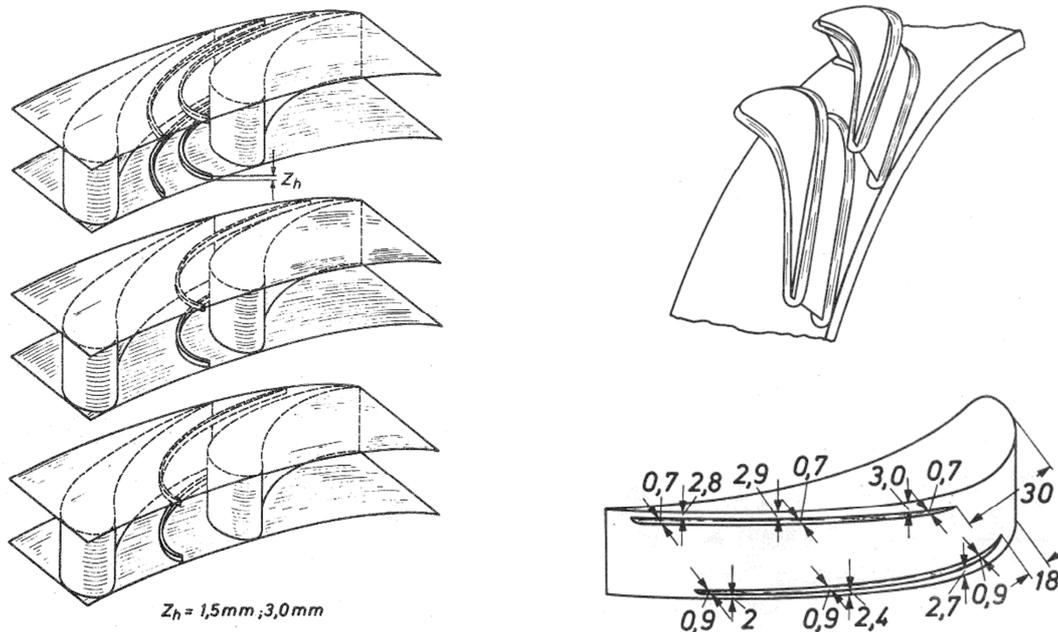


Abbildung 2.4: Anordnung und Abmessung der Grenzschichtzäune auf den kanalbegrenzenden Wänden (links), Anordnung auf dem Schaufelprofil (rechts oben) und Grenzschichtzäune ausschließlich auf der Saugseite (rechts unten) [71]

Für die Grenzschichtzäune innerhalb der Schaufelpassage stellte er einen starken Einfluss der Zaunhöhe auf die Verluste heraus. Als optimale Grenzschichtzaunhöhe gibt er näherungsweise die zweifache Verdrängungsdicke³ an, wird diese Höhe überschritten reduzieren sich die Sekundärverluste nicht weiter. Allerdings steigen dann die Zusatzverluste wesentlich an, so dass keine integrale Verlustreduzierung vom Autor zu beobachten gewesen ist. Die Zusatzverluste entstehen durch die Einbauten an den kanalbegrenzenden Wänden, da diese orthogonal zur Querströmung stehen und somit Ablösungen verursachen. Kleinere Grenzschichtzäune als die zweifache Verdrängungsdicke zeigten ebenfalls einen größeren Anstieg der Zusatzverluste als Reduzierung der Sekundärverluste. Die Zusatzverluste können erst bei sehr geringen Zaunhöhen kleiner gehalten werden, allerdings ist dann – da nicht die komplette Zuströmungsgrenzschicht erfasst wird – die Reduzierung der Sekundärströmungsverluste nicht so stark, so dass von dem Autor keine integrale Verlustreduzierung festgestellt worden ist.

³ „...Die Verdrängungsdicke gibt an, um welchen Betrag die Stromlinien der Außenströmung durch die Bildung der Grenzschicht nach außen verschoben werden...“ [78] S. 32.

Des Weiteren untersuchte Prümper [71] die Auswirkung von Grenzschichtzäunen auf der Profildruckseite und -saugseite in der Nähe der Begrenzungswände (siehe Abbildung 2.4 rechts oben). Der Vorteil dieser Anordnung besteht darin, dass die gesamte durch die Sekundärströmung zur Saugseite transportierte Grenzschicht erfasst wird. Wobei der Autor darauf hinweist, dass sich anhand der ersten Messungen herausstellte, dass die Grenzschicht auf der Druckseite sehr dünn ist und somit nur unwesentlich zu den Sekundärströmungsverlusten beiträgt. So dass für die folgenden Untersuchungen nur noch ein Zaun auf der Saugseite angebracht wurde (vgl. Abbildung 2.4 rechts unten). Diese Anordnung verhindert eine Aufdickung der verzögerten wandnahen Fluidschichten. Sie werden vielmehr in Richtung der Primärströmung geführt und schließlich an der Zaunkante zum größten Teil durch Vermischung mit der Hauptströmung abgebaut. Somit ergibt sich eine integrale Verlustreduzierung. Als einflussreichste Geometrieparameter nennt der Autor neben der Zaunhöhe zusätzlich den Abstand der Grenzschichtzäune zur Seitenwand sowie die Dicke der Anströmkanten der Begrenzungselemente. Eine weitere Reduzierung konnte der Autor mit sogenannten Grenzschichtnuten auf der Saugseite erzielen.

Im Gegensatz zu Prümper konnten Kawai et al. [47] mit der Anordnung der Grenzschichtzäune innerhalb der Schaufelpassage eine integrale Verlustreduzierung beobachten. Die Sekundärverluste reduzierten sich um 25%, obwohl direkt an den Seitenwänden erhöhte Verluste aufgrund des Zaunnachlaufes festgestellt worden sind. Allerdings wurden die Beobachtungen an einem geraden Turbinengitter und mit einem deutlich höherem Höhensehnenverhältnis ($h/l = 1,4$ vgl. Prümper $h/l = 0,24$) erzielt. Chung et al. [15] führten mit gleicher Anordnung des Grenzschichtzauns Untersuchungen durch und stellten eine Beeinflussung der beiden Äste des Hufeisenwirbels fest sowie eine Reduzierung der Querbewegung der Grenzschicht und der radialen Erstreckung der Sekundärströmung.

In einer späteren Arbeit untersuchten Doerffler et al. [20] zwei unterschiedliche Konfigurationen von Grenzschichtzäunen die jeweils an der Seitenwand installiert gewesen sind. Die Grenzschichtzäune wurden zum einen gemäß der Hauptströmungsrichtung angeordnet und zum anderen orthogonal zur Sekundärströmung. Für den erstgenannten Fall ergab sich eine Reduzierung der radialen Erstreckung der Sekundärwirbel. Die orthogonal zur Querströmung angeordneten Grenzschichtzäune ergaben keine signifikanten Verbesserungen.

Der Grund für den unwesentlichen Einsatz der Grenzschichtzäune im Turbomaschinenbau ist neben den geringen aerodynamischen Gewinnen, vor allem in der mechanischen Integrität zu suchen. Die Montage und die Fertigung der Grenzschichtzäune sind sehr zeitaufwendig und verursachen aufgrund der Vielzahl der Schaufeln einen hohen finanziellen und zeitlichen Mehraufwand.

2.2.2 Dreidimensionale Schaufelgestaltung

Eine weitere Möglichkeit gezielt Einfluss auf das Strömungsverhalten der seitenwandnahen Bereiche zu nehmen, stellt die dreidimensionale Schaufelgestaltung dar. Es wurde in den vergangenen Jahren eine Vielzahl von Forschungsthemen veröffentlicht, die ihren Fokus auf diese Problemstellung richteten. Erste Untersuchungen mit negativ und positiv⁴ geneigten⁵ sowie gekrümmten⁶ Schaufeln wurden von Dejc et al. [16] durchgeführt, des Weiteren fassten sie verwandte Forschungsthemen aus der Zeit, die hauptsächlich am MEI (Moskauer Energetisches Institut) entstanden sind, zusammen. Diese Arbeiten existieren zum Großteil nur in der Originalfassung vor, so dass hier im Folgenden auf die ausführlichen übersetzten Zusammenfassungen von Dejc et al. [16] zurückgegriffen wird.

Nach Dejc et al. [16] führt bereits eine geringe Neigung in Strömungsrichtung (positive Neigung) zu einer Verringerung der Verluste im Nabebereich, da dadurch die Intensität der Verzögerungsbereiche vermindert wird. Allerdings erhöhen sich gleichzeitig die Verluste in den Außenschnitten. Eine negative Neigung der Beschau felung führt zu einer gegensätzlichen Verlustcharakteristik; Verluste sinken am Außenschnitt und steigen im Nabebereich. Wobei die Gesamtverluste bei der positiv geneigten Beschau felung geringer sind. Eine Reduzierung der Gesamtverluste gegenüber einer geraden Schaufel konnte allerdings nicht festgestellt werden.

Pioske et al. [66] untersuchten zwei unterschiedlich stark positiv geneigte Gitter und konnten im Vergleich zu einer Standardbeschau felung ebenfalls keine Reduzierung der Gesamtverluste feststellen. Die Verlustumverteilung an den Seitenwandbereichen wurde in ähnlicher Art zu Dejc et al. [16] festgestellt. Anhand von Isolinien ist die Vergrößerung der Gradienten im Gehäusebereich ersichtlich, die größten Gradienten stellen sich bei der

⁴ Positive Neigung entspricht einer Neigung der Druckseite zur Nabe, negativ entgegengesetzt.

⁵ Die Schaufelneigung ist in der Literatur meist unter dem Begriff *Lean* zu finden.

⁶ Die gekrümmten Schaufeln werden meist als *Bow* oder *Compound Lean* in der Literatur bezeichnet.

stärksten Schaufelneigung ein. Dies ist auf die engere Staffelung der Außenschnitte mit zunehmender Neigung der Schaufeln zurückzuführen.

Eine Weiterentwicklung dieses Schaufeldesigns sind die gekrümmten Beschauflungen. Mit dieser Art des Schaufeldesigns liegen dem Entwickler mehr Freiheitsgrade zu Verfügung und es können die Vorteile der geneigten Schaufeln (positiv und negativ⁷) kombiniert werden. Mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen an einem Ringgitter, wies Filippow (zusammengefasst in Dejc et al. [16]) eine Reduzierung der Gesamtverluste, für einen Ma-Zahl Bereich von 0,8 bis 0,9 von 2 bis 2,5% im Vergleich zu einem prismatischen Gitter nach (vgl. Abbildung 2.5 rechts). Für diesen Geschwindigkeitsbereich sind die Verluste an Nabe, im Mittelschnitt und leicht an den Außenschnitten reduziert. Bei geringeren Ma-Zahlen liegen die Verluste im Außenschnitt über denen eines prismatischen Gitters, wobei die Gesamtverluste weiterhin geringer ausfallen.

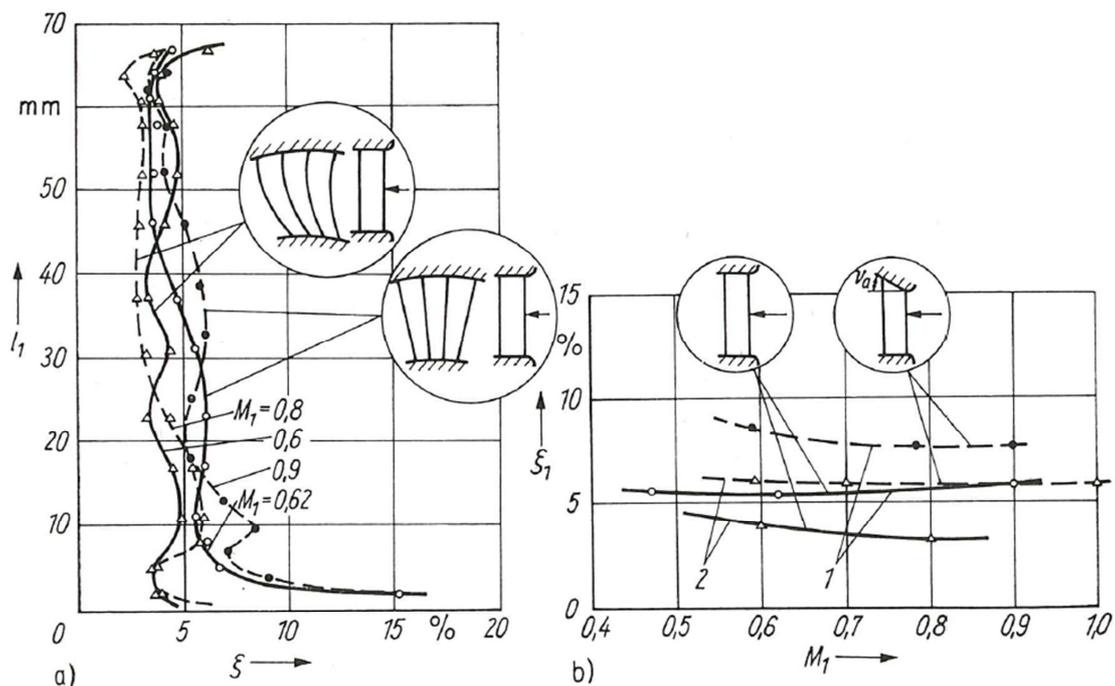


Abbildung 2.5: Experimentelle Charakteristiken von Kreisgittern mit gekrümmten und geraden Schaufeln sowie zylindrischer und konischer äußerer Meridiankontur (1 gerade und 2 gekrümmte Schaufeln); nach Versuchen von Filippow aus Dejc et al. [16]

Wanjin et al. [92] verglichen ein gerades zylindrisches Gitter, ein *Lean*-Gitter sowie ein *Bow*-Gitter mit einer positiven und einer negativen Neigung. Das Neigen der Schaufeln führt zu einer Intensivierung des Kanalwirbels im Bereich des spitzen Winkels und zu einer

⁷ Positive Krümmung entspricht einer konvexen Druckseite, negative Krümmung einer konvexen Saugseite.

Verschiebung in den stumpfen Winkelbereich. Das negativ gewölbte Schaufelprofil führte zu einer größeren ungestörten Mittelschnittströmung und zu einer Reduzierung der Verluste. Durch die Entlastung der seitenwandnahen Bereiche kommt es zu einer Belastungssteigerung im Mittelschnitt. Harrison [37] stellt experimentell an einer geraden Kaskade für eine positive *Bow*-Beschaufelung ebenfalls eine Reduzierung der Randverluste fest und eine Erhöhung der Verluste im Mittelschnitt. Allerdings ergeben sich hinsichtlich der Gesamtverluste keine wesentlichen Unterschiede zum prismatischen Referenzgitter. Der Autor betont aber gleichzeitig die Reduzierung der radialen Abströmwinkelvariation, die sich für eine mehrstufige Maschine in einer Wirkungsgradsteigerung äußern werde. Die Untersuchungen zu einer positiv geneigten *Lean*-Beschaufelung ergaben, ähnlich zu den anderen Arbeiten, keine Reduzierung der Gesamtverluste. Jansen et al. [46] stellten an einer positiven *Bow*-Beschaufelung in einem geraden Gitter hinsichtlich der radialen Verlustverteilung ähnliches fest, wobei sie eine integrale Verlustreduzierung feststellen konnten. Untersuchungen zu negativen *Bow*-Beschaufelungen, die die Belastungen in den seitenwandnahen Bereichen erhöhen, wurden von Wang et al. [91] durchgeführt. Durch die Erhöhung der Belastung der Randbereiche entsteht ein radialer Druckabfall von Mittelschnitt zu den Seitenwänden. Dadurch wird die Interaktion des Kanalwirbels mit der Kernströmung reduziert, die erhöhten Randverluste durch geringere Interaktionsverluste hingenommen werden können.

Pioske et al. [66] untersuchten vier unterschiedliche *Bow*-Konfigurationen (vgl. Abbildung 2.6). Die Beschaufelungen sind unterschiedlich ausgelegt, zum einen mit einem Profilversatz von Mittelschnitt zum Außenschnitt von 20% der axialen Gitterbreite (*Bow* X-2) und zum anderen mit einem Versatz von 40% (*Bow* X-4). Des Weiteren wurde zum einen die Krümmung über die komplette radiale Höhe der Schaufel ausgeführt (*Bow* 3) und zum anderen auf die Seitenwandbereiche begrenzt (*Bow* 5), so dass in dem Mittelschnitt eine fast prismatische Schaufel vorliegt.

An den dargestellten *Bow*-Beschaufelungen ergaben sich ähnliche radiale Verlustverteilungen zu den bereits oben dargestellten Ergebnissen der anderen Autoren. Auf Basis systematischer Schaufeländerungen konnte Pioske et al. [66] eine optimierte *Bow*-Beschaufelung entwickeln. Da die Standardschaufel unter Ausschluss der Randbereiche die geringsten Verluste zeigte, wurde für die optimierte Konfiguration der Mittelschnitt möglichst prismatisch ausgeführt, der Profilversatz vom Außen- zum Mittelschnitt wurde auf 15% beschränkt. Mit dieser optimierten Konfiguration wurden die geringsten Verluste festgestellt. Sie kombiniert die

verlustreduzierenden Effekte der *Bow*-Schaufeln, bei gleichzeitigem Abbau der störenden Nebeneffekte.

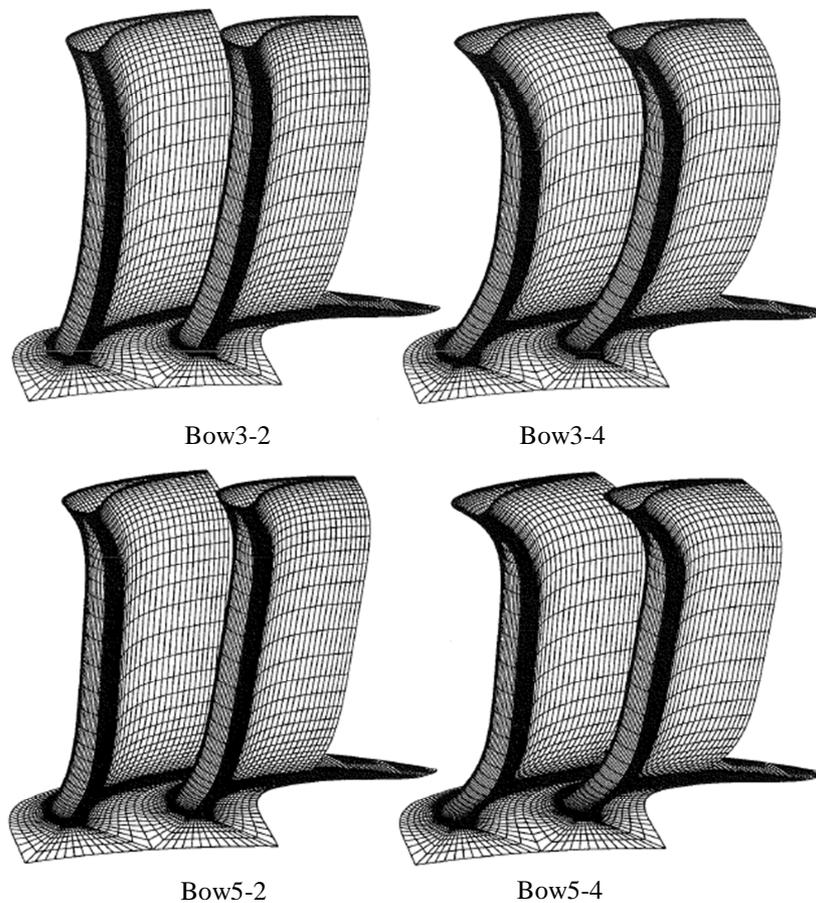


Abbildung 2.6: Gekrümmte Schaufelformen nach Pioske et al. [66]

2.2.3 Seitenwandkonturierung

Eine andere Designoption um gezielt die verlustreichen Seitenwandbereiche zu beeinflussen, stellt die Konturierung der Seitenwände dar. Eine der ersten Untersuchungen gehen auf Deje et al. [16] zurück, sie konturierten den gehäuseseitigen Ringraum eines Leitgitters zwischen Ein- und Austritt des Gitters, die Konturierung führte zu einer Verengung des Strömungsquerschnittes. Die besten Ergebnisse wurden mit einer Einziehung des Strömungskanals erzielt, die hinter dem Gebiet der stärksten Schaufelkanalkrümmung liegt. Die Strömungsgeschwindigkeit wird somit in diesem Bereich herabgesetzt und dies führt zum einen zu einer Verschiebung des maximalen Querdruckgradienten weiter stromab (vgl. Abbildung 2.7) und zum anderen zu einer Reduzierung des Gradienten selbst. Somit wird die treibende Kraft zur Bildung des Kanalwirbels reduziert.

Durch die Einschnürung wird die Beschleunigung im mittleren Profilschnitt erhöht. Die Grenzschichtdicken an den Seitenwänden und über das Profil werden reduziert. Einschränkend weist Dejc et al. [16] auf eine Erhöhung der benetzten Fläche aufgrund der Einschnürung hin, dies führt zu höheren Reibungsverlusten und somit steht die Reduzierung der Sekundärströmungsverluste den erhöhten Reibungsverlusten gegenüber. Dies gibt der Autor als Grund dafür an, dass sich die Verluste an der profilierten Wand nur unwesentlich ändern und in einigen Fällen sogar steigen. Nichtsdestotrotz sind von Dejc et al. [16] Richtlinien zur Gestaltung von Konturierungen in Abhängigkeit des Höhen-/Sehnenverhältnisses⁸, des Kontraktionsverhältnisses der Einschnürung und des aufgestellt worden, auf die viele anschließende Forschungsarbeiten zur Gestaltung von Konturierungen zurückgegriffen haben (z.B. [12], [36], [50], [56] und [93]).

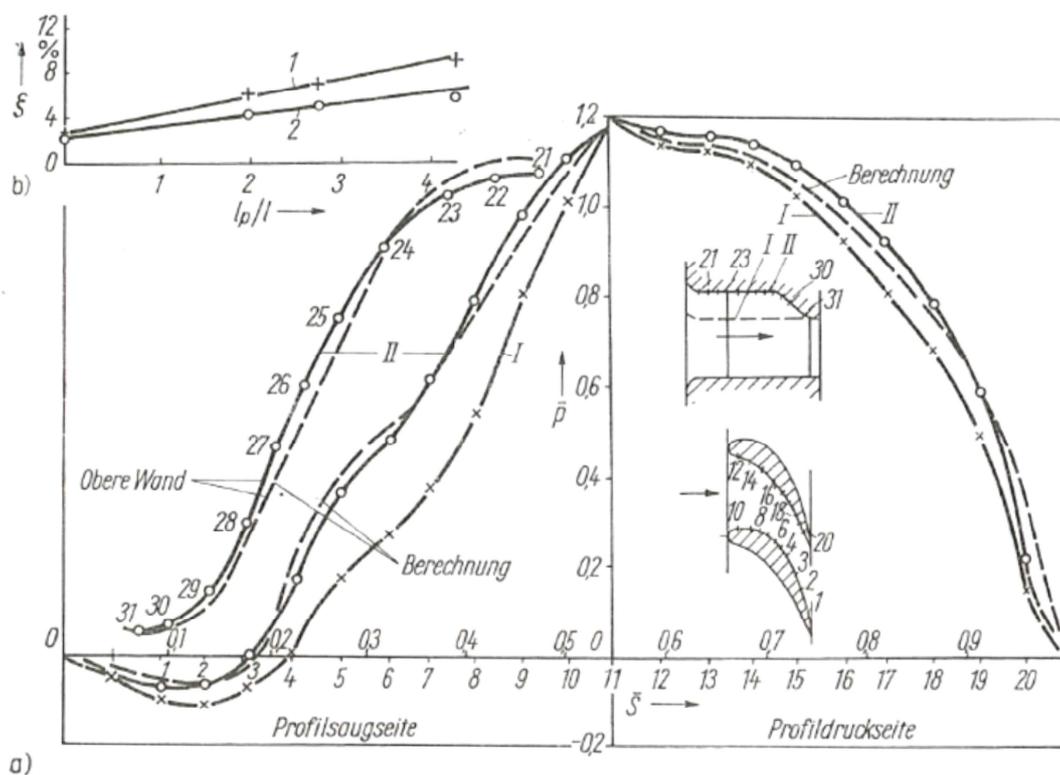


Abbildung 2.7: Vergleich Profildruckverteilungen und Verluste für zwei Konturierungsformen [16]

Morris et al. [56] konnten an einer nach den Richtlinien von Dejc et al. [16] gestalteten Konturierung an einem geraden Turbinengitter eine Reduzierung des Rand-Totaldruckverlustes von 25% gegenüber einem Referenzgitter mit parallelen Seitenwänden feststellen. Die Verlustreduzierung ergibt sich fast ausschließlich wiederum an der unkonturierten Seite.

⁸ Dieses Verhältnis wird in der englischsprachigen Literatur als *aspect-ratio* bezeichnet und ist oft unter diesem Namen auch in der deutschen Fachliteratur zu finden.

Die Profildruckverteilungen zeigen eine leichte aerodynamische Entlastung an der konturierten Seitenwand und eine deutliche an der unkonturierten Wand. Allerdings wurde weder die Schaufelform noch die Staffelung der Schaufeln angepasst. Kopper et al. [50] wendeten die gleichen Gestaltungsrichtlinien an, allerdings mit einer Anpassung der Staffelung, um identische Gesamtbelastungen zu gewährleisten. Bei einem identischen Höhensehnenverhältnis ($h/l = 0,51$) zu Morris et al. [56] konnten sie eine Reduzierung der Gesamtverluste von 17% und eine Reduzierung von 30% der Randverluste erreichen.

Haas [36] untersuchte an einer einstufigen Axialturbine drei unterschiedliche Gehäusekonfigurationen. Eine mit zylindrischer Gehäusewand, eine mit einer linear kontrahierendem Gehäuseverlauf und einer mit einem Gehäuseverlauf mit S-Schlag (ähnlich zu Abbildung 2.7), das Kontraktionsverhältnis wurde dabei identisch gehalten. Der Autor gibt für die beiden Gitter eine Totaldruckverlustreduzierung von 8,8% an und unterteilt diese in: Profilverluste (4% bzw. 8% Reduzierung; S-Schlag bzw. linear kontrahierend), Seitenwandverluste (17,6% bis 11,8% Reduzierung) und Sekundärströmungsverluste (6,7% Reduzierung). Aufgrund der Konturierung steigen zwar die Verluste an der konturierten Wand, allerdings wird die radiale Bewegung der verlustreichen Gehäusewandzonen durch die Konturierung eingegrenzt und somit liegt weniger radiale Bewegung vor. Somit liegen auf der gegenüberliegenden Seite sowie im Mittelschnitt geringere Verluste vor. Ein ähnliches Bild ergibt die radiale Umfangswinkelverteilung.

Boletis [12] führte experimentelle Untersuchungen an einer Leitradringkaskade durch, deren Gehäuseseite sich durch eine Konturierung nach Dejc et al. [16] auszeichnet. Die Konturierung führt zu einer starken Entlastung im Gehäusebereich für die vorderen 60% der Schaufelpassage. In der Messebene 30% hinter der Austrittskante liegt in Gehäusenähe für die konturierte Konfiguration im Vergleich zum zylindrischen Referenzfall eine um 6° größere Überumlenkung vor. Der Autor gibt allerdings an, dass der dort folgende imaginäre Rotor auf die Änderungen des Inzidenzwinkels problemlos reagiert. Abbildung 2.8 zeigt die umfangsgemittelte Totaldruckverlustverteilung der beiden Austrittsmessebenen. Neben der bereits oben angesprochenen Reduzierung der Totaldruckverluste, spricht der Autor die konstante Verlustverteilung zwischen 25 bis 80% der Kanalhöhe für die konturierte Konfiguration an. Die Ursache dafür ist eine Verringerung des radialen Transports der gehäuseseitigen Verluste (ähnlich zu Haas [36]).

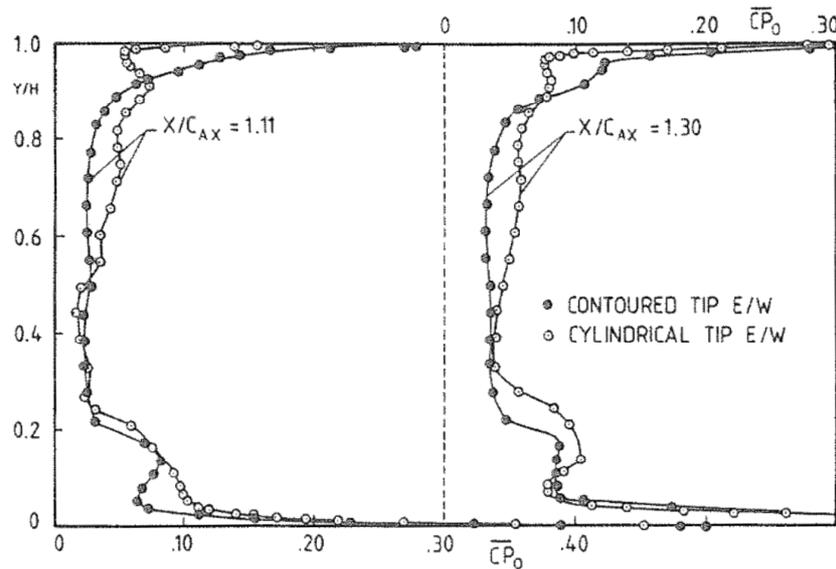


Abbildung 2.8: Umfangsgemittelte Verteilungen des Totaldruckverlustes in den Austrittsebenen [12]

2.2.3.1 Nicht-achssymmetrische Seitenwandkonturierung

Die bisher vorgestellten Konturierungen wurden nach den Gestaltungsrichtlinien von Dejc et al. [16] entwickelt, sie beschränken sich auf eine gehäuseseitige Einschnürung der Leitschaufel. Die vorgestellten Geometrien werden als achssymmetrische Konturierungen bezeichnet. Um eine größere Einflussnahme auf das Strömungsfeld zu nehmen und gezielt die Verluste gerade an der konturierten Seite zu reduzieren wurden mit Beginn der 90er Jahre vermehrt nicht-achssymmetrische⁹ Konturierungen untersucht.

Einer der ersten der die Idee für eine nicht-achssymmetrische Konturierung hatte war Bischoff [7] Anfang der 80er Jahre. Der Grundgedanke war eine verstärkte gezielte Einflussnahme auf den Querdruckgradienten zwischen Druck- und Saugseite an der Seitenwand, dies konnte aufgrund der höheren Anzahl von Freiheitsgraden erreicht werden. An der Saugseite schlägt er daher eine Auswölbung vor die von der Vorderkante beginnend bis zur engsten Stelle des Schaufelpassage konkav ansteigt und somit lokal den Druck an der Saugseite erhöht. Im Anschluss daran fällt die Konturierung bis zur Schaufelhinterkante kontinuierlich konvex ab. Das Fluid wird demnach bis zur engsten Stelle der Schaufelpassage weniger stark beschleunigt und erfährt nach der engsten Stelle aufgrund der Konturierung weiterhin eine Beschleunigung. Somit liegt von Schaufeleintritt bis -austritt eine stetige Beschleunigung vor und so laut Bischoff [7] eine Reduzierung der Verluste. Die Auswölbung

⁹ In der Literatur sind die „Nicht-achssymmetrischen“ (engl. „Non-axisymmetric“) Konturierungen auch oft unter „umfangsunsymmetrische Konturierung“ (engl. „Tangential end wall contouring“) zu finden.

fällt in Querrichtung ausgehend von der Saugseite kontinuierlich ab. Der Autor schlägt einen S-förmigen Abstieg vor, der zuerst konvex und anschließend konkav oder gerade verläuft (vgl. Abbildung 2.9).

Forschungsvorhaben zu nicht-achssymmetrischen Konturierungen wurden allerdings erst vermehrt in den 90er Jahre durchgeführt. Die Gründe dafür sind wohl in der dreidimensionalen Geometrie der Konturierung, die einer CNC-gesteuerten Fertigung bedarf und in der komplexeren numerischen Vorauslegung zu sehen.

Die im Folgenden vorgestellten Untersuchungen greifen die grundlegenden Gestaltungsrichtlinien von Bischoff [7] zwar auf, aber die Konturierungen zeigen trotzdem jeweils eine sehr individuelle Gestalt. Dies liegt an der höheren Anzahl von Freiheitsgraden und der höheren Komplexität der numerischen Vorlauslegung mit Hilfe eines dreidimensionalen Berechnungsverfahrens. Bischoff [7] gibt daher auch keine genauen Vorschriften an.

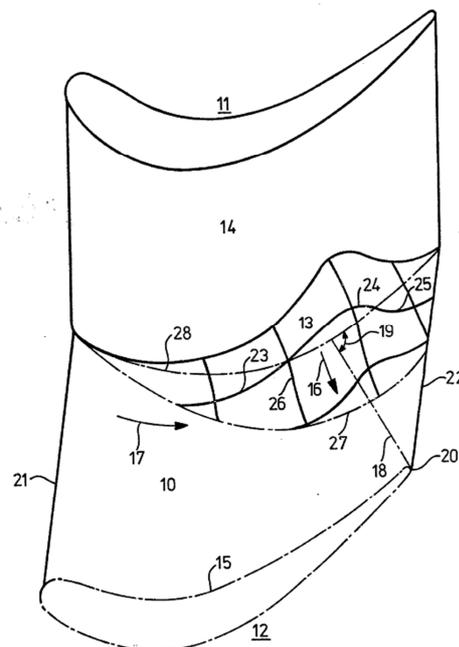


Abbildung 2.9: Gestaltungsrichtlinien für nicht-achssymmetrischer Konturierungen [7]

Morris et al. [56] führten bereits 1975, neben den Untersuchungen an achssymmetrischen Konturierungen, zusätzlich Untersuchungen zu nicht-achssymmetrischen Konturierungen durch. Die Verluste an der unkonturierten Kanalhälfte waren zwar leicht reduziert, allerdings waren die an der konturierten Seite stark erhöht, so dass integral ein höherer Verlust im

Vergleich zum Referenzgitter vorlag. Atkins [4] greift zur Auslegung der Seitenwandkonturierung auf das 3D Euler Verfahren zurück. Neben drei achssymmetrischen Konturierungen (Kontur A-C), gestaltete er vier Konturierungen, die keine Einschnürung aufwiesen, sondern mit einer Auswölbung versehen waren (vgl. Abbildung 2.10). Hierbei sind die Konfigurationen E und F als nicht-achssymmetrische Konturierungen ausgeführt. Bei allen Konturierungen beschränkte Atkins [1] die Konturierung auf einer Seite. Vor dem Hintergrund größerer benetzten Flächen an den konturierten Seitenwänden und der damit einhergehenden Steigerung der Reibungsverluste, gestaltete er die Konturen D bis F mit gleicher Ein- und Austrittshöhe des Gitters.

Die geringsten Gitterverluste liegen für die Kontur B vor, wohingegen Kontur D die geringsten Verluste an der unkonturierten Kanalhälfte aufweist. Die nicht-achssymmetrischen Konturen E und F zeigen keine Verlustreduzierungen. Kontur G verursacht aufgrund der starken Kanalaufweitung hinter der Hinterkante eine Grenzschichtablösung und somit hohe Verluste.

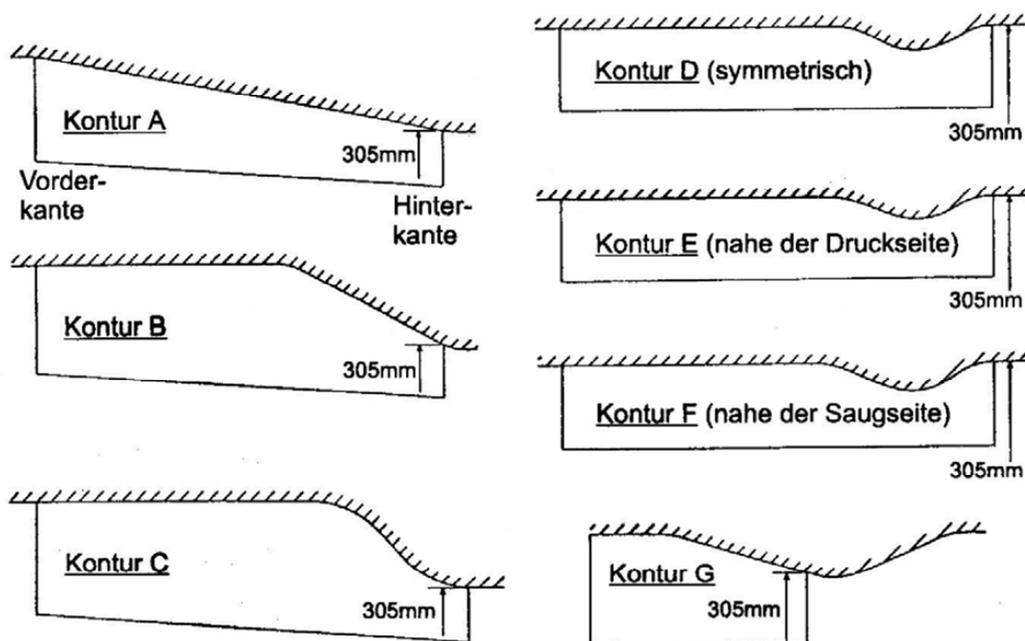


Abbildung 2.10: Seitenwandkonturierungen nach Atkins [1]

Pioske et al. [67] untersuchten im ebenen Gitterkanal, sowie im Ringgitterkanal nicht-achssymmetrische Konturierungen an einer prismatischen und einer *Bow*-Schaufel. Für die *Bow*-Beschaufelung mit Konturierung konnten die Autoren eine starke Reduzierung der Sekundärströmungsintensität nachweisen; 20% Reduzierung im ebenen Kanal und 15% im Ringgitterkanal. Des Weiteren lagen die Wirbelzentren von Hufeisen- und Kanalwirbel

deutlich näher zusammen, dies führt zu höheren Mischungsverlusten und somit zu höheren Verlusten in der Gitterabströmung. Die Kombination aus prismatischer und konturierter Beschau felung führte im ebenen Gitterkanal sowie im Ringgitterkanal zu keiner nennenswerten Änderungen der radialen Verteilung des Umfangswinkels. Zur Beurteilung der möglichen Wirkungsgradsteigerung führten sie numerische Untersuchungen mit einem nachgeschalteten Laufrad durch. Für die *Bow*-Beschau felung mit Konturierung ergab sich eine isentrope Wirkungsgradsteigerung von etwa 0,9% für die instationäre Rotorberechnung, somit sind die höheren Mischungsverluste im Leitrad hinnehmbar.

Zur detaillierten Beschreibung von seitenwandnahen Strömungsphänomenen an konturierten Beschau felungen vor allem innerhalb des Schaufelgitters, führte Vogt [89] Wasserkanalvisualisierungen mit Farbstoffen an einem zylindrischen und zwei nicht-achssymmetrischen Konturierungen durch (vgl. Abbildung 2.11). Er stellte eine verstärkte Stromaufwirkung (etwa um 50% vergrößert) der konturierten Varianten gegenüber der zylindrischen Konfiguration fest. Weiterhin liegt für die beiden Konturierungen ebenfalls ein zwar kleinerer aber nennenswerter Unterschied im Vorhof vor. Dies führt der Autor aufgrund des identischen Konturverlaufes im vorderen Bereich der beiden Konturierungen auf die Gestaltung der Übergangsbereiche zurück. Für beide konturierten Varianten liegt eine Verschiebung des Belastungsmaximums stromab vor, somit seien Vertiefungen und Erhöhungen in der Größenordnung der Verdrängungsdicke der Zuströmungsgrenzschicht ausreichend. Hinsichtlich der Reduzierung der Sekundärströmungen zeigt Konturierung 3D-A das größte Potential, denn die im Vergleich zur Variante 3D-B kürzeren und somit steileren Übergangsbereiche führen zu einem größeren Impulsaustausch zwischen Grenzschicht und Hauptströmung. Hierbei sind wie zuvor von Pioske [67] erhöhte Mischungsverluste in Kauf zu nehmen. Neben den reduzierten Sekundärströmungen weist der Autor allerdings auf eine Verschiebung des Kanalwirbelzentrums von 91% Kanalhöhe bei zylindrischer Variante zu 87% bei beiden Konturierungen hin. Der Grund dafür ist, dass die Strömung der Seitenwandkonturierung hinter der höchsten Erhöhung nicht mehr folgen kann. An der Nabe hingegen bleibt das Wirbelzentrum für alle Varianten auf einer Kanalhöhe von 5%.

Eine ganze Reihe von Forschungsvorhaben zu nicht-achssymmetrischen Konturierungen wurde über mehrere Jahre an der Universität von Durham durchgeführt. Sie entwickelten mit eigenentwickelten Auslegungsprogrammen nicht-achssymmetrische Konturierungen, die sie

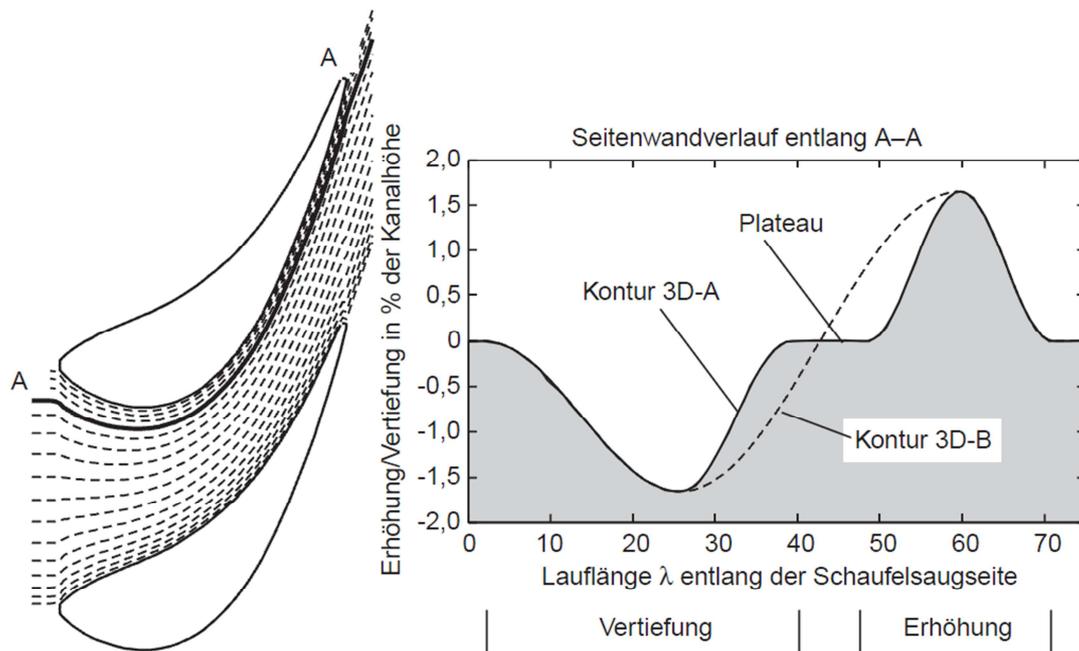


Abbildung 2.11: Nicht-achssymmetrische Konturierung nach Vogt [89]

experimentell an einen ebenen Windkanal untersuchten. Harvey et al. [40] erweiterten zur Auslegung für eine nicht-achssymmetrischer Konturierung ein lineares Auslegungstool zur Gestaltung von dreidimensionalen Beschaukelungen. Anhand von numerischen Simulationen stellen sie eine signifikante Reduzierung der Sekundärströmungen und eine geringe Variation des Abströmwinkels fest, geben aber für die Gesamtverluste keine wesentliche Änderung an. Hartland et al. [38] bestätigten mit einer experimentellen Untersuchung dieser Konturierung diese numerischen Ergebnisse. Der Autor gibt eine Reduzierung der Minderumlenkung von etwa 2° an und eine Verschiebung dieses Bereiches Richtung Seitenwand, die Überumlenkung ist ebenfalls reduziert. Dies führen die Autoren auf die saugseitige Erhöhung der Seitenwandkontur im Abströmbereich zurück. Die Winkelvariation über der Kanalhöhe wurde von 12° für die zylindrische Beschaukelung auf 8° reduziert. Weiterhin stellten sie eine signifikante Reduzierung der sekundären kinetischen Energien von 50% für die Kanalmitte und eine leichte Erhöhung für die Seitenwandbereiche heraus. Der Grund dafür ist die aufgrund der Profilerhöhung im hinteren Bereich leicht erhöhte Querströmung. Somit entsteht zwischen konturierter Seitenwand und Saugseite ein Gegenwirbel zum Kanalwirbel, der von den Autoren bewusst erzeugt wurde, um somit die Überumlenkung zu reduzieren. Der leicht erhöhten Querströmung im hinteren Bereich steht eine Verminderung selbiger im vorderen Bereich gegenüber, so dass ein *aft-loaded* Profil vorliegt, dieses ist maßgeblich für die Reduzierung der sekundären kinetischen Energien.

Für die Gesamtverluste geben die Autoren in einer Ebene hinter dem Gitter - 128% der axialen Sehnenlänge - eine Reduzierung von 20% an, wobei die Sekundärverluste um 30% reduziert wurden. In ausgemischter Form hinter dem Gitter betragen die Reduzierungen für die Gesamtverluste 15% und die der Sekundärverluste 34%. Diese Reduzierungen konnten in der numerischen Untersuchung von Harvey et al. [40], die keine relevanten Veränderungen feststellte, nicht ermittelt werden. Die Autoren geben als Gründe numerische Ungenauigkeiten an, die sie vor allem in der Gittergenerierung sowie dem Transitionsmodell sehen. Hartland et al. [38] stellen fest, dass die Optimierung höher ausfallen könne, wenn man die Profilerhöhung in der Nähe der Saugseite weglassen würde. Diese wurde in der numerischen Vorauslegung eingeführt, um so den Kanalwirbel mit einem stärkeren gegenläufigen Hufeisenwirbel zu reduzieren und damit eine Reduzierung der Überumlenkung zu erreichen. Allerdings induziert der erzeugte Wirbel zu starke Verluste und da die Sekundärströmung bereits in einer Messebene vor der Profilerhöhung wesentlich reduziert ist, schlagen die Autoren den Verzicht der Erhöhung vor.

Diesen Vorschlag nahmen Gregory-Smith et al. [35] auf und beschränkten zusätzlich die Konturierung, vor dem Hintergrund eines Einsatzes in einer realen Maschine, im Gegensatz zu Harvey et al. [40] und Hartland et al. [38] (P1 Konturierung erste Generation), auf die Schaufelpassage. Die ausgemischten Verluste der Konturierung zweiter Generation (P2) liegen in der Messebene (128% der axialen Sehnenlänge), zwar unterhalb der Konfiguration mit zylindrischer Wand (P0) aber oberhalb der Konturierung P1. Das Verlustzentrum wandert wiederum in Richtung Seitenwand. Daraus schließen die Autoren, dass eine Begrenzung der Konturierung auf die Gitterbreite nicht zielführend sei, merken allerdings an, dass zum genaueren Verständnis der Phänomene weitere Untersuchungen notwendig sind. Die radiale Umlenkungswinkelvariation zeigt eine Reduzierung von 1° im Vergleich zur Konturierung P1. Die Überumlenkung zeigt vom Mittelschnitt in Richtung Seitenwand für die Konturierung P2 eine etwas geringere Überumlenkung. Lediglich an der Seitenwand, weniger als 5,5% der Schaufelhöhe zeigt sich die positive Wirkung der Profilüberhöhung der Konturierung P1 auf die Überumlenkung. Die Konturierung von Gregory-Smith et al. [35] führt zu einer starken Reduzierung des Druckgradienten im vorderen Schaufelbereich (44% Reduzierung im Vergleich zu P1 und 60% zur unkonturierten Variante). Hinsichtlich der Intensität des Kanal- und Hufeisenwirbel liegt wiederum eine deutliche Reduzierung gegenüber der Basisbeschaufelung vor, allerdings eine leichte Erhöhung gegenüber der Konturierung P1.

Die beiden dargestellten Konturierungen (P1 und P2) wurden am gleichen Prüfstand von Ingram et al. [43] mit verbesserter Messtechnik nachgemessen. Die ermittelten Messergebnissen stehen zum Teil im Widerspruch zu den vorigen Arbeiten an der Durham Kaskade. So sind die Verluste der Konturierung P1 für die seitenwandnahen Bereiche, unterhalb von 8,2% der relativen Kanalhöhe, erhöht. Die größte integrale Verlustreduzierung ergibt damit die Konturierung P2. Des Weiteren weist nun die Reduktion der Sekundärströmungsverluste mit 18% für P1 und 24% für P2 eine gegensätzliche Tendenz zu den vorigen Ergebnissen auf. Daraus schließen die Autoren im Gegensatz zu Gregory-Smith et al. [35], dass eine Begrenzung der Konturierung auf die Gitterbreite zu verbesserten Verlustverhalten führt.

Hartland et al. [39] legten drei weitere Konturierungen (AXM, AXM2 und AXMe) aus. Das verwendete Auslegungstool gründet darauf, dass die Schaufelkrümmung die Ursache für den Querdruckgradienten ist und eine Reduzierung mit Hilfe einer „gespiegelten“ Konturierung an der Seitenwand erreicht werden kann. Die Minderumlenkung ist für alle drei Varianten um etwa 2° reduziert. Alle drei Varianten weisen eine Mehrumlenkung von etwa $2,5^\circ$ direkt an der Wand auf. Der Bereich der maximalen Minderumlenkung verschiebt sich für alle Varianten Richtung Seitenwand, wobei die Verschiebung bei der Variante AXMe, deren Konturierung nicht auf die Gitterbreite beschränkt ist, am deutlichsten hervorgeht. Diese Änderungen im Abströmwinkel resultieren in einer signifikanten Reduzierung der massengemittelten sekundären kinetischen Energien, die für die AXMe Variante um 61% sinken und für die AXM bzw. AXM2 Varianten um 39% bzw. 43%. Die Gründe für die Reduzierung liegen zudem in der Belastungsverschiebung in den hinteren Bereich des Profils. Die Totaldruckverluste sind im Vergleich zu einer unkonturierten Variante hingegen nur leicht gesunken; 2,3% für AXMe, 1,4% für AXM und 0,5% für AXM2. Einschränkend geben die Autoren allerdings an, dass gerade die CFD-Vorhersage von Verluste mit großen Unsicherheiten behaftet ist.

Als abschließende Arbeit dieser Forschergruppe veröffentlichten Ingram et al. [44] eine Konturierung die die erreichbaren Grenzen hinsichtlich der Verlustreduzierung aufzeigen sollte. Sie stellten zwar eine deutliche Reduzierung der sekundären kinetischen Energien von 43% fest, allerdings stiegen die Sekundärströmungsverluste hinter dem Gitter um 9% an. Dies weicht von den Beobachtungen von Harvey et al. [40] und Hartland et al. [38] ab, dabei zog eine Reduzierung der sekundären kinetischen Energien auch immer eine Abnahme der

Sekundärströmungsverluste nach sich. Die Gründe dafür sehen die Autoren in der extremen Konturierung, die im vorderen Bereich zu Ablösungen führt.

Die geschilderten Ergebnisse der oben aufgeführten Arbeiten zu nicht-achssymmetrischen Beschauelungen wurden an ebenen Wind- oder Ringgitterkanälen durchgeführt. Untersuchungen am ein- bzw. mehrstufigen Verbund im rotierenden System liegen nicht so zahlreich vor. Aufbauend auf den Ergebnissen der Durham University legten Brennan et al. [13] eine gehäuse- und nabenseitige Konturierung für den Hochdruckteil einer Flugzeugturbine für eine 1-stufigen Versuchsturbine aus. Die Autoren stellten eine Reduzierung der SKEH¹⁰ von 30% fest, wobei vor allem der nabenseitige Kanalwirbel hinsichtlich Ausdehnung und Intensität eine deutliche Reduzierung aufweist. Daher prognostizieren Brennan et al. [13] eine Steigerung des Wirkungsgrades für die Leitschaufeln von 0,24%. Im Abströmbereich der Rotorhinterkante wird eine Reduzierung der SKEH von 17% und resultierend daraus eine Wirkungsgradsteigerung von 0,16% für den Rotor abgeleitet. Insgesamt geben die Autoren damit eine Verbesserung des Stufenwirkungsgrades von 0,4% an.

Es liegt wiederum ein *aft-loaded* Profil vor und die Variation der radialen Verteilung des Umlenkungswinkels wird um 45% auf 3,5° reduziert. Die Minderumlenkung reduziert sich in der nabenseitigen Kanalhälfte um 1°, die Überumlenkung hingegen steigt am Gehäuse um 1,5° und an der Nabe um 3°. Somit ergibt sich in der Rotorabströmung keine vergleichmäßigte Winkelverteilung. Die experimentelle Validierung erfolgte durch Rose et al. [75] an einer 1-stufigen Versuchsturbine. Die Untersuchungen erfolgten bei der Auslegungsdrehzahl sowie 20% erhöht und reduziert. Die Autoren geben eine Wirkungsgradsteigerung für den Auslegungspunkt von 0,59% Punkten mit einer Unsicherheit von 0,25% Punkten an. Die Wirkungsgradsteigerung für den Überlastbereich fällt am stärksten aus, da dort aufgrund der positiven Inzidenz die höchste Belastung vorliegt. Während diese bei 120% Auslegungsdrehzahl am geringsten ist, hinsichtlich des Wirkungsgrades liegen keine wesentlichen Unterschiede vor.

Die 1-stufige Versuchsturbine wurde um einen beidseitig konturierten 1-stufigen Mitteldruckteil von Harvey et al. [41] erweitert und analysiert. Für die Mitteldruckstufe geben die Autoren eine Wirkungsgradsteigerung von für den Auslegungspunkt von 0,9% Punkten

¹⁰ Secondary kinetic energy helicity.

mit einer Unsicherheit von 0,4% Punkten an, hierbei wird die Steigerung des Gitterwirkungsgrades der Leitschaufel mit ca. 1% Punkten angegeben und der des Rotors mit 0,7% Punkten. Die experimentell ermittelten Ergebnisse stimmen mit der numerisch vorhergesagten Wirkungsgradsteigerung von 0,96% gut überein. Weiterhin variierten die Autoren - analog zu Rose et al. [75] - die Drehzahl der Turbine um die Abhängigkeit der Schaufelbelastung auf den Wirkungsgrad zu untersuchen. Für die Überdrehzahl geben die Autoren eine Wirkungsgradsteigerung von 1,5% an. Für den Überlastbereich ergibt sich für diese Umsetzung eine Wirkungsgradminimierung um 0,5%. Die Autoren nennen als Grund für die Wirkungsgradeinbußen die starke positive Inzidenz in der Anströmung, die zu einer starken Erhöhung der Sekundärströmung führe. Anhand solch widersprüchlicher Argumentationen wird die Komplexität der Untersuchungen ersichtlich.

2.2.3.2 Untersuchte Konturierung

Die bisher vorgestellten Konturierungen wurden zum Großteil an ebenen Windkanälen oder Ringgitterkanälen durchgeführt. Die Untersuchungen am drehenden System konzentrierten sich vornehmlich auf Gasturbinen. Im vorliegenden Projekt wurde daher das Potential der Seitenwandkonturierung für eine Dampfturbinenbeschaufelung getestet. Die Konzeption und Auslegung der Beschaufelung erfolgte durch den Industriepartner *ALSTOM Power*. Ziel der Auslegung war neben einer Steigerung der Effizienz vor allem die Einbindung in den konventionellen Fertigungsprozess, um so eine möglichst kostengünstige Fertigung zu gewährleisten. Dies ermöglicht so auch die Implementierung der Konturierung bei konventionellen Beschaufelungen im Rahmen eines Retrofitprozess. Eine schematische Darstellung der Geometrie der Konturierung für Nabe und Gehäuse zeigt Abbildung 2.12.

Die Tiefe der nabenseitigen Kontur ist aufgrund der engeren Teilung und der damit einhergehenden schwierigeren Fertigungsmöglichkeit geringer. Die Konturierung ist auf die Schaufelpassage beschränkt und kann somit im Deckband sowie im Fußbereich der Beschaufelung integriert werden. In axialer Richtung liegt für die Konturierung ein parabolischer Verlauf vor, der direkt an der Vorderkante beginnt und an der Hinterkante endet. In Umfangsrichtung liegt von der Druckseite ausgehend eine kontinuierliche Vergrößerung des Schaufelkanals vor, ehe die Konturierung schlagartig den ursprünglichen Radius einnimmt (*Sudden-Jump*). Auslegungsziel der Konturierung ist zum einen eine

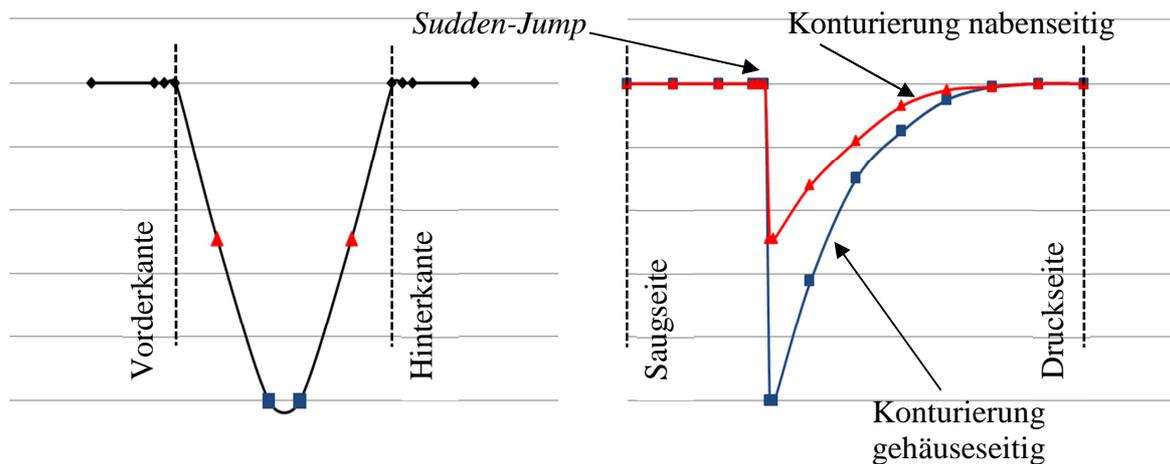


Abbildung 2.12: Geometrie der Konturierung

Reduzierung des Querdruckgradienten und zum anderen eine Führung der seitenwandnahen Strömung. Durch die beginnende Vertiefung der Konturierung im vorderen Bereich, wird der Strömungsquerschnitt vergrößert und somit die Geschwindigkeit am Eintritt der Schaufelpassage gegenüber der Basisbeschaufelung reduziert. Ab 50% beginnt die Verengung, die zu einer Beschleunigung im hinteren Bereich der Schaufelpassage führt. Dies soll eine Reduzierung des Querdruckgradienten und zu einer leichten Verschiebung der maximalen Schaufelbelastung stromab bewirken. Der abrupte Übergang (*Sudden-Jump*) der Konturierung in Umfangsrichtung soll die Strömung entsprechend der Schaufelkrümmung führen. In Abbildung 2.13 ist der Prototyp der Beschaufelung mit Konturierung dargestellt.



Abbildung 2.13: Prototyp der Konturierung für die zweistufige Testturbine

3 Versuchseinrichtung

Die experimentelle Verifizierung der seitenwandkonturierten Beschaukelung erfolgt an einer zweistufigen Versuchsturbine. Die Turbine ist am Institut für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen der RWTH Aachen installiert. Eine Verdichteranlage des Institutes bestehend aus zwei Radialverdichtern versorgt die Turbine. Die Verdichteranlage besteht aus einem Nieder- und Hochdruckteil, für den erforderlichen Massenstrom wird die Verdichteranlage parallel betrieben. Die Eckdaten der Anlage bei parallel geschalteten Verdichtern im geschlossenen Kreislauf während der experimentellen Untersuchungen sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

	ND + HD Verdichter (Parallelbetrieb)
Eintrittsdruck [bar]	2,04
Eintrittstemperatur [K]	313
Max. Austrittsdruck [bar]	4,85
Austrittstemperatur [K]	438
Eintrittsvolumenstrom [m ³ /s]	6,88
Massenstrom [kg/s]	15,62
Max. elektrische Leistung [kW]	2085

Tabelle 3.1: Verdichteranlage

Zur Erfüllung der Forderungen nach Reynolds- und Machzahlähnlichkeit zwischen Versuchsturbine und realer Maschine wird der Versuchsbetrieb im geschlossenen Kreislauf durchgeführt. Dies gewährleistet zudem eine weitgehende Unabhängigkeit des Betriebes von den Umgebungseinflüssen. Die Kalibrierung der Messsonden erfolgt im Windkanal, der ebenfalls geschlossen und von der gleichen Verdichteranlage mit dem Arbeitsmedium Luft versorgt wird.

Die Erfassung des Massenstromes erfolgt mittels einer Venturi Düse stromaufwärts der Versuchsturbine. Da die Abstände am Ein- und Auslauf der Blende nicht der DIN-Norm [18] und [19] entsprechen, wurde die Mengmessblende bei einer externen Firma kalibriert. Eine genaue Messung des Massenstromes ist u.a. zur Ermittlung des Wirkungsgrades von großer Bedeutung. Des Weiteren ist dafür eine hochgenaue und vor allem gut reproduzierbare Erfassung der Leistung notwendig. Dazu wird das Moment der Turbine an der hydrostatischen Pendellagerung gemessen. Der Grundrahmen für die Aufnahme dieser

Lagerung ist als massive Schweißkonstruktion aus Profilelementen und Blechen ausgeführt und stellt ein schwingungsdämpfendes Fundament für die Pendellagerung und den Turbinenrotor dar. Das Pendelgehäuse ist ein Gussteil, welches die Wasserbremse trägt. Die Welle der Wasserbremse ist mit dem Turbinenrotor starr verbunden und in hydrodynamischen Radial-Axial-Lagern gelagert. Die gesamte Wasserbremse ist ihrerseits in hydrostatischen Lagern konzentrisch zur Welle gelagert. Das Pendelgehäuse ist gegen Durchbiegung ausgelegt, um ein Verkanten der Pendelwelle in den hydrodynamischen Lagern zu vermeiden.

Die sehr großen und aufgrund der Ölführung komplexen Körper der hydrostatischen Lagerung enthalten für jede Lagertasche zwei Ölversorgungsleitungen mit manuell einstellbaren Ventilen und gewickelten Kapillardrosseln. Die Reihenschaltung der drei Widerstandselemente Kapillardrossel, Regelventil und Drosselsteg an der Lagertasche führen einen dynamischen selbsttätigen Regeleffekt herbei, der ein Zentrieren der Pendelwelle während des Betriebes garantiert. Die ölseitige Abdichtung dieser Lager erfolgt mit Hilfe von berührungslosen Labyrinthdichtungen in den Lagerdeckeln. Die hydrodynamischen Lager werden berührungsfrei aus dem stehenden Lagerkörper über eine Bohrung versorgt.

Durch die pendelnde Aufhängung des Lagergehäuses der Turbinenwelle zusammen mit dem Stator der angeschlossenen Wasserbremse wird eine nahezu verlustfreie Momentenmessung und somit eine genaue Bestimmung der Leistung bei bekannter Drehzahl des Turbinenrotors ermöglicht. Die Wasserbremse nimmt die Leistung der Turbine auf und wandelt sie durch Dissipation in Wärme um. Dabei wird das Drehmoment der Welle auf das Wasserbremsengehäuse und schließlich auf das Pendelgehäuse übertragen. Die Leistung aus dem ermittelten Moment an der Wasserbremse und der bekannten Drehzahl beinhaltet neben dem Anteil der Beschauflung noch weitere Anteile (vgl. Kapitel 4.6.2). Zur korrekten Erfassung der Leistung dürfen keinerlei Momente von Verbindungselementen erzeugt werden. Aus diesem Grund ist die Abwasserleitung mittig unter dem Pendelgehäuse über einen Trichter installiert. Elektrische Kabel, Schläuche und weitere Einbauten sind möglichst biegeweich verlegt, so dass sie nur ein sehr geringes Moment ausüben. Zur Gewährleistung einer möglichst genauen Momentenermittlung wird vor und nach jedem Versuchstag, trotz des nur kleinen Momentes der Anbauten, der Offset ermittelt.

Die Wasserbremse arbeitet nach dem Prinzip einer Wasserpumpe, die in einem inneren Kreislauf den Druck des Wassers anhebt und über einen gedrosselten Rücklauf entspannt und

dem Laufrad wieder zuführt. Kavitation wird aufgrund des hohen Wasservordruckes (12 bar) und des Abtransportes der Dissipationsenergie durch den ständigen Wasseraustausch verhindert. Mittels eines Regelschiebers kann der Wasserdurchfluss durch das Laufrad geregelt werden. Durch Schließen des Schiebers wird die Energieumsetzung der Wasserbremse reduziert. Auf diese Weise wird die Drehzahleinstellung der Turbine durchgeführt.

Für eine hochpräzise und reproduzierbare Leistungsermittlung ist weiterhin sicherzustellen, dass das Strömungsmedium der Turbine nicht austritt. Dazu sind an dem Prüfstand Sperrluftlabyrinth installiert. Die Sperrluft wird von drei Schraubenkompressoren zur Verfügung gestellt, die zum einen das Austreten der Turbinenluft verhindern und zum anderen zum Aufladen des geschlossenen Kreislaufs dienen. Innerhalb des Labyrinthes wird der Differenzdruck der Sperr- und Turbinenluft mittels U-Säulen gemessen. Für eine belastbare Leistungsmessung ist immer dafür Sorge zu tragen, dass dieser Differenzdruck Null ist und somit ein Ausströmen aus der Turbine, aber auch ein Einströmen der Sperrluft in die Turbine verhindert wird.

3.1 Versuchsturbine

Als Versuchsträger kommt eine zweistufige Luft-Axialturbine zum Einsatz. Die eingesetzten Sonden können in radialer Richtung traversiert werden. Zur Vermessung einer Schaufelteilung werden deshalb simultan die Leitschaufelringe von Stufe 1 und 2 mit Hilfe eines Verstellmechanismus in Umfangsrichtung verfahren.

Der Abstand zwischen den einzelnen Schaufelreihen wird über Dichtstreifen- und Distanzringen hergestellt. Mit Hilfe dieser Ringe kann der Axialabstand variiert werden. In Abbildung 3.1 ist der Aufbau der Turbine beispielhaft für einen Axialabstand der Schaufelreihen von 9 mm dargestellt. Für die vorliegenden Untersuchungen wurden die Ringe breiter ausgeführt, so dass ein Axialabstand von 18 mm vorliegt. Des Weiteren müssen für diesen Fall die ebenfalls zweiteilig ausgeführten Nabenkonturen am Ein- und Austritt angepasst werden. Der Axialspalt kann ebenfalls relativ einfach variiert werden, indem die seitlichen Begrenzungen der Ringe angepasst werden. Der Radialspalt wird über die in den Dichtstreifen- und Distanzringen befindlichen Dichtlippen realisiert. Für die Untersuchungen wurde für alle Axialspalte 6 mm gewählt und für die Radialspalte 0,6 mm. Die Radialspalte liegen bezogen auf die Schaufelhöhe knapp unter 1%, dies entspricht realistischen

Spaltmaßen im Turbomaschinenbau. Die Axialspalte sind für den stationären Turbomaschinenbau relativ groß gewählt.

Die axiale Position der gehäuseseitigen Dichtstreifenringe und der Leitschaufelringe wird mit einer Axialverspannung fixiert. Am Eintritt der Turbine wird ein Gleichrichter, in Form eines Lochbleches, eingesetzt, um reproduzierbare und umfangssymmetrische Eintrittsrandbedingungen zu gewährleisten. Am Austritt der Turbine ist die Wasserbremse angeordnet, so dass die Strömung nicht rotationssymmetrisch abströmen kann. Zur Vermeidung von Asymmetrien in der zu vermessenden Strömung ist aufgrund der Stromaufwirkung des asymmetrischen Außengehäuses die Turbine mittels Drallstäben strömungsmechanisch gegen das Austrittsgehäuse abgeschirmt.

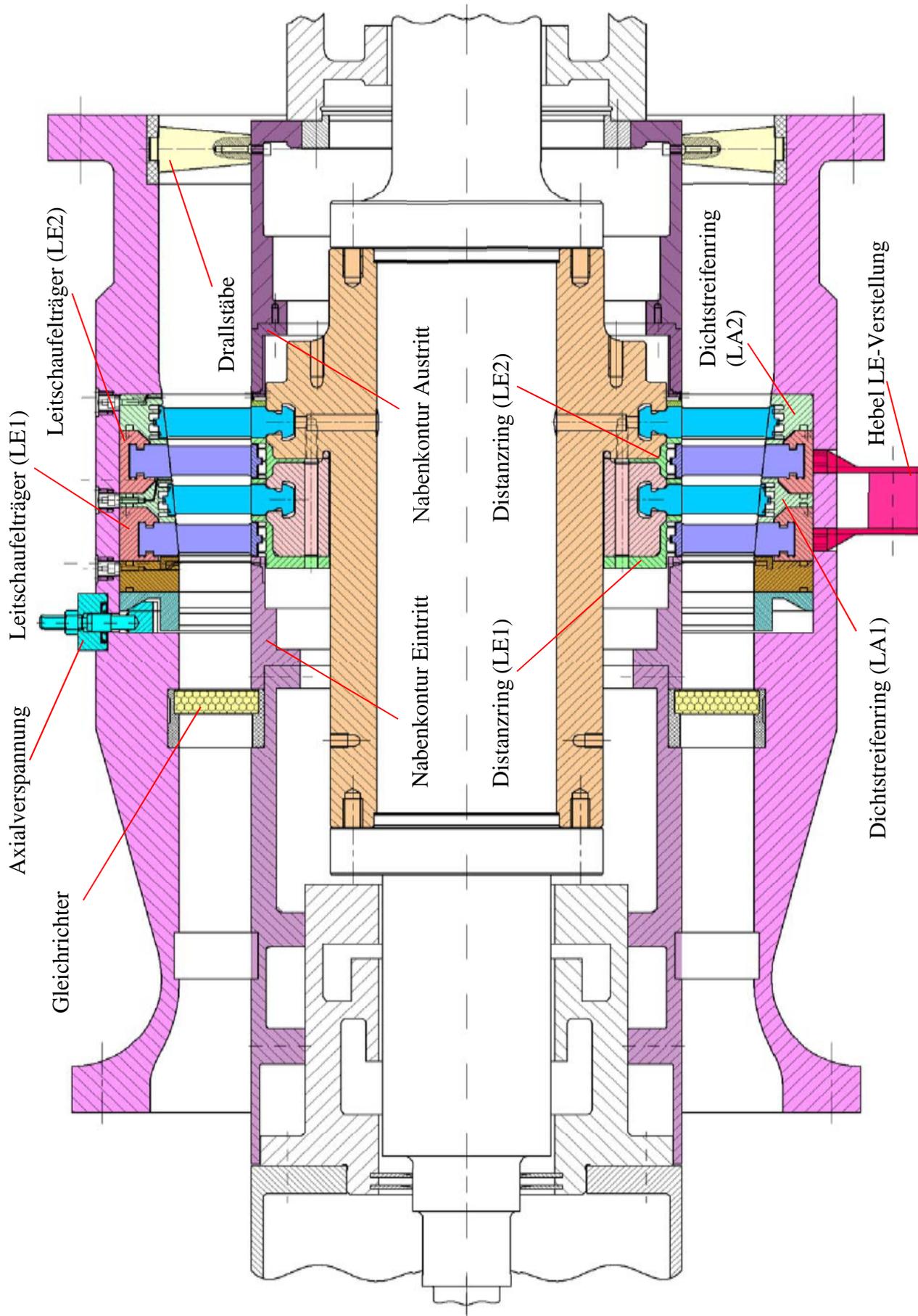


Abbildung 3.1: Aufbau der Versuchsturbine mit Beschauflung

In der Turbine sind drei Messebenen festgelegt, die sich am Turbineneintritt (ME10), zwischen den beiden Stufen (ME12) und hinter dem letzten Laufrad (ME22) befinden. Die Messebenen sind in Abbildung 3.2 oben dargestellt. In diesen Messebenen werden Strömungsfeldmessungen mit pneumatischen Sonden und Temperatursonden durchgeführt. Die Messebene 10 liegt 60% der Sehnenlänge vor der Vorderkante der Leitschaufel 1. Die Messebene 22 hat den gleichen relativen Abstand zur Hinterkante der Laufschaufel 2.

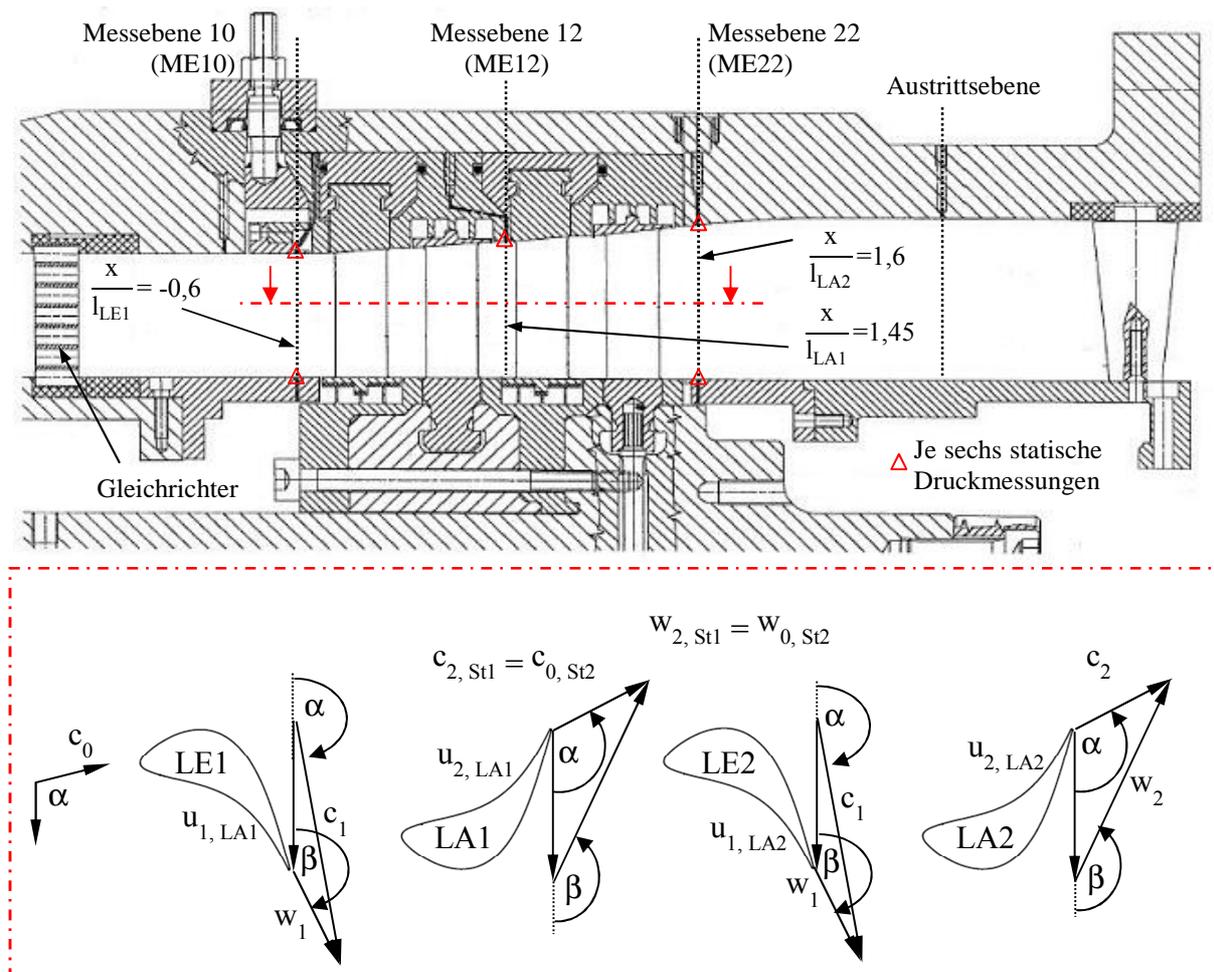


Abbildung 3.2: Definition der Messebenen (oben) und Winkelkonventionen (unten)

Im Folgenden werden die einzelnen Messstellen innerhalb der Versuchsturbine stichpunktartig aufgelistet:

- 8 Temperaturmessstellen zur Erfassung der Eintrittstemperatur. Die Thermoelemente sind am Gleichrichter fixiert¹¹.
- In der Eintrittsebene befinden sich 4 Druckbohrungen zur Erfassung des statischen Druckes.

¹¹ Innerhalb einer Messkampagne ist die zweite Temperaturmessstelle (T_{ein2}) ausgefallen, so dass in allen Diagrammen im Folgenden nur 7 Temperaturen geplottet werden.

- Messebene 10 und 22 enthält neben den Sondenmessungen jeweils 6 statische Drücke an der Nabe und am Gehäuse.
- Messebene 12 beinhaltet sechs statische Wanddrücke.
- Am Ein- und Austritt der Deckbandkavität von Laufrad 1 befinden sich jeweils 2 Messstellen zur Erfassung des statischen Druckes.
- Instationäre Druckmessung am Ein- und Austritt der Deckbandkavität von Laufrad 1
- Jeweils 2 Druckmessungen in den 4 Deckbandkavitäten von Laufrad 1
- Erfassung des Radialspaltes von Laufrad 1
- Strömungsfeldvermessung mit Hilfe einer Temperatursonde und einer Quasi-3-Lochsonde in der Messebene 12
- In der Austrittsebene sind neben 4 gehäuseseitigen Druckmessungen 4 Totaldrucksonden mit *Kiel-Heads* angeordnet.

Neben der Betriebsmesstechnik dient ein Großteil der aufgeführten Messstellen zur Erfassung der untersuchten Strömungsphänomene. Die Messstellen werden in Kapitel 4 genauer erläutert. Über die Temperaturmessstellen am Gleichrichter wird die Eintrittstemperatur ermittelt. Die hohe Anzahl der Messstellen sichert auch bei Ausfall eines oder mehrerer Thermoelemente den sicheren Versuchsbetrieb. Die Information des Ein- und Austrittsdruckes der Versuchsturbine wird über die jeweils 4 statischen Druckmessstellen am Ein- bzw. Austritt sichergestellt.

Abbildung 3.2 unten zeigt die Schaufelprofile für den Mittelschnitt. Bei der Beschaukelung handelt es sich um Reaktionsstufen, so dass die Profile für alle Schaufelreihen identisch sind. In Tabelle 3.2 sind die Geometriedaten der Beschaukelung aufgelistet.

	Schaufel- zahl [-]	$\frac{h}{l_{ax}}$	$\frac{h}{l}$	$\frac{h}{D_m}$	Axialspalte [mm]	Radialspalte [mm]
LE1	55	2,6	2,11	0,15	6	0,6
LA1		2,72	2,21	0,155		
LE2		2,86	2,33	0,162		
LA2		3,03	2,46	0,17		

Tabelle 3.2: Geometriedaten der Versuchsturbinen-Bschaukelung

3.2 Definition der Betriebspunkte

Ziel ist es, Betriebspunkte zu definieren, bei denen ähnliche Strömungsverhältnisse in der realen Maschine und der Versuchsturbine vorliegen. Die Enthalpiekenngröße [Gleichung (3.1)] ist eine Kenngröße, die die Energieumsetzung in der Maschine beschreibt.

$$\Psi_h = -\frac{\Delta h}{u^2} \quad (3.1)$$

Bei adiabater Betrachtung der Maschine und unter Vernachlässigung der geodätischen Höhen, hängt die Änderung der Enthalpie ausschließlich von der spezifischen Schaufelarbeit und der Änderung der kinetischen Energie zwischen Ein- und Austritt ab. Die Kenngröße beschreibt die Geschwindigkeitsverhältnisse an der Beschaukelung. Die Kenngröße kann im Versuchsbetrieb durch eine Variation der Eintrittstemperatur, des Druckverhältnisses oder der Drehzahl festgelegt werden. Ziel ist es, die Güte der Beschaukelung bei unterschiedlichen Schaufelbelastungen zu bewerten.

Die Variation der Schaufelbelastungen wird bei konstanten Ein- und Austrittsbedingungen über unterschiedliche Drehzahlen realisiert. Diese Methode ermöglicht, sobald ein Betriebspunkt erreicht ist, eine sehr schnelle Veränderung der Schaufelbelastung und ist für einen großen Bereich der Versuchseinrichtung problemlos realisierbar. In Tabelle 3.3 sind die einzelnen Betriebspunkte aufgelistet.

Größe	Sollwert	Toleranz	Minimum	Maximum	Angestrebte Enthalpiekenngröße	
Eintrittsdruck [Pa]	320000	2 ‰	319360	320640	-	
Austrittsdruck [Pa]	231000	2 ‰	230538	231462	-	
Druckverhältnis	1,3853	-	1,3798	1,3908	-	
Eintrittstemperatur [K]	363	4 ‰	361,5	364,4	-	
Drehzahl [1/min]	BP1	3552	2 ‰	3545	3559	2,37
	BP2	4211	2 ‰	4203	4219	1,7
	BP3	4775	2 ‰	4766	4784	1,32

Tabelle 3.3: Definition der Betriebspunkte

4 Messtechnik und Auswerteverfahren

4.1 Druckmesstechnik

Zur korrekten Erfassung des Druckes ist eine sorgfältige Kalibrierung jedes einzelnen Druckaufnehmers notwendig. Insgesamt werden 108 stationäre Drücke erfasst. In allen drei Messebenen, in der Eintrittsebene, in der Austrittsebene und an der Mengemessblende, wird der Absolutdruck mittels Absolutdruckaufnehmern aufgenommen. Der Großteil der Aufnehmer sind allerdings Differenzdruckaufnehmer. Diese erhalten den nächstliegenden axialen Referenzdruck, der mittels der beschriebenen Absolutdruckaufnehmer erfasst wird. Dies ermöglicht eine optimale Anpassung des Druckbereiches der Aufnehmer und erhöht somit die Messgenauigkeit. Somit können beispielweise für die 5-Loch- und Quasi-3-Lochsonden Messungen 70 mbar Aufnehmer eingesetzt werden.

Die Druckaufnehmer werden in regelmäßigen Abständen nachkalibriert bzw. überprüft, um so eine möglichst hohe Messgenauigkeit zu gewährleisten. Aus den Kalibrierdaten wird unter Anwendung der kleinsten Fehlerquadrate ein Polynom (3. Grades) für jeden Druckaufnehmer entwickelt, das den Zusammenhang zwischen Druck und Spannung beschreibt. Da die Aufnehmer nach dem Prinzip der Wheatstone'schen Brücke aufgebaut sind und sich ihr Ausgangssignal U proportional zur Eingangs-Speisespannung U_{sp} verändert, wird bei der Kalibrierung und bei der späteren Messung die Differenz zwischen Messspannung U und Offsetspannung U_{off} auf die jeweilige gemessene Speisespannung bezogen. Die gemessenen Drücke sind somit unabhängig von möglichen Schwankungen der Versorgungsspannung¹².

4.2 Pneumatische Druckmesssonden

Mit Hilfe pneumatischer Sonden können Informationen innerhalb der Strömung gewonnen werden. Im folgenden Teilabschnitt werden die einzelnen eingesetzten Sonden beschrieben.

4.2.1 5-Lochsonden

Am Eintritt (ME10) und am Austritt (ME22) werden die Strömungsfelder in Form einer Matrix erfasst. Die Matrix wird über eine Radialtraversierung und einer

¹² Die Schwankungen der Versorgungsspannung sind sehr minimal, so dass die vorgeschlagene Korrektur als weitere Verbesserung zu sehen ist.

Umfangstraversierung mittels der Leitradverstellung (siehe Kapitel 3.1) realisiert. 5-Lochsonden ermöglichen die Bestimmung des gesuchten Strömungsvektors mit Hilfe von Eichkorrelationen (vgl. Bohn [8]) für die Druckdifferenzen zwischen den einzelnen Druckbohrungen. Diese Mehrlochsonden erfordern eine sorgfältige Kalibrierung der einzelnen Druckbohrungen als Funktion des Strömungswinkels. Die Kalibrierung wurde im institutseigenen Windkanal im geschlossenen Kreislauf durchgeführt.

In Messebene 22 kommt eine gekröpfte und in ME10 eine ungekröpfte Sonde zum Einsatz. Diese Sonden wurden bereits in einem Vorgängerprojekt eingesetzt und dessen Kalibrierung ausführlich beschrieben, so dass an dieser Stelle für die detailliert Beschreibung sowie Kalibrierung der Sonde auf [10] verwiesen wird.

4.2.2 Entwicklung und Kalibrierung einer Quasi-3-Lochsonde

Zwischen den beiden Stufen der Versuchsturbine kommt eine Nadelsonde zum Einsatz. Aufgrund des geringen Bauraumes zwischen den beiden Stufen muss die Sonde kleine geometrische Abmessungen aufweisen. Weiterhin verlangt die Leitschaufelverstellung zur Durchführung der Nadelsonde eine Langnut in zweiten Leitschaufelträger. Diese muss aus Rücksicht der Montagestabilität der Leitschaufel möglichst klein ausgeführt werden (vgl. Abbildung 3.2). Die Position, der Durchmesser der Druckbohrung, der Durchmesser der Sonde selbst sowie die Wandstärke der Sonde haben einen Einfluss auf die Druckverteilung. Im Allgemeinen ist es erwünscht, die Bohrung so nahe wie möglich an das Sondenende zu positionieren, so dass eine möglichst wandnahe Messung durchgeführt werden kann. Die Mindestentfernung wird jedoch von dem Totwassergebiet resultierend aus der Wandumströmung beeinflusst. Wuest [95] stellte fest, dass sich für eine dimensionslose Größe von $a/d > 1,3$ keine Änderungen des Totaldruckes mehr ergeben. Die Bezeichnung der einzelnen Abmessungen ist in Abbildung 4.1 wiedergegeben.

Des Weiteren stellte Wuest [95] fest, dass zur korrekten Druckanzeige das Verhältnis $L/b \gg 1,5$ gegeben sein sollte. Dieses Verhältnis wurde zusätzlich von Shaw [80] bestätigt. Für das Verhältnis d/b empfiehlt Livesey [53], den Durchmesser der Sonde mindestens 8 mal so groß wie den Durchmesser der Bohrung zu wählen. Die Konstruktion der eingesetzten Sonde basiert auf diesen Untersuchungen. Die dimensionslosen Abmessungen und die Konstruktion der Sonde ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

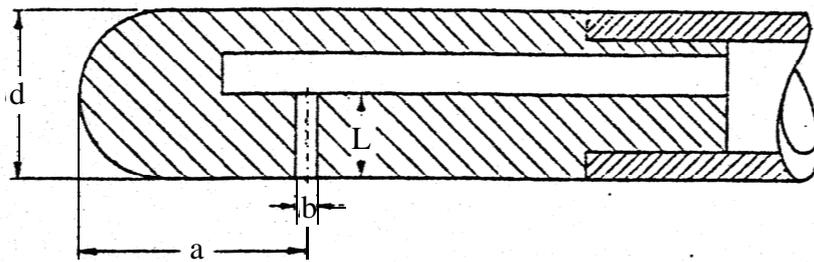
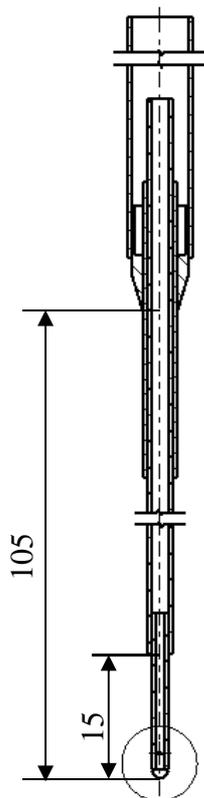


Abbildung 4.1: Signifikante Sondenabmessungen (Wuest [95])



Sondenwerte:

$$a/d = 1,5$$

$$d/b = 6,67$$

$$L/b = 1,67$$

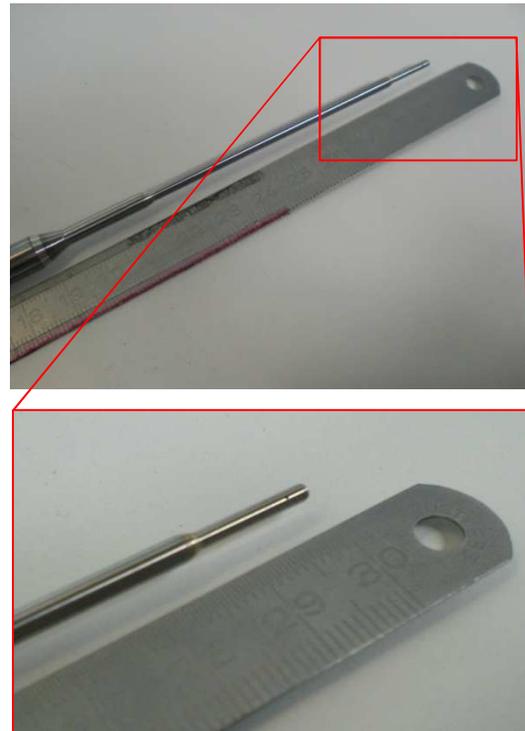
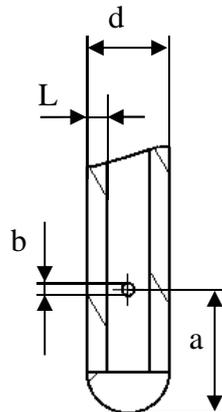


Abbildung 4.2: Zylindersonde für die Messebene ME12

Die Nadelsonde wird als Quasi-3-Lochsonde eingesetzt. Dazu wird die Sonde um einen bestimmten Winkel nach links und rechts verdreht, wodurch die drei notwendigen Druckbohrungen generiert werden. Mit dieser Vorgehensweise können die gleichen Informationen, statischer Druck, Totaldruck, Umfangswinkel und Mach Zahl, wie auch bei einer 3-Lochsonde gewonnen werden. Damit diese Informationen gewonnen werden können, muss die Sonde in einer definierten Strömung kalibriert werden. Der Windkanalbetrieb erfolgt wie auch der Versuchsbetrieb der Turbine im geschlossenen Kreislauf. Andernfalls kommt es ab ca. $Ma = 0,4$ nach Bohn [8] zu erheblichen Abweichungen.

Die notwendigen Druckinformationen zur Ermittlung der gewünschten Strömungsparameter erfolgt zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Dadurch führen bereits sehr kleine zeitliche Druckfluktuationen der Betriebsdaten aufgrund des relativen kleinen Druckunterschieds zwischen den Bohrungen zu großen Messfehlern. Um diesen Aspekt Rechnung zu tragen, wurden die dimensionslosen Kennzahlen (vgl. Bohn [8]) auf den Totaldruck am Eintritt des Windkanals bezogen. Im Versuchsturbinenbetrieb wird dazu der Totaldruck am Einlauf der Turbine gemessen.

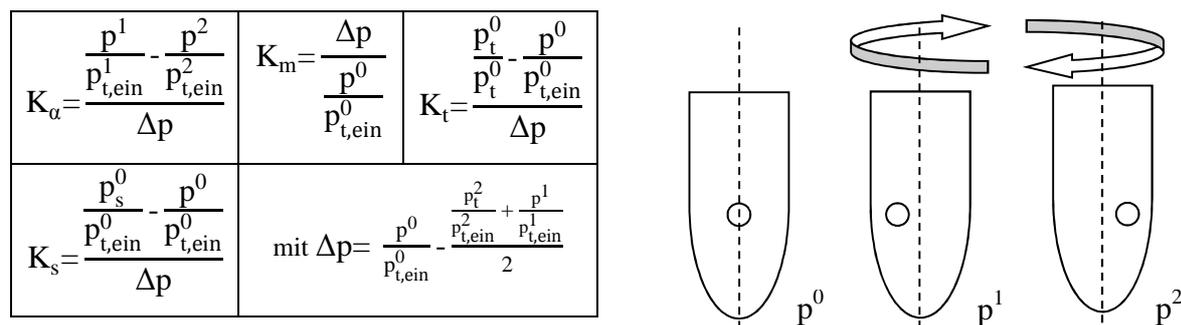


Abbildung 4.3: Messkonzept der Quasi-3-Lochsonde

4.2.3 Entwicklung und Winkeltoleranzbereich der Totaldrucksonde

Am Austritt der Turbine werden zur Ermittlung der Totaldruckverteilung pneumatische Sonden eingesetzt. Mittels vier über dem Umfang verteilter Sonden und fünf Messstellen radial pro Sonde wird die Totaldruckverteilung stückweise radial und über dem Umfang erfasst. Die Messergebnisse dienen als Randbedingung der Numerik und sind möglichst weit stromabwärts in der Austrittsebene angeordnet. In dieser Ebene der Turbine liegt eine ausgeglichene homogene Strömung vor, so dass die Messwerte als Randbedingung für die Numerik verwendet werden können. Nach Laufschaufel 2 und zwischen Ebene 22 und der Austrittsebene befinden sich keine rotierenden Bauteile und die Turbine kann näherungsweise als adiabatisch angesehen werden. Die Folge davon ist, dass der Drall, welcher nach Austreten aus Laufschaufelkanal 2 vorliegt, erhalten bleibt. Aufgrund der prismatischen Schaufelprofile liegen für die Umfangswinkel starke Unterschiede über der radialen Höhe vor. Um an allen Messstellen die korrekte Erfassung des Totaldruckes zu garantieren, sind die Sonden mit „umhüllten“ Druckröhren versehen. Diese Bauform wurde von Kiel [49] eingeführt und wird dementsprechend als *Kiel-Heads* bezeichnet. Ähnliche Arbeiten wurden von Dudziniski et al. [22] durchgeführt. Mit Rücksicht auf diesen Arbeiten wurden Totaldrucksonden mit *Kiel-Heads*¹³ (vgl. Abbildung 4.4) entwickelt. Die Längenmaße sind auf den Eintrittsdurchmesser

¹³ Die Totaldrucksonden mit *Kiel Heads* werden im Folgenden als Druckmesskämme bezeichnet.

des *Kiel-Heads* bezogen. Die Totaldruckmessstellen sind seitlich des Schaftes angeordnet. Somit wird verhindert, dass der Durchfluss durch das Potentialfeld des Schaftes beeinflusst wird.

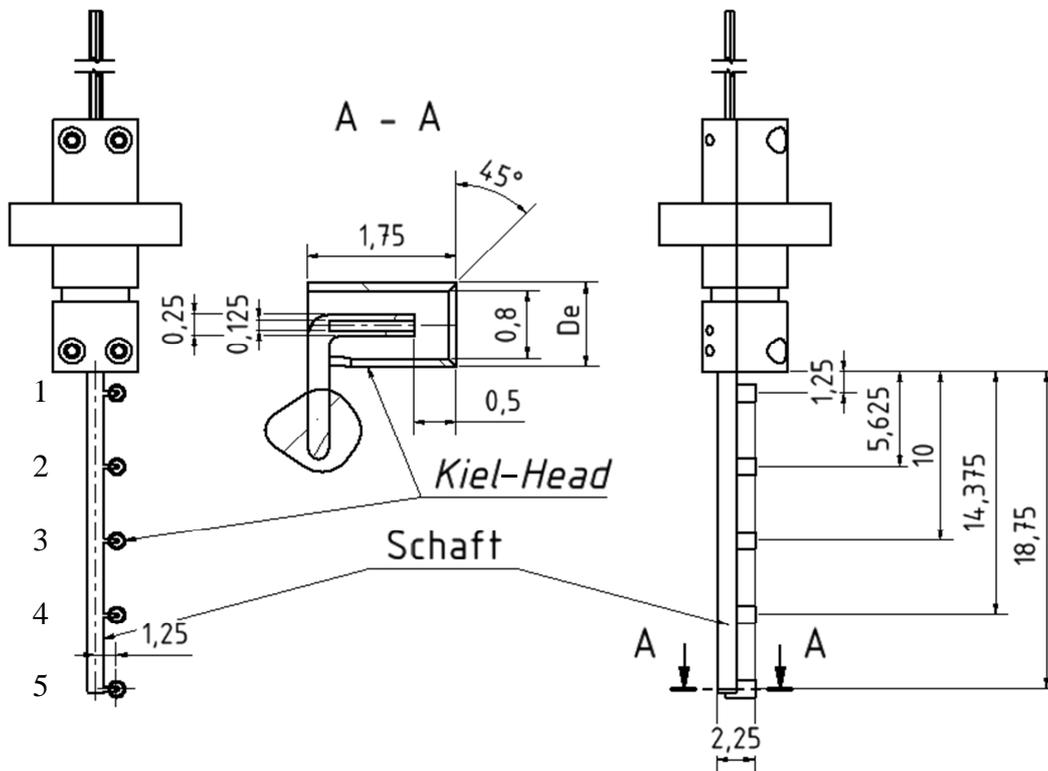


Abbildung 4.4: Totaldrucksonde mit *Kiel-Heads*

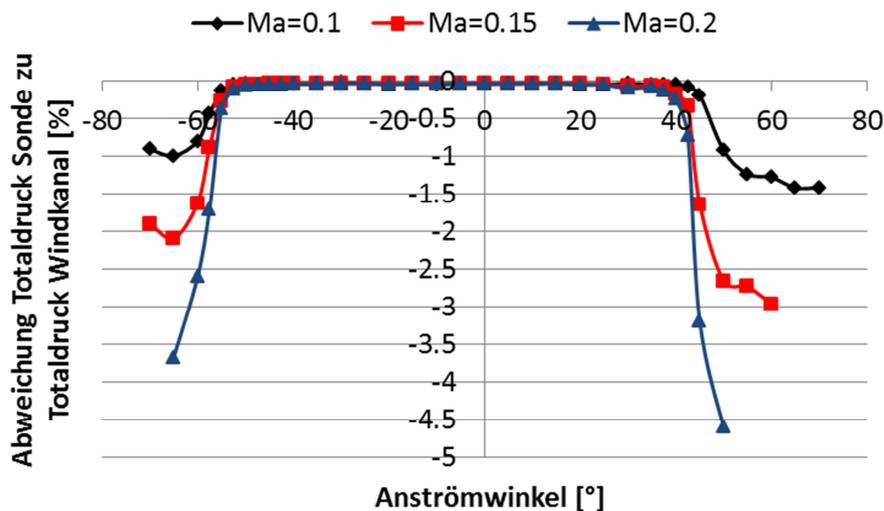
4.2.3.1 Ermittlung der Winkelcharakteristik

Die Ermittlung der Winkelcharakteristik erfolgt im institutseigenen Windkanal in geschlossener Fahrweise, um dieselben Strömungsbedingungen wie in der Versuchsturbine zu gewährleisten. Es wird für drei unterschiedliche Mach-Zahl-Niveaus (0,1; 0,15 und 0,2) nach der Mach-Zahl-Ähnlichkeit die Winkelcharakteristik bestimmt. Mittels eines Pitotrohrs und einer Totaldrucksonde werden der statische und der totale Druck gemessen und mit

$$\text{Ma} = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{\text{tot}}}{p_{\text{stat}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (4.1)$$

die Mach-Zahl ermittelt.

Zur Beurteilung der Größe des Winkeltoleranzbereiches wird der gemessene Totaldruck des Windkanals auf den Druck der Totaldrucksonde bezogen, welche sukzessive in 5° -Schritten verdreht wird. Diese Schrittweite wird in den Übergangsbereichen, das heißt an den Stellen, an denen der Toleranzbereich endet, auf $2,5^\circ$ -Schritte verkleinert. In Abbildung 4.5 sind die prozentualen Abweichungen der Totaldrucksonde über dem Anströmwinkel beispielhaft für die dritte Messstelle des Druckmesskamms 2 aufgetragen.



Positive Drehrichtung



Abbildung 4.5: Winkeltoleranzbereich der Totaldrucksonde 2, Messstelle 3

Innerhalb des Anströmwinkelbereiches von -50° bis $+35^\circ$ liegt eine Abweichung unter $0,1\%$ vor. Die Auswirkung der Machzahl auf den Winkeltoleranzbereich ist nur unwesentlich. Bei größerer Mach-Zahl fallen die Verläufe zu einem etwas kleineren Anströmwinkel ab und dies stärker als bei kleineren Mach-Zahlen. Die Ursache hierfür ist in der höheren Anströmgeschwindigkeit zu suchen. Somit bilden sich Wirbel stärker aus.

Eine weitere Auffälligkeit, welche in sämtlichen Totaldruckverläufen ersichtlich wird, ist die Unsymmetrie des Winkelbereiches. Es ist eindeutig zu erkennen, dass die Ablösung im negativen Winkelbereich bei einem größeren eingestellten Winkel auftritt, als im positiven. Der Grund für diese Unsymmetrie liegt in dem seitlich versetzten Austritt der Totaldruckmessstellen aus dem Schaft der Totaldrucksonde (siehe Abbildung 4.4 und Abbildung 4.5). Wird die Sonde zu positiven Winkeln verdreht, schiebt sich der angesprochene Schaft vor die Totaldruckmessstellen. Je größer der eingestellte Winkel, desto mehr werden diese durch den Schaft verdeckt. Die Totaldruckmessstellen liegen somit ab einem gewissen Punkt nicht mehr in einer ungestörten Strömung. Diese Beeinflussung liegt hingegen bei negativen Winkeln

nicht vor. Dort liegen die Messstellen vor dem Schaft. Demnach liegen sie in der ungestörten Stömung, wodurch die Winkeltoleranz im negativen Bereich größer ausfällt.

Bei der Ermittlung des Winkeltoleranzbereiches im Windkanal liegt eine homogene Strömung und demnach kein Turbulenzeinfluss vor. Dudziniski und Krause [22] untersuchten den Einfluss der Turbulenz auf die charakteristische Winkeltoleranz. Sie stellten dabei fest, dass bei einer Mach-Zahl von 0,3 und einer Steigerung der Turbulenzintensität um 20% der charakteristische Winkelbereich ihrer untersuchten Druckröhren um 5° abnimmt. Diese Reduzierung bringt bei einem veränderlichen Umfangswinkel von 60° ¹⁴ keine Probleme für die Güte der Messungen mit sich. Als abschließende Prüfung mit realistischen Turbulenzgraden wird die Totaldrucksonde im Betrieb der Versuchsturbine verdreht. Dabei konnte der Winkeltoleranzbereich bestätigt werden.

4.3 Temperatursonden

Die Vermessung des Temperaturfeldes erfolgt in ME10 und ME12 mit ungekröpften Sonden und in ME22 mit einer gekröpften Sonde. Für das Experiment stellt die Temperaturmessung eine besondere Herausforderung dar. Nach Edwards et al. [29] können speziell bei der Messung in Turbomaschinen die folgenden Einflüsse auf die Anzeigegenauigkeit des Messinstrumentes benannt werden: Temperaturerhöhung des Gases durch den Recovery-Effekt, Kalibrierungsfehler, Fehler durch das Ansprechverhalten sowie Fehler durch Wärmeleitung. Ergänzend können Fehler durch Wärmeab- oder -einstrahlung genannt werden. Im Folgenden werden die einzelnen aufgeführten Einflüsse erläutert.

Durch das Eintauchen eines Körpers in eine Strömung ergibt sich zwangsläufig eine Störung des Strömungsfeldes. Das anströmende Gas wird an dem Körper verzögert und an diesem umgelenkt, wobei die Stärke der Störung des Strömungsfeldes, die sich dadurch ergibt, von Größe und der Formgebung des Körpers abhängt. Durch das Eintauchen einer Temperatursonde in ein strömendes Gas ergibt sich damit ebenfalls eine solche Störung. Dabei ist insbesondere die Verzögerung des Gases ein entscheidender Aspekt, da mit der Verzögerung eines strömenden Mediums eine Temperaturerhöhung verbunden ist. Dieser Effekt wird als der Recovery-Effekt bezeichnet und ist bei der Auslegung von Temperatursonden für Gasströmungen einer der zentralsten Gesichtspunkte. Die Aufheizung

¹⁴ Die radiale Umfangswinkelverteilung wurde aus einem Vorgängerprojekt [10] an selbiger Versuchseinrichtung entnommen.

resultiert aus der Umwandlung von kinetischer in innere Energie des Fluides und stellt die Temperaturmessung vor die Problemstellung, dass das Gas, welches die Temperatursonde erreicht, wärmer ist als das Gas in der ungestörten Strömung, dessen Temperatur gemessen werden soll. Wird die Verzögerung adiabat bis zum vollständigen Stillstand durchgeführt, stellt sich dabei die Totaltemperatur ein. In der Realität wird das Fluid aber nicht bis zum vollständigen Stillstand verzögert. Demnach wird nicht die komplette kinetische Energie in innere überführt. Aus einer Bilanzierung des Verzögerungsvorganges unter der Annahme einer adiabaten Strömung und einem konstantem c_p folgt der Betrag der Temperaturerhöhung.

$$\Delta T = T_{\text{tot}} - T_{\text{stat}} = \frac{v^2}{2 c_p} \quad (4.2)$$

Die angezeigte Sondentemperatur liegt demnach zwischen der statischen und der totalen Temperatur. Zur Kompensation des Recovery-Effekts wurde der sogenannte Recovery-Faktor R eingeführt.

$$R = \frac{T_{\text{Anzeige}} - T_{\text{stat}}}{T_{\text{tot}} - T_{\text{stat}}} \quad (4.3)$$

Nimmt der Faktor den Wert 1 an, folgt daraus, dass die Sonde die Totaltemperatur misst und somit die Strömung optimal abbremst bzw. die komplette kinetische Energie in innere umgewandelt wird. Für das vorliegende Projekt wurde der Recovery-Faktor für alle drei Temperatursonden im institutseigenen Windkanal ermittelt. Dabei ist zu beachten, dass der Recovery-Faktor von einer Vielzahl von Einflussgrößen abhängig ist und auch für eine feste Sondengeometrie nur eingeschränkt konstant ist. Als größten Einfluss wird oft die Machzahl genannt, vgl. etwa Shreeve [82] und Eckert [28], des Weiteren die Reynoldszahl [82] und [28] sowie die Prandtlzahl [28].

Die Bestimmung des Recovery-Faktors im Windkanal ist mit gewissen Unsicherheiten behaftet, die im Folgenden als Kalibrierungsfehler bezeichnet werden. Insbesondere in Strömungen mit niedrigen Machzahlen wird die Bestimmung des Recovery-Faktors bei der Kalibrierung der Sonde dadurch erschwert, dass die Differenz ΔT zwischen statischer und totaler Temperatur gering ist. Dieser Zusammenhang kann folgender Gleichung entnommen werden.

$$T_{\text{stat}} = \frac{T_{\text{tot}}}{1 + \frac{\kappa-1}{2} \text{Ma}^2} \quad (4.4)$$

Es ist ersichtlich, dass bei Machzahlen viel kleiner als eins der zweite Summand im Nenner aufgrund der quadratischen Abhängigkeit von Ma ebenfalls einen Wert deutlich kleiner eins annimmt, sodass der Nenner insgesamt einen Wert annehmen wird der von eins nur geringfügig verschieden ist. Damit hat das Verhältnis ($T_{\text{tot}}/T_{\text{stat}}$) ebenfalls nahezu den Wert eins. Aufgrund des daraus folgenden geringen Werts von ΔT haben Messungenauigkeiten bei der Ermittlung der statischen und totalen Temperatur einen starken Einfluss.

Der Wärmeableitfehler kann mit Hilfe von Isolierungen gut eingeschränkt werden. Der Fehler durch Strahlung ist bei den vorliegenden Turbinentemperaturen vernachlässigbar [97].

4.4 Profildruckmessungen

Durch die Erfassung der Profildrücke kann eine zeitlich gemittelte Schaufelbelastung gemessen werden. Somit können Aussagen hinsichtlich der maximalen Belastung der Schaufel getroffen werden, welche eine wesentliche Auswirkung auf die Entstehung und Intensität des Kanalwirbels hat (vgl. Kapitel 2.1).

4.4.1 Installation und Anordnung der Messstellen

Für die Installation der Druckbohrungen sowie der Kapillaren müssen mehrere Faktoren für eine korrekte Messung gewährleistet sein. Die Bohrungsdurchmesser betragen 1 mm mit der Toleranzklasse H7. In diesen Bohrungen sind Kapillaren mit einem Innendurchmesser von 0,5 mm und einer Wandstärke von 0,25 mm eingebracht. Die Bohrungen dürfen nicht zu nah nebeneinander angeordnet werden, um eine Interaktion der Messstellen zu verhindern. Des Weiteren können nicht orthogonale Bohrungen, bezogen auf die Schaufeloberfläche, Grate an der Bohrung und betriebsbedingte Einflüsse (z. B. Staubteilchen) zu einer Verfälschung des Messergebnisses führen. Diese Fehlereinflüsse von Druckmessbohrungen wurden in mehreren Arbeiten untersucht [27], [31], [80] und [96]. Die Bohrungen wurden mit einer CNC Fräsmaschine ausgeführt, deren Winkelgenauigkeit bei weitem ausreichend ist, um die Orthogonalität der Bohrungen zur Schaufeloberfläche zu gewährleisten. Die Kapillaren wurden nach dem Einkleben abgeschliffen und poliert, so dass der Einfluss eines Grates vernachlässigbar ist.

Für die Anordnung der Messstellen ist die Kenntnis der Profildruckverteilung notwendig. Dazu wurde eine stationäre Strömungssimulation durchgeführt. Die Radial- und Axialspalte sind in der Berechnung identisch zum Experiment. In den Bereichen starker Druckgradienten wird eine höhere Anzahl an Messstellen angeordnet, so dass die Gradienten möglichst genau erfasst werden können. Die Abbildung 4.6 und Abbildung 4.7 zeigen die berechnete Profildruckverteilung für den Mittelschnitt und für 90% der relativen Kanalhöhe. Die gewählten Positionen der einzelnen Messstellen sind in den Abbildungen für die Druck- und Saugseite dargestellt, eine weitere Messstelle befindet sich an der Vorderkante des Schaufelprofils.

Auf der Druckseite werden weniger Messstellen angeordnet, da hier über einen weiten Verlauf ein nahezu konstanter Druck vorliegt, während auf der Saugseite aufgrund der Beschleunigung und Verzögerung der Strömung stärkere Gradienten vorliegen. Für die Anordnung der Messstellen ist aber neben der Strömungsmechanik zusätzlich die mechanische Integrierbarkeit zu beachten. Für die Druck- und Saugseite sind Messstellen oberhalb von $x/l = 0,8$ bzw. $x/l = 0,85$ gemäß der Druckgradienten zu empfehlen. Dies ist aber aus Gründen der mechanischen Integrierbarkeit nicht möglich. Die Hinterkante der Leitschaufel ist bereits bei der stromabseitigsten Messstelle auf der Druckseite ($x/l = 0,8$) nur 2,7 mm dick. Die Installation dieser Messstelle erfolgt abweichend zu den anderen Messstellen nicht durch die Schaufel, sondern die Kapillare wird in einer 1,5 mm tiefen Langnut verlegt.

Die Anordnung sowie die axialen Positionen bezogen auf die axiale Sehnenlänge sind in Abbildung 4.8 (links) für das untersuchte Schaufelprofil dargestellt. Des Weiteren ist der erodierte Hohlraum, der zur Installation der Kapillaren benötigt wird, abgebildet. Weiterhin ist in Abbildung 4.8 (rechts) die fertig präparierte Profildruckschaufel – beispielhaft für die Basisbeschaukelung - zu sehen. Diese Messstellen sind im Mittelschnitt (50%) und am Gehäuse (90%) angeordnet.

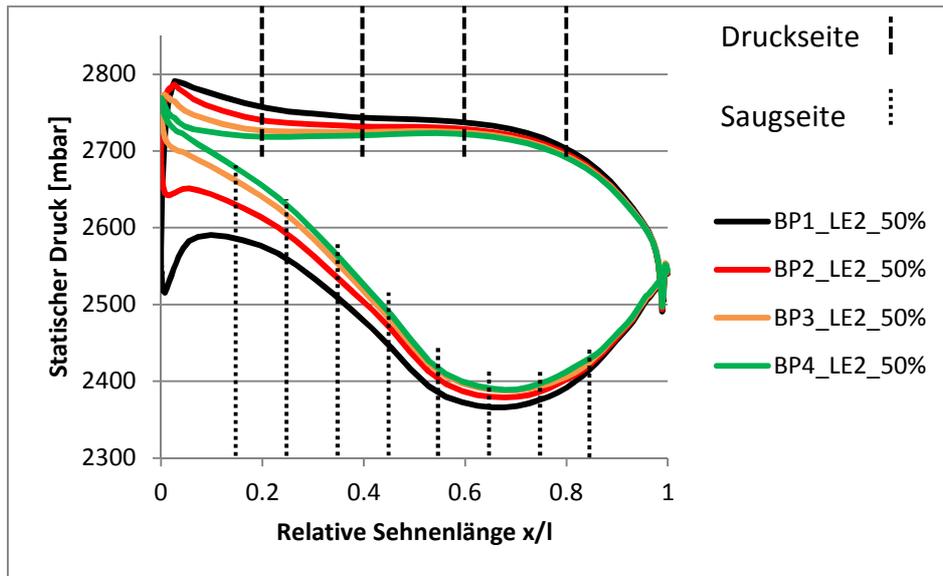


Abbildung 4.6: Berechnete Profildruckverteilung für 50% Schaufelhöhe für alle Betriebspunkte; Basis

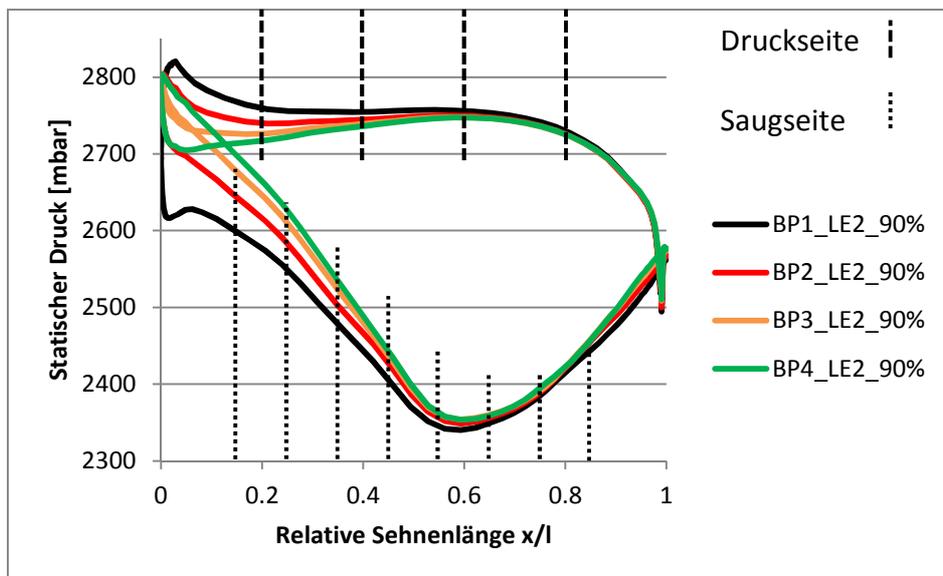


Abbildung 4.7: Berechnete Profildruckverteilung für 90% Schaufelhöhe für alle Betriebspunkte; Basis

Die in Abbildung 4.8 dargestellte präparierte Profildruckschaufel wird in den Leitschaufelträger der zweiten Stufe installiert. Da die Leitschaufel über eine Umfangsnut im Leitschaufelträger fixiert wird, kann die Verlängerung der Kapillaren erst nach Montage der präparierten Leitschaufel in den Leitschaufelträger erfolgen, um so die Druckinformation zu erhalten. Nachdem die Leitschaufel in den Leitschaufelträger montiert ist, werden durch eine Bohrung in dem Leitschaufelträger die verlängerten Kapillaren installiert (siehe Abbildung 4.9 (links)). Die Kontaktstellen zwischen den Kapillaren in der Leitschaufel und den verlängerten erfolgt über Hülsen. Der Übergangsbereich wurde komplett mit Kleber aufgefüllt, so dass Undichtigkeiten auszuschließen sind.

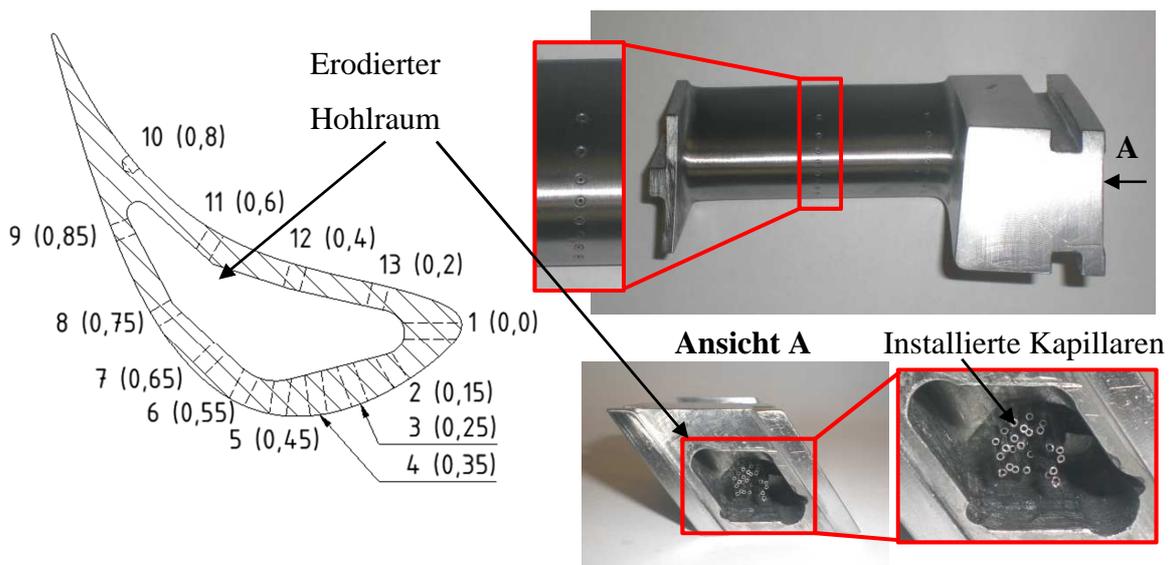


Abbildung 4.8: Anordnung der Messstellen der Profildruckschaufel (links) und die präparierte Profildruckschaufel (rechts)

Die Durchführung der Kapillaren konnte aufgrund der hohen Anzahl an bereits aus vorherigen Projekten vorhandenen Messbohrungen an der Gehäuseschale nur an einer Umfangsposition vorgenommen werden und ist somit auf eine Schaufel beschränkt. Aufgrund der Größe des Schaufelprofils konnten maximal 26 Kapillaren eingeführt werden, die zur Erfassung der Profildrücke am Gehäuse und im Mittelschnitt benötigt wurden. Somit war eine Vermessung der nabenseitigen Profildrücke nicht realisierbar.

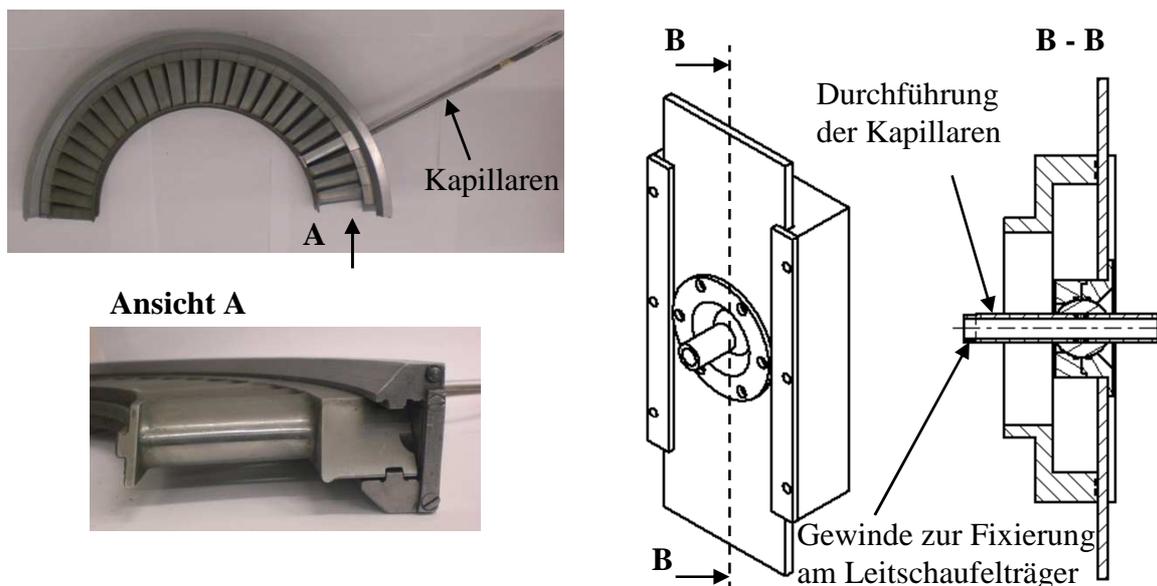


Abbildung 4.9: Montierte präparierte Profildruckschaufel in Leitschaufelträger (links) und Schleuse zur Abdichtung (rechts)

Wie in Kapitel 3 beschrieben wird die Umfangsmessung mit Hilfe einer Leitschaufelverstellung realisiert. Um die Verstellung weiterhin zu ermöglichen und gleichzeitig eine

Abdichtung zu gewährleisten, ist eine Schleuse notwendig (siehe Abbildung 4.9 (rechts)). Die Durchführung für die Kapillaren wird in den Leitschaufelträger geschraubt und ist somit starr verbunden, während die restlichen Bauteile der Schleuse fest mit dem Turbinengehäuse verschraubt sind. Bei Betätigung der Leitschaufelverstellung wird die Bewegung mit einem Schlitten und einer Kugel ermöglicht.

4.5 Bestimmung des Leckagemassenstroms

Bei Labyrinthdichtungen strömt ein Fluid aus einer Kammer höheren Drucks in eine Kammer niedrigeren Drucks über z Drosselstellen. Dabei wird die Druckenergie in den Drosselstellen in kinetische Energie gewandelt. Bei idealen Labyrinth wird die kinetische Energie in den Kammern durch Reibung und Verwirbelung vollständig in Wärme gewandelt, so dass die Geschwindigkeit vor der nächsten Drosselstelle gleich Null ist. Die Kammern können dabei als adiabat betrachtet werden. Das reale Labyrinth zeichnet sich dadurch aus, dass die kinetische Energie nicht vollständig in Wärme gewandelt wird und so die nachfolgende Drosselstelle mit einer Geschwindigkeit ungleich Null angeströmt wird. Außerdem erfolgt eine teilweise Druckrückgewinnung, so dass in den Kammern ein Druckanstieg gegenüber der Drosselstelle zu verzeichnen ist. Des Weiteren sind reale Kammern nicht adiabat, so dass Wärme zu oder abgeführt wird. Dies wirkt sich auf die stationäre Temperatur der Strömung aus, die dann, anders als im idealen Fall, nicht mehr als konstant angenommen werden kann. Eine Temperaturänderung wirkt sich wiederum auf die Enthalpiedifferenz aus [87]. Im vorliegenden Fall der Versuchsturbine werden aufgrund der niedrigen Turbinentemperaturen und den damit verbundenen kleinen Wärmeströmen adiabate Randbedingungen vorausgesetzt.

Zur Berechnung des Leckagemassenstromes liegen in der Literatur verschiedene Modelle vor. Die Modelle beschreiben den Massenstrom, der durch eine Labyrinthdichtung fließt. Im vorliegenden Fall der Versuchsturbine erstreckt sich das Labyrinth von der ersten bis zur vierten Kavität. Die wesentlichen Einflussfaktoren für den Leckagemassenstrom sind der Druckabfall über das Labyrinth und der Radialspalt. Für die vorliegende Untersuchung wurde auf das Modell nach Stodola zurückgegriffen. Statt einer ausführlichen Erläuterung wird an dieser Stelle auf [87] verwiesen und im Folgenden die Umsetzung der Erfassung der notwendigen Messinformationen erläutert.

4.5.1 Labyrinthdruckmessung

Die Bestimmung des Leckagemassenstroms kann aus Platzgründen nicht für alle 4 Schaufelreihen durchgeführt werden. Wegen der Interaktion vor und nach Laufrad 1 durch die stromaufwärts- und stromabwärtsliegenden Leitschaufelreihen wird LA1 betrachtet. Es werden insgesamt sechs statische Wanddruckbohrungen in den Dichtstreifenring eingebracht, die sich jeweils mittig zwischen den Dichtlippen befinden (vgl. Abbildung 4.10).

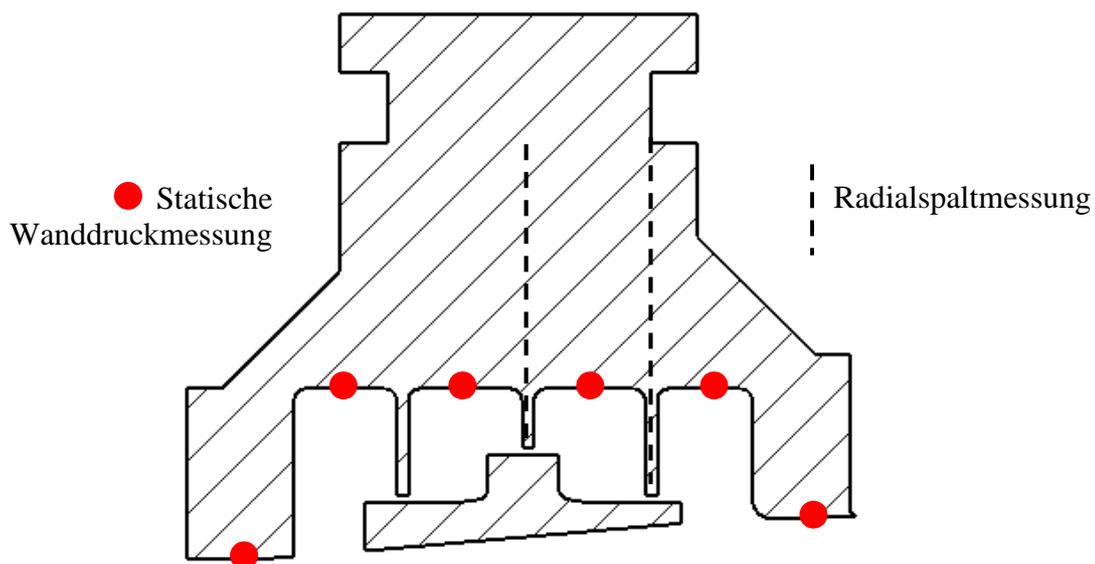


Abbildung 4.10: Messpunkte innerhalb der Kavität und Messposition der Radialspaltnessung für die erste Laufschaufelreihe

4.5.2 Radialspaltnessung

Die Erfassung des Radialspaltes an den in Abbildung 4.10 dargestellten Messpositionen erfolgt mit einem induktiven berührungslosen Wegmesssystem der Fa. *Mirco Epsilon*. Dieses Messprinzip eignet sich vor allem für kleine Messbereiche und bietet so beispielsweise Vorteile gegenüber magnetinduktiven Wegsensoren und optoelektronischen Abstandssensoren. Das Messprinzip der induktiven Wegmessung beruht auf dem Aufbau eines elektromagnetischen Feldes. Dieses Feld steht in Wechselwirkung mit jedem metallenen Objekt in seinem Erfassungsbereich. Für eine optimale Erfassung des Radialspaltes ist ein gleichmäßiger Aufbau der Feldlinien des Magnetfeldes zu gewährleisten. Dafür benötigen alle induktiven Wegaufnehmer ein gewisses „freies Blickfeld“ auf den metallenen Körper. Ungeschirmte Sensoren benötigen den dreifachen Sensordurchmesser. Da diese Größenordnung in der Versuchsturbinen nicht realisiert werden kann (vgl. Abbildung 4.10),

wird auf einen geschirmten Sensor zurück gegriffen. Diese Sensoren benötigen lediglich ein halb so großes „Blickfeld“ im Vergleich zu den ungeschirmten.

4.6 LDA Messungen

Bei dieser Messmethode handelt es sich um ein berührungsloses Verfahren zur Erfassung der Strömungsgeschwindigkeiten. Das Messverfahren beruht auf dem Doppler-Effekt und erfasst ausgehend von der gemessenen Dopplerfrequenz die Strömungsgeschwindigkeit. Diese Geschwindigkeit entspricht allerdings nicht direkt der Strömungsgeschwindigkeit, sondern der der Seeding Partikeln. Für die Auswahl der Seeding Partikel ist die Größe für eine möglichst gute Reflexion entscheidend, diese ist aber begrenzt durch die Forderung einer möglichen kleinen Trägheit, um der Strömung gut folgen zu können. Ruck [76] bezeichnet eine Partikelgröße von 1 μm als zielführend. Damit liegt eine ausreichende Reflexionsintensität vor, und gleichzeitig können Schwankungsamplituden mit einer Frequenz zwischen 5-10 kHz mit einer Genauigkeit von 1% erfasst werden.

Eine weitere Bedingung für die Durchführung der Messungen ist die optische Zugänglichkeit. Dies stellt aus mehreren Gründen eine Herausforderung dar. Für die optische Güte sind immer plane Scheiben zu empfehlen. Diese stören aber oftmals die vorhandene Geometrie, die unter Umständen eine gekrümmte Scheibe verlangt. Setzt man an dieser Stelle eine abweichende Fenstergeometrie ein, hat man zwar eine gute optische Güte, aber den Nachteil, dass für diesen Bereich eine modifizierte Geometrie vorliegt, die das zu beobachtende Strömungsfeld beeinflussen kann. Eine weitere Problematik besteht in der Verschmutzung der Fensterscheibe, was vor allem im Einsatz in einer realen Turbine bzw. Versuchsturbine eine Rolle spielt. Für eine detaillierte Beschreibung der Grundlagen der LDA Messtechnik wird auf [11] und [76] verwiesen.

Eines der Ziele des Projektes war die Analyse der Leckage-Hauptströmungsinteraktion. Zu dieser Thematik liegen in der Literatur mehrere Arbeiten vor (vgl. [69], [33] und [63]). Pfau et al. [63] analysierten die Interaktion mit einer eigenentwickelten miniaturisierten instationären Sonde [64]. Diese baut sehr klein ($\varnothing = 0,84 \text{ mm}$), stellt aber in Bezug auf das kleine Kavitätvolumen eine merkliche Versperrung da. Aus diesem Grund wurde für die vorliegende Arbeit ein rückwirkungsfreies Messverfahren für diese Untersuchung gewählt.

Die eingesetzte LDA Messtechnik stammt von der Firma *Dantec Dynamics*. Die kommerziell erhältlichen Sonden wurden vom Hersteller für die Messaufgabe hinsichtlich der Brennweite modifiziert. Es werden zwei Sonden eingesetzt, um die tangentialen und radialen Geschwindigkeitskomponenten zu erfassen, die einen wesentlicheren Einfluss haben als die axiale Komponente.

4.6.1 Umsetzung am Prüfstand

Die Analyse der Leit- Laufschaufel Interaktion erfolgt für den Ein- und Austritt der Deckbandkavitäten der ersten Laufschaufelreihe. Dazu wurde der Dichtstreifenring segmentweise mit Langnuten am Ein- und Austritt der Kavität versehen. Anschließend wurden in diesen Bereichen 6 mm breite Scheiben in den Dichtstreifenring LA1 installiert (vgl. Abbildung 4.11).

Aufgrund der notwendigen Modifikationen am Dichtstreifenring zur Realisierung der optischen Zugänglichkeit war die Dichtigkeit nicht mehr gewährleistet, so dass ein Dichtungszusatz in Form einer weiteren Scheibe eingesetzt werden musste (vgl. Abbildung 4.12). Dadurch wird die Intensität der reflektierenden Strahlen reduziert. Die Positionierung der Sonden erfolgt folgendermaßen: Die innere Fensterscheibe am Austritt der Deckbandkavität wurde mit einem Kreuz¹⁵ an der Innenseite versehen (vgl. Abbildung 4.11 „Anriss zur Positionierung“). Durchquert das Messvolumen diesen Unstetigkeitsbereich der Scheibe, führt dies zu einer Variation der reflektierenden Photonenintensität, welche auf dem Oszilloskop detektiert werden kann. Vorversuche am Optiktisch zeigten, dass so die Position gut gefunden werden kann. Für den Einsatz der Sonden in der Versuchsturbine wird zuerst Sonde 1 auf das Kreuz ausgerichtet, und sobald die Position gefunden wurde, wird diese Position fixiert. Anschließend wird Sonde 2 mit einer 3-Wege Relativverstellung ebenfalls auf das Kreuz angepasst. Somit überlagern sich die Messvolumina beider Sonden. Nach der Justierung der Sonden zueinander werden diese simultan verfahren.

Der mögliche Messbereich der LDA Sonden reicht von 1 mm bis zu 16,5 mm unterhalb der Fensterscheibe. Die innere Fensterscheibe sowie die des Dichtungszusatzes sind jeweils plan. Die dadurch entstehenden Änderungen der Geometrie sind gering, zumal die Bereiche der

¹⁵ Länge und Breite des Kreuzes betragen je 1 mm, die Stärke des Anrisses ca. 0,1 mm. Diese Breite ist für die Justierung entscheidend.

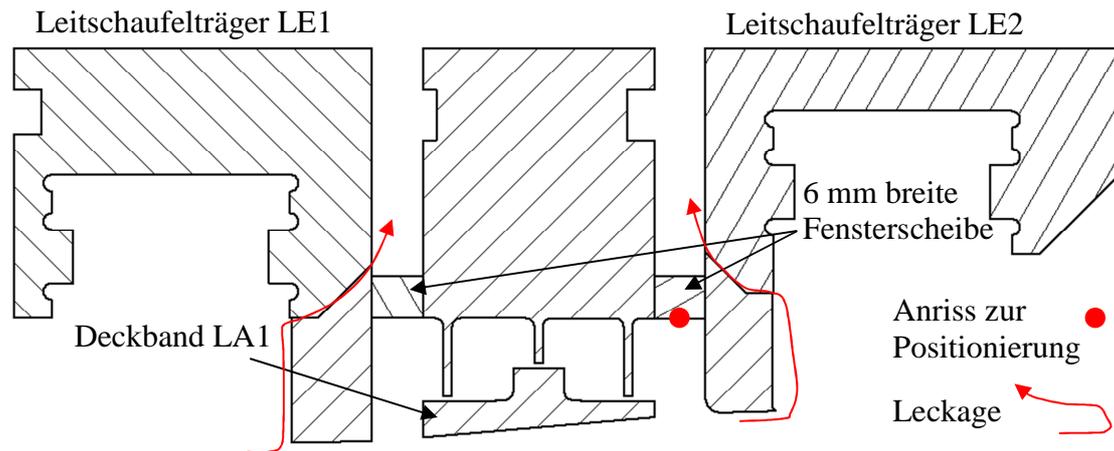


Abbildung 4.11: Realisierung der optischen Zugänglichkeit

Auflagefläche der Scheibe noch mit Epoxydharz aufgefüllt wird und die ursprüngliche Kontur nachgebildet (vgl. Abbildung 4.12 unten).

Für das Seeding wird $DEHS^{16}$ eingesetzt. Diese Ölteilchen zersetzen sich zum Großteil nach dem Versuchsbetrieb, wodurch sie einen wesentlichen Vorteil gegenüber harten Seeding Partikeln (z. B. Siliziumdioxid oder Titandioxid) haben. Die Zufuhr der Seeding Partikel erfolgt axial an zwei Positionen (vgl. Abbildung 4.12), zum einen direkt hinter dem Gleichrichter und vor Leitschaufelreihe 1 und zum anderen in der dritten Kavität der Laufschaufelreihe 1. Die erste Zufuhr erfolgt mit vier auf einen 15° -Sektor verteilten, höhenverstellbaren Rohren. Da die Bewegung der Strömungsteilchen innerhalb der Kavität hochturbulent ist und die Schleppwirkung des Deckbandes nur schwer abgeschätzt werden kann, wurde für die Messung am Austritt der Kavität die zweite Zufuhr installiert. Die zweite Zufuhr wurde auf einem 30° -Sektor ausgeführt mit insgesamt 7 Zuführrohren, die in beliebiger Anzahl an den Partikelgenerator angeschlossen werden können.

Die Zuordnung der Relativposition der Laufschaufeln erfolgt über einen inkrementalen Drehgeber der Firma *Kübler*. Der Drehgeber gewährleistet mit 6.000 Inkrementen pro Umdrehung eine sehr hohe Auflösung. Die Datenrate des Drehgebers reicht bis 800 kHz und ermöglicht so auch die zeitliche Auflösung der höchsten Drehzahl.

¹⁶ $DEHS$ = Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat

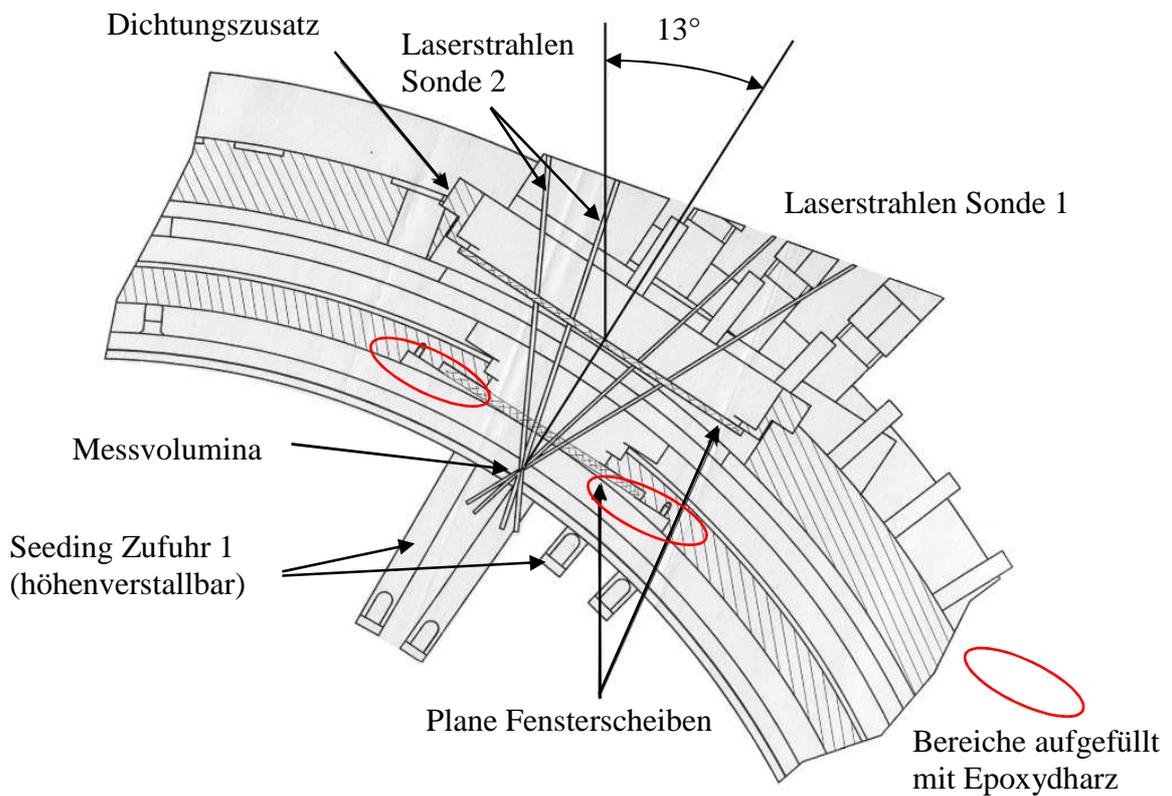
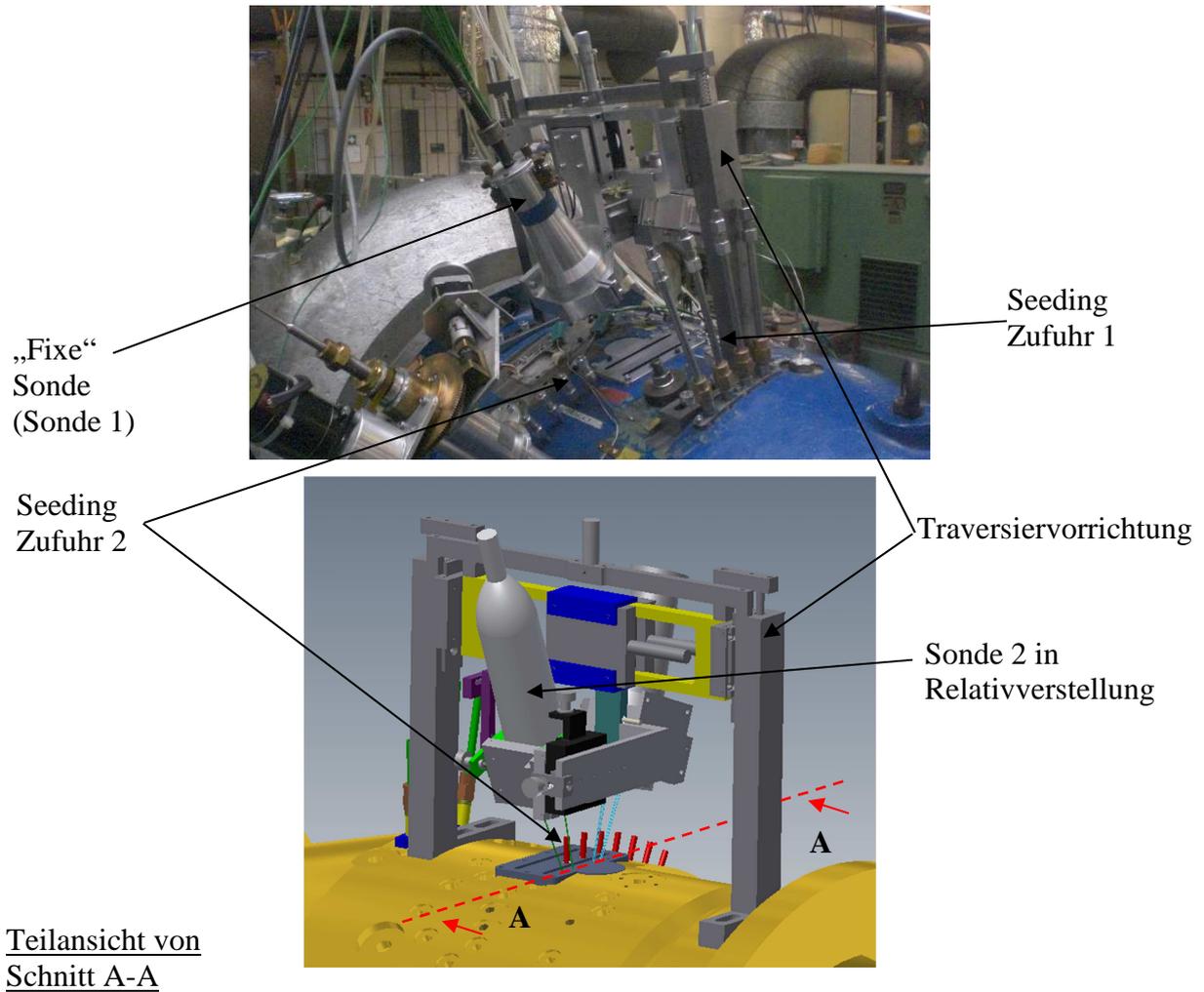


Abbildung 4.12: Traversiervorrichtung der LDA Sonden und Strahlengang in Turbine

4.6.2 Durchführung der LDA Messungen

Im Versuchsbetrieb konnte keine ausreichende Datenrate für die LDA Messungen erreicht werden. Hierfür können mehrere Aspekte einen Einfluss haben. Die Verschmutzung der Fensterscheibe war bereits nach ca. 10 Stunden Fahrbetrieb zu groß gewesen, um eine ausreichende Signalqualität zu gewährleisten. Weiterhin ist die Gewährleistung einer hohen Seeding Partikel Konzentration in den jeweiligen Messpunkten äußerst schwierig. Dies ist vor allem am Austritt der Kavität von Laufrad 1 der Fall. Dort ist die Bewegung der Seeding Partikel schwierig vorherzusagen und die Konzentration wird durch den Übergang der Leckageströmung von der vorletzten zur letzten Kavität zusätzlich verringert. Am Eintritt der Kavität konnte unterhalb des Deckbandes die höchste Datenrate (ca. 1.000 Hz) erzielt werden. Allerdings war auch diese Datenrate stark abhängig von der Dauer des Versuches und demnach von der Verschmutzung der Fensterscheibe. In der Kavität selbst am Eintritt konnte keine ausreichende Datenrate erzielt werden.

Für zukünftige Projekte ist ein Reinigungssystem für die Fensterscheibe zu entwickeln, welches während des Versuchsbetriebes eingesetzt werden kann. Versuche am Optiktisch zeigten, dass man mit Druckluft die Fensterscheibe reinigen kann, aber so nicht die gleiche Datenrate wie vor der Verschmutzung erhält. Dies konnte nur mit chemischen speziellen Fensterreinigern erreicht werden. Demnach muss bei dem Reinigungssystem über solche Maßnahmen nachgedacht werden. Des Weiteren muss die Seeding Partikelzufuhr maßgeblich modifiziert werden. Für die Vermessung der Eintrittskavität könnten Seeding Partikel durch die Leitschaufel 1 zugeführt werden. Die Umsetzung am Austritt bedarf einer numerischen Analyse, um so die Bewegung der Strömung bzw. Partikel näherungsweise vorher sagen zu können und somit eine gezieltere Anordnung der Partikelzufuhr zu realisieren.

4.7 Ermittlung der Leistung

Die Ermittlung der Leistung erfolgt an der Versuchsturbine auf zwei Arten. Zum einen wird die Leistung aus einer Enthalpiebilanz auf Basis der ermittelten Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsprofilen in den Messebenen 10 und 22 berechnet. Zum anderen kann sie aus der Drehzahl und dem abgegebenen Drehmoment ermittelt werden. Das Drehmoment wird dabei von der Turbinenbeschaufelung auf die Wasserbremse übertragen und kann mit Hilfe der Pendellagerung der Wasserbremse abgegriffen werden (vgl. Kapitel 3). Eine Enthalpiebilanz ist jedoch immer mit relativ großen Ungenauigkeiten behaftet, da immer nur ein

diskreter Teil des gesamten Strömungsfeldes vermessen werden kann. Zur Ermittlung der Enthalpiebilanz ist zusätzlich die Annahme einer rotationssymmetrischen Strömung in der Turbine notwendig. Auch können die Wärmeverluste der Turbine nicht exakt bestimmt werden. Daher wird die Leistungsmessung vorrangig mittels der Drehmoment- und Drehzahlbestimmung durchgeführt. Das Drehmoment M wird über eine Kraftmessdose kontinuierlich ermittelt. Aus der gemessenen Kraft, dem bekannten Hebelarm und der Drehzahl n erhält man die Bremsleistung, die von der Welle an das Pendelgehäuse übertragen wird.

$$M = F \cdot l \quad (4.5)$$

$$P_B = M \cdot \omega \quad \text{mit: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (4.6)$$

In der Bremsleistung sind die Verlustbeträge in den hydrodynamischen Axial- und Radiallagern am abströmseitigen Wellenende enthalten. Die Verluste, die in dem vorderen Lager P_{LV} entstehen, werden ebenfalls von der Strömung an die Welle übertragen und müssen zu der gemessenen Leistung addiert werden. Die Verlustleistung des vorderen Lagers wird separat über eine weitere Pendellagerung ermittelt. Somit setzt sich die von der Strömung abgegebene Gesamtleistung P_{ges} wie folgt zusammen:

$$P_{ges} = P_B + P_{LV} \quad (4.7)$$

Einen weiteren Einfluss für die korrekte Bestimmung des Absolutwertes der Leistung stellen die Reibungsverluste da, die aufgrund von Luftzirkulationen im unbeschauften Raum zwischen dem Innengehäuse und dem Läufer entstehen. Dieser Anteil unterscheidet sich für die beiden zu untersuchenden Beschauungen nicht, da die Geometrie der Versuchsturbine bis auf die Konturierung nicht verändert wurde. Der größte Teil dieses Verlustes entsteht in den unveränderten Radseitenräumen zwischen feststehender Einström- und Ausströmkontur. Da für den Vergleich der Beschauungen die relativen Größen entscheidend sind, wird dieser Einfluss in Gleichung (4.7) nicht berücksichtigt.

4.8 Messdatenerfassung

Zur Realisierung der oben beschriebenen Messaufgaben wurde im Rahmen des vorliegenden Projektes ein komplett neues Messwerterfassungssystem am Prüfstand aufgebaut und installiert. Das System der Fa. *Dewetron* besteht aus zwei Modulen. Das Hauptmodul (DEWE-800) ist aufgebaut wie ein herkömmlicher Rechner mit insgesamt 16 Steckplätzen für unterschiedlichste Verstärker-Module. Die Module müssen je nach gewünschter Messaufgabe ausgewählt werden, z.B. für stationäre Temperatur- und Druckmessung oder auch für hochfrequente Signalaufnahmen bis zu 500 kHz. Das zweite Modul (DEWE-30-32) wird über eine RS-485-Schnittstelle angesteuert. In diesem Modul befinden sich insgesamt 32 Steckplätze für die Aufnahme von stationären Messdaten. Die Aufnahme der stationären Messdaten erfolgt mit Hilfe von 24 Bit $\Delta\Sigma$ -Wandlern, wodurch eine hohe Auflösung vorliegt. Alle Messkanäle sind galvanisch getrennt, so dass eine gegenseitige Beeinflussung der Messdaten ausgeschlossen ist.

Die elektronischen Signale der Differenz- (DDA) und Absolutdruckaufnehmer (ADA) werden direkt an die $\Delta\Sigma$ -Module angeschlossen, während die Signale der Temperaturen über einen Anschlussblock an die Module weitergeleitet werden. In diesen Modulen befindet sich für die Erfassung der Temperaturen mittels Thermoelementen eine elektronische Kaltstellenkompensation. Abbildung 4.13 zeigt den schematischen Aufbau des Messwerterfassungssystems am Beispiel der Messwerterfassung von stationären Temperaturen und Absolut- und Differenzdrücken.

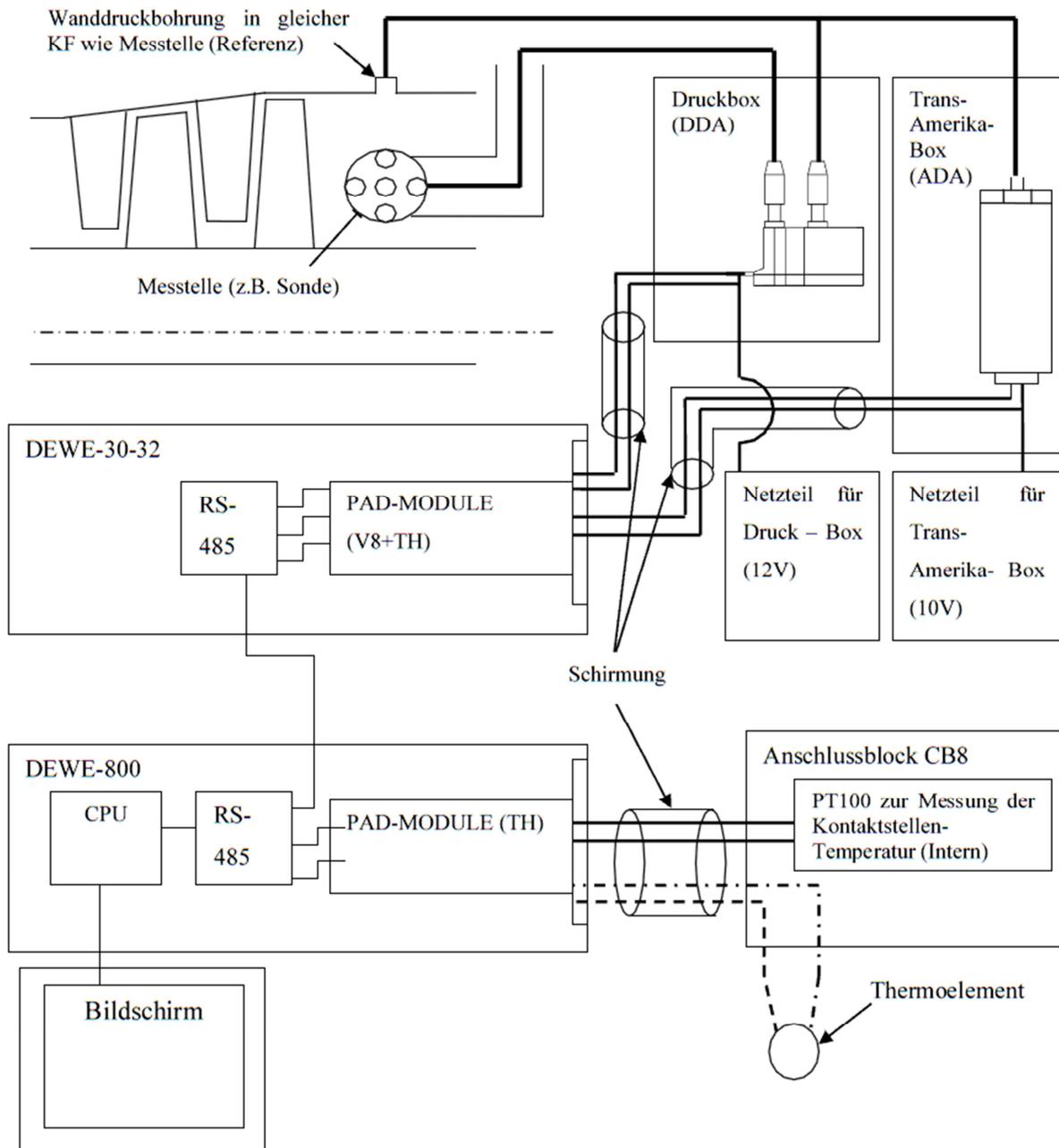


Abbildung 4.13: Prinzipskizze des Aufbaus des Messwertfassungssystems

5 Numerische Verfahren

Im Rahmen des Projektes wurden zur detaillierten Untersuchung der Strömungsvorgänge Simulationen der stationären Strömung mit dem Strömungslöser *CHTflow* durchgeführt.

5.1 Strömungslöser *CHTflow*

CHTflow liegt ein auf einer Multiblock-Technik basierendes, implizites Finite-Volumen-Verfahren zu Grunde. Hierbei wird zunächst das Modell in Festkörper und Fluid-Blöcke unterteilt. Für die Fluid Blöcke werden die kompressiblen dreidimensionalen Navier-Stokes Gleichungen gelöst. Für den Festkörperbereich kann der Energietransport auf die Fouriersche Gleichung vereinfacht werden.

5.1.1 Grundgleichungen

Die Navier-Stokeschen Erhaltungsgleichungen gelten in ihrer gebräuchlichen Form für ein orthogonales kartesisches Koordinatensystem. Um komplexe Geometrien erfassen zu können, ist zunächst eine Koordinatentransformation erforderlich, die die globalen kartesischen Koordinaten in ein lokales normiertes Koordinatensystem mit den Achsen aus ξ , η und ζ überführt.

Es gilt:

$$U_t + E_\xi + F_\eta + G_\zeta = 0 \quad (5.1)$$

Mit:

$$U = J \cdot (\rho, \rho u, \rho v, \rho w, e_t)^T \quad (5.2)$$

$$E = J \cdot (\tilde{E} \cdot \xi_x + \tilde{F} \cdot \xi_y + \tilde{G} \cdot \xi_z) \quad (5.3)$$

$$F = J \cdot (\tilde{E} \cdot \eta_x + \tilde{F} \cdot \eta_y + \tilde{G} \cdot \eta_z) \quad (5.4)$$

$$G = J \cdot (\tilde{E} \cdot \zeta_x + \tilde{F} \cdot \zeta_y + \tilde{G} \cdot \zeta_z) \quad (5.5)$$

Und den Flüssen des kartesischen Koordinatensystems:

$$\tilde{E} = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 - \tau_{xx} \\ \rho uv - \tau_{xy} \\ \rho uw - \tau_{xz} \\ (e_t - \tau_{xx})u - \tau_{xy}v - \tau_{xz}w + q_x \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

$$\tilde{F} = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv - \tau_{yx} \\ \rho v^2 - \tau_{yy} \\ \rho vw - \tau_{yz} \\ (e_t - \tau_{yy})v - \tau_{yx}u - \tau_{yz}w + q_y \end{pmatrix} \quad (5.7)$$

$$\tilde{G} = \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho uw - \tau_{zx} \\ \rho vw - \tau_{zy} \\ \rho w^2 - \tau_{zz} \\ (e_t - \tau_{zz})w - \tau_{zx}u - \tau_{zy}v + q_z \end{pmatrix} \quad (5.8)$$

J stellt das Zellvolumen dar und die Terme ξ_x , ξ_y , ξ_z resultieren aus der Koordinatentransformation. Für Newtonsche Fluide kann über den Ansatz von Stokes der Spannungszustand mit dem Geschwindigkeitsfeld verknüpft werden:

$$\tau_{xx} = -p + \left(2 \cdot \mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) \quad (5.9)$$

$$\tau_{yy} = -p + \left(2 \cdot \mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) \quad (5.10)$$

$$\tau_{zz} = -p + \left(2 \cdot \mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) \quad (5.11)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (5.12)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (5.13)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (5.14)$$

Um turbulente Strömungen erfassen zu können wird basierend auf der Boussinesq-Annahme die effektive Viskosität additiv aus einer molekularen und einer turbulenten Viskosität gebildet, so dass die Formulierung der Erhaltungsgleichungen erhalten bleiben kann.

$$\mu = \mu_l + \mu_t \quad (5.15)$$

Die laminare Viskosität ist in CHTflow tabellarisch in Abhängigkeit von Temperatur und Druck hinterlegt.

$$\mu_l = f(T, p) \quad (5.16)$$

Zur Bestimmung der turbulenten Viskosität wird auf ein Turbulenzmodell zurückgegriffen.

5.1.2 Numerische Lösung in CHTflow

Die Diskretisierung der konservativen Erhaltungsgleichungen in beliebigen Koordinaten ist von erster Ordnung in der Zeit und liefert die implizite Formulierung:

$$\frac{(U^{n+1} - U^n)}{\Delta t} + E_\xi^{n+1} + F_\eta^{n+1} + G_\zeta^{n+1} = 0 \quad (5.17)$$

Die Newtonsche Methode führt auf folgende Näherung für die impliziten Erhaltungsgleichungen.

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} + (A^n \Delta U)_\zeta + (B^n \Delta U)_\eta + (C^n \Delta U)_\zeta = -(E_\zeta^n + F_\eta^n + G_\zeta^n) \quad (5.18)$$

wobei für die linearisierten Flüsse bei einem bekannten Zeitpunkt gilt:

$$E^{n+1} = E^n + A^n \cdot \Delta U \quad (5.19)$$

$$F^{n+1} = E^n + B^n \cdot \Delta U \quad (5.20)$$

$$G^{n+1} = E^n + C^n \cdot \Delta U \quad (5.21)$$

Mit

$$A = \frac{\partial E}{\partial U} \quad B = \frac{\partial F}{\partial U} \quad C = \frac{\partial G}{\partial U}$$

Der Lösungsvektor für den neuen Zeitpunkt $t^n + \Delta t$ lautet:

$$U^{n+1} = U^n + \Delta U \quad (5.22)$$

Die konservativen Größen werden mit der Newtonschen Methode implizit in der ersten Ordnung nach der Zeit diskretisiert [26]. Für die numerische Diffusion wird ein Fluß-Vektor-Splitting nach Godunov angewandt und für das Erreichen einer Genauigkeit dritter Ordnung wird die van Leer's MUSCLE-Technik benutzt [3]. Während in *CHTflow* für die nicht-viskosen Flüsse eine Upwind-Diskretisierung zum Einsatz kommt, werden die viskosen Flüsse mit einer zentralen Differenzenmethode angenähert [79]. Das resultierende System linearer Gleichungen wird mit einem Gauß-Seidel Punkt-Iterations-Schema aufgelöst. Für das Schließen der Erhaltungsgleichungen wird weiterhin ein Turbulenzmodell benötigt.

5.1.3 Turbulenzmodellierung

Der im Rahmen dieses Vorhabens zum Einsatz kommende Ansatz zur Turbulenzmodellierung wurde 1978 von Baldwin und Lomax formuliert. Die turbulente Viskosität wird in zwei Bereiche unterteilt [5].

$$\mu_t = \begin{cases} \mu_{ti} & y \leq y' \\ \mu_{to} & y \geq y' \end{cases} \quad (5.23)$$

μ_{ti} bzw. μ_{to} beschreiben die Werte für den inneren bzw. äußeren Bereich der Grenzschicht. Die Koordinate y gibt den Abstand zur Wand an und y' ist der kleinste Wert für y bei dem die turbulente Viskosität für den inneren und äußeren Bereich gleich groß sind.

Innerer Bereich

Im inneren Bereich dominiert der Wandeinfluss, so dass an dieser Stelle die turbulente Viskosität gegeben ist durch:

$$\mu_{ti} = \rho l_m^2 |w| \quad (5.24)$$

$|w|$ ist hier als Betrag der Wirbelstärke definiert, für die gilt:

$$|w| = \sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial z}\right)^2} \quad (5.25)$$

die Länge l_m kann bestimmt werden über:

$$l_m = ky \left[1 - e^{-\frac{y^+}{A^+}} \right] \quad (5.26)$$

Äußerer Bereich

Im äußeren Bereich ist die turbulente Viskosität durch

$$\mu_{to} = \alpha \rho C_{CP} F_{WK} F_{KLEB}(y) \quad (5.27)$$

Definiert. Für F_{WK} gilt:

$$F_{WK} = \min \left\{ \begin{array}{l} y_{MAX} F_{MAX} \\ C_{WK} y_{MAX} \frac{u_{DIF}^2}{F_{MAX}} \end{array} \right\} \quad (5.28)$$

wobei y_{MAX} und F_{MAX} über die Funktion

$$F(y) = y|w| \left[1 - e^{-\frac{y^+}{A^+}} \right] \quad (5.29)$$

bestimmt werden können. Der Wert F_{MAX} ist das Maximum der Funktion $F(y)$ und y_{MAX} ist der dazugehörige Wert für y . Im Nachlauf eines Körpers wird der exponentielle Term vernachlässigt.

F_{KLEB} bezeichnet die Klebanoff-Funktion:

$$F_{KLEB}(y) = \frac{1}{\left[1 + 5,5 \left(\frac{y C_{KLEB}}{y_{MAX}} \right)^6 \right]} \quad (5.30)$$

Weiterhin gelten folgende Abkürzungen und Konstanten:

$$y^+ = \frac{\rho_\infty u_\tau y}{\mu_w} \quad \text{normierter Wandabstand}$$

$$\alpha = 0,0168 \quad \text{Clauser-Konstante}$$

$$C_{CP} = 1,6 \quad A^+ = 26$$

$$C_{KLEB} = 0,3 \quad C_{WK} = 0,25$$

$$k = 0,4$$

Die turbulente Viskosität wird nur aus lokalen Daten bestimmt. Es wird also kein Transport von Turbulenz modelliert. Dieses Modell ist für Rechenmethoden mit strukturierten Netzen entwickelt worden. Wie beschrieben, sind an den Netzlinien der Grenzschicht jeweils die Maxima der Funktion $F(z)$ in Wandnormalenrichtung zu berechnen. Sowohl für die innere als auch für die äußere Schicht werden wegen der Skalierung in Wandeinheiten die Wandschubspannung am Fußpunkt der Netzlinie benötigt, was zusätzlich möglichst

orthogonale Zellen in Wandnähe erfordert. Diese Verfahren erfordert also eine sehr hohe Grenzschichtauflösung, was allerdings auch den Anforderungen des Conjugate-Verfahrens entspricht. Der große Vorteil dieses Modells, abgesehen von der geringen Komplexität, ist die Tatsache, dass keinerlei Angaben zur Grenzschichtdicke oder dem Wandprofil gemacht werden, sondern dass diese aus dem Modell folgen.

5.2 Modellbildung der Versuchsturbine

Das numerische Modell der am Institut vorhandenen 2-stufigen Versuchsturbine wurde mit der Software ICEM-CFD erstellt. Um den Einfluss des Radialspaltes auf die Sekundärströmungen zu ermitteln, wurden sowohl für die Basisbeschaufelung, als auch für die seitenwandkonturierte Beschaufelung, 4 verschiedene Radialspalte untersucht (vgl. Tabelle 5.1).

Konfigurationen	Höhe des Radialspaltes [mm]
RS03	0,3
Referenz (experimentelles Setup)	0,6
RS08	0,8
RS1	1

Tabelle 5.1: Übersicht der untersuchten Radialspalte

Das Simulationsgebiet umfasst einen Schaufelkanalkanal, die naben- und gehäuseseitigen Deckbandkavitäten, sowie die direkte Zu- und Abströmung der Turbine. Eine Übersicht über das Berechnungsgebiet gibt Abbildung 5.1.

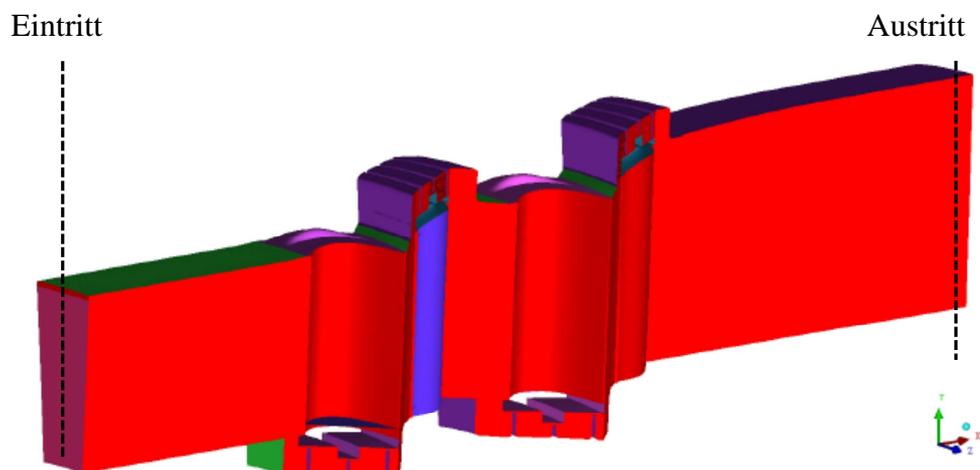


Abbildung 5.1: Simulationsgebiet

5.2.1 Aufbau des Rechengitters

Der Strömungslöser *CHTflow* erfordert ein strukturiertes Rechengitter. Zur Realisierung der strukturierten Vernetzung der Turbine wurden H-Netze und O-Netze verwendet. Um eine Vergleichbarkeit der Rechnungen zu gewährleisten, basieren sowohl die Rechenetze für SWK, als auch für die Basisbeschaufelung auf demselben Rechenetz. Die radiale Auflösung beträgt für beide Konfigurationen ca. 75 Knoten.

Da die Konturierung zu einer Homogenisierung der Strömung führen soll, ist die Auflösung für SWK leicht erhöht, um einen Einfluss der Diskretisierung an dieser Stelle ausschließen zu können. Beispielhaft ist in Abbildung 5.2 das Rechengitter für die erste Leitschaufel mit Seitenwandkonturierung dargestellt. Auf der Druckseite ist bis in die Mitte der Schaufelpassage die Auflösung erhöht, um den Krümmungsverlauf (vgl. Abbildung 2.12) der Konturierung in Umfangsrichtung abbilden zu können.

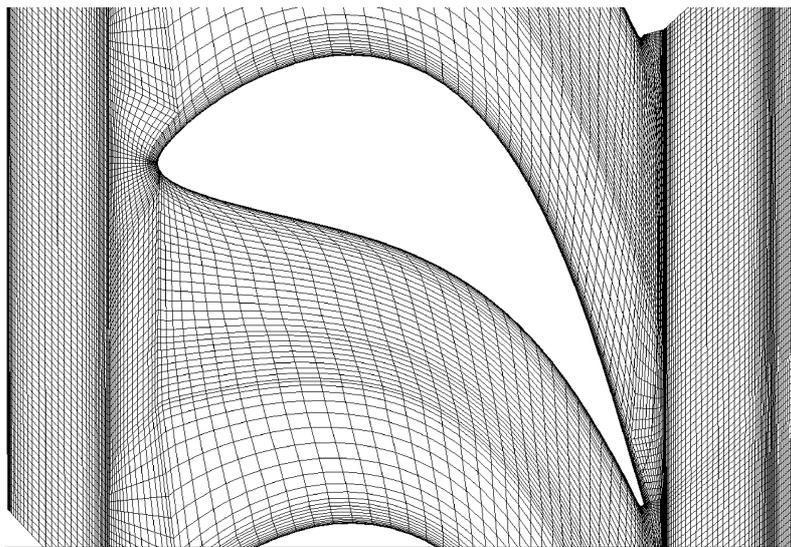


Abbildung 5.2: Rechengitter der ersten Leitschaufel

5.2.2 Randbedingungen

Am Eintritt des Berechnungsgebietes werden die totalen Größen des Druckes und der Temperatur basierend auf den experimentellen Daten in der Messebene 10 vorgegeben. Diese Ebene liegt 102 mm stromab der numerischen Eintrittsebene. Am Austritt wird der statische Druck auf Basis der Messwerte aus Messebene 22 vorgegeben und das Niveau so angepasst, dass in der Austrittsebene die Totaldrücke von Experiment und Numerik übereinstimmen. Wie Abbildung 5.3 für die Basisbeschaufelung zeigt, stimmen die Randbedingungen von

Numerik und Experiment mit guter Genauigkeit überein und gewährleisten so eine Vergleichbarkeit untereinander.

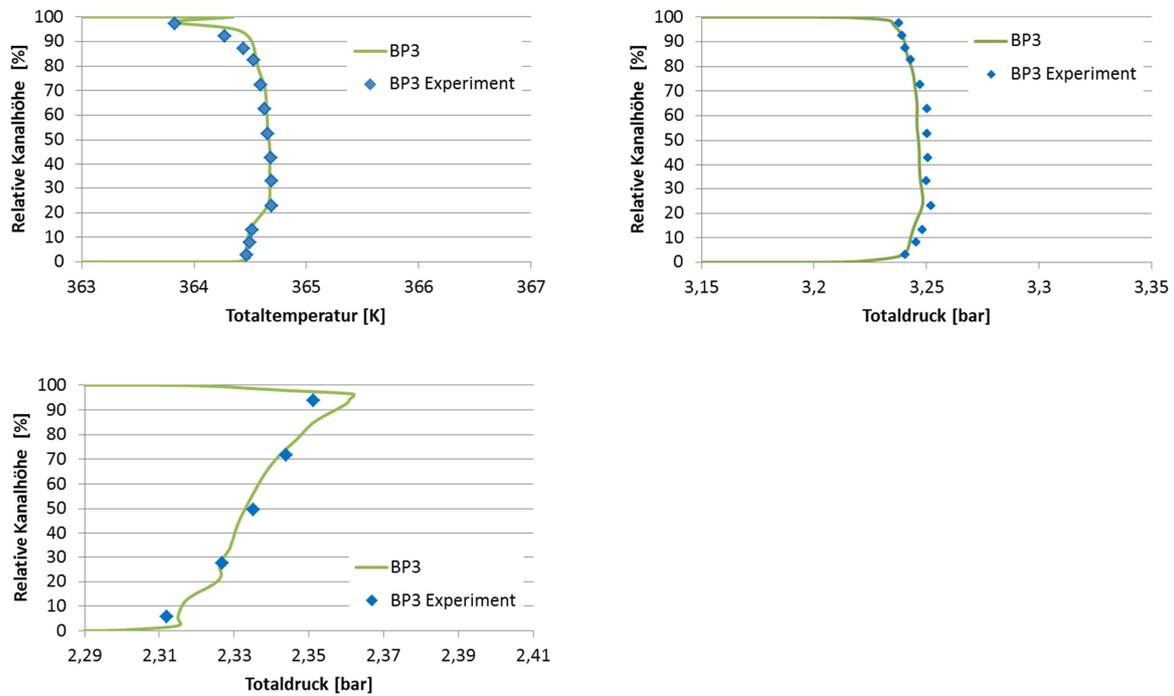


Abbildung 5.3: Gegenüberstellung der Randbedingungen für Numerik und Experiment

6 Ergebnisse

6.1 Betriebspunktstabilität der Versuchsturbine

Für die Vergleichbarkeit der Messkampagnen sind die Stabilität und die Reproduzierbarkeit des Betriebspunktes von wesentlicher Bedeutung. Die Versuchsturbine wird in einem geschlossenen Kreislauf bei einem konstanten Druckverhältnis betrieben, welches entsprechend der im Betriebspunkt einzuhaltenden Eintritts- und Austrittsdrücke geregelt wird. Die Eintrittstemperatur und die Drehzahl werden ebenfalls für den Betriebspunkt konstant eingestellt. Abbildung 6.1 zeigt die einzustellenden Betriebspunktgrößen, beispielhaft für Betriebspunkt 2 mit der seitenwandkonturierten Beschauelfelung für die Dauer einer Radialtraversierung der Sonden. Die blauen Kurven entsprechen den Toleranzgrenzen nach Tabelle 3.3.

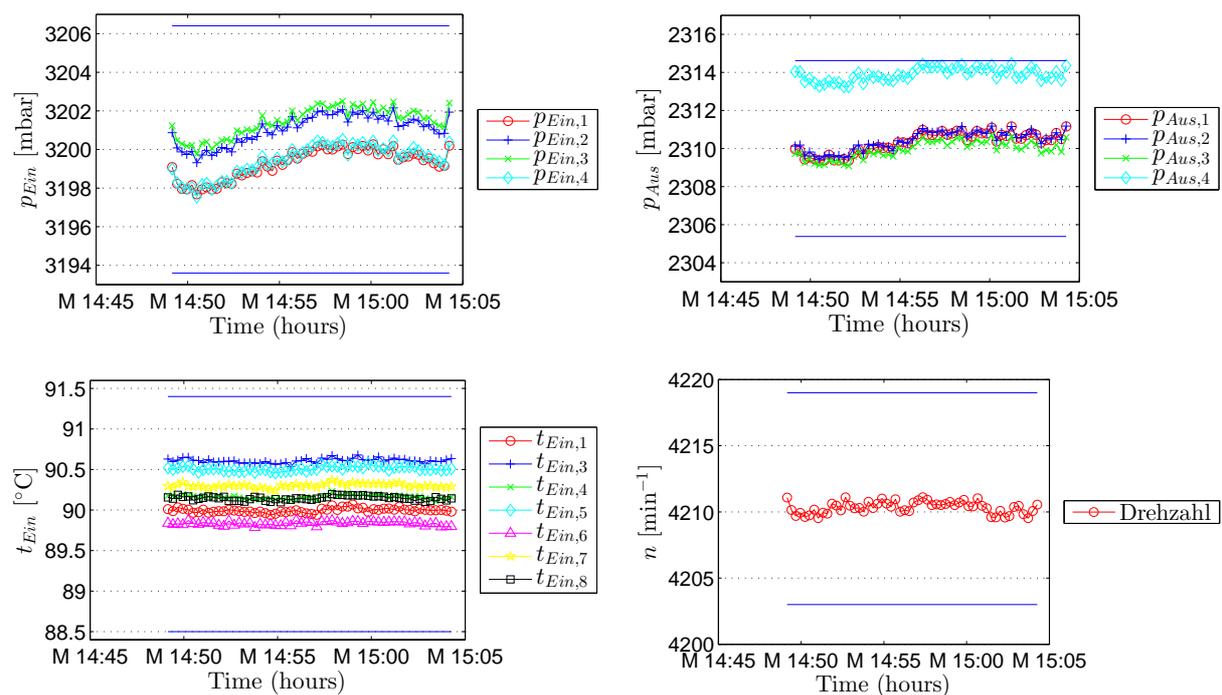


Abbildung 6.1: Stabilität des Betriebspunktes

Mit dieser Betriebspunktstabilität ergeben sich in Messebene 10 der Turbine ähnliche statische Größen (vgl. Abbildung 6.2, gestrichelte Linien entsprechen der Messunsicherheit). Eine Stromaufwirkung bzw. ein Effekt der Konturierung wurde mit jeweils 6 über den Umfang verteilten Gehäuse- und Nabendrücken (ME10) kontrolliert und kein Einfluss festgestellt. Die Zuströmung zur Leitschaufelreihe 1 erfolgt drallfrei. Um dies sicherzustellen wurde vor dem Eintritt in die erste Stufe stromaufwärts ein Gleichrichter installiert.

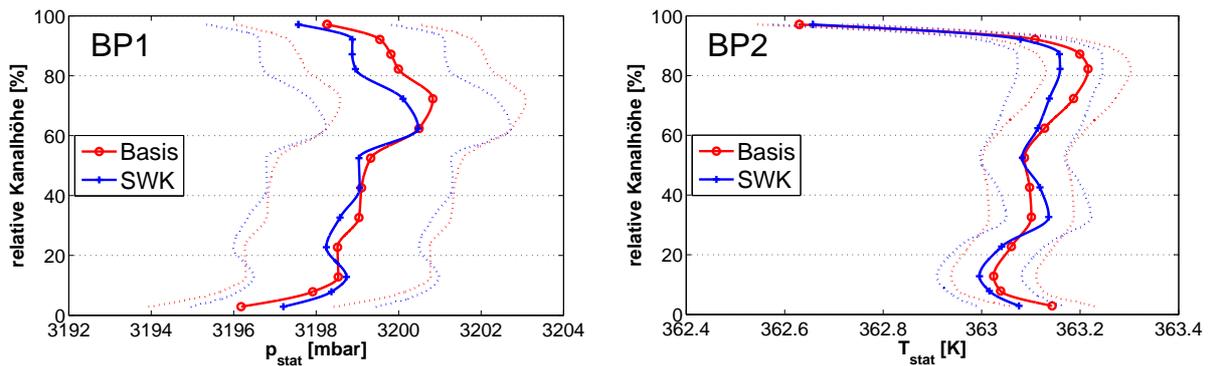


Abbildung 6.2: Gegenüberstellung exemplarischer Größen am Eintritt (ME10) der Versuchsturbine

6.2 Gemessene Wirkungsgrade

Zur Bewertung der Effizienz der Beschau felung wird auf zwei unterschiedliche Definitionen des statischen polytropen Wirkungsgrades zurückgegriffen. Zum einen wird die Enthalpieänderung aus den Strömungsfeldern gewonnen, deren Größen zuvor von 2D-Größen (Radial- und Umfangstraversierung) in gemittelte 1D-Größen überführt wurden. Zum anderen wird die Enthalpieänderung über die globalen Größen Massenstrom und Leistung ermittelt.

$$\eta_{\text{pol},1} = \frac{\Delta h}{\Delta h - \frac{T_{\text{ME22}} - T_{\text{ME10}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{ME22}}}{T_{\text{ME10}}}\right)} (\Delta s|_p + \Delta s|_T)} \quad (6.1)$$

$$\eta_{\text{pol},2} = \frac{\frac{P}{\dot{m}} - \frac{\Delta c^2}{2}}{\frac{P}{\dot{m}} - \frac{\Delta c^2}{2} - \frac{T_{\text{ME22}} - T_{\text{ME10}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{ME22}}}{T_{\text{ME10}}}\right)} (\Delta s|_p + \Delta s|_T)} \quad (6.2)$$

Definition 1 basiert auf einer Vermessung des Schaufelkanals, dessen Ergebnisse entsprechend der Schaufelanzahl multipliziert werden. Somit werden Umfangsinhomogenitäten nicht erfasst. Zur Bewertung derer wurden die Messwerte der Totaldrucksonden in der Austrittsebene und des Weiteren die der über den Umfang verteilten statischen Gehäuse- und Nabenwanddrücke in Messebene 22 betrachtet. Die Totaldrücke zeigen keine ausgeprägte Unförmigkeit bzw. waren für beide Beschau felungen ähnlich. Auch geben die 12 statischen Wanddruckbohrungen in der Messebene 22 keinen Hinweis auf eine relevante Wirkungsgradbeeinflussung. Abbildung 6.3 zeigt den Vergleich der bezogenen

totalen Enthalpieänderung basierend auf den Strömungsfeldmessungen sowie der Leistungs- und Massenströmungsmessung.

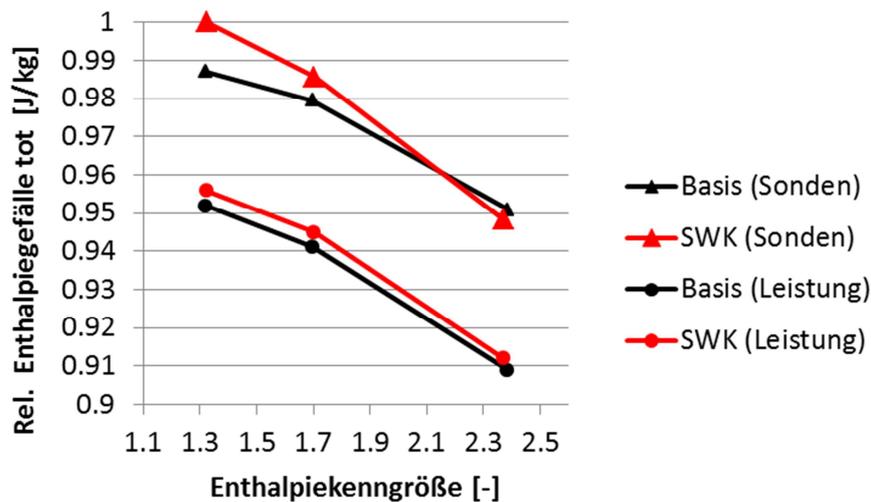


Abbildung 6.3: Vergleich der totalen Enthalpieänderung, basierend auf den Sondenmessungen und der Leistungsmessung

Die Enthalpieänderung zeigt für beide Messmethoden für die seitenwandkonturierte Beschaukelung eine höhere Energieumsetzung, lediglich für Betriebspunkt 1 zeigen sich abweichende Ergebnisse. Die Energieumsetzung basierend auf der Leistungsmessung ist reduziert. Die Gründe hierfür liegen in der Berücksichtigung der Lagerverluste in Gleichung (6.2) und können auf Umfangsinhomogenitäten zurückzuführen sein. Diese wurden zwar wie oben beschrieben über Gehäuse- und Nabendrucke sowie Totaldrucksonden überprüft, allerdings aufgrund der festen Anordnung nur in bestimmten Bereichen. So können segmentweise vorliegende Inhomogenitäten nicht erfasst werden. Die Abbildung 6.4 zeigt die resultierenden Wirkungsgrade nach Gleichung (6.1) und (6.2). Die dargestellten Balken entsprechen der Messunsicherheit, die für die komplette Messkette nach [59] ermittelt wurde.

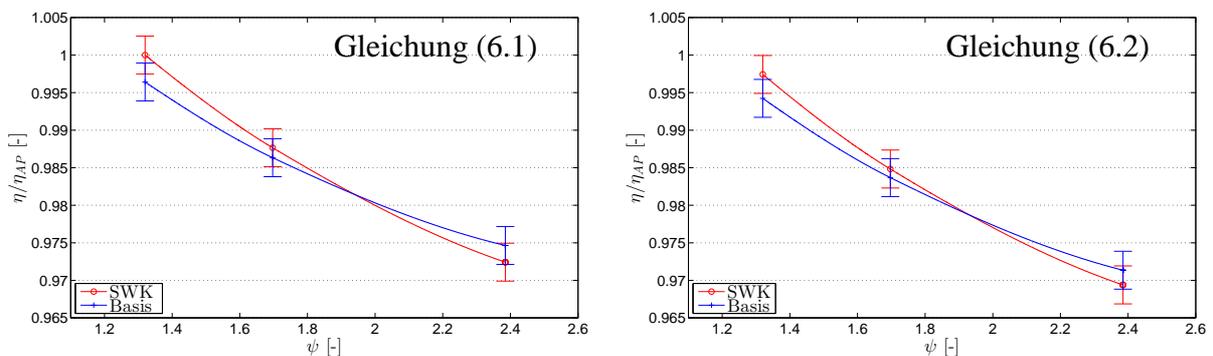


Abbildung 6.4: Wirkungsgradvergleich in Abhängigkeit des Betriebspunktes

Im Auslegungspunkt ($\Psi_h = 1,32$) wird der Wirkungsgrad, basierend auf den Strömungsfeldmessungen, um 0,34 Prozentpunkte verbessert. Auf der Grundlage von Gleichung 2 liegt eine leicht geringere Verbesserung von 0,3 Prozentpunkten vor. Mit steigender Schaufelbelastung verringert sich die Güte der seitenwandkonturierten Beschaukelung gegenüber der Referenzbeschaukelung und zeigt bei der höchsten Schaufelbelastung einen Wirkungsgradverlust von 0,21 Prozentpunkten nach Gleichung (6.1) bzw. 0,19 Prozentpunkte nach Gleichung (6.2). Für Betriebspunkt 2 wurde eine Verbesserung des Wirkungsgrades um 0,13 bzw. 0,11 Prozentpunkte gemessen. Da bei der Wirkungsgradbestimmung über Gleichung (6.2) zusätzlich die Lagerverluste enthalten sind, sind die Wirkungsgrade um eben diesen Einfluss geringer. Es zeigen sich aber ähnliche Tendenzen, so auch ein verminderter Wirkungsgrad für Betriebspunkt 1. Die geringfügigen kleineren Wirkungsgradunterschiede nach Gleichung (6.2) könnten auf leichte Umfangsinhomogenitäten zurückzuführen sein, die durch die segmentweise vorliegenden Messstellen nicht erfasst wurden.

Die Reduzierung des Wirkungsgrades widerspricht den Ergebnissen von Rose et al. [75], die für eine einstufige Hochdruckturbinen das größte Wirkungsgradpotential im Überlastbereich herausstellten. Die Ergebnisse von Harvey et al. [41] an einer einstufigen Mitteldruckturbinen zeigen hingegen ein ähnliches Verhalten. Die Autoren nennen einen Wirkungsgradverlust von 0,5 Prozentpunkten bei 80% der Auslegungsdrehzahl und die größte Verbesserung bei Überdrehzahl. Dies deckt sich mit der größten Wirkungsgradverbesserung bei der kleinsten Schaufelbelastung. Die Autoren nennen als Grund für die Wirkungsgradeinbußen die starke positive Inzidenz in der Anströmung, die zu einer starken Erhöhung der Sekundärströmung führe.

Einen weiteren Einfluss auf den Wirkungsgrad stellt die Leckageströmung dar. Diese wird in Kapitel 6.3.3.2 genauer betrachtet.

6.3 Analyse und Vergleich Experiment und Numerik

6.3.1 Umfangswinkel

Im Folgenden werden zur Beurteilung der Betriebspunktabhängigkeit die Umfangswinkel für die Basis- und die seitenwandkonturierte Beschaukelung in den Messebenen hinter den Stufen (ME12 und ME22) verglichen. Für Betriebspunkt 1 liegt starker Gegendrall in der

Abströmung vor, der sich kontinuierlich zu Betriebspunkt 3 reduziert. Die gemittelten absoluten Umfangswinkel erscheinen bei gleicher prozentualer Kanalhöhe hinter der ersten Stufe größer als die hinter der zweiten Stufe. Die Ursache hierfür liegt in der auf Kanalhöhe normierten Darstellung und in der Aufweitung des Strömungskanals, die zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten bei identischer relativer Kanalhöhe führt. Sowohl Numerik als auch die experimentell ermittelten Daten zeigen, dass die Ausprägung des Kanalwirbels mit steigender Schaufelbelastung zunimmt (vgl. Abbildung 6.5).

Für die Messebene 12 zeigen sich für die numerischen und experimentellen Winkelverläufe lediglich Unterschiede in den seitenwandnahen Bereichen. In der Kernströmung zwischen 40 und 80% stimmen die Umfangswinkel bei Numerik und Experiment gut überein. Am Austritt der zweiten Stufe zeigt der Verlauf gute Tendenzen, allerdings liegen die gemessenen Daten etwas unter den numerisch berechneten Werten.

The figure consists of four subplots arranged in a 2x2 grid. The top row shows results for 'ME12' and the bottom row for 'ME22'. The left column is labeled 'Basis' and the right column 'SWK'. Each plot has 'rel. Kanalhöhe [%]' on the y-axis (0 to 100) and ' α [°]' on the x-axis (60 to 180). Three data series are shown in each plot: BP3 (green), BP2 (blue), and BP1 (red). The 'Basis' plots use solid lines for numerical data, while the 'SWK' plots use lines with markers (crosses for BP3, pluses for BP2, circles for BP1) for experimental data. The plots show that the circumferential angle increases with relative channel height and varies between operating points. The experimental data (SWK) generally shows lower angles than the numerical data (Basis) at the same relative height.

Legend for Basis plots:

- BP3 (green line)
- BP2 (blue line) Numerik
- BP1 (red line)

Legend for SWK plots:

- BP3 (green line with crosses)
- BP2 (blue line with pluses) Experiment
- BP1 (red line with circles)

Abbildung 6.5: Gemittelte absolute Umfangswinkel

Zur Beurteilung der Minder- und Überumlenkung im Gehäuse- und Nabenbereich, werden die dargestellten gemittelten absoluten Umfangswinkel im Detail diskutiert (vgl. Abbildung 6.6). Gehäuseseitig ist für den Betriebspunkt 3 in Messebene 22 eine deutliche Homogenisierung in den numerischen und experimentellen Daten ersichtlich. So liegt für die konturierte Version keine erkennbare Überumlenkung mehr vor und die Minderumlenkung ist ebenfalls leicht reduziert. Für Betriebspunkt 2 zeigt sich dort ein sehr ähnliches Bild. Somit bewirkt die Seitenwandkonturierung in Gehäusenähe eine deutliche Reduzierung des Kanalwirbels. Dieser wird in Betriebspunkt 1 basierend auf den numerischen Daten ebenfalls reduziert, die experimentellen Daten zeigen ebenfalls eine Reduzierung der Überumlenkung, allerdings eine Vergrößerung der Minderumlenkung.

Im Bereich der Nabe liegen für Numerik und Experiment identische Tendenzen vor, die sich lediglich in Betriebspunkt 3 bzgl. der Minderumlenkung leicht unterscheiden. Die höchste Schaufelbelastung führt für die seitenwandkonturierte Beschaukelung zu einer Verstärkung des Kanalwirbels hinsichtlich Intensität und Ausprägung. Mit abnehmender Schaufelbelastung reduziert sich die Intensität des Kanalwirbels.

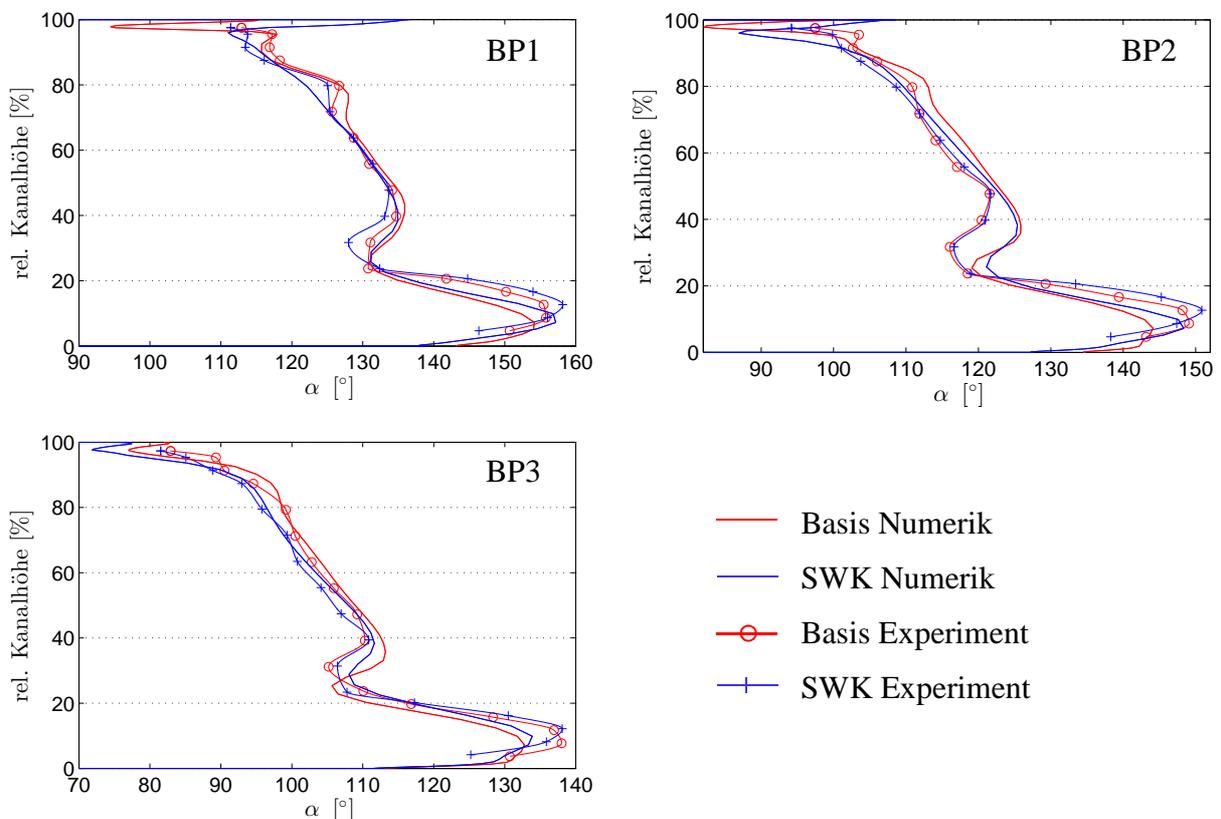


Abbildung 6.6: Vergleich der Minder- und Überumlenkung

6.3.2 Profildruckverteilungen

Die Abbildung 6.7 zeigt den Vergleich der numerischen und experimentell ermittelten Profildruckverteilungen für eine Leitschaufel der zweiten Stufe in der Meridianebene. Der Einfluss des Betriebspunktes auf die Schaufelbelastung wird mit guter Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment wiedergegeben. Auffällig ist der starke Druckabfall an der saugseitigen Vorderkante für Betriebspunkt 1, diese ist auf die starke positive Inzidenz zurückzuführen. Der resultierende Staupunkt verlagert sich mit abnehmender Schaufelbelastung Richtung Vorderkante (siehe gestrichelte Linien). Ein Einfluss der Seitenwandkonturierung im Mittelschnitt ist nicht zu erkennen.

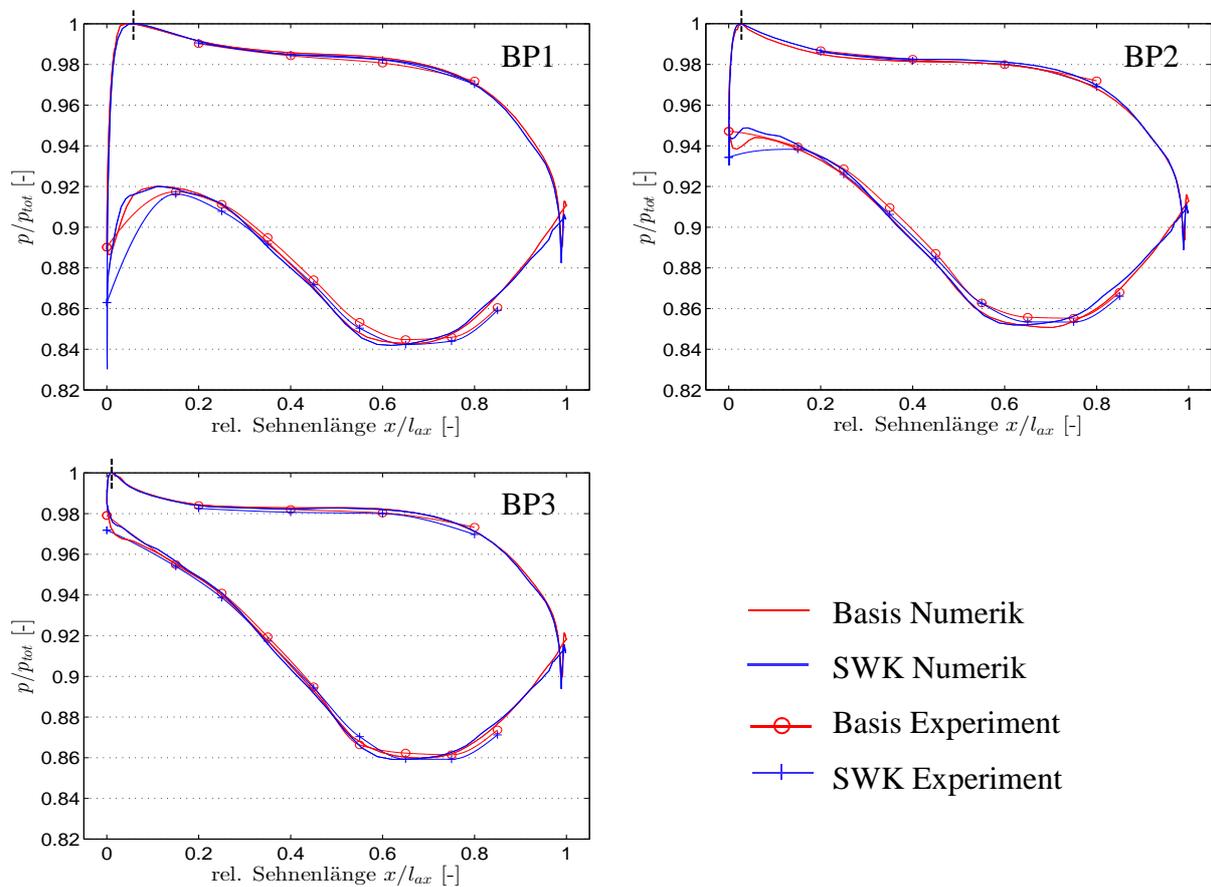


Abbildung 6.7: Profildruckverteilung bei 50% relativer Kanalhöhe

Die gehäuseseitigen Profildruckverteilungen sind in Abbildung 6.8 dargestellt. In BP3 zeigt sich deutlich der Einfluss der höheren Umfangsgeschwindigkeit in Gehäusenähe. Durch die Abströmung aus der Laufschaufel mit Drall in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit erfährt die Leitschaufel eine Anströmung mit negativer Inzidenz. Dies führt zu einer Staupunktlage auf der Saugseite und somit zu lokal niedrigeren Drücken auf der Druckseite. Für die experimentellen Daten zeigt sich von 0,35 bis 0,75 relativer Sehnenlänge ein Einfluss der

Seitenwandkonturierung, der sich in einer Entlastung widerspiegelt. Numerisch ist dieser Einfluss für größere relative Kanalhöhen zu sehen. Der Bereich der Entlastung innerhalb der Schaufelpassage zeigt tendenziell gute Übereinstimmungen, ist aber numerisch stärker ausgeprägt (vgl. Abbildung 6.10). Die Entlastung in diesem Bereich deckt sich mit den beschriebenen Auslegungszielen der Konturierung (vgl. Kapitel 2.2.3.2). Die dargestellte Verringerung des Querdruckgradienten ist die Ursache für die oben beschriebene Minimierung des gehäuseseitigen Kanalwirbels.

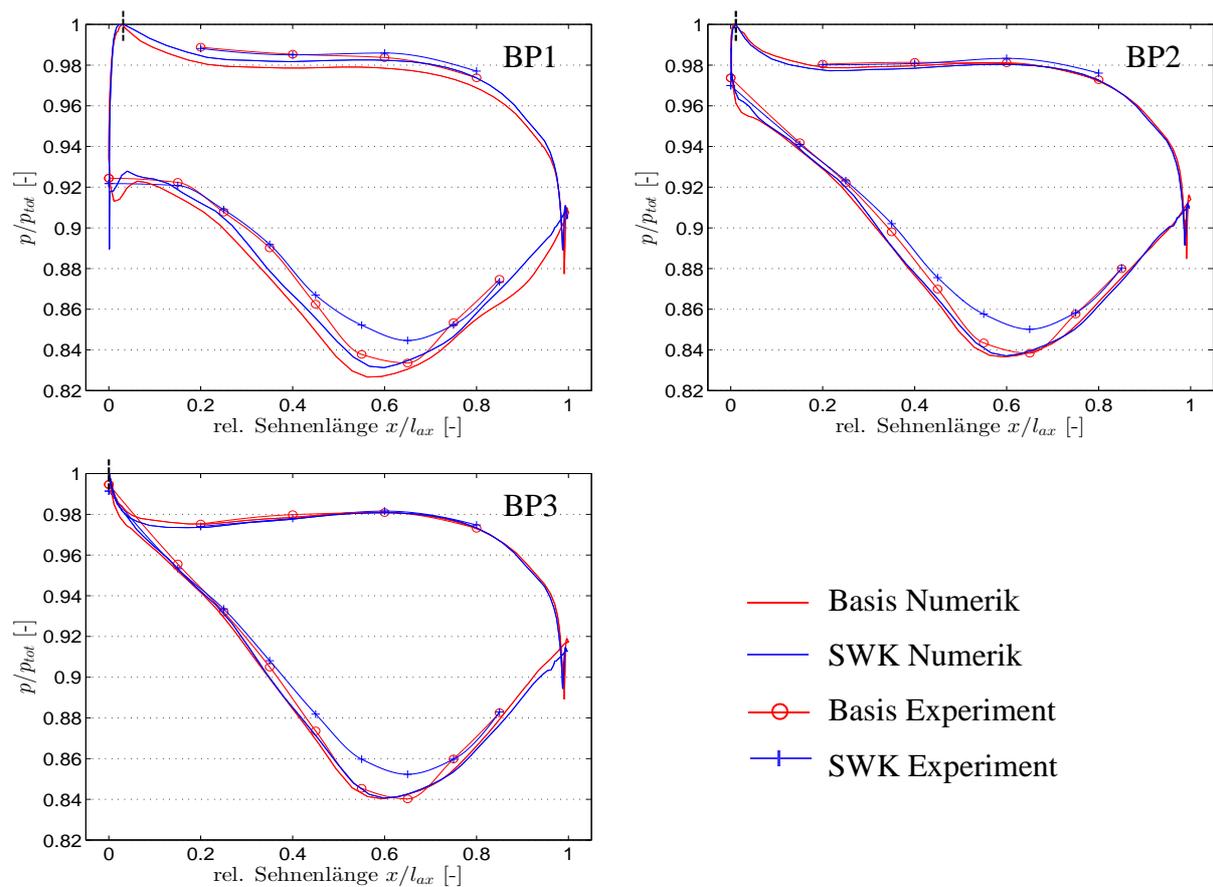


Abbildung 6.8: Profildruckverteilung bei 90% relativer Kanalhöhe

Aus diesen Verläufen lässt sich ein Qualitätsfaktor für die Beschau felung ableiten, der in Abhängigkeit des Querdruckgradienten sowie der Lage dessen Maximums einen Anhaltspunkt für die Güte einer Beschau felung darstellen kann. Dazu hat Marchal [55] ein Kriterium aufgestellt, das aus der Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche auf die in der Sekundärströmung enthaltene Energie schließt. Der Qualitätsfaktor Q bewertet die Beschau felung hinsichtlich des in der Sekundärströmung enthaltenen Energieanteils und ist wie folgt definiert:

$$Q = \left(\frac{\Delta p_{\max}}{p_{\text{tot}} - p_{\text{stat}}} \cdot \frac{l_{\text{ax}}}{l_{\Gamma}} \right)^{1,25} \cdot \left(1 - \frac{x_{\min}}{l_{\text{ax}}} \right) \quad (6.3)$$

Hintergrund ist, dass die Sekundärströmung, insbesondere der Kanalwirbel, stärker ist, je größer der Querdruckgradient in der Schaufelpassage ist und je näher der maximale Gradient an der Vorderkante liegt, also je früher dieser beginnt sich auszubilden. Ein kleiner Qualitätsfaktor indiziert somit eine energiearme, ein großer Wert eine hohe Sekundärströmung. Eine Reduzierung der Sekundärströmung kann also zum einen durch eine Verringerung des Querdruckgradienten im Seitenwandbereich oder durch eine Verschiebung der maximalen Schaufelbelastung zur Hinterkante (*aft-loaded*-Profile) erreicht werden (vgl. Kapitel 2.1). Für die Anwendung des Qualitätsfaktors auf die beiden Beschauelungen in den verschiedenen Betriebspunkten bedarf es einer leichten Modifikation des Qualitätsfaktors. Um die Abhängigkeit des Staudrucks vom Massenstrom des jeweiligen Betriebspunkt zu berücksichtigen, wird für die Berechnung der Totaldruck am Einlauf herangezogen, der zeitgleich gemessen wird.

Die zweite Modifikation betrifft die lichte Teilung. Da hier vom Schaufelprofil zwei identische Beschauelungen verwendet werden, ändert sich auch die lichte Teilung zwischen den zwei Beschauelungen nicht. Weil sich die Lage der Saugspitze x_{\min} bei den durchgeführten Messungen ebenfalls kaum verschiebt, kann der Term der lichten Teilung (die lichte Teilung wird am Ort von x_{\min} bestimmt), ebenso wie der Exponent des ersten Faktors vernachlässigt werden. So lautet die modifizierte Formel:

$$Q = \left(\frac{\Delta p_{\max}}{p_{\text{tot,E}}} \right) \cdot \left(1 - \frac{x_{\min}}{l_{\text{ax}}} \right) \quad (6.4)$$

Abbildung 6.9 stellt die resultierenden Qualitätsfaktoren basierend auf den experimentellen Ergebnissen heraus. Im Gehäusebereich deuten die geringeren Q-Faktoren auf eine Reduzierung der Sekundärströmungen hin, dies wird anhand der homogenisierten Winkelverteilungen bestätigt (vgl. Abbildung 6.6). Diese Entlastung in Gehäusenähe wird durch einen leichten Anstieg des Q-Faktors in der Meridianebene ausgeglichen.

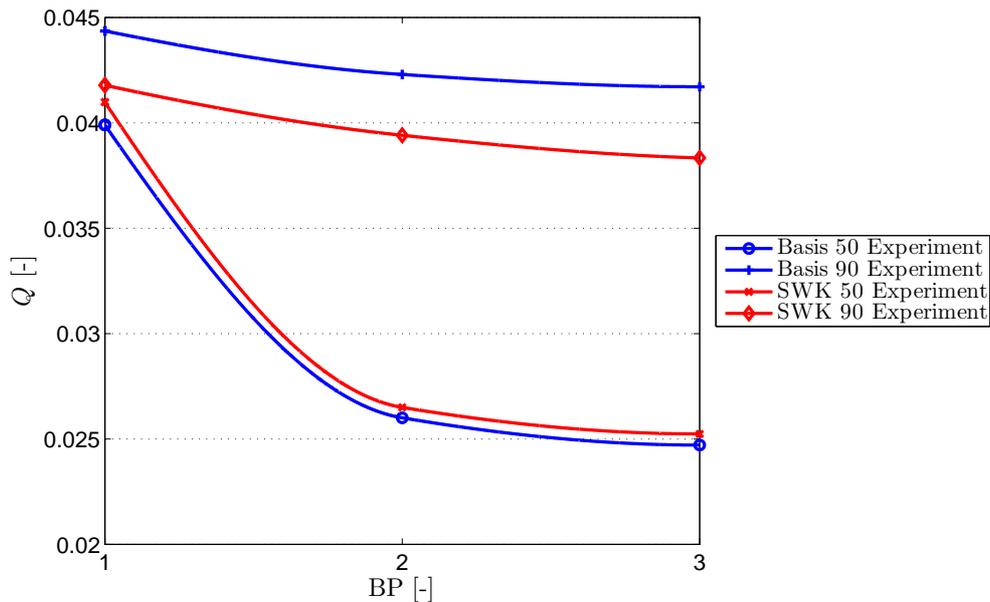


Abbildung 6.9: Qualitätsfaktor basierend auf den experimentellen Profildruckverläufen

In Abbildung 6.10 werden die Verteilungen an Gehäuse und an der Nabe mit jeweils 5% Entfernung zur Seitenwand verglichen. Die nabenseitige Entlastung ist weniger stark ausgeprägt. Am Gehäuse zeigt sich eine signifikante saugseitige Entlastung, bei gleichzeitiger leichter Druckerhöhung an der Druckseite. Integral betrachtet liegt allerdings gehäuseseitig eine größere Entlastung vor als an der Nabe. Die Ursache hierfür ist in der kleineren Konturierung zu sehen (vgl. Abbildung 2.13) und wird anhand von Vektorplots im Folgenden diskutiert.

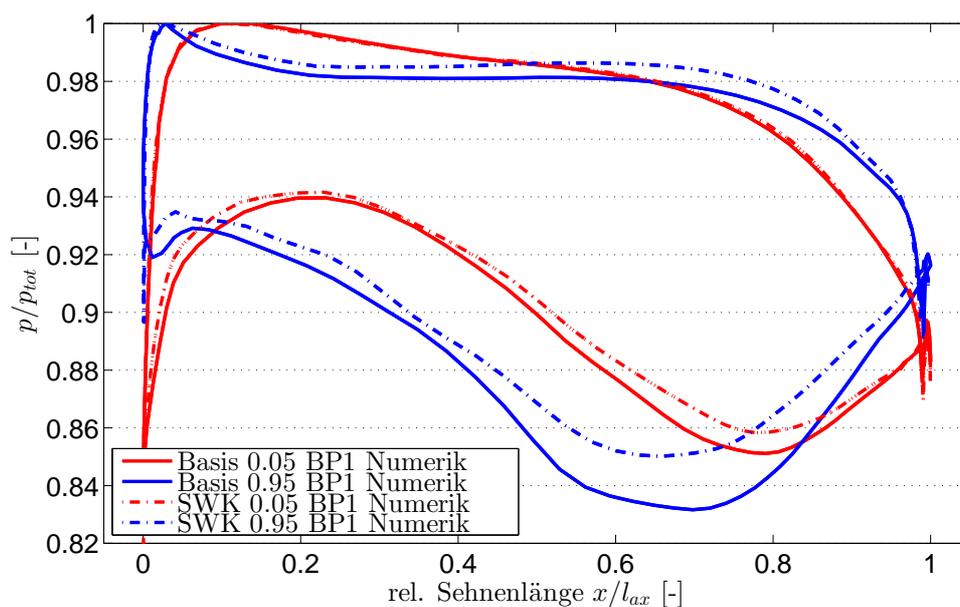


Abbildung 6.10: Vergleich der naben- und gehäuseseitigen Profildruckverläufe

6.3.3 Detaillierte Untersuchung der Strömungsphänomene

6.3.3.1 Vektorplots

Im Folgenden werden die Sekundärströmungen im Nabenbereich des Laufrades der ersten Stufe betrachtet. Hierzu wird die 50% Ebene der relativen Sehnenlänge betrachtet (vgl. Abbildung 6.11), da dort die größte Vertiefung der Konturierung vorliegt. Die stark positive Inzidenz in BP1 führt zur Ausbildung eines sehr starken Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite. Zusätzlich wird durch diese Anströmung die Führungsfunktion der Konturierung verschlechtert. Dies führt zu einem Abheben der Strömung hinter dem *Sudden-Jump* der Konturierung. Die abgehobene Strömung transportiert zum einen Fluid radial in die Kanalmitte und ermöglicht eine deutliche Ausbildung des Hufeisenwirbels auf der Saugseite, während dieser bei der Basisbeschaufelung durch die Querströmung zusammengestaucht wird. Neben einer Verschiebung des Wirbelzentrums in die radiale Kanalmitte zeigt sich auch eine Verschiebung des Wirbelsystems in Umfangsrichtung in Richtung der Druckseite.

Ein Vergleich in BP3 zeigt ebenfalls eine leichte Verschiebung des Wirbelzentrums in radialer Richtung. Aufgrund der nun deutlich verbesserten Anströmung des Schaufelprofils und der Konturierung greift die Führungsfunktion nun besser und die Strömung hebt nicht mehr hinter dem *Sudden-Jump* ab. Somit bildet sich auch der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels nicht mehr so stark aus wie in BP1. Trotz der Verschiebung des Wirbelzentrums in die Kanalmitte bei 50% axialer Sehnenlänge gleicht sich dieser Effekt bis zum Austritt der Beschaufelung weitestgehend aus, wie die Darstellung der Stromlinien auf der Saugseite der ersten Laufschaufel in Abbildung 6.12 zeigt. Für BP1 ist der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels deutlich ausgeprägt und bewirkt zunächst eine Verdrängung der Hauptströmung in radiale Richtung. Weiter stromab wird für beide Betriebspunkte der Effekt der Konturierung gut sichtbar. Durch die Führung der Strömung bedingt durch die Konturierung, so wie die Verringerung des Querdruckgradienten an der Nabenseite, wird weniger Fluid von der Druckseite zur Saugseite der Schaufel transportiert, wodurch die Verdrängung der Hauptströmung aus dem Nabenbereich geringer ist. Dies spiegelt sich in dem flacheren Verlauf der Stromlinien wider. Beispielhaft ist für BP1 die Steigung der Stromlinien für einen Punkt auf der Saugseite eingetragen.

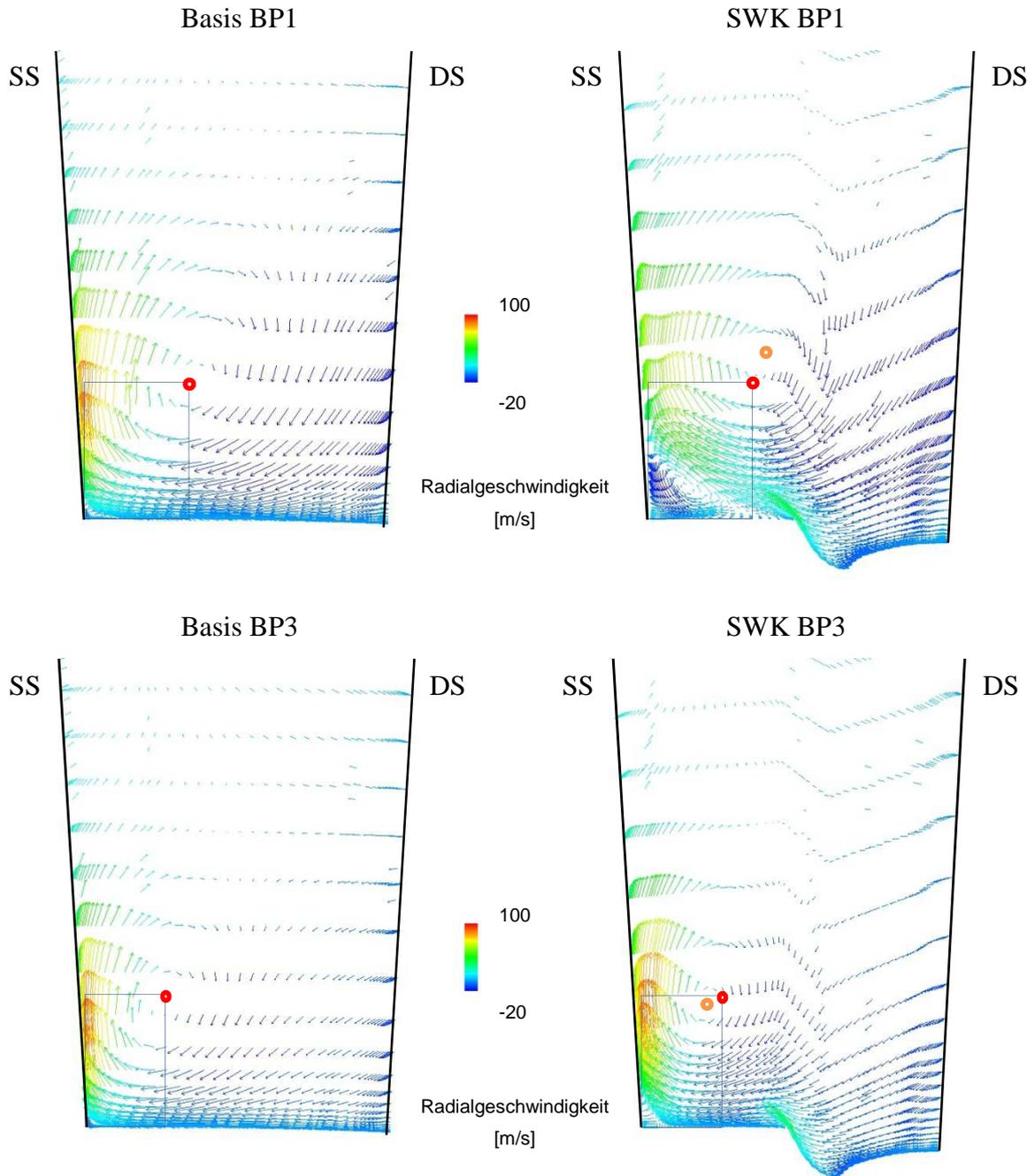


Abbildung 6.11: Vektorplots LA1 bei 50% relativer Sehnenlänge

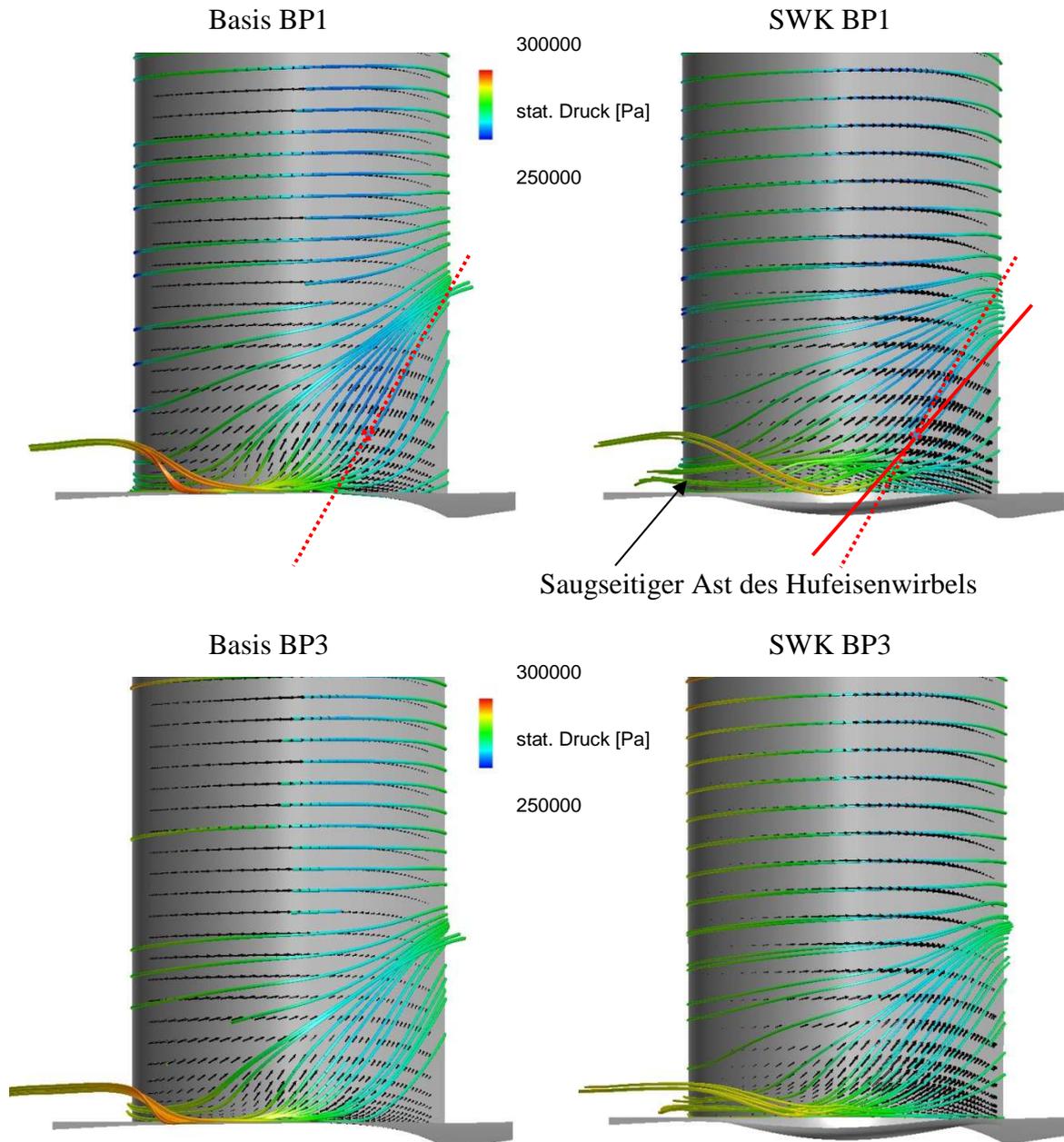


Abbildung 6.12: Vergleich der nabenseitigen Stromlinien für Betriebspunkt 1 und 3

Am Gehäuse liegt für BP1 keine Ablösung hinter dem *Sudden-Jump* vor (vgl. Abbildung 6.13). Die Gründe hierfür sind in der tieferen Konturierung zu sehen, allerdings begünstigt zusätzlich die Fliehkraft das „Nicht-Ablösen“ der Strömung am Gehäuse.

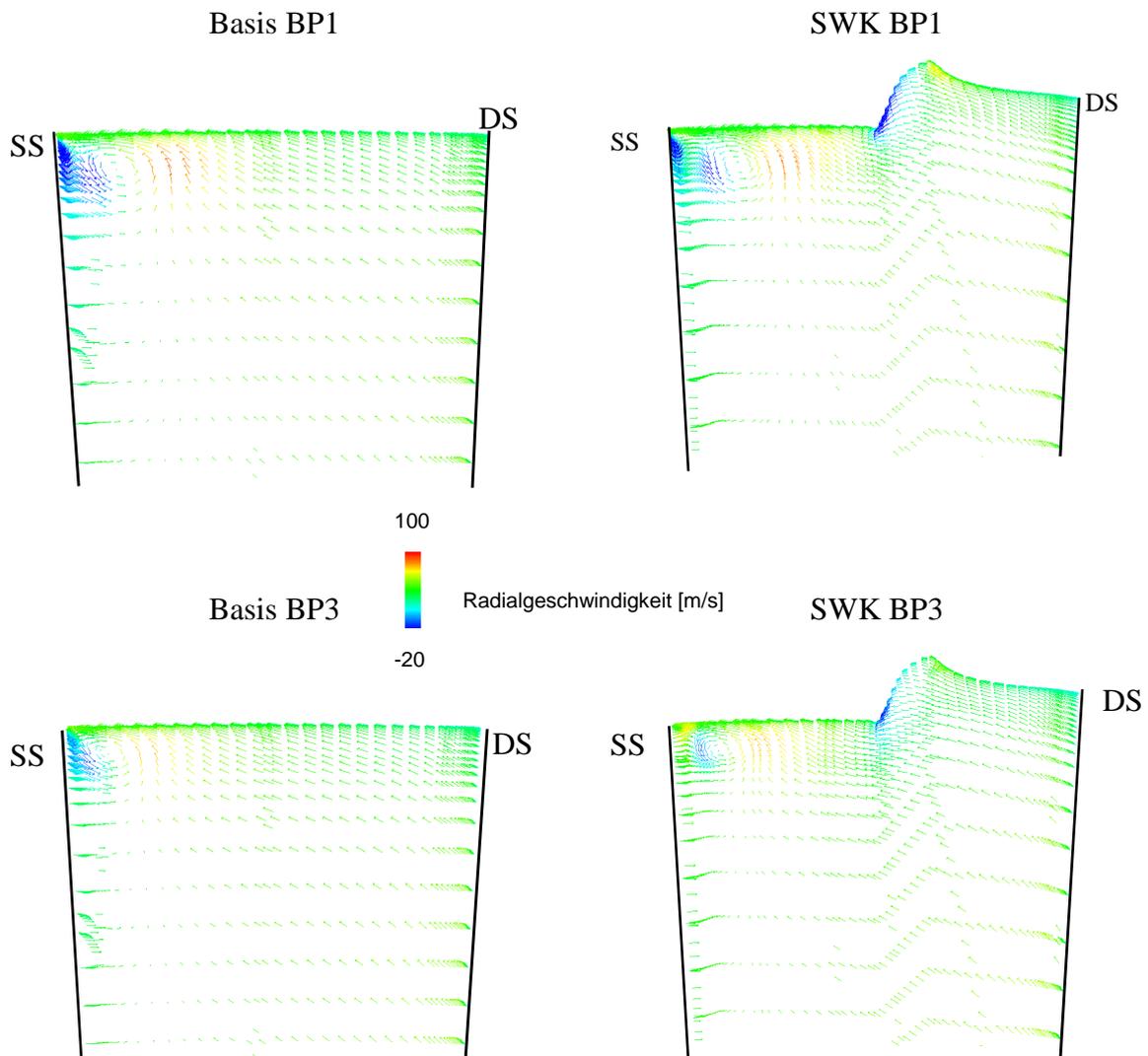


Abbildung 6.13: Vektorplots LA1 bei 50% relativer Sehnenlänge, Gehäuse

6.3.3.2 Leckageinteraktion und Potentialfeld

Ein weiter Verlustfaktor der in Turbomaschinen auftritt ist, neben den Sekundärströmungsverlusten, der Leckageverlust. Zum einen partizipiert der Leckagemassenstrom nicht an der Energieumsetzung in der Turbinenbeschauelung, zum anderen wird die Strömung im seitenwandnahen Bereich durch die Leckageströmung aus der vorangehenden Schaufelreihe beeinflusst. Eine Kontrolle des Leckagemassenstromes ist daher zwingend erforderlich um ausschließen zu können, dass ein möglicher Wirkungsgradgewinn bei der SWK-Beschauelung auf einen niedrigeren Leckamgessenstrom zurückzuführen ist. Um den

Einfluss der Leckageströmung abschätzen zu können wurden im Gehäusebereich Druckbohrungen zur Erfassung des statischen Druckes implementiert sowie eine Sonde zur Erfassung des Radialspaltes installiert (vgl. Kapitel 4.5.2). Auf Basis dieser Daten lässt sich der Leckagemassenstrom nach der Methode von Stodola [87] ermitteln. Die Theorie von Stodola geht von dem Ansatz der Durchflussgeschwindigkeit nach der bekannten Beziehung nach Bernoulli aus:

$$c = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (6.5)$$

Mit dieser Basis kann der Leckagemassenstrom nach Stodola für kleine Druckunterschiede und inkompressible Strömung über mehrere Radialspalte k wie folgt berechnet werden:

$$\dot{m}_{L,Stodola} = \lambda A_{Sp} \sqrt{\frac{\rho_0(p_0^2 - p_1^2)}{k p_0}} \quad (6.6)$$

Dabei darf die angenäherte Theorie nach Stodola verwendet werden, sofern die Schallgeschwindigkeit im Radialspalt nicht erreicht wird. Dichteänderungen aufgrund von Druckvariationen können bei Machzahlen unter 0,3 vernachlässigt werden, die Strömung wird dann als inkompressibel angesehen. Es kann somit mit den Gleichungen der inkompressiblen Strömung gerechnet werden. Die Anzahl k der Radialspalte ist in diesem Fall $k = 3$, da die Berechnung über alle drei Radialspalte erfolgt. A_{Sp} ist die für eine Kavität gemittelte Querschnittsfläche der Radialspalte. Die Durchflusszahl beschreibt die Einschnürung der Strömung in einer Drosselstelle und ist definiert als das Verhältnis von realem zu theoretischen Volumenstrom:

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{ideal}} \quad (6.7)$$

Die Fläche A_m der realen Strömung kann experimentell nicht erfasst. Daher wird an dieser Stelle der Wert nach den Untersuchungen von Trutnovsky et al. [87] zu $\lambda = 0,7$ angenommen. Nach Trutnovsky et al. [87] stellt ein λ von 0,7 einen geeigneten Wert dar. In Tabelle 6.1 und Tabelle 6.2 werden die berechneten Leckagemassenströme für die einzelnen Betriebspunkte

und Beschaukelungen gegenübergestellt. Für die CFD-Rechnungen beträgt der Radialspalt für das Referenzdesign konstant 0,6 mm.

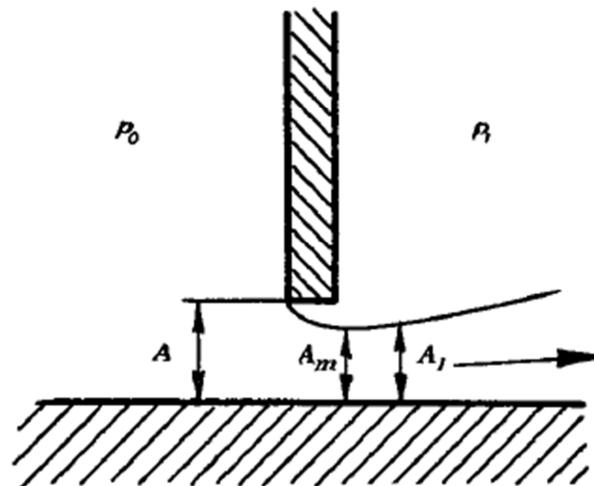


Abbildung 6.14: Durchfluss durch den Drosselspalt [30]

Basis	Radialspalt [mm]	Stodola [kg/s]	CFD [kg/s]
BP1	0,541	0,1304	0,1289
BP2	0,524	0,1274	0,1308
BP3	0,506	0,1230	0,1352

Tabelle 6.1: Leckagemassenströme Basisbeschaukelung

SWK	Radialspalt [mm]	Stodola [kg/s]	CFD [kg/s]
BP1	0,561	0,1330	0,1257
BP2	0,54	0,1298	0,1276
BP3	0,522	0,1259	0,129

Tabelle 6.2: Leckagemassenströme SWK-Beschaukelung

Die Leckageströmungen für die SWK sind im Vergleich zur Basisbeschaukelung zwischen 1,8 bis 2,4% erhöht. Die Ursache hierfür ist hauptsächlich in dem etwas erhöhten Radialspalt (ca. 3%) für die SWK Beschaukelung zu sehen. Die Unterschiede liegen allerdings unterhalb der Messunsicherheit der Radialspaltemessung (6%) und der Fertigungstoleranzen. Die weiteren Größen zur Bestimmung des Leckagemassenstroms; Druckabfall über das Deckbandlabyrinth und das spezifische Volumen zeigen nur geringe Unterschiede und haben keinen wesentlichen Einfluss. Somit kann gesagt werden, dass die Konturierung selbst, wie erwartet, keine wesentliche Auswirkung auf die Menge der Leckageströmung hat. Bezogen auf den

Hauptmassenstrom sind die Unterschiede zwischen den beiden Beschauelungen sehr gering somit ist eine Vergleichbarkeit der Messungen gewährleistet.

Bei einem Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse ist festzustellen, dass Numerik und Experiment die Leckagemassenströme in einer sehr ähnlichen Größenordnung von ca. 1% des Hauptmassenstroms bestimmen. Auf den ersten Blick scheinen CFD und Experiment hinsichtlich des Einflusses des Betriebspunktes auf den Leckagemassenstrom unterschiedliche Tendenzen aufzuzeigen. Bei genauerer Betrachtung liefern jedoch sowohl Numerik als auch Experiment plausible Ergebnisse.

Der Leckagemassenstrom hängt im Wesentlichen von zwei Größen ab. Zum einen von der Druckdifferenz und dem Druckniveau über das Deckband und zum anderen von der Höhe des Radialspaltes. Der Radialspalt bei den numerischen Simulationen beträgt konstant 0,6 mm, so dass der Druck die einzige verbleibende Variable für den Leckagemassenstrom darstellt. Mit steigender Drehzahl steigt der Reaktionsgrad und damit die Energieumsetzung im Laufrad. Das heißt, die Energieumsetzung im Leitrad nimmt ab. Dies führt dazu, dass der Druck vor dem Laufrad entsprechend zunimmt. Verdeutlicht wird dies in Abbildung 6.15, wo beispielhaft die gehäuseseitigen Drücke über die Kavität der ersten Laufschaufel für die Basisbeschauelung aufgetragen sind. Resultierend aus der höheren Dichte ergibt sich somit auch ein höher Leckagemassenstrom mit zunehmendem Reaktionsgrad. Experimentell zeigt sich dass der Einfluss des Radialspaltes gegenüber dem des Reaktionsgrades überwiegt. Mit zunehmender Drehzahl vergrößert sich die Dehnung der Schaufel infolge der Fliehkraft, was zu einer Abnahme des Radialspaltes führt. Dies bedingt die Abnahme des Leckagemassenstromes bei den experimentellen Untersuchungen.

Die numerischen und experimentellen Ergebnisse stimmen mit guter Genauigkeit überein. Die maximal auftretenden Abweichungen sind kleiner als 0,6%. In beiden Fällen nimmt mit steigender Schaufelbelastung im Laufrad, das heißt im Überlast-Betrieb, das Druckniveau insgesamt ab.

Um die Interaktion von Konturierung und Leckagemassenstrom genauer zu analysieren wird im Folgenden exemplarisch der Nabenbereich betrachtet. Dies hat den Hintergrund, dass der Leakagejet im Gehäusebereich nur sehr dünn ist (vgl. Abbildung 7.25) und der Einfluss der Leckageströmung auf die Hauptströmung im Gehäusebereich dementsprechend gering ist.

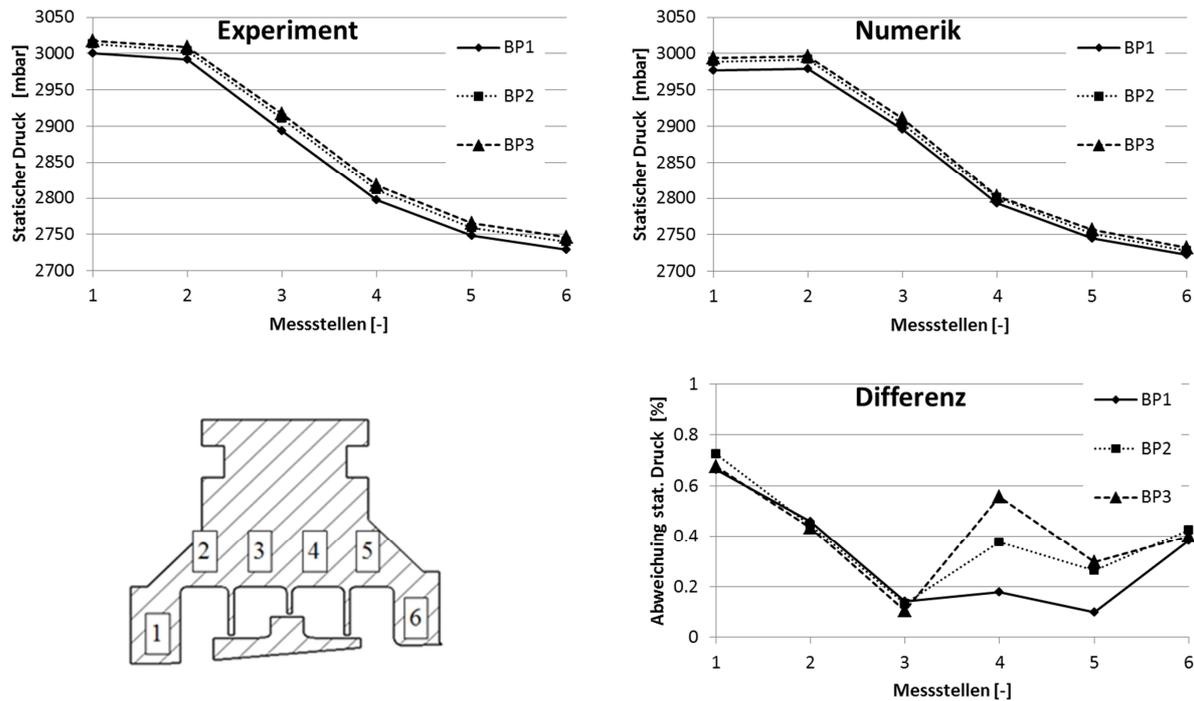


Abbildung 6.15: Druckabbau über das Deckband in Laufrad 1

Die Betrachtung des Potentialfeldes und der Strömungsvektoren 0,1 mm oberhalb der Nabe lässt deutliche Unterschiede zwischen den Beschauelungen erkennen (vgl. Abbildung 6.16). Zum einen ist ebenfalls für BP1 zu erkennen, dass sich der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels bei der seitenwandkonturierten Beschauelung trotz einer vergleichbaren Größe des Potentialfeldes ungehindert ausbreiten kann. Zudem ist zu erkennen, dass der Leckagemassenstrom im Gegensatz zu der Basisbeschauelung nicht zur Schaufeloberfläche transportiert wird, sondern durch den ausgeprägten Hufeisenwirbel abtransportiert wird. Aufgrund der oben beschriebenen deutlich besseren Anströmung in Betriebspunkt 3, liegt ein kleineres Potentialfeld vor und somit eine Reduzierung des saugseitigen Astes des Hufeisenwirbels.

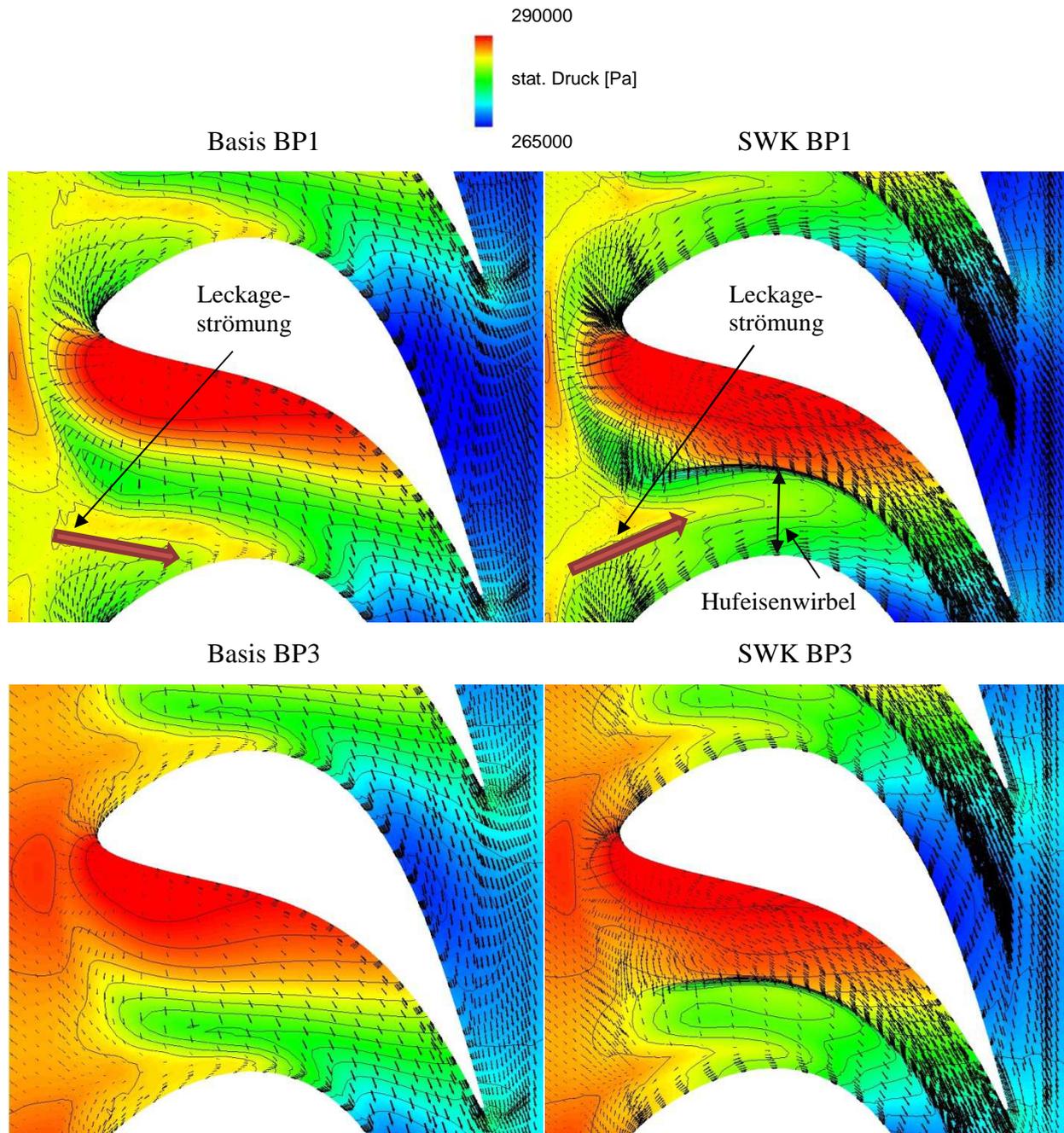


Abbildung 6.16: Nabenseitige Potentialfelder für Laufblad 1

Zur Erläuterung des Einflusses der Leckageströmung auf die Konturierung sind in den folgenden Abbildungen die Stromlinienverläufe dargestellt. Zunächst sind die stark unterschiedlichen Anströmungswinkel für Hauptströmung und Leckageströmung zu erkennen. Während die Hauptströmung stets mit einer positiven Inzidenz auf die Schaufel trifft, liegt für die Leckageströmung infolge der fehlenden Umlenkung in der Leitschaufel eine stark negative Inzidenz vor. Abbildung 6.17 verdeutlicht, dass sich der Hufeisenwirbel bei der seitenwandkonturierten Beschau felung bis in die Kanalmitte ausdehnt und dabei den Leckagemassenstrom abtransportiert. Bemerkenswert ist zudem, dass die Leckageströmung

nicht direkt mit der Konturierung interagiert, sondern durch das Potentialfeld an der Vorderkante um die Konturierung herum gelenkt wird.

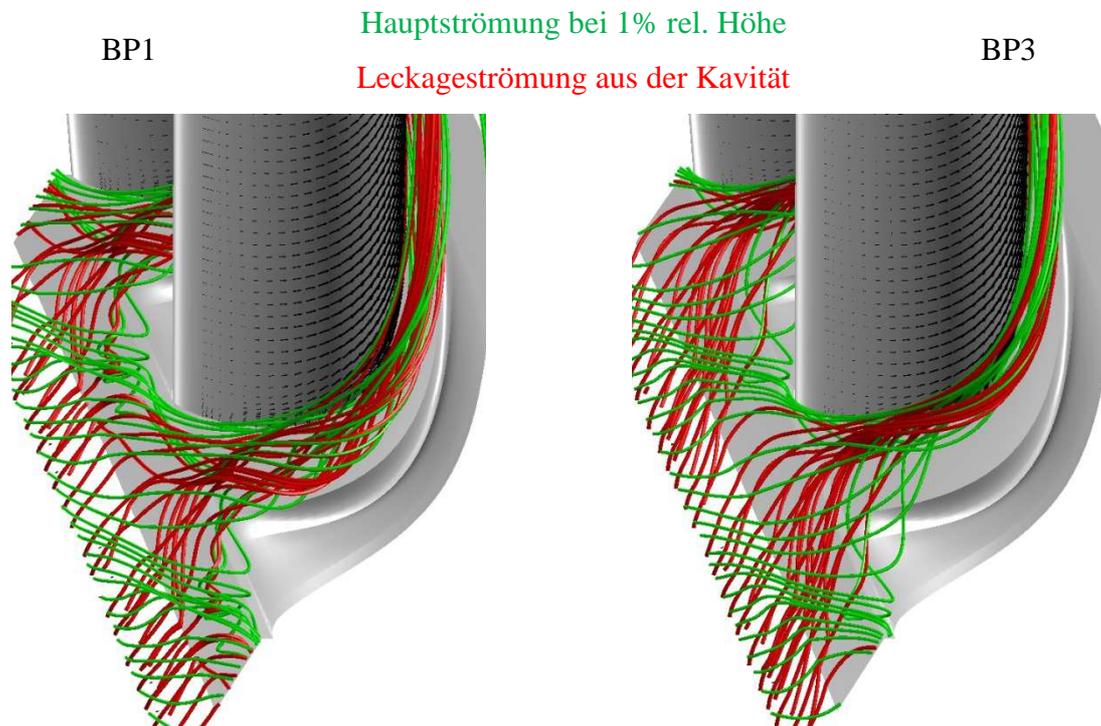


Abbildung 6.17: Interaktion von Leckage- und Hauptströmung für Laufrad 1

6.4 Ergänzende Betrachtungen zur Basis- und SWK-Beschaufelung

Im vorherigen Kapitel wurden die Laufschaufel der ersten Stufe sowie die Leitschaufel der 2. Stufe ausführlich betrachtet, um die numerischen und experimentellen Daten abzugleichen. Im Folgenden wird die Auswertung um die weiteren Schaufelreihen erweitert.

6.4.1 Radialspalteinfluss

Der Leckagemassenstrom stellt einen deutlichen Beitrag zu den Verlusten in Turbomaschinen dar. Um den Einfluss des Leckagemassenstromes besser beurteilen zu können, wurde numerisch eine Radialspalt-Variation durchgeführt. Die Untersuchungen zum Radialspalteinfluss wurden experimentell aus zeitlichen Gründen nicht durchgeführt. Numerisch wurden in Ergänzung zur Referenz von 0,6 mm zusätzlich Radialspalte mit den Höhen 0,3, 0,8 und 1,0 mm untersucht. Eine Übersicht der Leckagemassenströme in Abhängigkeit des Radialspaltes für die Referenzbeschaufelung gibt Abbildung 6.18.

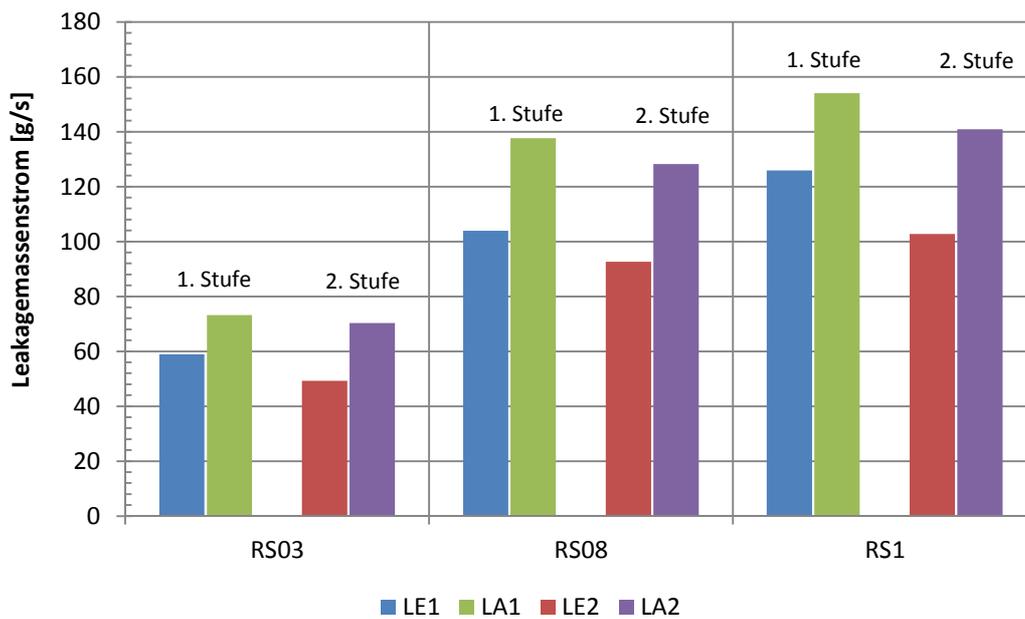


Abbildung 6.18: Leckagemassenströme, Basisbeschaufelung, BP3

Wie zu erwarten, nimmt der Leckmassenstrom mit steigendem Radialspalt zu. Der niedrigere Leckmassenstrom im Leitrad ist auf die kleinere Spaltfläche an der Nabe zurückzuführen. Weiterhin zeigt sich, dass der Leckmassenstrom in der ersten Stufe stets höher ist als in der zweiten Stufe. Die Ursache hierfür ist neben der geringeren Dichte der Leakageströmung infolge des Druckabbaus über die erste Stufe, zusätzlich in der höheren Druckdifferenz in der ersten Stufen zu sehen. Diese höhere Druckdifferenz resultiert daraus, dass es sich bei der Beschaufelung um eine Reaktionsbeschaufelung handelt. Daher ist das Stufendruckverhältnis im Auslegungspunkt zwar gleich, aber wegen des höheren Eintrittsdruckes in die Erste Stufe, wird dort entsprechend mehr Druck abgebaut. Der Einfluss der unterschiedlichen Leckagemassenströme auf die Hauptströmung ist für die Basisbeschaufelung in Abbildung 6.19 anhand der radialen Verteilung des Umfangswinkels in der Auswertungsebene zwischen den beiden Stufen (ME12) dargestellt.

Generell ist eine Abnahme des Einflusses der Leakageströmung im Überlastbetrieb zu beobachten. Der Radialspalt und damit die Höhe des Leckagemassenstroms besitzt in BP1 nur einen äußerst geringen Einfluss auf die Ausbildung der Sekundärströmungen. Zurückzuführen ist dies auf die hohe Intensität des Kanalswirbels infolge der hohen Schaufelbelastung. Die hohen im Wirbel gebundenen kinetischen Energien erhöhen die Stabilität und die Trägheit des Wirbelsystems, so dass dieses weniger stark durch äußere Einflüsse abgelenkt. Im

Auslegungspunkt ist der Kanalwirbel deutlich kleiner und schwächer, so dass die Zunahme des

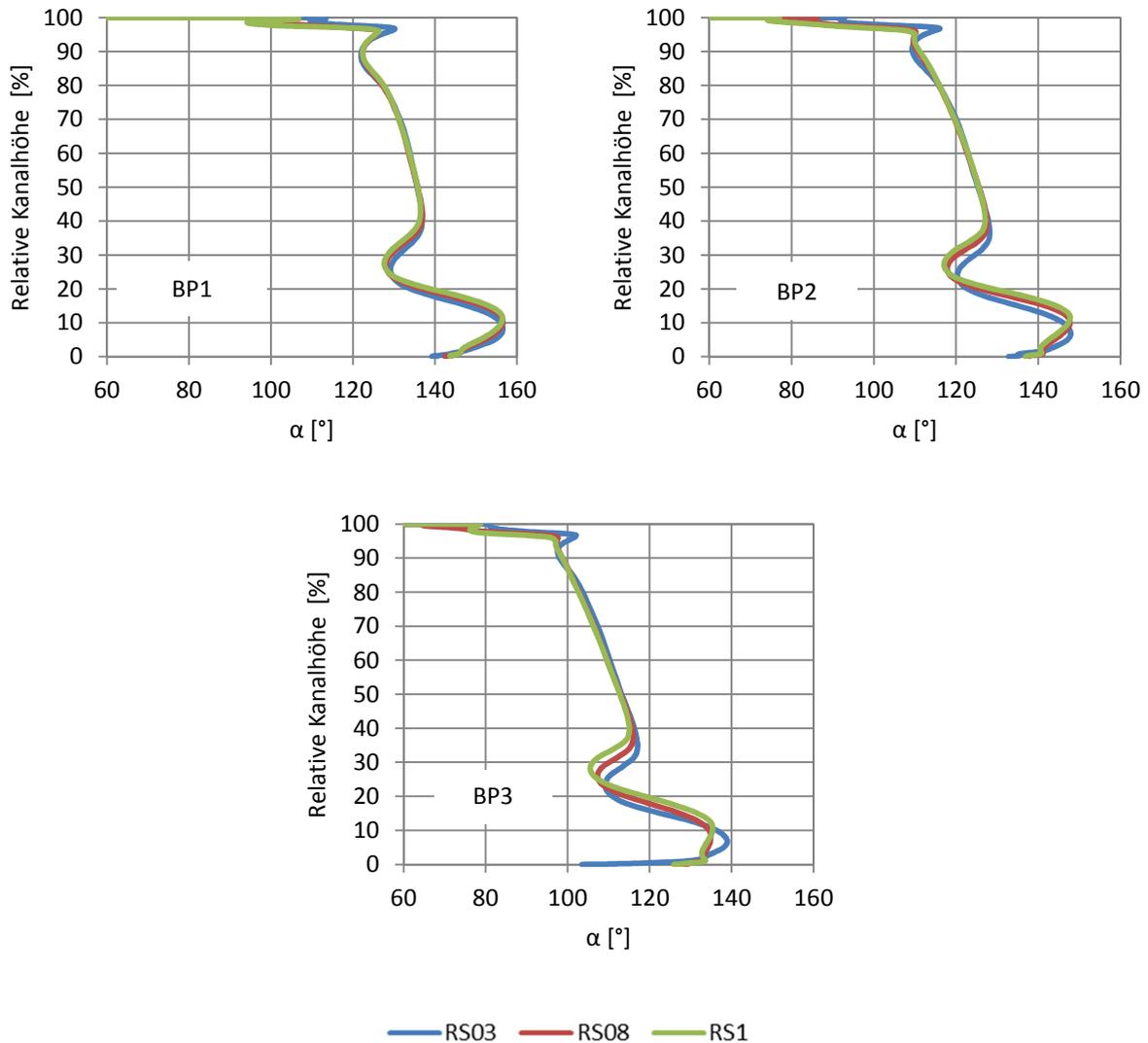


Abbildung 6.19: Absolute Umfangswinkel in ME12

Leckagemassenstroms hier zu einer deutlichen Verschiebung des Kanalwirbels in die Kanalmitte sowohl im Naben-, als auch im Gehäusebereich führt. Auffällig ist auch, dass der Leckagemassenstrom im Nabenbereich für hohe Leckagemassenströme zu einer Abschwächung der Überumlenkung führt. Wie die Darstellung des statischen Druckes im Nabenbereich in Abbildung 6.16 zeigt, wird der Leckagemassen bei der Basisbeschaukelung auf die Saugseite der Schaufel transportiert. Dies führt Nabenseitig lokal zu einer Druckerhöhung auf der Saugseite, was wiederum die Querströmung an der Seitenwand mindert, woraus die Reduktion der Überumlenkung resultiert.

Da die Leckageströmung bei der Seitenwandkonturierten Geometrie jedoch im Wesentlichen durch die Interaktion mit dem Hufeisenwirbel abtransportiert wird, ist dieses Phänomen dort

nicht zu erkennen (vgl. Abbildung 6.20). Die Belastung im Nabenbereich der SWK ist also gegenüber der Basisbeschaufelung erhöht, was sich in den niedrigeren Drucken auf der Saugseite in Abbildung 6.21 zeigt. Dies führt dazu, dass die Überumlenkung sogar gegenüber der Basisbeschaufelung vergrößert ist. Dies deckt sich mit den gemessenen Umfangswinkeln in Abbildung 6.5.

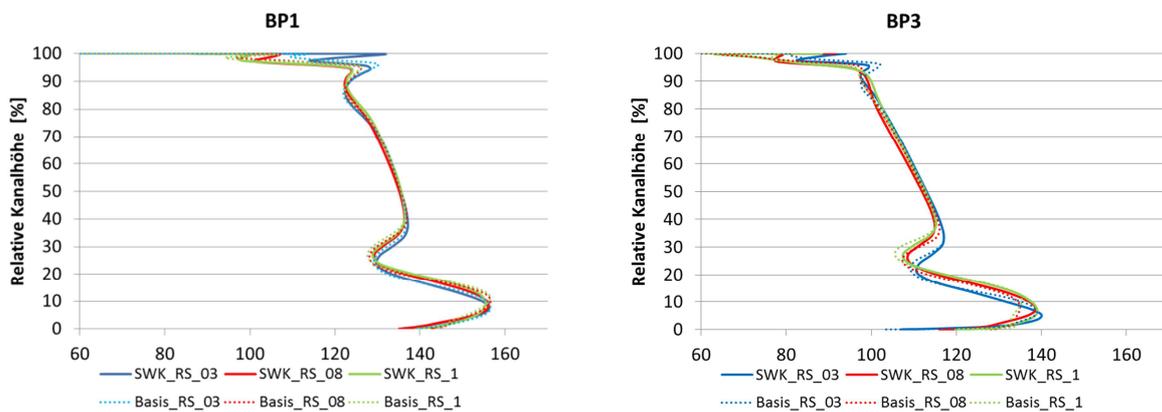


Abbildung 6.20: Vergleich des Leckageeinflusses für SWK- und Basisbeschaufelung

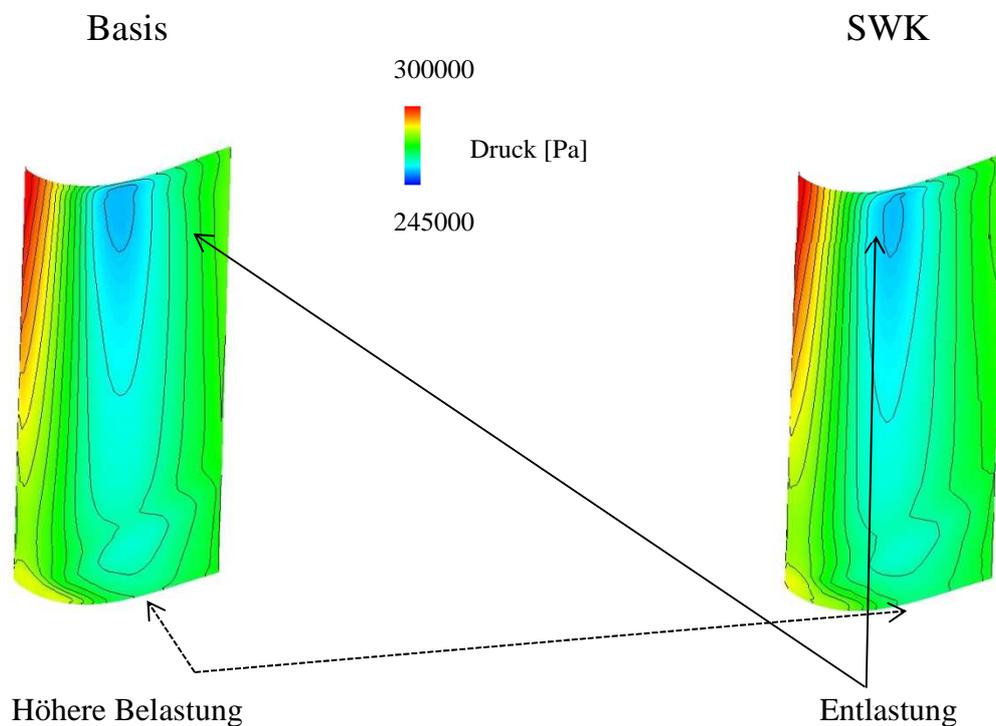


Abbildung 6.21: Statischer Druck auf der Saugseite der ersten Laufschaufel

6.4.2 Betrachtung der zweiten Stufe

Während die Anströmung der ersten Stufe unabhängig vom Betriebspunkt ist, besitzt die Abströmung aus der ersten Stufe einen deutlichen Einfluss auf die Anströmung zu Leitrad 2.

Die Darstellung der Strömungsvektoren in Abbildung 6.22 zeigt ein stark ausgeprägtes Potentialfeld welches analog zu Laufrad 1 auf die stark positive Inzidenz in BP1 zurückzuführen ist und sich in hohen Radialgeschwindigkeiten auf der Druckseite äußert. Ebenfalls ist eine kleine Ablösung am *Sudden-Jump* in starker Überlast zu erkennen. Aufgrund der fehlenden Fliehkräfte in der Leitschaufel ist die austretende Ablösung jedoch deutlich schwächer ausgeprägt als im Laufrad.

Laufrad 2 weist prinzipiell das gleiche Verhalten und die gleichen Strömungsphänomene auf wie Laufrad 1 wird daher hier nicht erneut diskutiert. Es ist jedoch festzustellen, dass in BP1 das Zentrum des Kanalwirbels näher an Druckseite und Nabe liegt. Dies führt zu einer Reduzierung der Ablösung an der Konturierung und damit auch zu einer geringeren Ausprägung des Hufeisenwirbels (vgl. Abbildung 6.23).

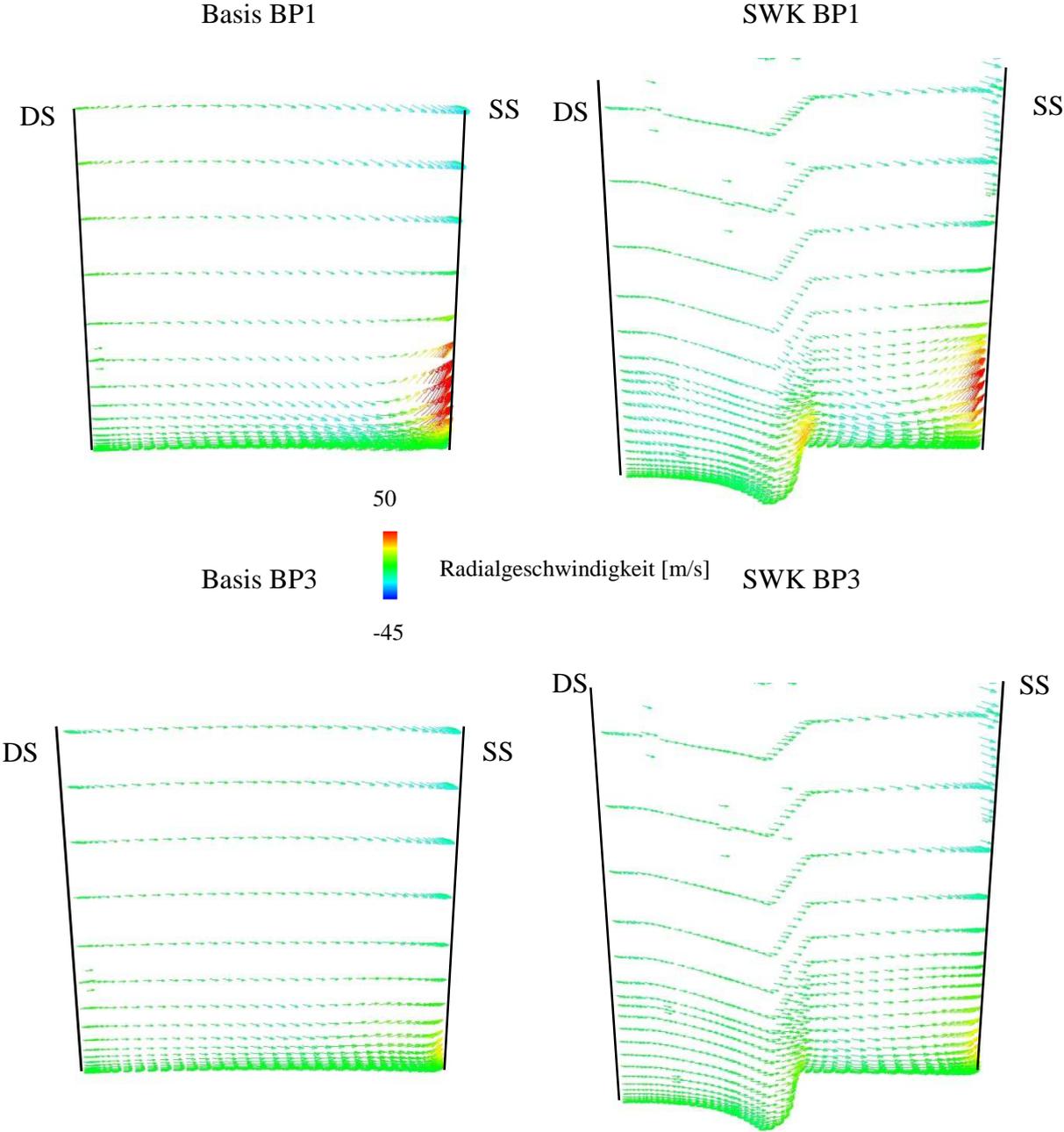


Abbildung 6.22: Strömungsvektoren in LE2 bei 50% relativer Sehenslänge

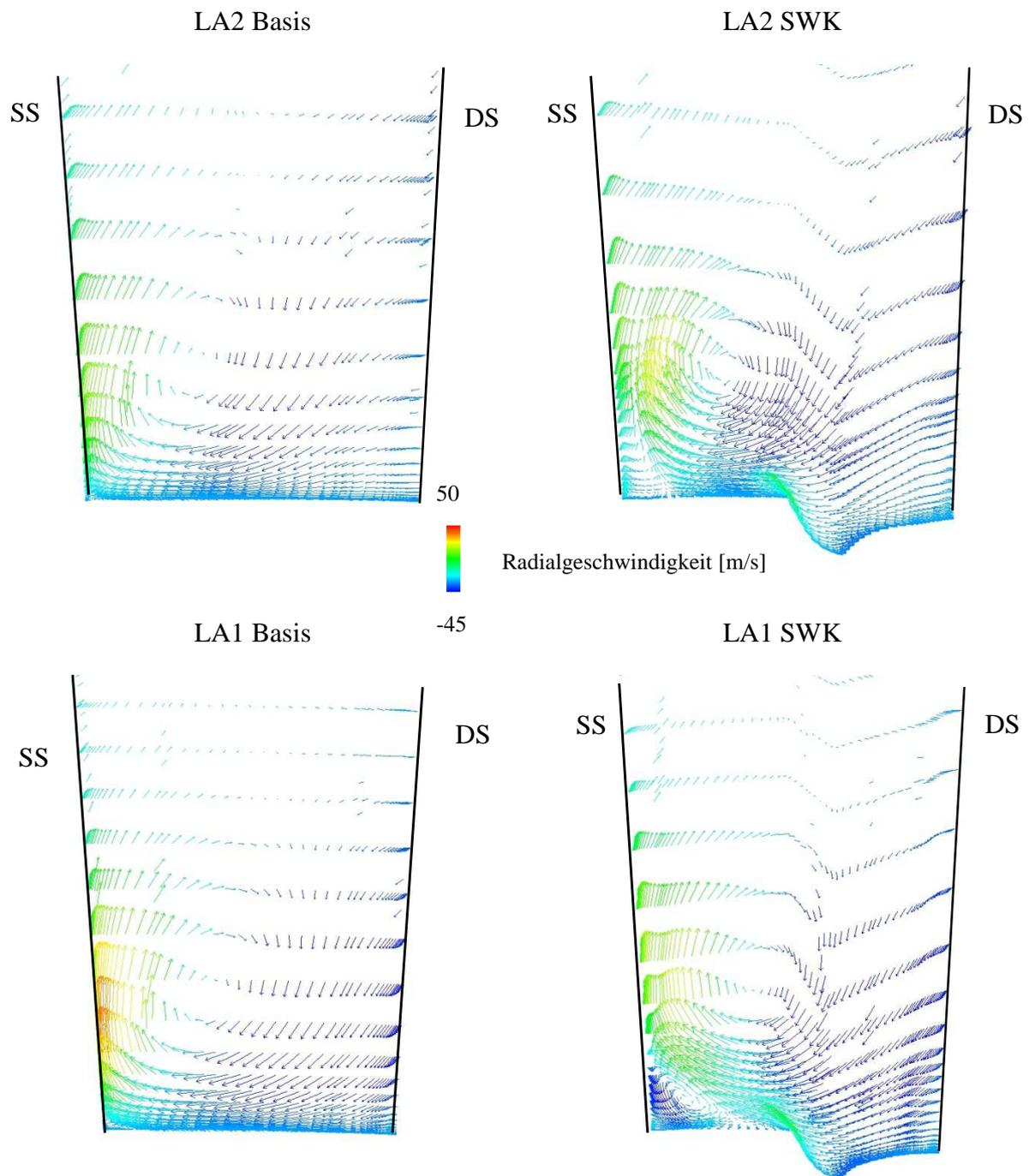


Abbildung 6.23: Vergleich der Sekundärströmungen für LA1 und LA2 bei BP1 auf 50% relativer Sehnenlänge

7 Untersuchung zum Ausmischungsverhalten einer Heißgassträhne

Im Rahmen des Projektes wurde die Ausmischung einer Heißgassträhne über dem Deckband experimentell untersucht. Für die numerischen Berechnungen wurde das Simulationsgebiet auf fünf Schaufelkanäle erweitert, woraus sehr hohe Knotenzahlen und entsprechend hohe Rechenzeiten resultierten. Auf Grund der hohen Komplexität der Simulation kam es jedoch zu Konvergenzproblemen. Nachdem sich im Laufe des Projektes herausgestellt hat, dass eine exakte Anordnung der Messstellen für die experimentellen Untersuchungen auf Grund der hohen Anzahl an bereits vorhanden Messstellen nur sehr begrenzt möglich war, wurden die geplanten numerischen Untersuchungen nach Rücksprache mit den Industriepartnern zugunsten einer detaillierteren Analyse der Seitenwandkonturierung nicht weiter verfolgt. Die Experimente zur Heißgassträhne wurden ausschließlich an der SWK-Beschaufelung durchgeführt. Für diese Messkampagne stand weniger die Beschaufelung im Fokus, sondern vielmehr die Ausmischung, vor allem in der Deckbandkavität.

7.1 Einleitung

Am Eintritt der ersten Leitschaufelreihe von Turbomaschinen liegen Temperaturinhomogenitäten vor, die für die Auslegung und den Betrieb zu berücksichtigen sind. Dies betrifft vor allem Gasturbinen, bei denen die Strömung bei Austritt aus der Brennkammer deutliche Ungleichförmigkeiten in der Temperaturverteilung zeigt. Diese treten nach Dorney et al. [23] sowohl in radialer als auch in tangentialer Richtung des Strömungskanals auf und hängen von der endlichen Anzahl an Brennkammern ab. In den Bereichen der Strömung, in denen die Temperaturspitzen liegen, bilden sich damit Heißgassträhnen aus, die sich stromab der Brennkammer mit der übrigen Strömung ausmischen. Für die Temperaturen der Heißgassträhnen geben Dorney und Croft [25] das 1,2- bis 2,5-fache der Temperatur der übrigen Strömung an. Die Temperaturinhomogenitäten werden zusätzlich durch „kalte“ Strähnen, die durch den Verdichter induziert werden, weiter verstärkt.

Die Temperaturspitzen können lokal zu hohen thermischen Belastungen und letztlich zum Versagen des Bauteiles führen. Die Kenntnis des Strömungspfades von Heißgassträhnen ist daher für eine gezielte Auslegung thermisch stark belasteter Bauteile von Gasturbinen von großer Bedeutung. Des Weiteren spielt für eine kostenoptimierte Auslegung der Maschine die

Ausmischung über der axialen Länge der Maschine eine Rolle. Ist es bekannt, ab wann keine lokalen Temperaturspitzen mehr vorliegen, müssen keine weiteren konstruktiven Maßnahmen getroffen werden. Diese Maßnahmen bestehen aus besseren Werkstoffen und/oder aus gekühlten Beschauelungen. Die Temperaturungleichförmigkeiten können auch bei Dampfturbinen mit Düsengruppenregelung in bestimmten Betriebszuständen vorliegen. Allerdings müssen hier die lokalen Temperaturspitzen ausschließlich über spezielle Werkstoffe kompensiert werden, während in Gasturbinen die Erhöhungen mit Hilfe verschiedener Kühlmethoden an den ersten Schaufelreihen abgedeckt werden können.

Seit mehreren Jahren werden zu dieser Problematik Forschungsvorhaben durchgeführt. Diese untersuchen vermehrt auf die Phänomene im Hauptströmungskanal und werden zu Beginn des Kapitels kurz diskutiert. Die Heißgassträhnen nehmen wie die übrige Strömung teilweise nicht an der Expansion teil und durchströmen die Deckbandkavität. Dies kann wiederum lokal zu hohen Belastungen und Beschädigungen der betroffenen Bauteile (z. B. Dichtlippen) führen. Dies ist vor dem Hintergrund abnehmender Dichtwirkung und der damit resultierenden Wirkungsgradeinbußen von besonderem Interesse für die Turbomaschinenindustrie. Eine simulative Vorhersage des Strömungspfades der Heißgassträhne ist aufgrund der hoch instationären Vorgänge innerhalb der Deckbandkavität mit gewissen Unsicherheiten behaftet, zumal die Analyse der Ausmischung eine Gittergenerierung über eine Vielzahl von Schaufelteilungen - bestmöglich 360° - bedarf. Ein solches Gitter führt zu sehr hohen Rechenzeiten, die für die Maschinenauslegung aus Zeit- und Kostengründen für die Industrie nicht rentabel sind.

In der vorliegenden Arbeit wird daher eine experimentelle Untersuchung zum Ausmischungsverhalten einer Heißgassträhne durchgeführt, mit dem Fokus auf die Deckbandkavität der ersten Laufschaufel. Dafür wurde der Prüfstand um eine Zuführung für eine Heißgassträhne und um eine Vielzahl von Temperaturmessstellen erweitert, vor allem in der Deckbandkavität der ersten Laufschaufelreihe (vgl. Kapitel 7.3). Die Auswirkungen dieser Umbaumaßnahmen auf das Betriebsverhalten der Versuchsturbine werden untersucht. Abschließend werden die Ergebnisse dargestellt und analysiert.

7.2 Bisherige Arbeiten zur Ausmischung von Heißgassträhnen

Zu Beginn der 1980er Jahre untersuchten Schwab et al. [81] die Auswirkungen eines ungleichmäßigen Temperaturprofils am Eintritt einer zweistufigen Axialturbine. Für den

Stator erhöht sich gehäuseseitig auf der Druckseite die Temperatur von der Vorderkante zur Hinterkante um 40 K, nabenseitig liegt eine Erhöhung von 95 K vor. Für den Rotor erhöht sich nabenseitig an der Druckseite die Temperatur um 55 K und gehäuseseitig um 50 K. Diese Erhöhungen führen die Autoren auf die Sekundärströmungen zurück, die eine Bewegung von der Saugseite zur Druckseite vorhersagen.

Butler et al. [14] führten experimentelle HGS-Untersuchungen an einer einstufigen Axialturbine durch, die Breite der Heißgassträhne entsprach dabei etwa einer halben Schaufelteilung. Sie stellten in der Abströmebene der Leitschaufel kaum Auswirkungen der Heißgassträhne fest. Im Gegensatz dazu wurden am Austritt des Rotors wesentliche Effekte festgestellt. Die Autoren führen dies auf die größere Sekundärströmung im Rotor zurück. Des Weiteren stellten sie ebenfalls eine höhere Temperatur auf der Druckseite im Vergleich zur Saugseite heraus. Als einen wesentlichen Grund nennen sie den sogenannten *Segregation-Effect*, der bereits zuvor von Kerrebrock und Mikolajczak [48] beschrieben wurde. Demnach liegt für die Heißgassträhne eine erhöhte Geschwindigkeit vor, die bei gleichbleibendem Abströmwinkel zu einer positiven Inzidenz führt. Dorney et al. [24] zeigten anhand einer instationären zweidimensionalen Simulation einer 1-1/2 stufigen Axialturbine, dass sich die Temperaturerhöhung auf der Rotordruckseite auch an der Druckseite der nachfolgenden Leitschaufelreihe zeigt. Saxer und Felici [77] führen die erhöhte Temperatur auf der Rotordruckseite zusätzlich auf eine geringere Strömungsgeschwindigkeit im Vergleich zur Saugseite und der daraus resultierenden höheren Verweilzeit zurück. Roback und Dring [73], [74] berichteten in ihrer zweiteiligen Veröffentlichung ebenfalls von einer druckseitigen Erwärmung der Beschaukelung und erwähnten zusätzlich, dass die Saugseite durch die „kalten“ Strahlen beaufschlagt wird.

Prasad und Hendricks [70] untersuchten den Einfluss von Sekundärströmungen auf den radialen Transport von Heißgasstrahlen. Aufgrund des Dichteunterschieds der Heißgassträhne zur Hauptströmung wird der radiale Transport in der Rotorbeschaukelung verstärkt. Durch gezielte Vergrößerung des Umfangwinkels nach der Leitschaufelreihe werden die Sekundärströmungen in der folgenden Laufreihe abgeschwächt, was eine Verminderung des radialen Transports nach sich zieht. Somit werden die seitenwandnahen Bereiche weniger stark thermisch belastet.

Aksoy et al. [1] untersuchten in einer dreidimensionalen Strömungssimulation die Auswirkung der Relativposition von erster Statorreihe zum Zentrum der Heißgassträhne. Dazu simulierten sie an einer 1,5-stufigen Axialturbine die Zufuhr einer Heißgassträhne, die in etwa die Hälfte des Schaufelkanals abdeckt. Sie untersuchten zwei unterschiedliche Positionen der Heißgassträhne: zentriert auf der Vorderkante der ersten Leitschaufelreihe und zentriert in die Schaufelkanalmitte. Das zentrale Auftreffen auf der Vorderkante führt zu einer starken Ausmischung in der ersten Leitschaufelreihe; versetzt um eine halbe Schaufelteilung liegt eine verminderte Ausmischung der Heißgassträhne vor. Den Grad der Ausmischung bewerten sie mit dem sogenannten wof-Faktor, der sich zu 0,7 für das frontale Auftreffen der Heißgassträhne auf die Vorderkante ergibt und zu 0,4 für den zweiten Fall (vgl. Kapitel 7.3.3.3 bzgl. wof-Faktor Definition). Dies äußert sich letztlich in einer geringeren Temperatur auf der Rotordruckseite. An et al. [2] untersuchten diese Auswirkung in einer numerischen instationären Simulation detaillierter, indem sie insgesamt sechs Positionen der Heißgassträhne untersuchten, die wiederum der Hälfte eines Schaufelkanals entspricht. Die Relativposition der Heißgassträhne beeinflusst neben der Totaltemperatur, die statischen Drücke sowie die Geschwindigkeit und zeigt unwesentliche Einflüsse auf den Totaldruck, den Abströmwinkel und die Mach Zahl. In der Abströmebene des ersten Leitrades liegen, je nach Position der Heißgassträhne, breitere Bereiche mit einer erhöhten Temperatur vor.

Funke [32] hat an einer vierstufigen Axialturbine mit Regelstufe und vier Düsengruppen experimentell nachgewiesen, dass Temperaturungleichförmigkeiten am Eintritt in die Regelstufe über die vier Stufen hinweg sehr kompakt bleiben. Dagegen werden Strömungsinhomogenitäten, welche durch die Düsengruppenregelung induziert werden, schnell abgebaut.

7.3 Vorüberlegungen und Umbaumaßnahmen am Prüfstand

Für die Bereitstellung der Heißgassträhne wurden zwei unterschiedliche Konzepte verfolgt. Im ersten Konzept wird die Heißgassträhne „intern“ bereitgestellt, indem am Austritt der Verdichter und vor dem Nachkühler Luft abgezweigt wird (vgl. Abbildung 7.1, roter Pfad). Diese Konfiguration erfordert keine weitere Peripherie zur Bereitstellung einer Heißgassträhne mit dem nötigen Druck und der Temperatur. Allerdings hängt die Heißgassträhnentemperatur vom polytropen Verdichtungsverhältnis des vorgeschalteten Verdichters ab, so dass hier im Versuchsbetrieb keine Anpassung mehr vollzogen werden

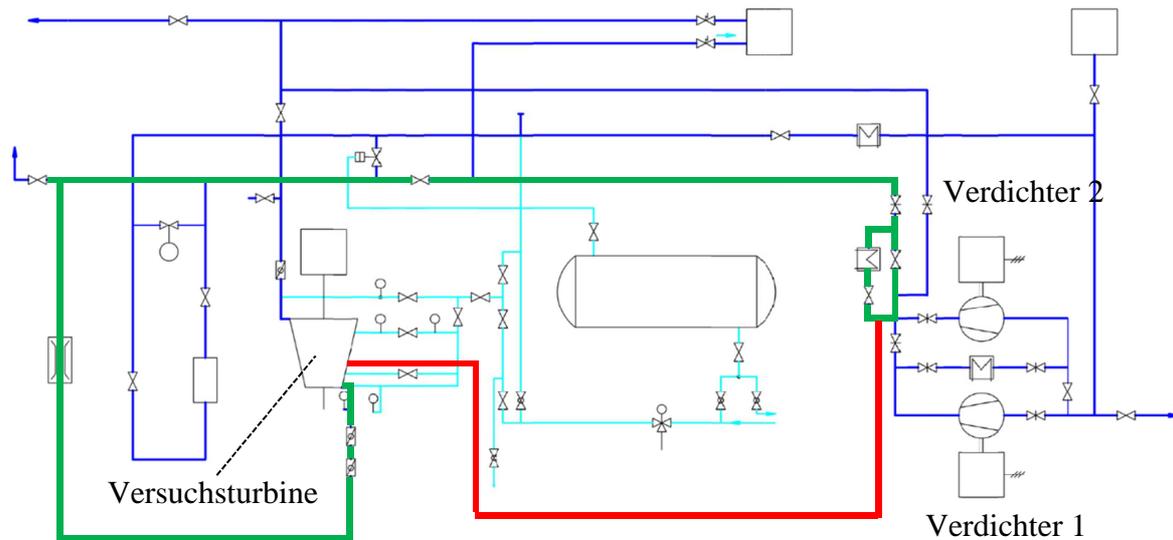


Abbildung 7.1: Konfiguration mit „interner“ Bereitstellung der Heißgassträhne

kann. Des Weiteren liegen beide Stränge - Versuchsturbinen- und Heißgasstrahlenluft – auf einem Druckniveau. Dies erfordert einen Vergleich des Druckverlustes vom Austritt des Verdichters bis zum Eintritt in die Turbine (siehe grüner Pfad in Abbildung 7.1) mit dem Druckverlust der Heißgassträhne durch das Zuführungssystem (siehe roter Pfad in Abbildung 7.1). Nur so kann ein Einströmen der Heißgassträhne in die Versuchsturbine gewährleistet werden.

Die Druckverluste für den grünen Pfad werden messtechnisch erfasst bzw. die Austrittsdrücke des Verdichters sowie die Eintrittsdrücke der Versuchsturbine werden gemessen, demnach ergibt sich ein Druckverlust von 0,6 bis 0,7 bar. Für die Zuführungsstrecke wurde der Druckverlust anhand von Tabellenwerten bei einem Gasdruck von 3,2 bar zu 0,59 bar abgeschätzt. Der Druckverlust durch das Zuführungsmodul wurde mit Hilfe einer numerischen Simulation zu 0,7 bis 0,8 bar berechnet. Somit ist das Ausströmen des Heißgases durch das Zuführungsmodul in die Versuchsturbine nicht gewährleistet. Um das Ausströmen zu gewährleisten müsste in den Strang von Verdichteraustritt zum Turbineneintritt ein Drosselorgan eingefügt werden. Dies hätte zur Folge, dass die Eintrittsdrücke an der Versuchsturbine gesenkt werden müssten und würde eine Anpassung der Austrittsdrücke erfordern. Nur so könnte die Maschine weiterhin mit gleichem Druckverhältnis und möglichst gleichem Enthalpiegefälle - im Vergleich zu den Messungen ohne Heißgasstrahlen-einleitung - betrieben werden. Neben diesen Nachteilen des Zuführungskonzepts kann weiterhin die Einschränkung auf lediglich einen HGS-Massenstrom und einer HGS-Temperatur genannt werden. Außerdem kann die Heißgassträhne nicht getrennt von der

Versorgungsluft der Versuchsturbine geregelt werden. Des Weiteren stellen diese Konfigurationen einen erheblichen Fertigungs- und Montageaufwand in das bestehende Rohrleitungssystem in der Versuchshalle dar.

Aus den dargelegten Gründen wurde ein anderes Konzept zur Bereitstellung der Heißgassträhne ausgearbeitet. In diesem erfolgt die Bereitstellung der Druckluft durch einen mobilen Kompressorwagen. Hierbei handelt es sich um einen mit Diesel angetriebenen Schraubenkompressor, der in einem Regelbereich von 4-12 bar Druckluft bereitstellen kann. Somit können höhere Druckverluste in der Zuführungsstrecke kompensiert und so das Einströmen in die Versuchsturbine gewährleistet werden. Zur Erwärmung der Druckluft kommt ein externer Lufterhitzer zum Einsatz. Hier ist ein weiterer Vorteil gegenüber dem 1. Konzept - Beschränkung auf polytrope Verdichteraustrittstemperatur - zu sehen, da die Heißgassträhnentemperatur individuell geregelt werden kann und somit mehr Möglichkeiten für die Untersuchungen vorliegen. Der Massenstrom des Kompressors kann in einem Bereich von ca. 20 g/s bis 413 g/s geregelt werden, wodurch auch Effekte mit unterschiedlichen Massenströmen untersucht werden können. Nachteilig bei diesem Konzept sind die zusätzlichen Peripheriesysteme zur Bereitstellung der Heißgassträhne. Die Vorteile einer schnellen Montage und Demontage überwiegen allerdings gegenüber dem ersten Konzept.

Aus den genannten Gründen wurde für die HGS-Untersuchungen auf das 2. Konzept zurückgegriffen, eine schematische Darstellung des Zuführungssystems ist Abbildung 7.2 zu entnehmen.

Die Funktionsweise und Spezifikationen der einzelnen Komponenten wird im Folgenden erläutert:

3-Wege-Hahn

Dieses Bauteil wurde zur Erhöhung der Sicherheit in den Heißgasstrang eingebaut. Die Kompressorluft wird je nach Stellung zum Lufterhitzer oder in die Umgebung geführt. Somit kann bei betriebsbedingten Störungen die HGS-Luft umgeleitet werden, ohne dass der Lufterhitzer und der Kompressorwagen abgeschaltet werden müssen. In diesem Fall strömt die Luft in die Umgebung, was eine starke Lärmentwicklung nach sich zieht. Aus diesem Grund wurde ein Schalldämpfer entwickelt und installiert.

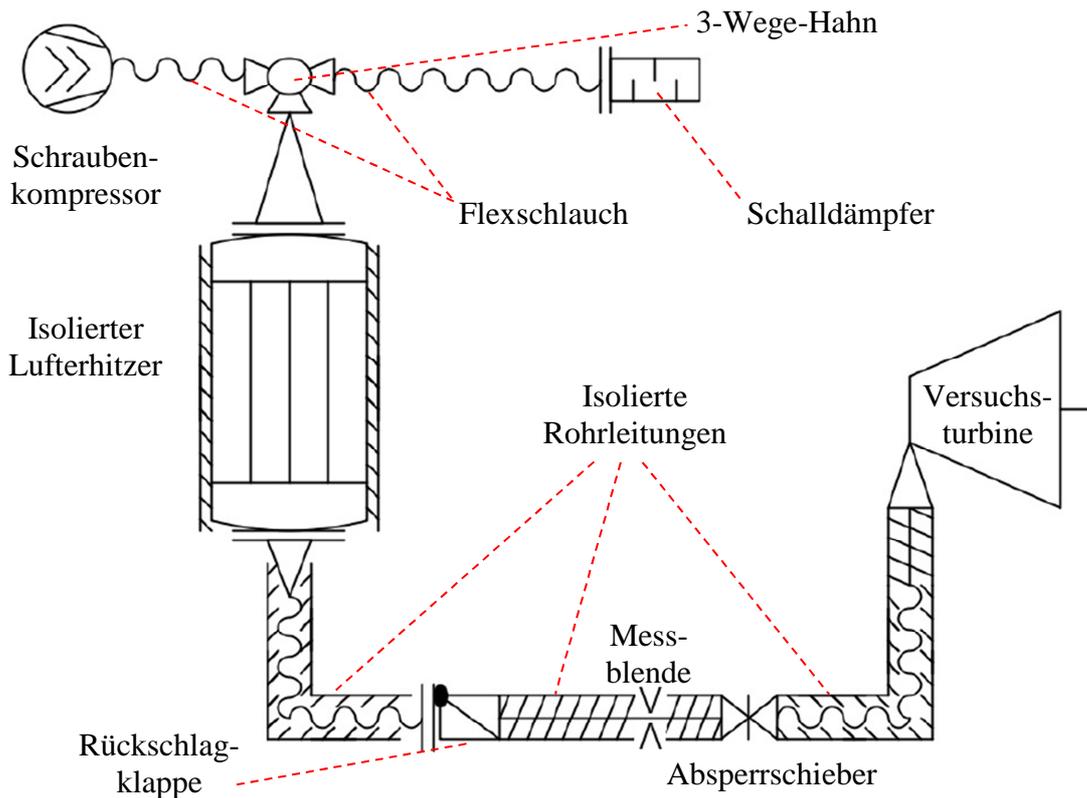


Abbildung 7.2: Fließbild des Zuführungssystems der Heißgassträhne in die Versuchsturbine, nach DIN/EN ISO10628 (DIN 28004)

Lufterhitzer

Der Lufterhitzer ist ein Flanschheizkörper, der aus insgesamt 45 rohrbündelförmigen Heizelementen besteht. Diese sind in 5 unabhängig voneinander einstellbare Heizstufen unterteilt, die für den Betrieb individuell von 0 bis 100% einstellbar sind. Insgesamt besitzt jede Heizstufe eine mögliche Teilleistung von 24 kW, woraus sich eine gesamte zuführbare Leistung des Lufterhitzers von 120 kW ergibt. Durch den Einsatz von Prall- und Stützblechen wird eine mäanderförmige Strömungsführung im Erhitzer erreicht, wodurch eine gute Verwirbelung und somit eine gleichmäßige Übertragung der Heizleistung an das Fluid erreicht wird. Die Heizelemente besitzen eine maximale Oberflächenbelastung von 30 kW/m^2 , welche zur Sicherheit mittels PT100 Elementen überwacht wird (genauere Informationen zum Lufterhitzer siehe Funke [32]).

Hitzebeständiger Flexschlauch

Der hitzebeständige Kunststoffschlauch leitet die komprimierte Luft vom Lufterhitzer zur Mengensmessstrecke und vereinfacht die Montage zwischen den feststehenden Einzelkomponenten (z. B. Lufterhitzer zur Mengensmessstrecke). Der ausgewählte Schlauch ist zulässig bis zu einer Temperatur von 210°C und einem Druck von 10 bar.

Rückschlagklappe

Die Rückschlagklappe soll in Falle eines erheblichen Druckabfalles in der Heißgaszuführung eine Rückströmung aus der Turbine durch den Lufterhitzer verhindern. Die Einbauposition der Rückschlagklappe liegt vor dem Strömungsumformer, um deren Einbaustörung (Querschnittsverengung von $\varnothing 68,9$ mm auf $\varnothing 40$ mm durch die Rückschlagklappe) zu kompensieren und eine homogene Strömung an der stromabliegenden Mengensmessblende zu erreichen.

Mengensmessstrecke

Die Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten wie Blenden, beruht auf der Messung des statischen Druckunterschieds. Die Auslegung der Mengensmessstrecke erfolgte normgerecht gemäß [18] und [19]. Eine präzise Messung des Durchflusses setzt eine sichere Messung des Wirkdruckes voraus und ist nur gewährleistet, wenn die Strömung vor und hinter der Blende ausgeprägt ist. Die störungsfreie gerade Rohrstrecke vor der Blende kann durch Verwendung eines geeigneten Strömungsumformers verkürzt werden. Da der Einbauraum für die Mengensmessstrecke ohne Strömungsumformer nicht ausreichte, wurde ein Strömungsumformer der Bauart *Zanker-Lochplatten-Strömungsumformer* implementiert, der zusätzlich die oben beschriebenen Störungen durch die Rückschlagklappe ausgleicht.

Verbindungsweg zum Eintritt in die Versuchsturbine - Zuführstutzen

Am Abschlussflansch der Mengensmessstrecke wird ein Absperrschieber angebracht, um neben der Regeleinrichtung am Kompressorwagen selbst, eine zusätzliche, exaktere Regelstelle des Massenstroms der Heißgassträhne zu schaffen. Turbinenseitig wird der Strömungsquerschnitt über ein Reduzierstück verringert, um die Einlassöffnung im Turbinengehäuse möglichst klein zu halten. Im Anschluss daran schließt sich ein Zuführungsrohr an, welches innerhalb des Strömungskanals der Versuchsturbine in das Zuführungsmodul mündet. Der turbinenseitige Zuführstutzen ist in Abbildung 7.3 dargestellt.

Zur Sicherstellung der Dichtigkeit wurde, neben der Abdichtung von Gehäuse zu Zuführungsrohr mittels eines O-Ringes, zusätzlich ein Abdichtungszusatz konstruiert. Zusätzlich stellt er eine Fixierung, über die vier dargestellten Schrauben, dar. An dem Zuführungsrohr sind zwei Aufschweißbuchsen angebracht, für jeweils eine Druckentnahme und eine Temperaturmessung. Die Druckmessung dient in erster Linie zur Überwachung der

Heißgassträhne. Liegt ein kontinuierlich abfallender Druck von der HGS-Mengenmessblende

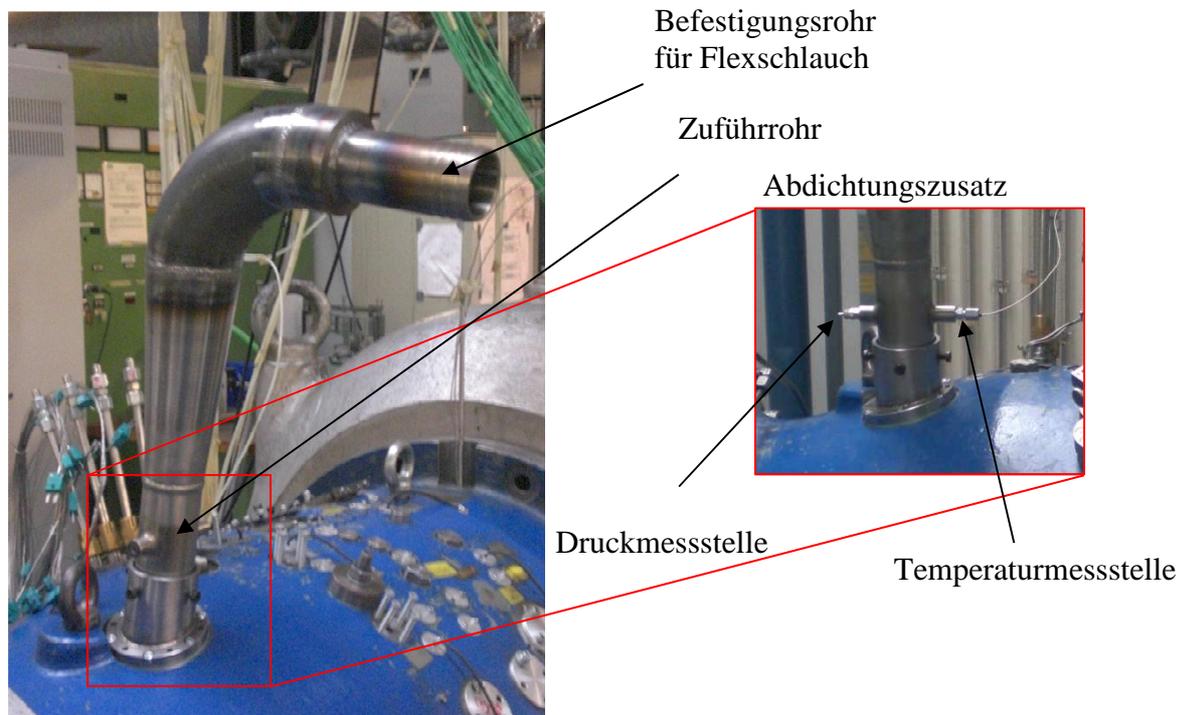


Abbildung 7.3: Zuführung der Heißgassträhne in die Versuchsturbine - Zuführstutzen über die genannte Druckmessstelle bis zu den Turbinendrücken vor, ist das Einströmen der Heißgassträhne gewährleistet. Die Temperatur dient als Referenztemperatur der Heißgassträhne, auf die die restlichen Temperaturen bezogen werden (vgl. Kapitel 7.3.3.1). Zur Erfassung der Temperatur wird auf ein $\varnothing 1$ mm Thermoelement zurückgegriffen, welches mittig im Zuführungsrohr platziert ist.

Zuführungsmodul

Die Heißgassträhne strömt durch das Zuführungsrohr in das Zuführungsmodul. Das Zuführungsmodul wird am Gleichrichter montiert (siehe Befestigungswinkel Abbildung 7.4) und überdeckt einen Sektor von 30° sowie das obere Drittel des Strömungskanals, um den Brennkammereinfluss realistisch abzubilden. Die kraftschlüssige Zuführungseinheit (Zuführrohr und -modul) ist in Abbildung 7.4 dargestellt.

Die gewählte Umfangsposition für das Zuführungsrohr wurde mit Rücksicht auf die vorliegenden Platzverhältnisse der stromabliegenden Sondenpositionen gewählt. Aufgrund einer Vielzahl von vorangegangenen Forschungsprojekten an der Versuchsturbine, liegen einige Durchgangsbohrungen vor, die berücksichtigt werden müssen. Um die Anordnung der folgenden Temperaturmessstellen zu realisieren (z.B. *Kiel-Head*-Sonden vor LE1, vgl.

Kapitel 7.3.1), wurde die Umfangsposition zu 9° gewählt. Damit unnötige Verwirbelungen im Einlaufbereich der Turbine vermieden werden, wurden die Sacklochbohrungen für die Befestigungsschrauben mit temperaturbeständigem Silikon aufgefüllt (vgl. Abbildung 7.5).

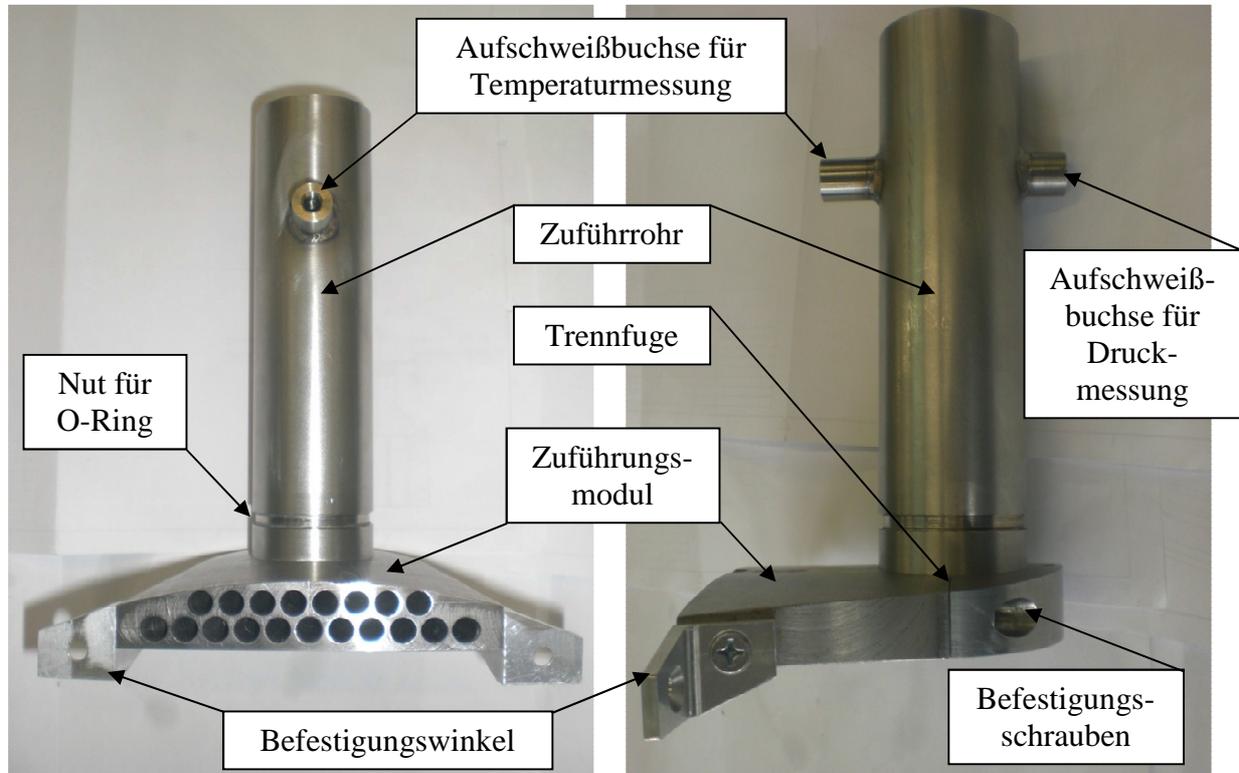


Abbildung 7.4: Drauf- (links) und Seitenansicht (rechts) des Zuführungsrohrs und -moduls

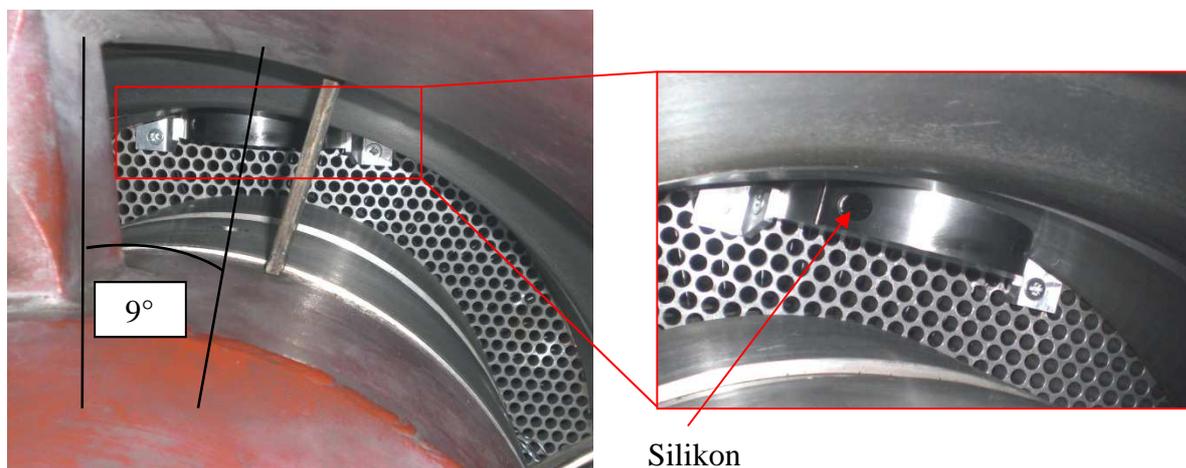


Abbildung 7.5: Blick in Strömungsrichtung mit installiertem Zuführungsmodul

Zur Realisierung einer möglichst guten Strömungsführung im Modul, wurden zwei konstruktive Maßnahmen ergriffen. Die zugeführte Heißgassträhne strömt durch das Zuführungsrohr und wird am Ende um 90° umgelenkt. Um die Strömungsverluste infolge der Umlenkung zu minimieren, wird am Ende des Zuführrohres ein Umlenklech angebracht. Zusätzlich muss gewährleistet sein, dass die Strömung möglichst gleichmäßig aus dem

Zuführungsmodul austritt und somit den 30°-Sektor vollständig abdeckt. Dazu wurden im Inneren des Moduls Strömungsführungsbleche angebracht (vgl. Abbildung 7.6).

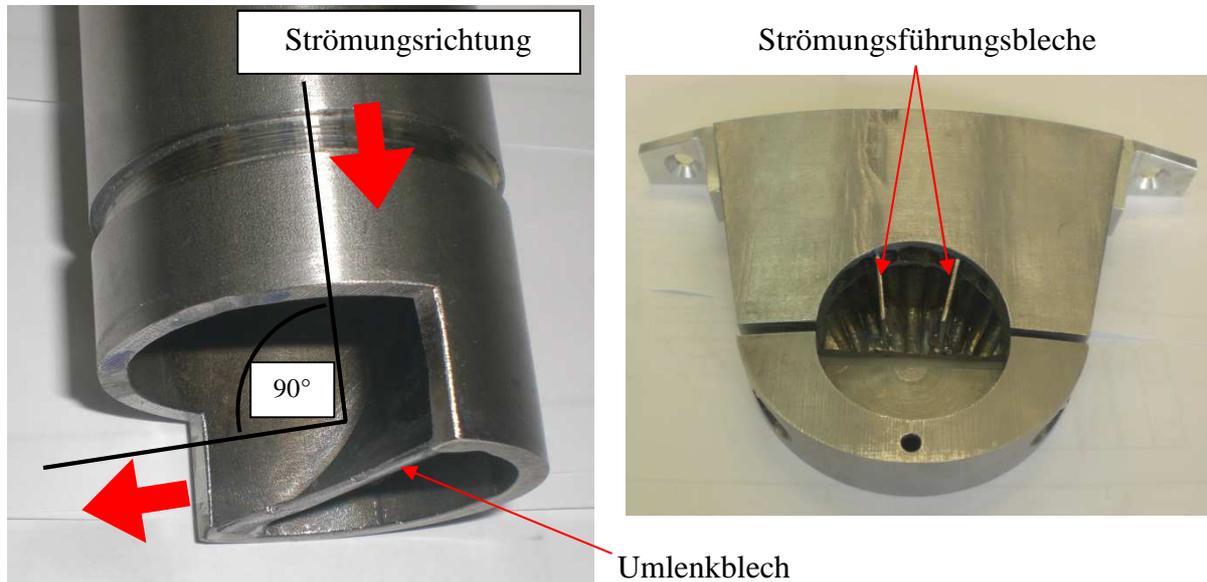


Abbildung 7.6: Umlenkblech im Zuführungsrohr (links) und Strömungsführungsbleche innerhalb des Zuführungsmoduls (rechts)

Der Strömungspfad vom Rohrbogen bis zum Austritt des Gleichrichters wurde numerisch berechnet, um zu verifizieren, ob die Strömungsführungsbleche die gewünschte Wirkung einer möglichst breiten HGS-Einbringung in die Versuchsturbine einhalten. Die numerischen Ergebnisse zeigen ein gleichmäßiges Austreten der Strömung, wobei allerdings Geschwindigkeitsunterschiede zwischen der oberen und unteren Bohrungsreihe zu beobachten sind. Diese Unterschiede haben aber auf die Untersuchung zum Ausmischungsverhalten nur einen vernachlässigbaren Einfluss.

7.3.1 Eingesetzte Messtechnik und Positionierung

Zur Beurteilung des Ausmischungsverhaltens der Heißgassträhne wurde die Versuchsturbine um eine Vielzahl an Temperaturmessstellen erweitert. Eine Übersicht der Messebenen und die Anzahl der Messstellen geben Abbildung 7.7 und Tabelle 7.1.

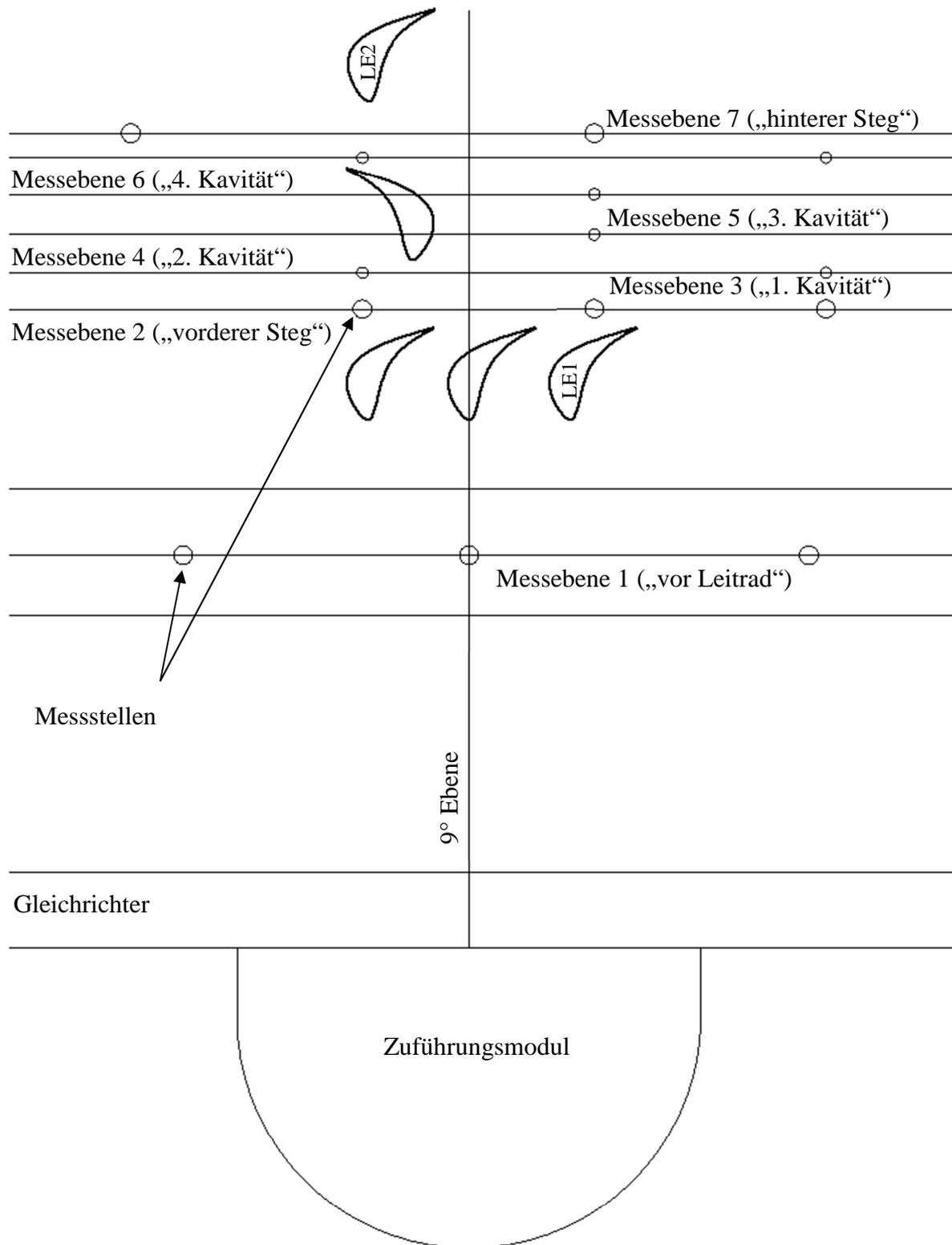


Abbildung 7.7: Darstellung der Messebenen

Messebene	Nr.	Anzahl
„vor Leitrad 1“	1	3
„vorderer Steg“	2	3
„1. Kavität“	3	12
„2. Kavität“	4	5
„3. Kavität“	5	5
„4. Kavität“	6	12
„hinterer Steg“	7	12

Tabelle 7.1: Benennung der einzelnen Messebenen und Anzahl der Temperaturmessstellen

In der Messebene vor Leitrad 1 wird das Temperaturprofil der Heißgassträhne mit drei höhenverstellbaren Sonden vermessen. Die Sonden sind als *Kiel-Head*-Sonden ausgeführt. In den Messebenen 2 und 7 werden ebenfalls *Kiel-Head*-Sonden eingesetzt. Die Sonden dieser Ebenen sind bzgl. der Kopfform identisch und wurden nach [58] ausgelegt. Der Aufbau ist beispielhaft für die Messebenen 2 und 7 in Abbildung 7.8 dargestellt.

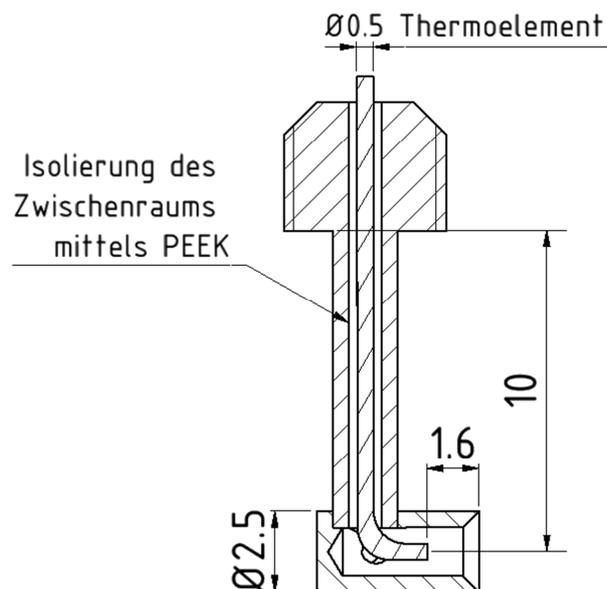


Abbildung 7.8: Geometrie der eingesetzten *Kiel-Head*-Sonden, basierend auf [58]

In den *Kiel-Head*-Sonden kommen $\text{Ø}0,5$ mm Thermoelemente des Typ K zum Einsatz. Zur Reduzierung des Wärmeableitfehlers werden die Thermoelemente gegenüber dem Schaft der

Sonden mit dem hochtemperaturfesten Kunststoff *PEEK*¹⁷ abgeschirmt. Dazu wird ein Ø1 mm PEEK Rohr mit einer Ø0,5 mm Bohrung versehen. Die Sonden dieser Messebenen befinden sich im Hauptströmungskanal der Versuchsturbine. Die Ausführung der Messstellen als *Kiel-Head*-Sonden ermöglicht eine größere Winkeltoleranz, was vor allem in der Messebene 7 entscheidend ist. In Messebene 7 (entspricht Messebene 12) unterscheiden sich die Umfangswinkel je nach Betriebspunkt beträchtlich.

Zur genauen Verifizierung des Winkels wurde zuerst die radiale Höhe der Messstelle definiert. Die Aufgabe der Sonden in dieser Ebene ist die Erfassung der HGS-Hauptströmung um somit das Ausmischungsverhalten der Heißgassträhne in der Hauptströmung zu beurteilen. Daher wurde in einer numerischen Berechnung der Abstand des Leakagejets zur Gehäusewand berechnet. Der Abstand liegt unter 3,5 mm, so dass die um 10 mm von der Gehäusewand entfernte *Kiel-Head*-Sonde den Einfluss der Leakageströmung nicht erfasst. Zur Ausrichtung der Sonden in Messebene 7 wird auf die Ergebnisse der Quasi-3-Lochsonde auf einer radialen Höhe von 86,8%¹⁸ zurückgegriffen. Die absoluten Umfangswinkel für eine radiale Kanalhöhe von 86,8% sind in Abbildung 7.9 dargestellt.

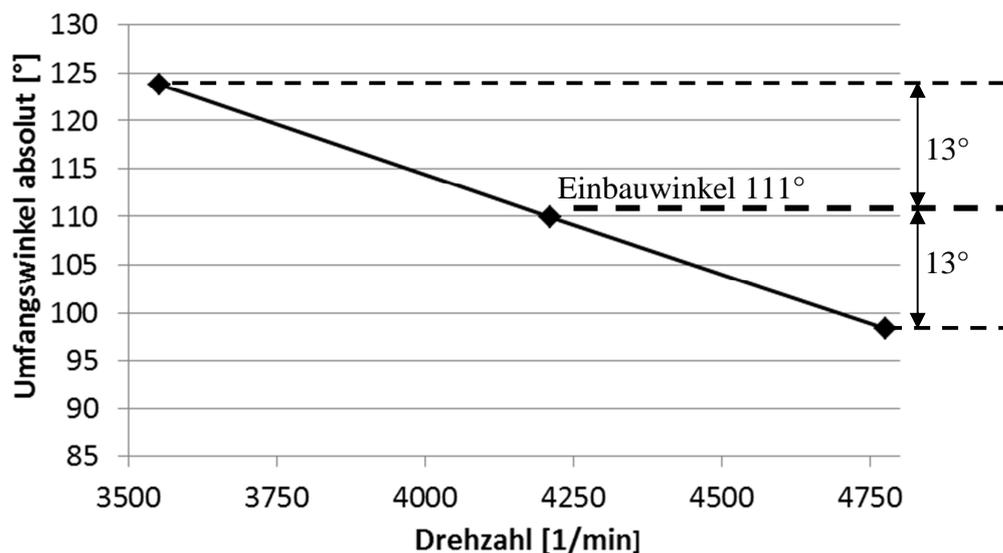


Abbildung 7.9: Absolute Umfangswinkel in ME12 in Abhängigkeit der Drehzahl (Betriebspunkte) für 86,8% relative Kanalhöhe

¹⁷ *PEEK* (Polyetheretherketon) ist ein Hochleistungskunststoff mit einer dauerhaften Gebrauchstemperaturgrenze von 250°C, bei gleichzeitig hoher mechanischer Festigkeit sowie sehr guten Isolierungseigenschaften (Wärmeleitfähigkeit 0,25 W/(m K)).

¹⁸ *Kiel-Head*-Sonden befinden sich auf 85%, entspricht bei der vorliegenden Kanalhöhe einem Versatz von unter 1,2 mm.

Die Vermessung der Betriebspunkte erfordert einen Toleranzwinkel von je 13° für die fest eingebauten *Kiel-Head*-Sonden. Unter Beachtung der Auslegungsvorschriften nach [58] beträgt die Winkeltoleranz $\pm 15^\circ$ und liegt somit oberhalb des vorliegenden Winkelvariationsbereiches von 13° . Insgesamt werden in dieser Messebene (ME7 vgl. Abbildung 7.11) 12 Messstellen äquidistant angeordnet.

Die Umfangsanordnung der baugleichen *Kiel-Head*-Sonden in Messebene 2 wird unter der Annahme einer schaufelkongruenten Strömung bestimmt. Des Weiteren werden in dieser Ebene nur 3 Messstellen implementiert, da durch die Leitradbeschaufelung der ersten Stufe eine sehr geringe Ausmischung erwartet wird. Basierend auf der mittleren Messstelle werden die beiden außenliegenden Sonden mit jeweils dem gleichen Winkelversatz angeordnet. Die Position der mittleren Sonde entspricht der Umlenkung der Heißgassträhne durch das Leitrad ausgehend von der 9° Ebene (vgl. Abbildung 7.7). In Abbildung 7.10 ist die Ausrichtung der Sonden schematisch dargestellt.

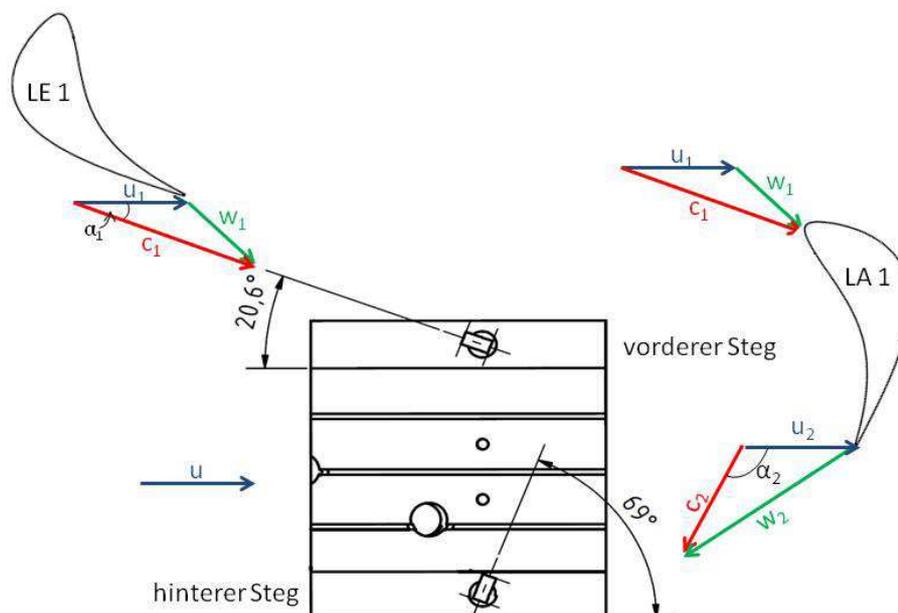


Abbildung 7.10: Winkelpositionsbestimmung anhand der Geschwindigkeitsdreiecke

Oberhalb des Deckbandes bzw. in der Deckbandkavität von Laufrad 1 werden $\varnothing 1$ mm Thermoelemente eingesetzt. Der Messaufnehmer wird dabei mittig in die Kavität positioniert. Der Einsatz der oben beschriebenen *Kiel-Head*-Sonden ist aus 2 Gründen nicht möglich; zum einen liegen keine Informationen zum Strömungswinkel vor, so dass eine zielgerichtete Ausrichtung nicht gewährleistet ist, zum anderen ist die Baugröße der *Kiel-Head*-Sonden

größer als die der Thermoelemente, was in Anbetracht des Volumens der Kavität nicht zu vernachlässigen ist. Die Vergrößerung des Durchmessers der Thermoelemente im Vergleich zu den *Kiel-Head*-Sonden wurde aus Gründen der Stabilität durchgeführt. Die axiale Anordnung der Messstellen im Dichtstreifenring LA1 ist in Abbildung 7.11 dargestellt.

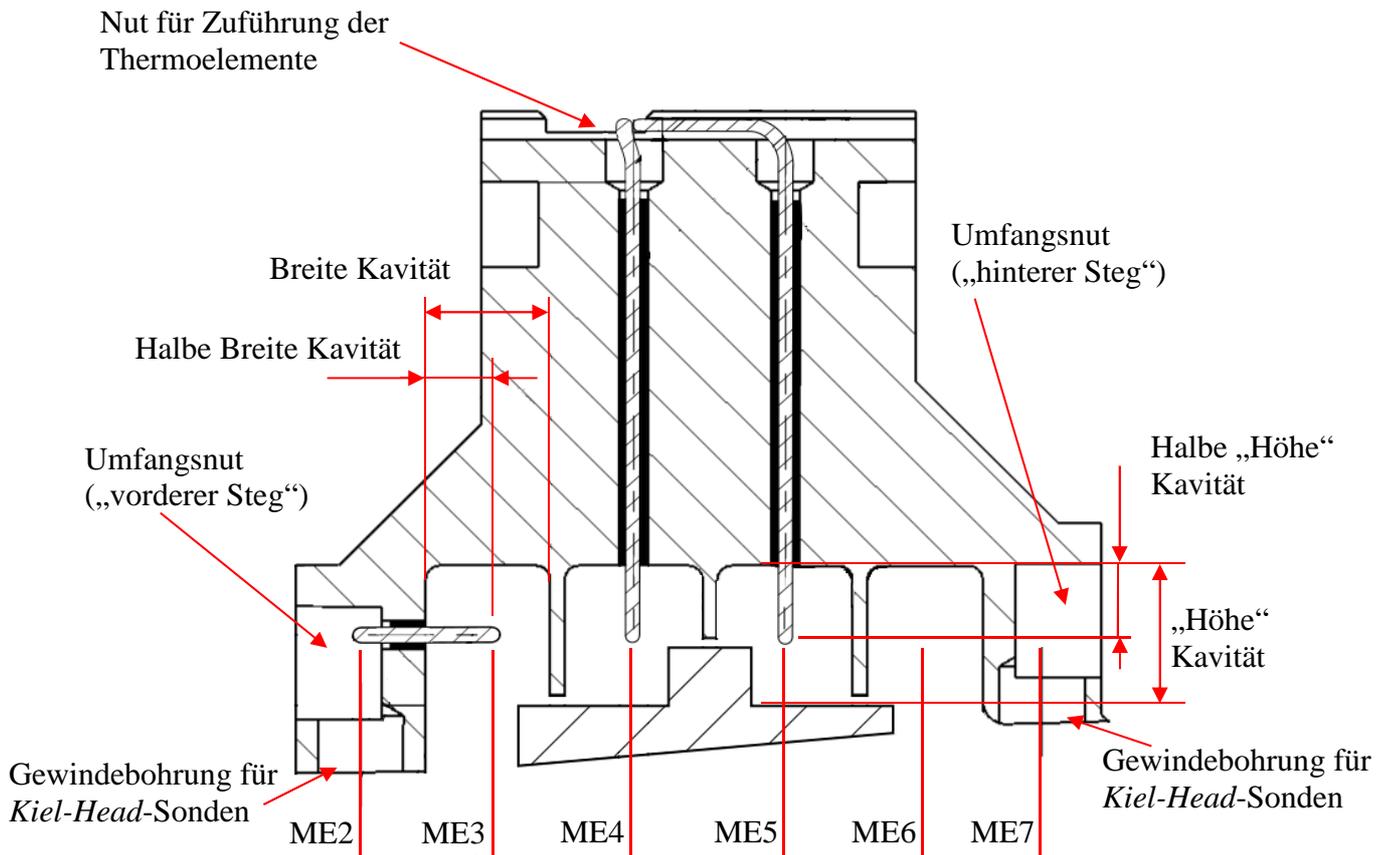


Abbildung 7.11: Schematische Darstellung der Messfühlerpositionen

Die Anordnung über dem Umfang für die Messebenen 3 bis 6 erfolgt, aus den gleichen Gründen wie bei Messebene 7, äquidistant. Am Ein- und Austritt (Messebenen 3 und 6) werden jeweils 12 Messstellen implementiert, da dort aufgrund der Wechselwirkung von Leit- und Laufschaufel größere Gradienten zu erwartet sind. Die mittleren Kavitäten (Messebene 4 und 5) werden nur mit jeweils 5 Messstellen ausgerüstet, da in diesen Bereichen ein kleinerer Temperaturunterschied vorliegt. Zur Reduzierung des Wärmeableitfehlers sind die Thermoelemente gegenüber dem Dichtstreifenring ebenfalls mit *PEEK* isoliert.

Insgesamt wurde der Prüfstand um 52 Thermoelemente in der Versuchsturbine erweitert, wovon 49 im Dichtstreifenring LA1 installiert sind. Für die Umsetzung an dem vorliegenden Turbinengehäuse mit einer bereits hohen Anzahl an Durchführungsbohrungen für andere

Messaufgaben, wurde daher nur je eine Bohrung auf der Ober- und Unterschale des Gehäuses implementiert. Die Zuführung über dem Umfang erfolgt im Dichtstreifenring selbst. Dazu wurden im Dichtstreifenring am vorderen und hinteren Steg Umfangsnuten eingebracht (vgl. Abbildung 7.11 und Abbildung 7.12). Die Umfangsanordnung der Messstellen in den einzelnen Messebenen ist in Abbildung 7.13 aufgelistet.

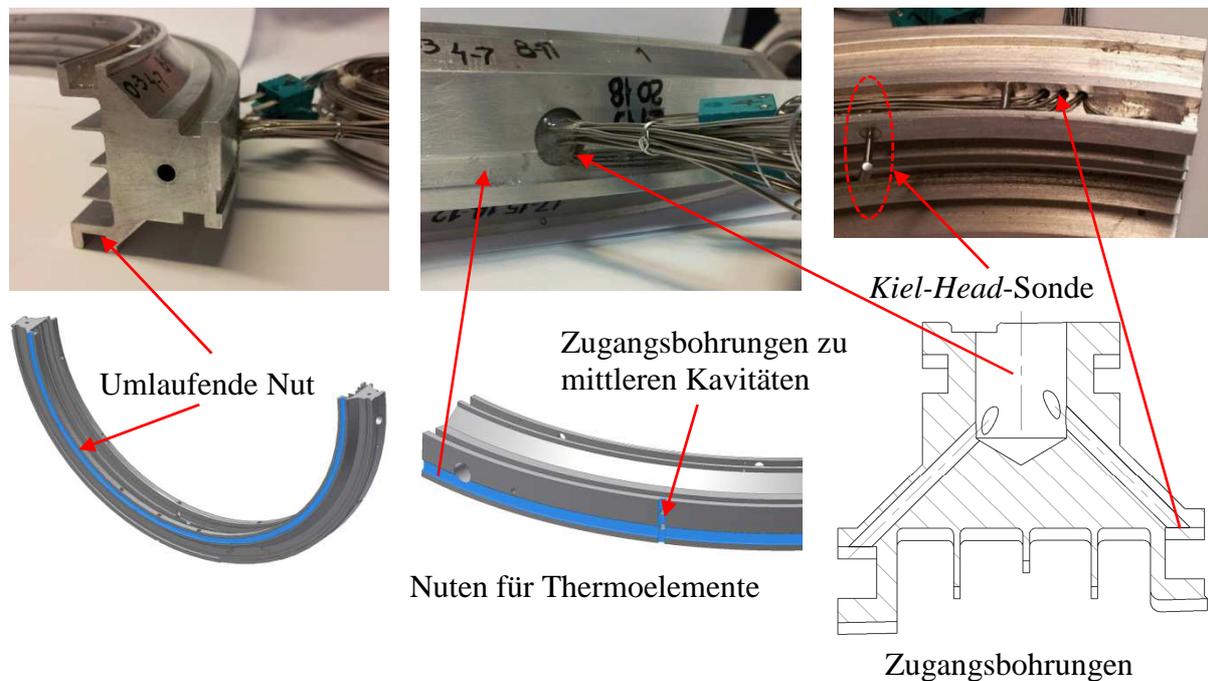


Abbildung 7.12: Umsetzung der Installation der Messstellen in Dichtstreifenring LA1

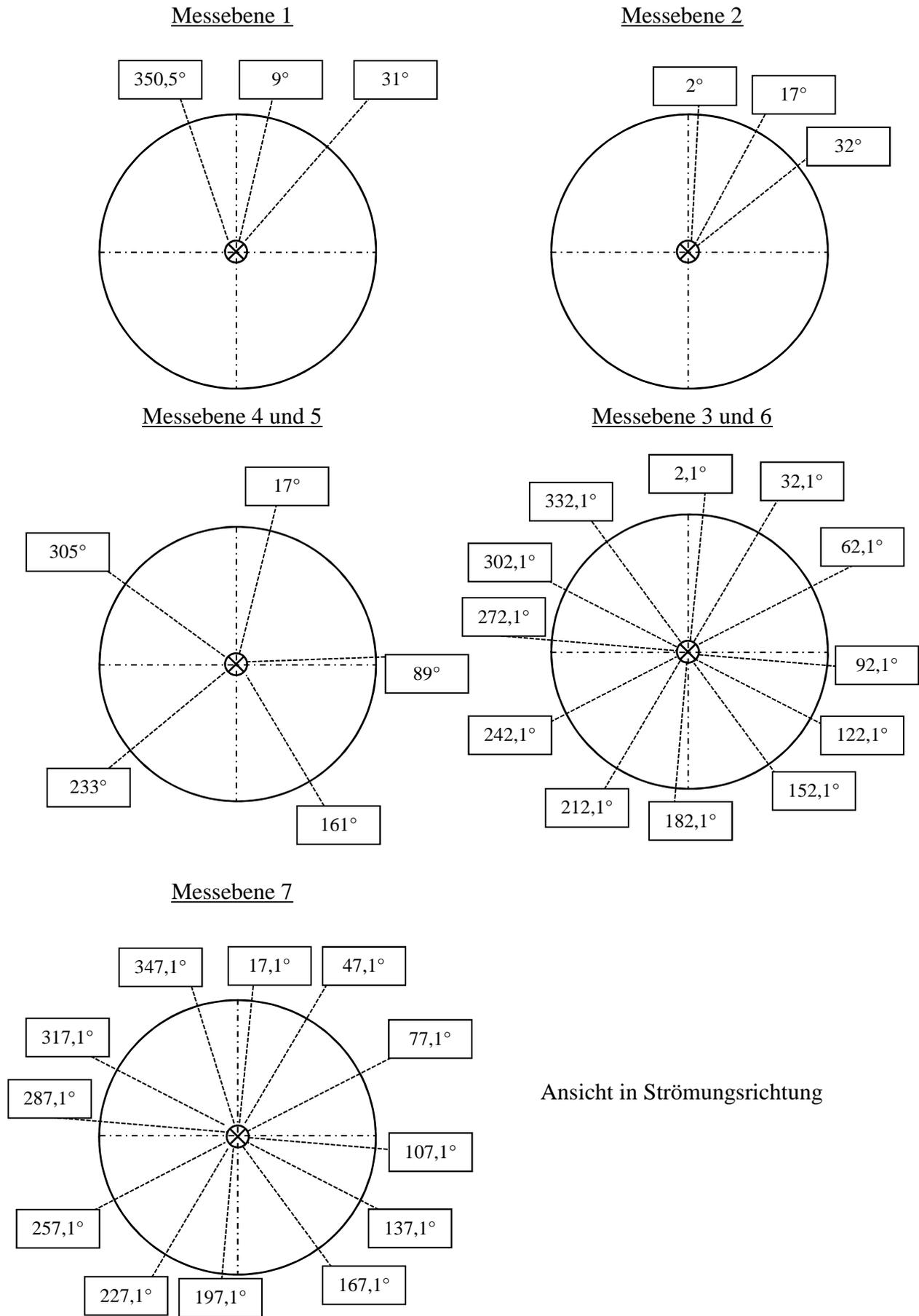


Abbildung 7.13: Umfangspositionen der Temperaturmessstellen in den einzelnen Messebenen

Darüber hinaus wurde der Prüfstand um Messtechnik zur Ermittlung des HGS-Massenstroms erweitert. Zur Erfassung der Temperatur - für die notwendige Information der Dichte - werden zwei PT100 Elemente eingesetzt, deren Messwerte im Versuchsbetrieb arithmetisch gemittelt werden. Die Kalibrierung erfolgte in einem Ölbad, welches bis auf die maximale HGS-Temperatur von 170°C aufgewärmt wurde. Als Referenzwert wurde ein geeichtes¹⁹ PT100 Element herangezogen.

Die Ermittlung des Recovery-Faktors (vgl. Kapitel 4.3) konnte für die im Dichtstreifenring installierten *Kiel-Head*-Sonden und Thermoelemente nicht erfolgen. Basierend auf der Auslegung der Sonden nach [58] liegt für den vorliegenden Ma-Zahl Bereich ein Recovery-Faktor von ca. 0,93 bis 0,95 vor. Diese Werte sind allerdings mit einer gewissen Unsicherheit behaftet. Bei den vorliegenden Ma-Zahlen²⁰ ist der Unterschied zwischen der totalen und statischen Temperatur allerdings relativ gering. Es werden daher nur die Sondentemperaturen ausgewertet, die aber für eine qualitative Bewertung ausreichend sind.

7.3.2 Auswirkungen der Umbaumaßnahmen auf das Maschinenverhalten

Das Zuführungsmodul stellt im Einlaufbereich der Versuchsturbine einen nicht unwesentlichen Störeinfluss dar. Wie weit sich dieser Einfluss auswirkt und wie groß er ist, wird anhand der Gehäuse- und Wanddrücke sowie den Totaldrücken in der Austrittsebene unter Vergleich mit den Messungen ohne Heißgassträhneneinleitung beurteilt. Des Weiteren ist von wesentlicher Bedeutung, dass die Eintrittstemperaturen - gemessen am Gleichrichter - keine Beeinflussung durch die eingeleitete Heißgassträhne aufweisen. In Abbildung 7.14 sind exemplarisch die Eintrittstemperaturen für den Versuchsbetrieb mit Heißgassträhneneinleitung und ohne gegenübergestellt. Die blauen Linien bezeichnen die Toleranzgrenzen gemäß Tabelle 3.3. Es liegen hinsichtlich der Stationarität und der Bandbreite der Temperaturen keine wesentlichen Unterschiede vor. Die Eintrittsdrücke zeigen den größten Unterschied im Vergleich zu den vorigen Messungen und sind in Abbildung 7.15 gegenübergestellt. Die Stationarität ist unverändert, aber die Bandbreite aller 4 Wanddrücke erhöht sich durch das Zuführungsmodul von ca. 4 mbar auf ca. 12 mbar. Die Drücke 1 und 4 (Umfangsposition: 45° und -45°) sind in der Oberschale positioniert, liegen im Windschatten des Moduls und zeigen daher geringere Werte. Zur Überprüfung dieses Aspektes werden

¹⁹ Die Eichung erfolgte durch die Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) in Braunschweig.

²⁰ Die Ma-Zahlen sind für alle Messebenen (ME10, ME12 und ME22) unterhalb von Ma=0,25.

zusätzlich die Zylinder- und Wanddrücke der Messebene 10 herangezogen (vgl. Abbildung 7.16), die 33,8 mm weiter stromab der Ebene der Eintrittsdrücke liegt.

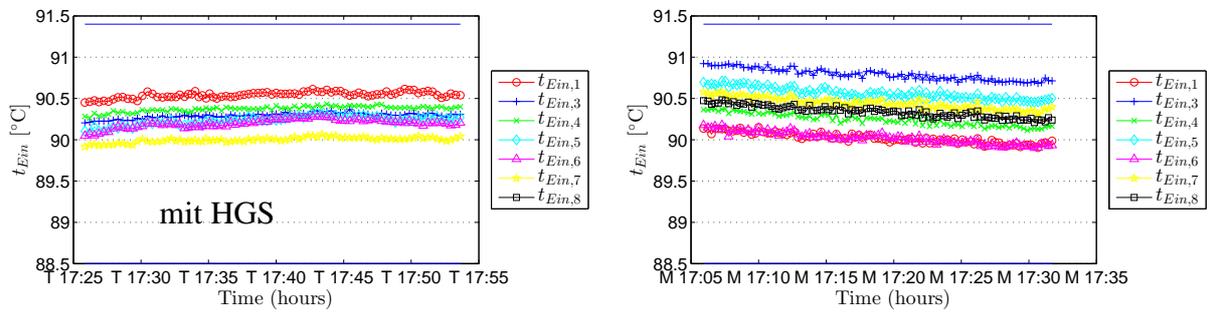


Abbildung 7.14: Gegenüberstellung der Eintrittstemperaturen; links mit HGS und rechts ohne Heißgassträhneneinleitung

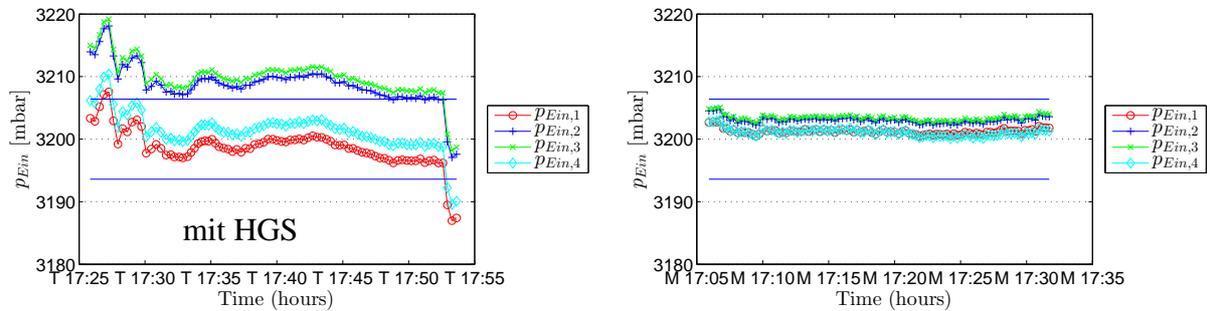


Abbildung 7.15: Gegenüberstellung der Eintrittsdrücke; links mit HGS und rechts ohne Heißgassträhneneinleitung

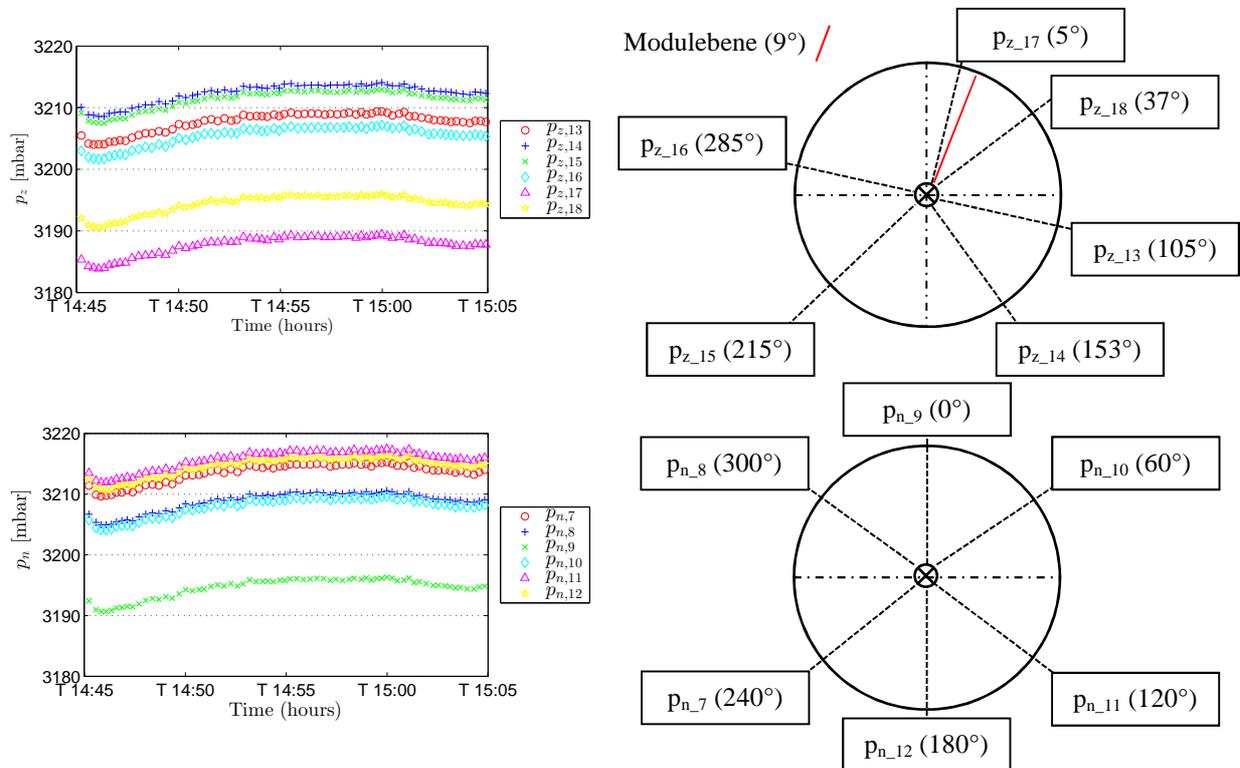


Abbildung 7.16: Darstellung der Gehäuse- und Nabendrücke, sowie deren Umfangsposition in ME10

Die Störung durch das Zuführungsmodul pflanzt sich bis zur Messebene 10 in ähnlicher Weise fort. Die benachbarten Messstellen ($p_{z_{17}}$ und $p_{z_{18}}$) zeigen auch hier die geringsten Druckwerte. Dabei ist der Wert $p_{z_{17}}$ am niedrigsten und gleichzeitig am nächsten an der Modul-Ebene. Somit liegt am Eintritt in die Leitschaufel 1 auf einem nicht unwesentlichen Umfangsbereich geringere Werte vor. Diese Störung zieht sich über die komplette radiale Kanalhöhe, da auch der nächstliegende Nabendruck (p_{n_9}) einen reduzierten Druckwert zeigt. Somit führt das Zuführungsmodul am Eintritt der Turbine zu segmentweiser Reduzierung der Umfangsdrücke. Dass diese Auswirkung in der Austrittsebene nicht mehr vorliegt, zeigt die Gegenüberstellung der Austrittsdrücke (vgl. Abbildung 7.17) sowie der Vergleich der Totaldrücke am Austritt über die radiale Höhe. Dieses Ergebnis wird durch die Umfangsdruckwerte an Nabe und Gehäuse aus der Messebene 22 bestätigt.

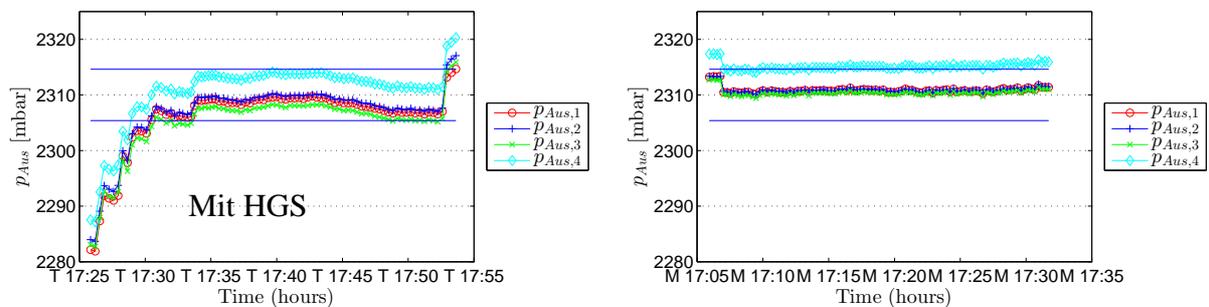


Abbildung 7.17: Gegenüberstellung der Austrittsdrücke; links mit HGS und rechts ohne Heißgassträhneneinleitung

Um auszuschließen, dass die Störung ggf. nicht alleine vom Zuführungsmodul selbst, sondern auch durch die eingeleitete erwärmte Luft hervorgerufen wird, wurden Messungen mit eingebautem Zuführungsmodul ohne Heißgaseinleitung durchgeführt. Die Messergebnisse am Eintritt zeigen ein ähnliches Verhalten, so dass die Störung ausschließlich auf das Zuführungsmodul zurückgeführt werden kann. Die Auswirkungen auf das Maschinenverhalten kann unter den gegebenen Erläuterungen als vernachlässigbar angesehen werden, da in diesen Untersuchungen eine qualitative Bewertung des Ausmischungsverhaltens getroffen werden soll. Aufgrund der leicht erhöhten Eintrittsdrücke und der gleichbleibenden Austrittsdrücke liegt an der Maschine ein um ca. 0,2% erhöhtes Druckverhältnis an. Die Massenstrombilanz zeigt im Vergleich zu den Messungen ohne Zuführungsmodul eine gute Übereinstimmung. In Abbildung 7.18 werden der Massenstrom in Abhängigkeit der Betriebspunkte aus den vorigen Messungen (roter Graf) und der Massenstrom während der HGS-Einleitung (schwarze Graf) gegenübergestellt. Der Offset zwischen beiden Massenströmen entspricht mit guter Übereinstimmung dem Massenstrom der durch den

mobilen Kompressor Wagen zugeführt wird (grüner Graf). Durch die Einbringung der Masse müssen die betriebspunktrelevanten Größen angepasst werden. Das Enthalpiegefälle wurde aus der gemessenen Turbinenleistung und dem gesamten Massenstrom ermittelt. Die größten Abweichungen liegen mit 0,7% bei Betriebspunkt 3 vor und gehen bis auf 0,1% für Betriebspunkt 1 zurück. Die Ursache liegt in dem kleineren Turbinenmassenstrom in BP3, so dass das Einleiten des Heißgasmassenstroms relativ gesehen stärker ins Gewicht fällt. Aber auch hier bleibt festzuhalten, dass diese Differenzen für den Fokus dieser Messkampagne keine Beeinträchtigung darstellt.

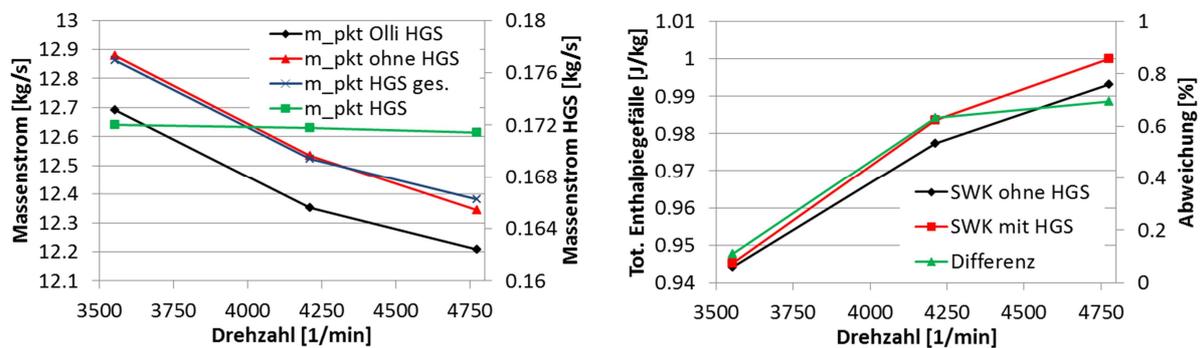


Abbildung 7.18: Massenstrombilanz (links) und Gegenüberstellung des totalen Enthalpiegefälles (rechts)

Ein entscheidender Einfluss zur Beurteilung dieser Messungen ist neben den im vorliegenden Kapitel dargestellten konstanten Betriebspunktdateen der Versuchsturbine, die konstant zu haltende Größen für die Heißgassträhnenzufuhr. Diese sind zum einen der Massenstrom des Kompressor Wagens und zum anderen die Temperatur vor dem Zuführungsmodul, welche über den Lufterhitzer geregelt wird. Die Schwankungen am Lufterhitzer lagen während einer Messperiode bei ca. 1 K und die Massenstromschwankungen betragen ca. 1 g/s (vgl. Abbildung 7.19).

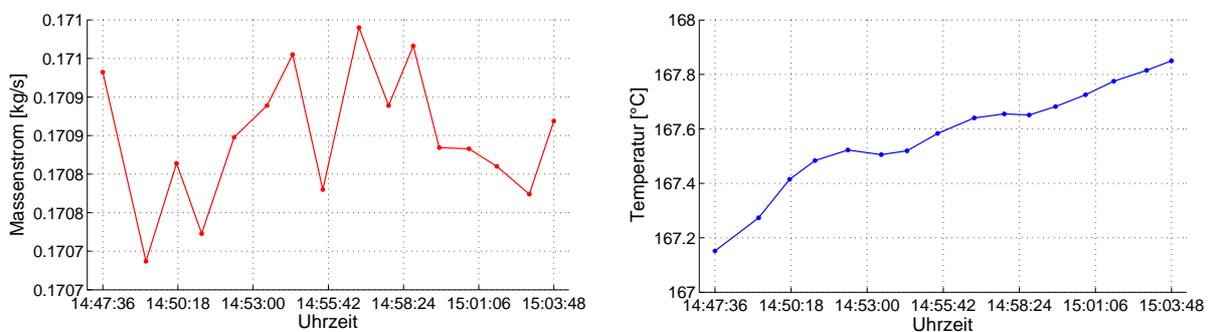


Abbildung 7.19: Stabilität des Heißgasmassenstroms und der Heißgassträhnentemperatur

7.3.3 Versuchsdurchführung und Vorgehen bei Auswertung

Die Verdichteranlage zur Versorgung des Prüfstandes wird ca. 2 h vor dem Einleiten des Kompressor Wagens eingeschaltet. Die Feineinstellung für den Betriebspunkt erfolgt im Zusammenspiel mit eingeschaltetem Kompressor, da ein späteres Zuschalten die Druckwerte erheblich beeinflusst.

7.3.3.1 Referenztemperatur

Als Referenz- bzw. Bezugstemperatur wird für die Auswertung der Messergebnisse die Temperatur vor dem Einlass in das Zuführungsmodul herangezogen (vgl. Abbildung 7.3). Diese Temperatur ist stets größer als die Temperaturen in der Versuchsturbine. Dies begründet sich durch die Druckverluste während der Einleitung in die Turbine und die damit verbundene Expansion und Abkühlung. Alle dargestellten Messwerte werden auf diese Temperatur bezogen²¹. Des Weiteren gibt diese Temperatur unabhängig von der Versuchsturbine den Zustand der Heißgassträhne an.

7.3.3.2 Grafische Auswertung, Interpolation und Spline

Zur Visualisierung der Ergebnisse wird der Temperaturverlauf zwischen den Messwerten interpoliert. Die Auswertung der Messergebnisse in den Diagrammen unterliegt aufgrund der endlichen Anzahl an Messstellen gewissen Ungenauigkeiten, insbesondere bzgl. der Lage der Temperaturmaxima.

Für die Temperaturverläufe in tangentialer Richtung kann näherungsweise eine Gauß'sche Verteilung angenommen werden. Aufgrund von Sekundärströmungen und die zu erwartende Schleppwirkung des Deckbandes ist die Annahme mit gewissen Unsicherheiten behaftet. Mit der Annahme der Gauß'schen Verteilung und bei äquidistanter Anordnung der Messstellen kann eine Korrektur durchgeführt werden. Dafür werden die beiden Messstellen um das gemessene Maximum betrachtet. Unter den getroffenen Annahmen wird das Maximum exakt gemessen, wenn die benachbarten Messstellen um das Maximum gleich große Werte anzeigen. Zeigen diese allerdings Unterschiede auf, ist davon auszugehen, dass die reale Position des Maximums nicht getroffen wird und in Richtung der erhöhten benachbarten Messstelle liegt. In Abbildung 7.20 ist das Problem schematisch dargestellt. Im linken Bildteil ist die ausgegebene Splinefunktion auf Basis der Messwerte als gestrichelte Linie dargestellt.

²¹ Der Bezug der Temperaturen erfolgt im Kelvin.

Sie unterscheidet sich erheblich von der durchgezogenen Linie, die dem realen Verlauf unter der Annahme einer Gauß'schen Verteilung entspricht.

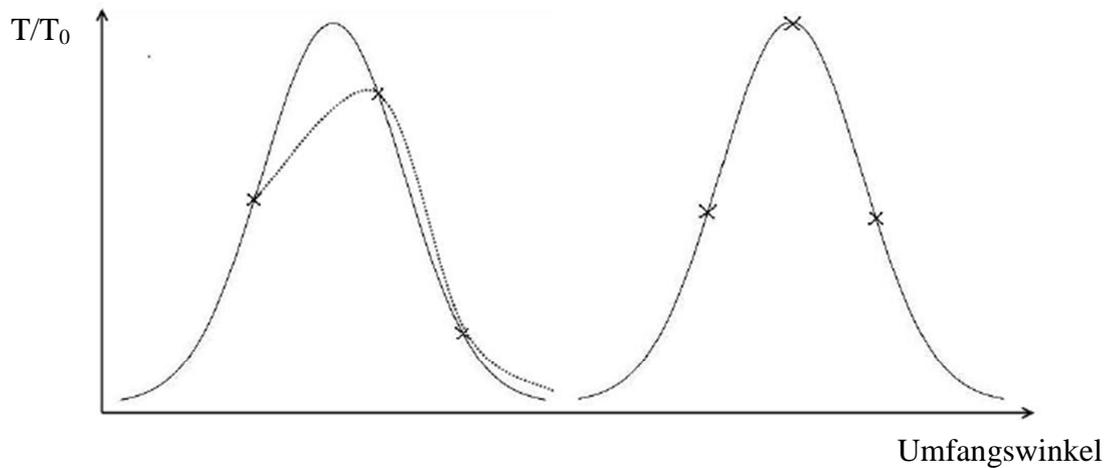


Abbildung 7.20: Korrektur der Messwerte

7.3.3.3 Ausmischungskriterien

In mehreren Literaturquellen (z.B. Aksoy et al. [1] und An et al. [2]) wird zur Beurteilung der Ausmischung auf den wof²²-Faktor zurückgegriffen. Der Faktor beschreibt die Ausmischung innerhalb einer Messebene i zu einer Referenzebene 0 , wobei meist der Eintrittsquerschnitt als Referenzebene herangezogen wird. Die Definition des wof-Faktors lautet wie folgt:

$$\text{wof} = 1 - \frac{T_{i,\text{max}} - T_{i,\text{avg}}}{T_{0,\text{max}} - T_{0,\text{avg}}} \quad (7.1)$$

Es wird die Differenz zwischen der Maximal- und Durchschnittstemperatur der Messebene mit der entsprechenden Differenz in der Referenzebene ins Verhältnis gesetzt. Unterscheiden sich die Maximal- und die Durchschnittstemperatur in der Messebene i nicht mehr voneinander, liegt eine vollständige Ausmischung vor und der wof-Faktor erreicht den Maximalwert 1. Für die vorliegende Versuchsanordnung kann diese Definition, aufgrund der begrenzten Anzahl der Messstellen in den jeweiligen Messebenen, allerdings schnell zu Ungenauigkeiten führen. Dies äußert sich vor allem in den Messebenen mit weniger Messstellen, wie z. B. Messebene 4 und 5. Aus diesem Grund wird auf eine andere Definition, den wof*-Faktor zurückgegriffen.

²² Wof "washoutfactor"

$$\text{wof}^* = 1 - \frac{T_{i,\max} - T_{i,\min}}{T_{0,\max} - T_{0,\min}} \quad (7.2)$$

Bei dieser Definition wird anstelle des Durchschnittswertes die Minimaltemperatur benutzt, da diese von der Heißgassträhne kaum beeinflusst wird. Als Referenzwert für $T_{0,\max}$ wird auf die Maximaltemperatur der Messebene 1 (T_{2,v_LE1}) zurückgegriffen und für $T_{0,\min}$ wird $T_{\text{Ein},4}$ gewählt. In Messebene 1 werden die Sonden zur Erfassung des Temperaturfeldes radial traversiert. In sämtlichen Auswertungen in denen der tangentialer Verlauf von Interesse ist, wird die Sonde in 11,5 mm Entfernung zur Gehäusewand fixiert.

7.4 Darstellung der Messergebnisse und Analyse

Die Darstellung und Diskussion der Ergebnisse konzentriert sich auf den Betriebspunkt 3. Um die Plausibilität der Messstellen zu prüfen, wurde eine Offsetmessung ($T_{\text{HGS}} = T_{\text{Hauptströmung}}$) durchgeführt. Zur Beurteilung der einzelnen Auswirkungen auf das Ausmischungsverhalten und der Temperaturverteilung, werden die Einflüsse des Betriebspunktes, der Massenströme der HGS sowie der Leitradposition betrachtet. Basierend auf den Messergebnissen wird der Ablauf der Ausmischung schematisch in einem Modell dargestellt.

7.4.1 Temperaturfeld vor Leitrad 1

Mit Hilfe von drei *Kiel-Head*-Sonden, die jeweils mit einer Traversiervorrichtung ausgestattet sind, ist die HGS und die angrenzende Umgebung vor dem ersten Leitrad (Messebene 1) vermessen worden. In Abbildung 7.21 ist das Temperaturfeld hinter der Zuführungsebene exemplarisch für Betriebspunkt 3 mit einem Heißgasmassenstrom von 170 g/s bei einer Temperatur von 167°C dargestellt, die blauen Punkte entsprechen dem Messgitter. Der gehäuseseitigste Punkt liegt bei 1,5 mm, daraus resultiert ein Sicherheitsabstand des Kiel-Heads von der Gehäusewand von 0,25 mm. Der unterste Messpunkt liegt auf 47,9% relativer Kanalhöhe, dort liegt kein Einfluss mehr der Heißgassträhne vor.

Oberhalb von 3,5 mm bildet sich die Gehäusewandgrenzschicht aus. Die radiale und tangentialer Ausdehnung der Heißgassträhne ist größer als die Modulkontur (dargestellt durch die gestrichelte Linie). Die Ursache hierfür ist der leicht erhöhte Druck in der HGS, der zur einer Ausdehnung führt. Der Druck direkt nach dem Modul bzw. am Austritt des Gleichrichters kann über den gemessenen Druckwert vor dem Modul (vgl. Abbildung 7.3)

und den numerisch berechneten Druckabfall durch das Zuführungsmodul von 0,14 bar bestimmt werden. Somit ist der Druck der Heißgassträhne ca. 80 bis 90 mbar höher als der Druck der Turbinenströmung.

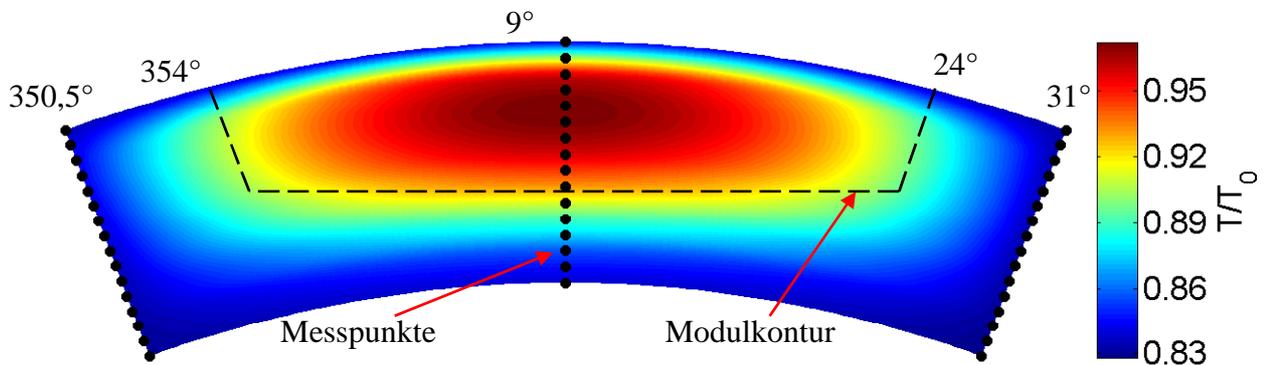


Abbildung 7.21: Temperaturfeld vor dem 1. Leitrad; BP3, 170 g/s und $T_{v,Mdl} = 167^{\circ}\text{C}$

Das Temperaturfeld wurde tangential nur über drei Stützstellen erstellt, daher lässt sich keine gesicherte Aussage über die Breite bzw. über eine mögliche tangentielle Ausbreitung und Ausmischung treffen. Da in dieser Messebene keine Information über $T_{i,min}$ vorliegt, ist so die Beurteilung der Ausmischung in dieser Messebene über den wof*-Faktor nicht möglich. Diese Problematiken sind aber als untergeordnet zu bewerten, da das Hauptaugenmerk in dieser Messebene auf der Vermessung des Temperaturfeldes lag.

7.4.2 Tangentiale Temperaturverlauf in den einzelnen Messebenen

Zur Beurteilung der tangentialen Temperaturverteilung in den einzelnen Messebenen werden diese anhand einer 360° Abwicklung dargestellt. Zum besseren Verständnis der Ausbreitung der HGS ist die Richtung der Umfangsgeschwindigkeit in den Diagrammen mit aufgeführt (siehe Abbildung 7.22). Zuerst werden alle Temperaturverläufe zur besseren Übersicht in einer Abbildung dargestellt und anschließend im Detail anhand einzelner Abbildungen diskutiert.

Aus dem tangentialen Verlauf der Temperaturen in Messebene 1 wird ersichtlich, dass der rechts liegende Messwert unterhalb des linken Messwertes liegt. Dies ist begründet im Versatz (vgl. Abbildung 7.13) der beiden außenliegenden Ebenen. Da der rechte Nachbar um $3,5^{\circ}$ weiter entfernt von der mittleren Modulebene liegt, kann mit recht hoher Genauigkeit gesagt werden, dass das Maximum bei 9° , sprich zentral zum Zuführungsmodul liegt.

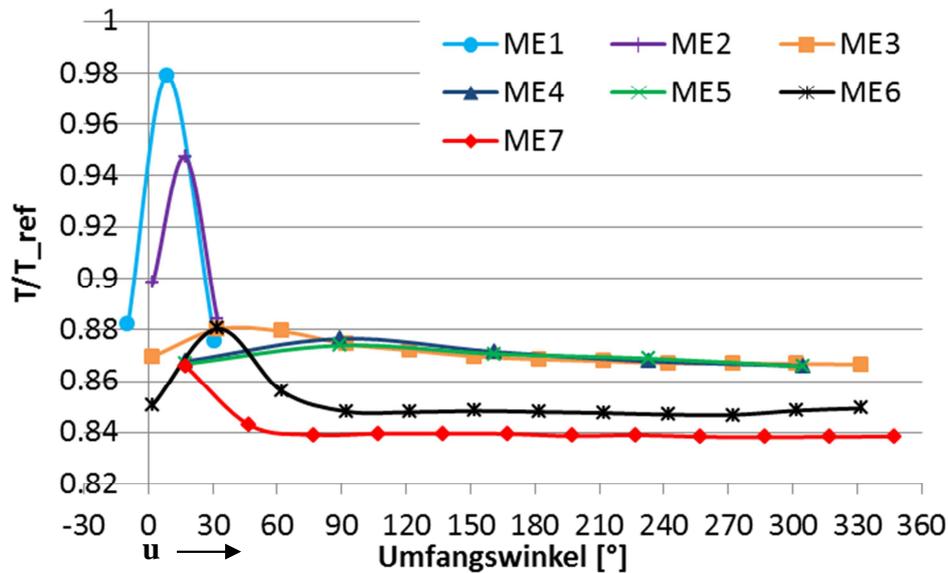


Abbildung 7.22: Tangentialer Temperaturverlauf aller Messebenen; BP3, 170 g/s und $T_{v,Mdl} = 142^{\circ}\text{C}$

Das Maximum der Messebene 2 weist einen Versatz von ca. 8° zur Messebene 1 auf. Die drallfreie Anströmung zur Leitreihe 1 wird umgelenkt und strömt mit ca. 17° (unter der Annahme schaufelkongruenter Abströmung) ab. Setzt man hinter Leitrad 1 (ME2) eine Gauß'sche Verteilung voraus, kann mit den Überlegungen aus Kapitel 7.3.3.2 eine Korrektur des maximalen Temperaturwertes, hinsichtlich Position und Betrag vorgenommen werden. Somit verschiebt sich die Lage des Maximalwertes in Richtung der erhöhten benachbarten Messstelle. Die Lage des korrigierten Maximalwertes verschiebt sich entgegen der Rotordrehrichtung um ca. $1,5$ und somit auf ca. $15,5^{\circ}$ (vgl. Abbildung 7.23). Der Betrag des korrigierten Maximums ist leicht erhöht.

Nachdem die Heißgassträhne den vorderen Steg passiert hat, strömt ein Teil des Fluides in die 1. Kavität ein. Der Einzug in die Kavität erfolgt in Form eines Ringwirbels. Dieser Ringwirbel bewegt sich nach Pfau [65] mit 0,8-facher Drehgeschwindigkeit in Rotordrehrichtung, wodurch für die Heißgassträhne weiter in Drehrichtung befördert wird. Diese Strömung verliert im Gegensatz zur Hauptströmung nicht an Drall, sondern wird lediglich durch Reibung verzögert. Auffällig ist die starke Absenkung des Temperaturmaximums von Messebene 2 zur Messebene 3 (vgl. Abbildung 7.22). Die dimensionslose Temperatur fällt von 0,947 auf 0,88 (gemessen bei $32,1^{\circ}$), dies entspricht ca. 27,5 K. Die Ursache für diese starke Absenkung liegt in der geförderten Durchmischung aufgrund des Ringwirbels und in der hohen Verweilzeit der Leckageströmung in der 1. Kavität. Diese liegt in der stark unterschiedlichen Größe des Volumens der Kavität zum

Radialspalt. Die hohe Verweilzeit führt dazu, dass die eingezogene Heißgassträhne, mit „frischer“ bzw. kalter Luft aus der Hauptströmung, beaufschlagt wird.

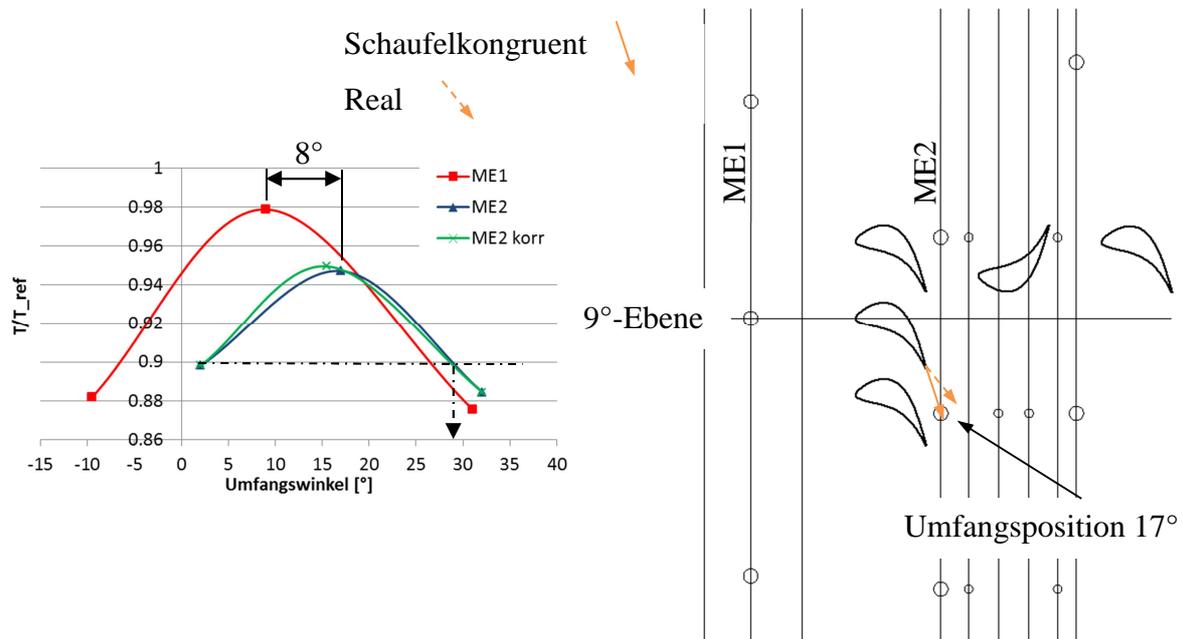


Abbildung 7.23: Tangentialer Temperaturverlauf der Messebene 1 und 2 (links) und schematische Darstellung der Abströmung (rechts)

Die Position des Temperaturmaximums liegt in Messebene 3 etwas oberhalb der zweiten Messstelle auf ca. 40° (vgl. Abbildung 7.24). Das Temperaturmaximum in den Kavitäten 2 und 3 wandert aufgrund der Schleppwirkung des Deckbandes und der daraus resultierenden tangentialen Geschwindigkeitskomponenten weiter in Drehrichtung.

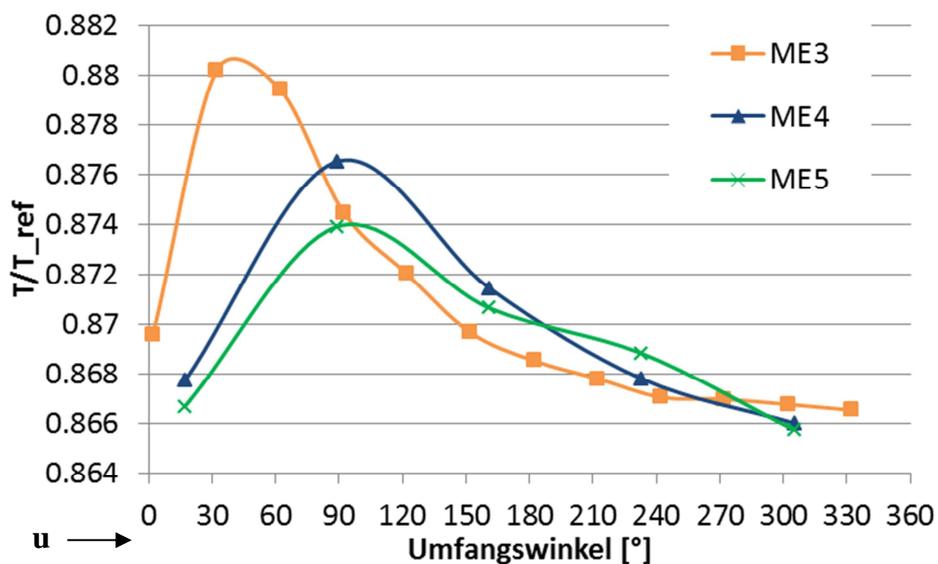


Abbildung 7.24: Tangentialer Temperaturverlauf in den Messebene 3, 4 und 5; BP3, 170 g/s und $T_{v,Mdl} = 142^\circ\text{C}$

Die Messebenen 3 bis 5 zeigen eine zunehmende Ausmischung der Heißgassträhne, sowie den Transport in Umfangsrichtung. Die Umfangsposition der Temperaturmaxima der Kavitäten 2 und 3 liegen näherungsweise jeweils in der Messstelle 2 (89°). Allerdings ist aus dem vorigen Bewegungsverhalten davon auszugehen, dass das Maximum in der dritten Kavität weiter Richtung Rotordrehrichtung wandert. Allerdings ist der Abstand der einzelnen Messstellen in diesen beiden Ebenen mit 72° am geringsten, was eine genaue Verifizierung der Lage der Extrema erschwert. Nichtsdestotrotz ist eine allgemeine Erhöhung der Temperatur auf einen großen Umfangsbereich ersichtlich. Da das Fluid in der Deckbandkavität kontinuierlich an Drall verliert, ist anzunehmen, dass die Umfangsposition des Maximums der zweiten Kavität näher an dem der dritten als zu der ersten Kavität liegt. Des Weiteren sinkt das Temperaturmaxima in Strömungsrichtung von Kavität zu Kavität. Dies führt zu einer homogeneren Temperaturverteilung und einer stärkeren Ausmischung der Heißgassträhne. Zu genaueren Verifizierung sind in Tabelle 7.2 die wof*-Faktoren der ersten drei Kavitäten dargestellt, die einen kontinuierlichen Anstieg aufweisen.

Position	Messebene 3 (1. Kavität)	Messebene 4 (2. Kavität)	Messebene 5 (3. Kavität)
wof*-Faktor	0,8685	0,8988	0,9213

Tabelle 7.2: wof*-Faktor in den Messebenen 3, 4 und 5

Das Strömungsverhalten im Laufrad unterscheidet sich von dem in den Kavitäten erheblich. Durch die Enthalpieabnahme in der ersten Stufe sinken Temperatur und Drall der Strömung. Dies hat, zusammen mit der kürzeren Verweilzeit, zur Folge, dass sich das Fluid der Hauptströmung weniger in Drehrichtung bewegt als die Kavitätenströmung. Die Auswirkung der Heißgassträhne wird ab der zweiten Messstelle ersichtlich und das Maximum in Messebene 7 liegt bei $17,1^\circ$ und ist damit lediglich um ca. 1,2 Schaufelteilungen gegenüber der Modulebene in Rotordrehrichtung verschoben. Die gering ausgeprägte Verschiebung der Heißgassträhne in der Hauptströmung wird durch Dorney et al. [24] bestätigt, weitere Autoren kamen zu ähnlichen Ergebnissen [2], [4], [72] und [77]. Einschränkend muss festgehalten werden, dass diese Untersuchungen jeweils mit einer Heißgassträhne durchgeführt wurden, deren Breite geringer ist als eine Schaufelteilung.

Die restlichen Messwerte von $77,1^\circ$ bis $347,1^\circ$ liegen auf dem Niveau der Hauptströmung (vgl. Abbildung 7.27). Zur genaueren Verifizierung wurden die bezogen Temperaturen mit den vorangegangenen Messungen ohne Heißgassträhneneinleitung verglichen. Dazu wurden

die statischen und totalen Temperaturen aus der Messebene 12 für die entsprechende Kanalhöhe ausgewertet. Die bezogenen Temperaturen basierend auf den Totaltemperaturen liegen leicht über und die bezogenen Temperaturen basierend auf den statischen Temperaturen leicht unterhalb den Messwerten aus Messebene 7. Somit liegen die unkorrigierten Sondentemperaturen (keine Berücksichtigung des Recovery-Faktors - vgl. Kapitel 7.4.1) zwischen der statischen und totalen Temperatur für die Untersuchungen ohne Heißgassträhneneinleitung, demnach liegt in diesem Teilsegment der Ebene eine vollständig ausgemischte Strömung vor. Eine Erwärmung aufgrund der austretenden HGS-Deckbandströmung findet nicht statt. Die Gründe hierfür sind in dem sehr enganliegenden Leakagejet zu suchen. Numerische Berechnungen zeigen eine maximale Dicke des Jets von ca. 2 mm (vgl. Abbildung 7.25), dies bedeutet der Leakagejet strömt an dem Messfühler der *Kiel-Head-Sonden* vorbei. Somit kann in dieser Ebene das Ausmischungsverhalten des HGS-Hauptstromes isoliert von Leakageinteraktionen beurteilt werden.

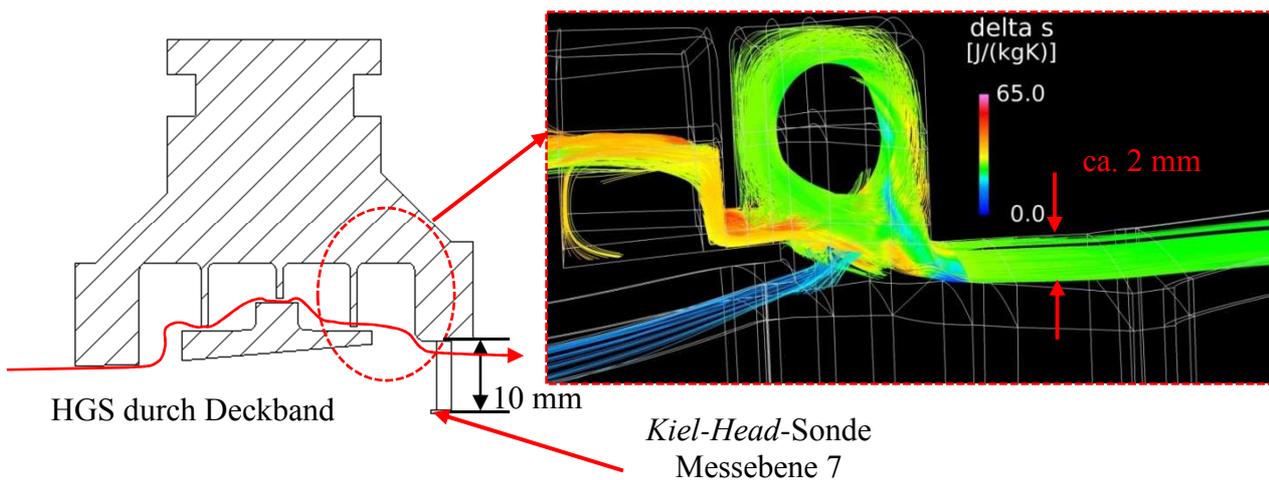


Abbildung 7.25: Austritt des Leakagejets aus Deckbandkavität LA1

Aufgrund der Potentialwirkung der zweiten Leitschaufelreihe liegt je nach relativer Position der Hinterkante von Laufschaufel 1 zur Vorderkante der zweiten Leitschaufelreihe ein Einströmen der Hauptströmung in die Deckbandkavität und ein Ausströmen des Leakagejets in die Hauptströmung vor. Nach Bohn et al. [10] liegt der größte Einzug in der Nähe der Druckseite vor, während das Fluid an der Saugseite austritt. Dieses Phänomen führt zu einer scheinbaren Verschiebung der Lage des Temperaturmaximums entgegen der Rotordrehrichtung auf ca. 32,1° (vgl. Abbildung 7.22, Messebene 6). Diese Bewegung ist allerdings nicht auf die HGS-Strömung durch das Deckband zurückzuführen, sondern rührt von der gering ausgemischten HGS-Hauptströmung (ME7) und dem gleichzeitigen Einzug der Hauptströmung in die vierte Deckbandkavität (ME6). Die Verschiebung der Lage des

Maximums von ME7 zu ME6 in Drehrichtung des Rotors ist auf die Schleppwirkung des Deckbandes im Axialspalt zurückzuführen. Ab ca. $92,1^\circ$ bis zu ca. $272,1^\circ$ liegen in der vierten konstante Messwerte vor, die zudem wesentlich geringer sind als die in den vorigen Kavitäten. Der Grund hierfür ist der Einzug von kaltem Hauptmassenstrom bei größeren Abständen in Umfangsrichtung zur Modulebene, was nach dem gleichen Prinzip wie oben bereits geschildert von statten geht. Die Messstellen erfassen letztlich die gemittelte Temperatur aus der Leckageströmung und der segmentweise eingezogenen Hauptströmung.

Der Verlauf des wof*-Faktors zeigt bis zur dritten Kavität eine stetig steigende Ausmischung. Durch die Interaktion mit der Hauptströmung sinkt der wof*-Faktor in Messebene 6 und steigt in Messebene 7 wieder an. Die Ausmischung lässt sich in mehrere Bereiche unterteilen: zum einen in die Bereiche der Hauptströmung mit den Messebenen 2 und 7 und zum anderen in den Kavitätenbereich mit den Messebenen 3, 4 und 5. Die Messebene 6 kann nicht getrennt behandelt werden, da sie stark von der Leckage-Hauptströmung Interaktion abhängt.

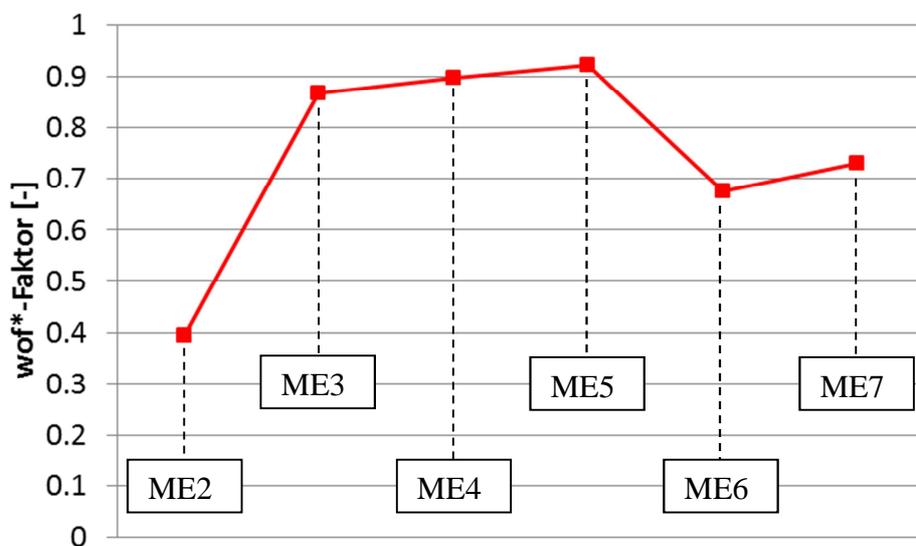


Abbildung 7.26: wof*-Faktor; BP3, 170 g/s und $T_{v_Mdl} = 142^\circ\text{C}$

Abschließend sind in Abbildung 7.27 die axialen und tangentialen Temperaturverläufe der Messebenen 3 bis 7 dargestellt, die ersten beiden Messwerte werden aufgrund der erhöhten Werte und der damit notwendigen größeren Skala der Übersicht halber nicht geplottet. Zumal die Ausmischung ab Messebene 3 von primärem Interesse ist. Die oben beschriebenen Effekte können anhand dieser Darstellung besser verstanden werden. Aufbauend auf den bereits angestellten Interpretationen zeigt Abbildung 7.27 schematisch die Ausmischung durch die erste Stufe, die Messstellen sind als schwarze Punkte dargestellt.

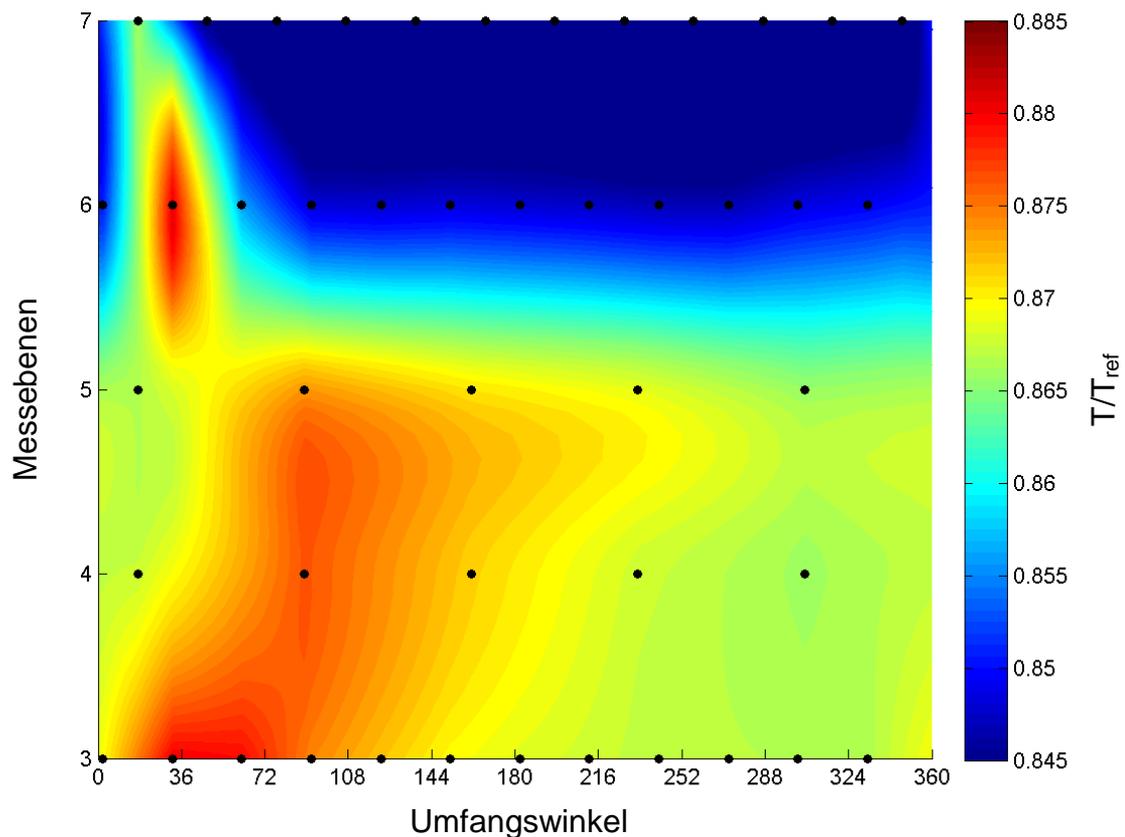


Abbildung 7.27: Tangentialer und axialer Temperaturverlauf von Messebene 3 bis 7

In Abbildung 7.28 ist der Weg der Heißgassträhne schematisch skizziert. Die Darstellung unterscheidet zwischen Heißgassträhne der Hauptströmung und der, innerhalb der Deckbandkavität. Der Austritt der Heißgassträhne aus der Deckbandkavität von Laufrad 1 ist aufgrund der geringen Messstellendichte in ME4 und ME5 nur näherungsweise ermittelbar. Als Grundlage für den Austritt der Heißgassträhne aus der Kavität wird daher auf den Bereich der höchsten Temperatur von ME 3 zu ME 5 zurückgegriffen. Im vorliegenden Fall verschiebt sich das Maximum von ca. 40° (ME3) zu ca. 100° (ME5), dies entspricht 9-10 Schaufelteilungen.

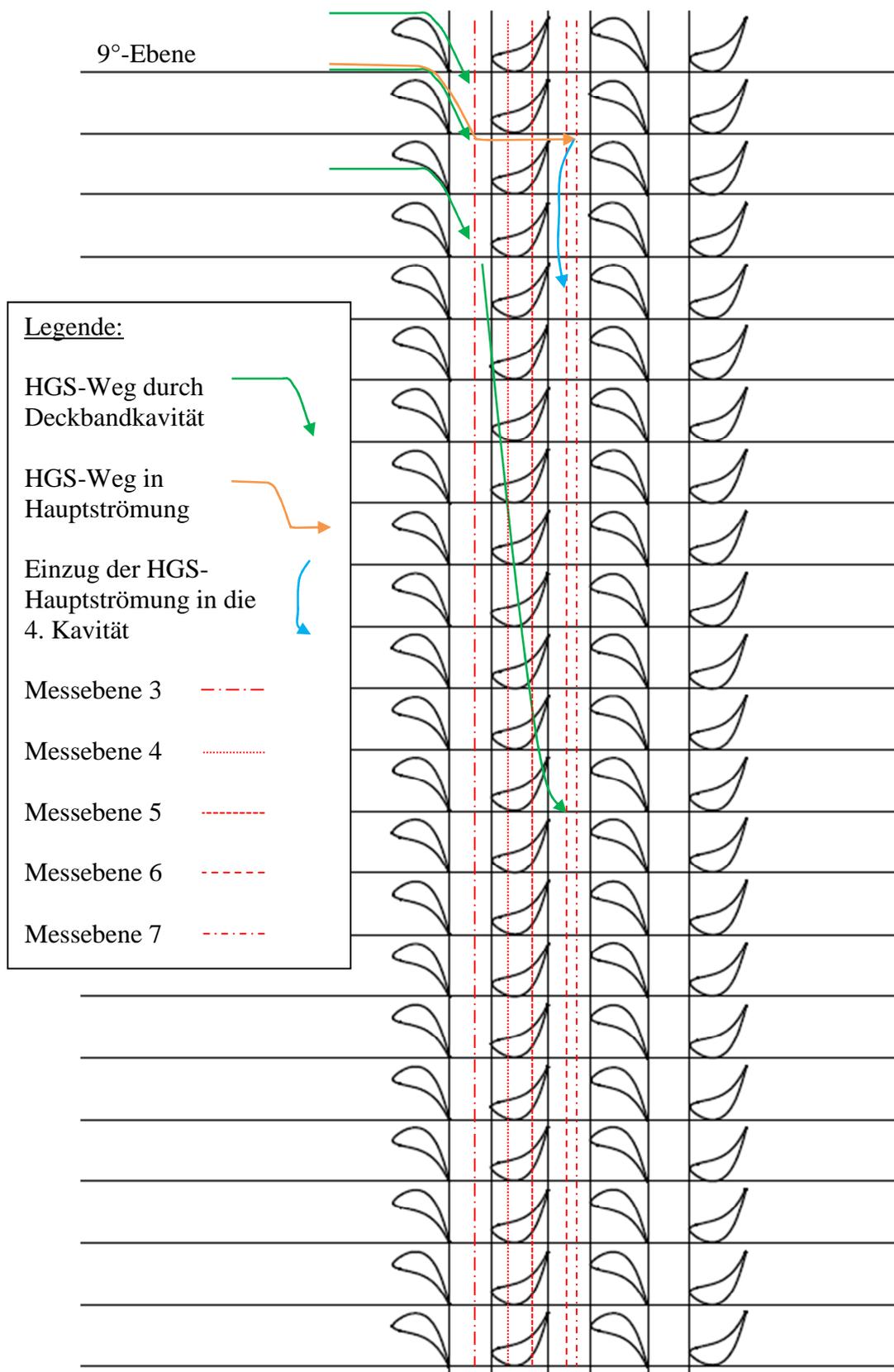


Abbildung 7.28: Schematische Darstellung der Ausmischung

7.5 Einflüsse auf das Ausmischungsverhalten

7.5.1 Auswirkung des Betriebspunktes

Zusätzlich zum Designbetriebspunkt BP3 sind noch zwei weitere Betriebspunkte untersucht worden, um die Betriebspunktabhängigkeit des Ausmischungsverhaltens zu bestimmen. Um Vergleichbarkeit zwischen den einzelnen Betriebspunkten zu gewährleisten, wurden der Ein- und Austrittsdruck der Turbine, der Massenstrom und die Temperatur der HGS konstant gehalten.

In der Messebene 1 (vor Leitrad 1) ist erwartungsgemäß keine Änderung zu erkennen, wie Abbildung 7.29 zeigt, da dort bei jeder dieser Messungen die gleichen Bedingungen vorherrschen und die Drehzahländerung noch keinen Einfluss hat.

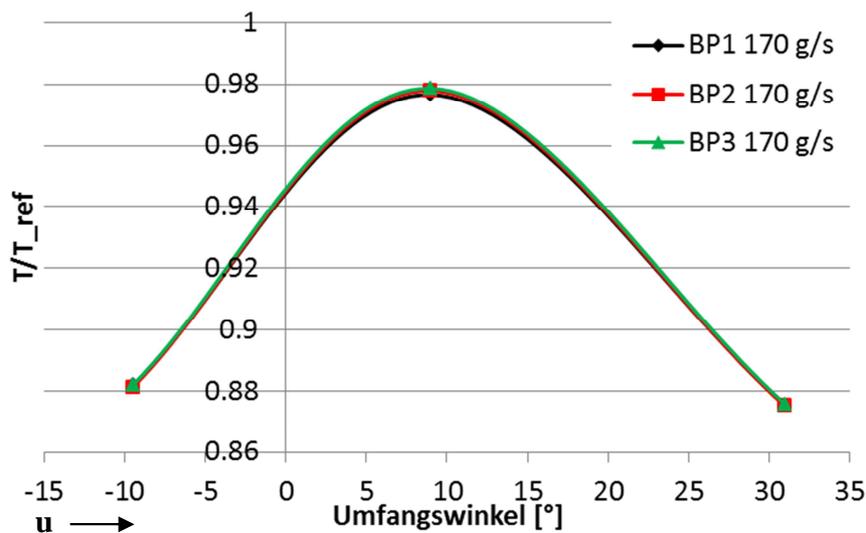


Abbildung 7.29: Betriebspunktvergleich ME1

Mit steigender Drehzahl sinkt der Massendurchsatz durch die Turbine und somit auch die axiale Strömungsgeschwindigkeit. Dies hat eine niedrige Beschleunigung und damit auch einen geringeren Enthalpieabbau über das Leitrad zur Folge. Durch die geringere Beschleunigung ergibt sich ein höherer Druck hinter dem Laufrad (Abbildung 6.15), wodurch sich unter der Annahme eines idealen Gases die Dichte erhöht. Da über das Leitrad die Massenerhaltung gilt, sinkt zusätzlich die axiale Strömungsgeschwindigkeit. In der Ebene des vorderen Stegs ist der Einfluss der axialen Strömungsgeschwindigkeit zu sehen, da dort die Temperatur von BP3 am höchsten und BP1 am niedrigsten ist (vgl. Abbildung 7.30). Die Erhöhung des Temperaturniveaus setzt sich in den mittleren Kavitäten fort. In diesen

Kavitäten, die weitestgehend von der Leit-Laufschaukel Interaktion unbeeinflusst sind wandert, aufgrund der Schleppwirkung des Deckbandes, die Position des Temperaturmaximums in Rotorrichtung.

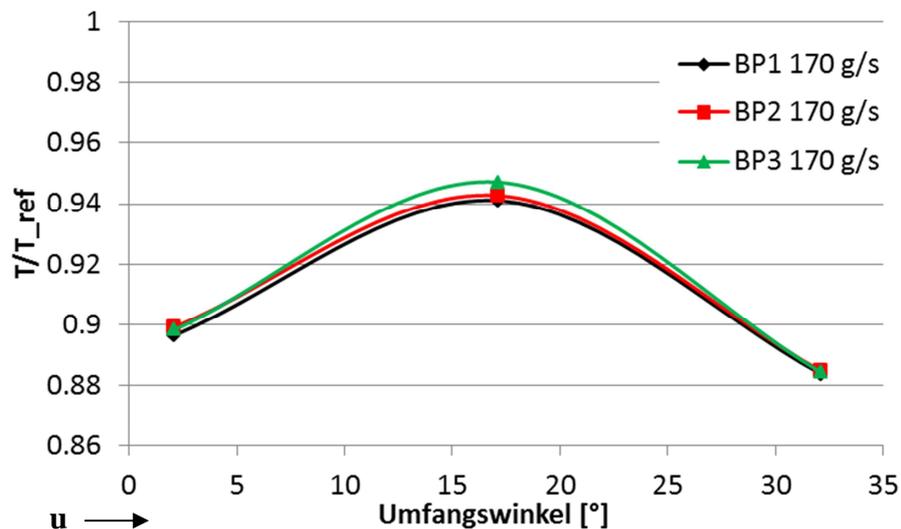


Abbildung 7.30: Betriebspunktvergleich ME2

In der vierten Kavität (ME6) liegen ebenfalls für Betriebspunkt 3, die höchsten Werte vor. Allerdings liegt das Temperaturmaximum unterhalb der Betriebspunkte 1 und 2. Da die äquidistant angeordneten Messstellen für BP3 stark unterschiedliche Werte zeigen, ist davon auszugehen, dass die Position des Maximums sowie dessen Betrag korrigiert werden müssen. In Abbildung 7.31 ist der Vergleich für Messebene 6 sowie die Korrektur für Betriebspunkt 3 dargestellt.

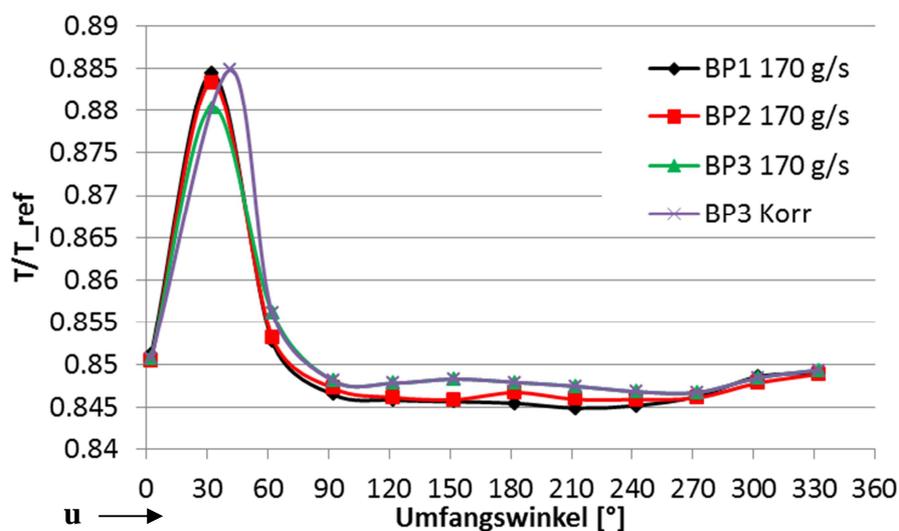


Abbildung 7.31: Betriebspunktvergleich ME6 und Korrektur BP3

In Abbildung 7.32 ist der wof*-Faktor für die einzelnen Messebenen in Abhängigkeit des Betriebspunktes, inklusive der Korrektur von BP3 eingefügt. Die Ausmischung ist in den Kavitäten 1-3 (Messebene 3-5) sehr ähnlich. Die Unterschiede in Messebene 6 verringern sich basierend auf dem korrigierten Verlauf. Die Temperaturmessstellen in Messebene 7 erfassen die Hauptströmung (vgl. Abbildung 7.25). Zusammenfassend ist festzuhalten, dass für BP1 die niedrigste und für BP3 die höchste Ausmischung vorliegt.

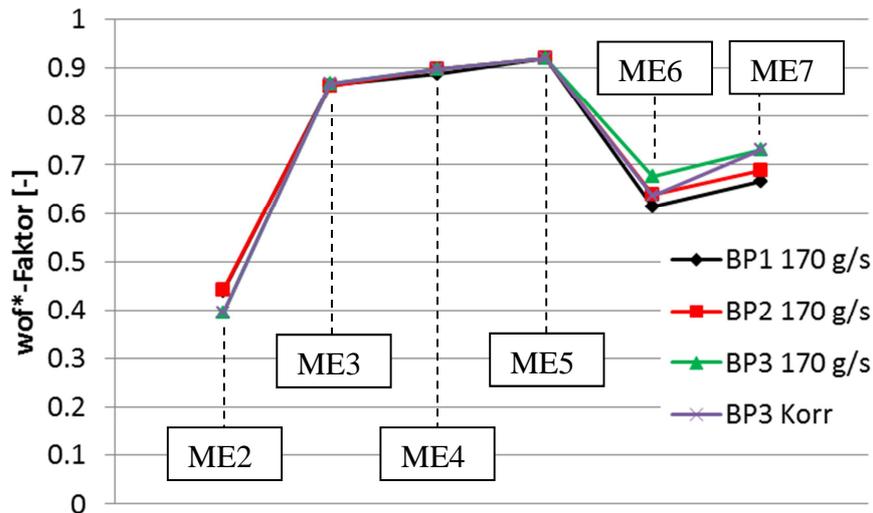


Abbildung 7.32: Vergleich des wof*-Faktors bei unterschiedlichen Betriebspunkten

7.5.2 Einfluss des Heißgassträhnen-Massenstroms

Zur Beurteilung des Einflusses des HGS-Massenstroms wurden zwei unterschiedliche Massenströme untersucht, 170 g/s und 230 g/s. Die Drücke, die Eintrittstemperatur in die Turbine und die Temperatur vor dem Modul wurden, um vergleichbare Bedingungen bereitzustellen, bei beiden Messreihen konstant gehalten. Als Konsequenz ergibt sich beim größeren Massenstrom eine vergleichsweise höhere Energie, die durch die Heißgassträhne in die Turbine eingebracht wird. In Messebene 1 zeigt sich eine erhöhte maximale Temperatur für den erhöhten Massenstrom. Dies ist in Abbildung 7.33 beispielhaft für Betriebspunkt 2 dargestellt. Hinter der Leitradbeschaufelung (ME2) vergrößert sich der Unterschied der Maxima (vgl. Abbildung 7.34).

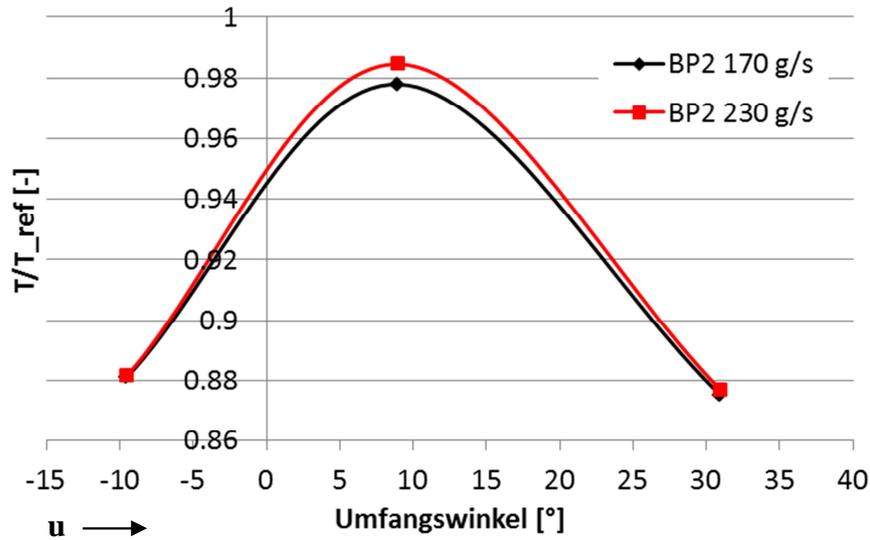


Abbildung 7.33: HGS-Massenstromvariation ME1

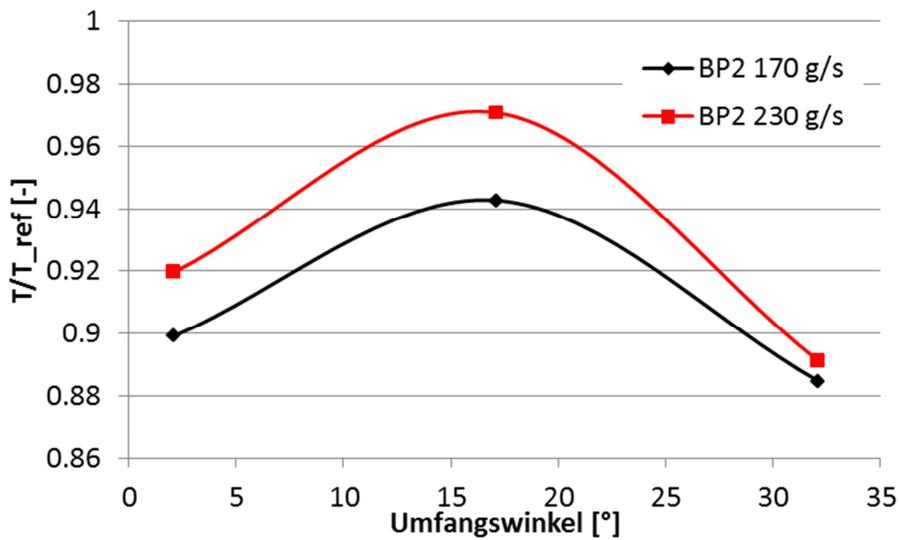


Abbildung 7.34: HGS-Massenstromvariation ME2

Die Kerntemperatur der Heißgassträhne liegt in den restlichen Messebenen ebenfalls auf einem ähnlich größeren Niveau wie in Messebene 2 (vgl. Abbildung 7.35 und Abbildung 7.36). Für den erhöhten HGS-Massenstrom zeigt sich in den folgenden Ebenen ebenfalls eine konstant höhere Temperatur.

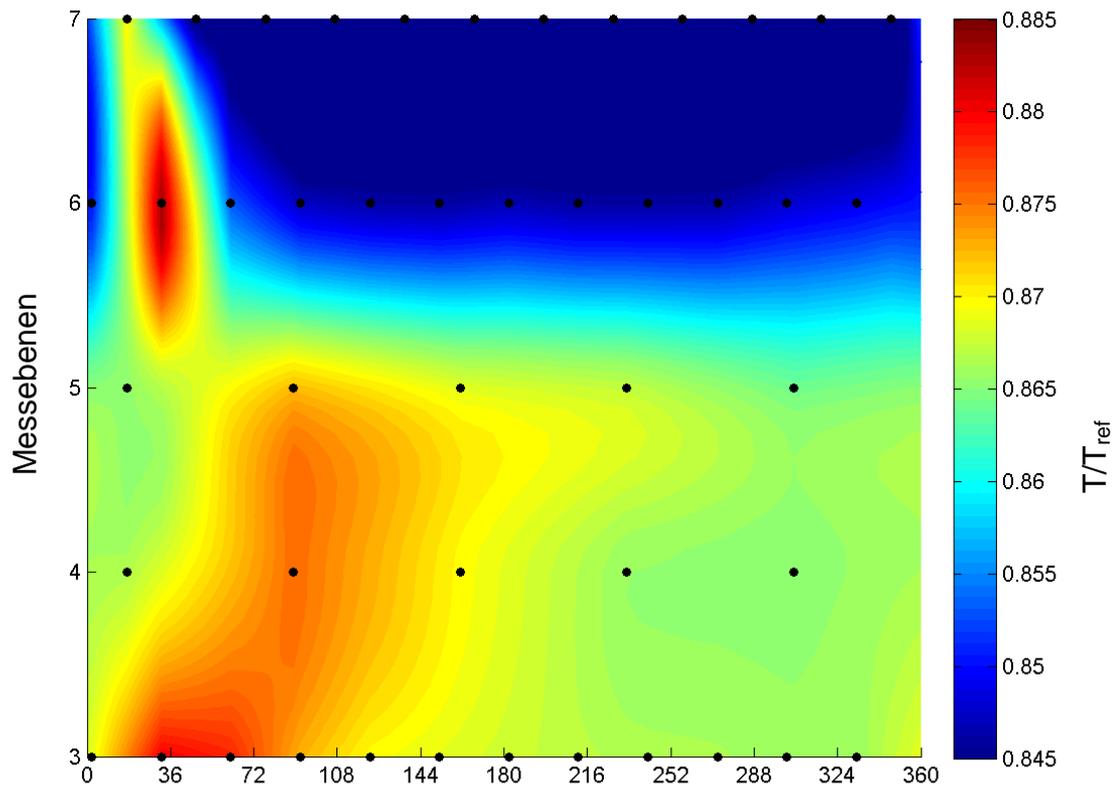


Abbildung 7.35: Axialer und tangentialer Temperaturverlauf, BP2 und $\dot{m}_{HGS}=170\text{g/s}$

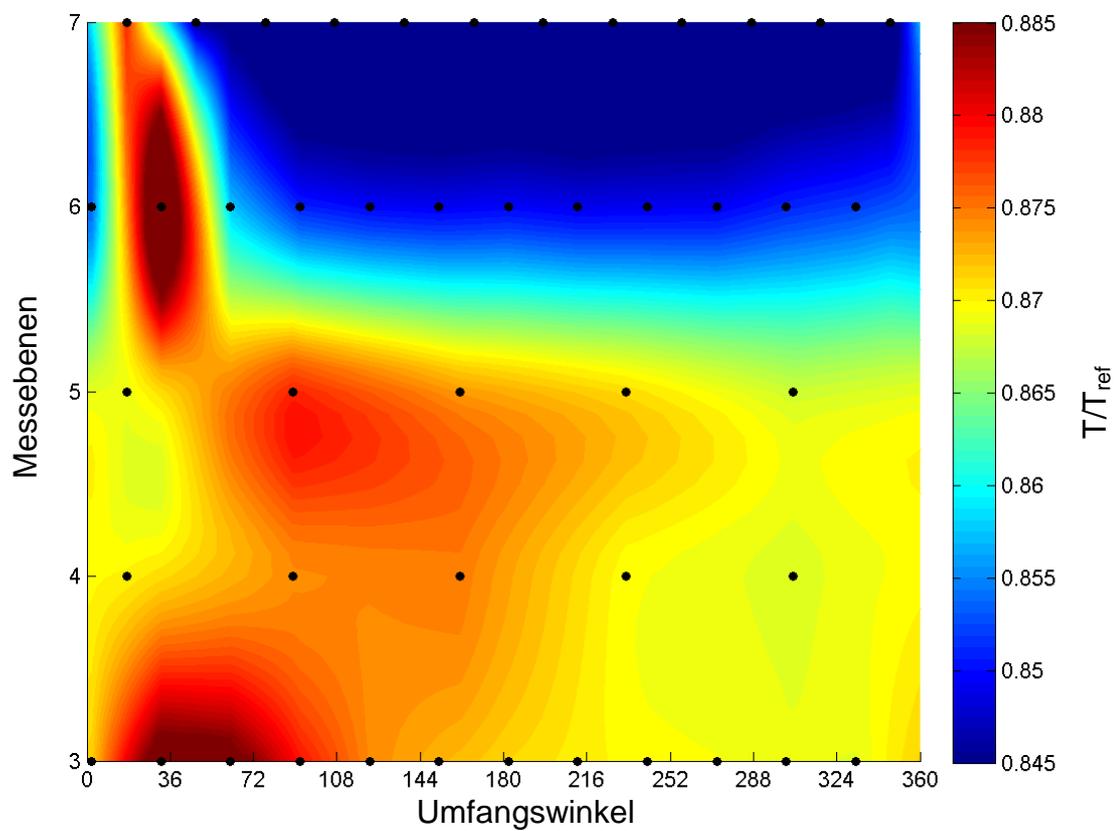


Abbildung 7.36: Axialer und tangentialer Temperaturverlauf, BP2 und $\dot{m}_{HGS}=230\text{g/s}$

Anhand des wof^* -Faktors für die unterschiedlichen Massenströme zeigt sich eine verringerte Ausmischung bei erhöhtem HGS-Massenstrom. Die Ursache hierfür liegt in der höheren eingetragenen Energiemenge und der daraus resultierenden höheren Maximaltemperatur. Dies zeigt sich besonders deutlich in Bereichen, in denen die Kavitätenströmung mit dem Hauptstrom interagiert (ME3 und 6). Nach Eintritt in die 2. Kavität nähern sich die Werte an und erreichen in der dritten Kavität ihren geringsten Unterschied, bis sich dieser in Messebene 6 wieder vergrößert. Die Gründe hierfür liegen in der Interaktion der Haupt- und Leckageströmung. In Abbildung 7.37 sind die Verläufe des wof^* -Faktors für die beiden unterschiedlichen Massenströme dargestellt.

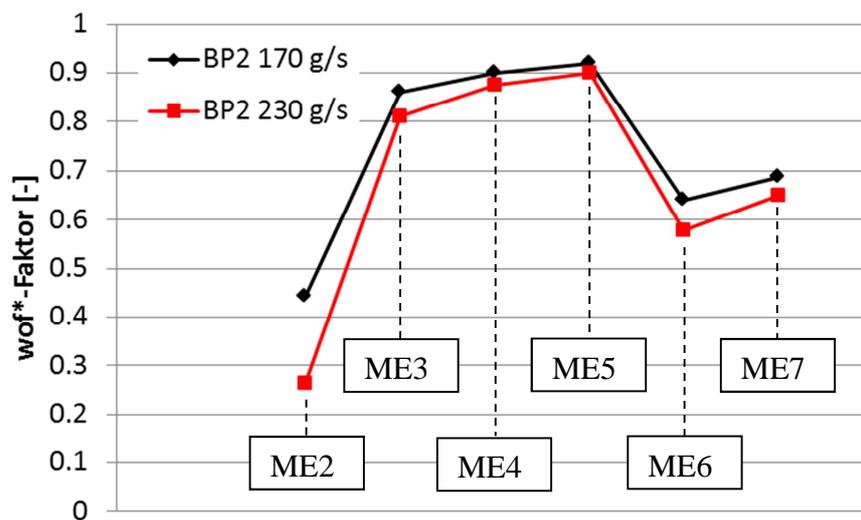


Abbildung 7.37: HGS-Massenstromvariation, wof^* -Faktor Vergleich

8 Fazit und Ausblick

Vor dem Hintergrund des Klimawandels und der Verknappung der fossilen Ressourcen kommt der Verbesserung der Kraftwerkswirkungsgrade eine hohe Bedeutung zu. Insbesondere fossil befeuerte Dampfturbinenkraftwerke decken, vor allem in Schwellenländern nach diversen Prognosen auch in den nächsten Jahrzehnten den Großteil des Energiebedarfs.

Das vorliegende Vorhaben unterteilte sich in zwei Themenschwerpunkte. Der erste Teil befasste sich mit der Untersuchung nicht-achssymmetrischer Dampfturbinenbeschaukelungen. Im zweiten Teil stand die Analyse des Ausmischungsverhaltens einer Heißgassträhne im Vordergrund. Die Untersuchungen erfolgten experimentell und numerisch. Die experimentellen Arbeiten wurden an einer zweistufigen Versuchsturbine des Institutes für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen durchgeführt. Für die numerischen Untersuchungen wurde der inhouse Strömungslöser *CHTflow* herangezogen.

Im ersten Teil des Vorhabens wurde eine neuartige nicht-achssymmetrische Beschaukelung des Industriepartners *ALSTOM Power* untersucht. Die Konturierungen wurden für alle vier Schaufelreihen naben- und gehäuseseitig an einer prismatischen Schaufel implementiert. Diese prismatische Schaufel diente, ohne die Modifikationen der Seitenwände, als Referenz zur Bewertung der Ergebnisse.

Aus zeitlichen Gründen waren die experimentellen Untersuchungen auf einen Radialspalt beschränkt. Da aber die Leakage-Hauptströmungsinteraktion eine entscheidende Rolle für die Winkelverteilungen darstellt, wurde an dieser Stelle numerisch eine Radialspaltvariation vorgenommen. Im numerischen Teil des Vorhabens wurde daher sowohl die Basisbeschaukelung als auch die konturierte Beschaukelung für vier verschiedene Radialspalte mit dem Strömungslöser *CHTflow* berechnet. Im Rahmen stationärer Rechnungen wurde dabei die Schaufelbelastung, analog zu den experimentellen Untersuchungen, über eine Variation der Drehzahl eingestellt.

Die experimentell gemessenen Profildrucke an einer Leitschaukel der zweiten Stufe werden numerisch in guter Übereinstimmung wiedergegeben. Gehäuseseitig wurden die Profildrucke

auf 90% relativer Kanalhöhe erfasst und zeigen eine deutliche Reduzierung des Querdruckgradientens. Dieser Bereich liegt etwa bei 35 bis 75% der relativen Sehnenlänge, numerisch wird der Bereich ähnlich vorhergesagt. Die Entlastung ist allerdings bei 90% nicht ganz so stark ausgeprägt. Weiter in Gehäuserichtung liegen ähnliche Entlastungen vor. Die Auswirkungen dieser Entlastungen führen im Gehäusebereich - numerisch und experimentell - zu einer deutlichen Homogenisierung der Umfangswinkel, die Folge einer Reduzierung des Kanalwirbels ist.

Die Auswirkungen auf die nabenseitigen Profildrücke sind kleiner. Bei starker positiver Inzidenz und somit hohen Schaufellasten löst die Strömung an der Kante des schlagartigen Übergangs der Konturierung ab und trifft auf die Saugseite. Der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels kann sich somit bis weit in den Kanal ausbreiten, während dieser bei der Referenzbeschaufelung aufgrund der stärkeren Querströmungen zusammengestaucht wird. Für den Auslegungspunkt liegt diese Ablösung nicht mehr vor, der Hufeisenwirbel auf der Saugseite ist im Vergleich zur Referenzbeschaufelung wiederum leicht breiter.

Diese Strömungseigenschaften konnten für beide Stufen festgestellt werden, wobei die Ausprägung in der zweiten Stufe weniger stark ist. Die numerisch und experimentell ermittelten Winkel- und Profildruckverteilungen sowie die Vektorplots deuten darauf hin, dass die gehäuseseitige Konturierung besser als die nabenseitige arbeitet. Die Gründe hierfür liegen möglicherweise in der Tiefe der Konturierung. Die Analysen deuten darauf hin, dass die Führungsfunktion einer tieferen Konturierung zu einer späteren bzw. schwächeren Ablösung am schlagartigen Übergang (*Sudden-Jump*) der Konturierung führt. Weiterhin begünstigt die Fliehkraft den radialen Transport zur Kanalmitte der nabenseitig abgelösten Strömung, am Gehäuse hingegen wirkt die Fliehkraft diesem Effekt entgegen. Somit führt die nabenseitige Konturierung nicht zu den gewünschten Auslegungszielen. Möglicherweise führt ein Weglassen der nabenseitigen Konturierung zu Vorteilen. Hierzu sind vertiefende Untersuchungen hinsichtlich des Einflusses der Tiefe der Konturierung auf die Güte der Konturierung sinnvoll. Es existiert offenbar ein Zusammenhang zwischen der Profillast und der optimalen Tiefe der Konturierung.

Über die Optimierung der Konturierungsform hinaus bergen dreidimensional geformte Profile weiteres Entwicklungspotential. In weiteren Untersuchungen wird daher zu prüfen sein, ob die im Rahmen dieses Projektes mit der gewählten Konturierung gewonnenen Erkenntnisse

auf 3D-Beschaufelungen übertragbar sind, oder an welcher Stelle Modifikationen notwendig sind.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für den Auslegungspunkt eine Wirkungsgradsteigerung von 0,34 Prozentpunkten ermittelt wurde. Für diesen Betriebspunkt sind die Minder- und Überumlenkungen am Austritt der Stufen nabenseitig gering verändert und am Gehäuse stark reduziert. Für eine etwas geringere Schaufelbelastung wurde noch eine leichte Wirkungsgradsteigerung ermittelt, wohingegen bei der höchsten Schaufelbelastung ein Wirkungsgradverlust vorliegt.

Zur Durchführung der Analyse zum Ausmischungsverhalten einer Heißgassträhne mussten Modifikationen und Erweiterungen am Prüfstand durchgeführt werden. Ziel war vor allem die Analyse des Ausmischungsverhaltens in der Deckbandkavität der ersten Laufschaufelreihe sowie deren Interaktion mit der Hauptströmung. Zur Analyse der Hauptströmung wurden *Kiel-Head*-Sonden mit einem gewissen Abstand zur Seitenwand platziert, so dass der austretende Leakagejet nicht erfasst wird. Für die Hauptströmung liegt nach der ersten Stufe nur eine geringe Ausmischung vor, was sich mit den Ergebnissen mehrerer Autoren deckt. Die Ausmischung im Deckband hingegen ist größer und steigt zu den stromabseitigen Kavitäten. Die Ausmischung in der letzten Kavität wird beeinflusst durch das Potentialfeld der nachfolgenden Schaufelreihen, die ein Einströmen der schwach ausgemischten HGS-Hauptströmung nach sich zieht.

Weiterhin zeigte die Untersuchung mit unterschiedlichen HGS-Massenströmen, dass eine Erhöhung zu einer schwächer ausgemischten Strömung führt. Die größeren Temperaturspitzen sind für ein Bauteilversagen kritischer und müssen bei einer Auslegung beachtet werden. Das Ausmischungsverhalten unterscheidet sich für die unterschiedlichen Betriebspunkte in der Deckbandkavität nicht und zeigt erst in der Hauptströmung Unterschiede. Hier liegen für den Betriebspunkt mit der höchsten Schaufelbelastung die geringsten Ausmischungen vor.

Die Untersuchungen geben einen qualitativen Eindruck des Ausmischungsverhaltens innerhalb der Deckbandkavität sowie der Interaktion mit der Hauptströmung. Für eine exaktere Analyse ist eine Neuordnung der Messstellen in Bereiche hoher Gradienten zu

realisieren. Dieser Aspekt kann in zukünftigen Forschungsvorhaben mit dem im vorliegenden Projekt erweiterten Prüfstand umgesetzt werden. In der vorliegenden Arbeit wurden hingegen aufgrund fehlender Vorinformationen die Messstellen äquidistant über 360° angeordnet. Für eine gezielte Anordnung wäre eine Simulation des kompletten Umfangs der Maschine notwendig gewesen. Denn unter der Vorgabe von numerischen Symmetriebedingungen geht die gewünschte Information verloren.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Aksoy, H.; Liu, J. S.; Couey, P. und Reyes, V.
Three-Dimensional Analysis of Hot Streak Attenuation in a High Pressure Turbine Stage; 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Indianapolis, USA, 2002 (AIAA 2002-3646)
- [2] An, B.; Liu, J. und Jiang, H
Numerical Investigation on Unsteady Effects of Hot Streak on Flow and Heat Transfer in a Turbine Stage; ASME GT-2008-50415, Berlin, 2008
- [3] Anderson, W. K, Thomas, J. L. und van Leer, B.
A Comparison of Finite Volume Flux Vector Splitting for the Euler Equations; AIAA-Paper 85-0122, 1985
- [4] Atkins, M. J.
Secondary Losses and End-wall Profiling in a Turbine Cascade; IMechE-Paper C255/87, 1987
- [5] Baldwin, B. S. und Lomax, H.
Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows; AIAA-78-257, 16th Aerospace Sciences Meeting, Huntsville, Alabama, 1978
- [6] Bilek, J.; Camek, I. und Vesely
Sonstvany vyzkum lopatkove u c innosti na modelovych turbinach, Proudeni v lopatkovych strojch (Untersuchung der Schaufelwirkungsgrade an Modellturbinen; Strömung in Turbomaschinen); Sbornik ustavu pro vyzkum stroju csav, 1958
- [7] Bischoff, H.
Patentschrift DE3202855 C1; 1983
- [8] Bohn, D.
Untersuchung zweier verschiedener axialer Überschallverdichterstufen unter besonderer Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Lauf- und Leitrad; Dissertation RWTH Aachen, 1977
- [9] Bohn, D.
Zukünftige Entwicklungen für CO₂-freie Kraftwerkstechnologien mit integrierten Gasturbinen; VGB PowerTech, 2008
- [10] Bohn, D.; Tümmers, Ch. und Bouzidi, F.
3D-instationäre Schaufelgitter-Interaktion in 2-stufigen Turbinenbeschaufelungen mit Deckband (2.1.7 A); Abschlussbericht zum Verbundprojekt „GuD-Kraftwerk - 500 MW auf eine Welle (AG Turbo II), RWTH Aachen, 2002
- [11] Bohn, D.; Schwab, S. und Tadesse, H.
Entwicklung einer Instrumentierung für Dampfturbinen zur dreidimensionalen Bestimmung von Strömungsfeldern und Analyse von Strömungsverlusten in Leit- und Laufbeschaufelungen; Abschlussbericht zum Verbundprojekt COOREFF-T, Teilprojekt 4.1.3 B, 2009

-
- [12] Boletis, E.
Effects of Tip Endwall Contouring on the Three-Dimensional Flow Field in an Annular Turbine Nozzle Guide Vane: Part I – Experimental Investigation; ASME Journal of Turbomachinery, S. 983-990, Vol. 107, 1985
- [13] Brennan, G.; Harvey N. W.; Rose M. G.; Fomison N. und Taylor M. D.
Improving the Efficiency of the Trent 500-HP Turbine Using Nonaxisymmetric End Walls-Part I: Turbine Design; ASME Journal of Turbomachinery, S. 497-504, Vol. 125, 2003
- [14] Butler, T. L.; Sharma, O. P.; Joslyn, H. D. und Dring R. P.
Redistribution of an Inlet Temperature Distortion in an Axial Flow Turbine Stage; 22nd Joint Propulsion Conference, Huntsville, USA, 1986 (AIAA-86-1468)
- [15] Chung, J. T. und Simon, T. W.
Effectiveness of the Gas Turbine Endwall Fences in Secondary Flow Control Freestream Turbulence Levels; ASME-Paper- 93-GT-51, 1993
- [16] Dejc, M. E. und Trojanovskij, B. M.
Untersuchung und Berechnung axialer Turbinenstufen (Deutsche Ausgabe); VEB Verlag Technik, Berlin, 1973
- [17] Denton, J. D.
Loss Mechanisms in Turbomachines; ASME Journal of Turbomachinery, S. 621-656, Vol. 115, 1993
- [18] DIN EN ISO 5167-1
Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen (ISO 5167-1:2003); Deutsche Fassung EN ISO 5167-1:2003
- [19] DIN EN ISO 5167-2
Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 2: Blenden (ISO 5167-2:2003); Deutsche Fassung EN ISO 5167-2:2003
- [20] Doerffler, P. P. und Amecke, J.
Secondary Flow Control and Streamwise Vortices Formation; ASME 94-GT-376, 1994
- [21] Duden, A.
Strömungsbeeinflussung zur Reduzierung der Sekundärströmungen in Turbinengittern; Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der Universität der Bundeswehr München, 1999
- [22] Dudziniski, T. J. und Krause, L. N.
Effect of Inlet Geometry on Flow-Angle Characteristics of Miniature Total-Pressure Tubes; Technical Report NASA TN D-6406, National Aeronautics and Space Administration, Washington, D. C., 1971

-
- [23] Dorney, J. D., Davis, R. L., Edwards, D. E. und Madavan, N. K.
Unsteady Analysis of Hot Streak Migration in a Turbine Stage; 26th AIAA/
SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference, Orlando, USA, 1990 (AIAA 1990-
2354)
- [24] Dorney, D.; Ng. B.; Al-Habbas, A. und Gundy-Burlet K.
Numerical Simulations of Hot Streak Migration in a 1-1/2 Stage Turbine; 33rd
Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, USA, 1995 (AIAA 95-0181)
- [25] Dorney, J. D. und Croft, R. R.
Unsteady Analysis of Time-Dependent Hot Streak in a Turbine Stage; 39th Aerospace
Sciences Meeting & Exhibit, Reno, USA, 2001 (AIAA 2001-0525)
- [26] Eberle, A., Schmatz M. A. und Bissinger, N.
Generalized Flux Vectors for Hypersonic Shock-Capturing; AIAA-Paper 90-0390,
1990
- [27] Eckelmann, H.
Einführung in die Strömungsmeßtechnik; Teubner, Stuttgart, 1997
- [28] Eckert, E.
Temperature Recording in High-Speed Gases; NACA Technical Memorandum Nr.
983. Washington, 1941
- [29] Edwards, J. L.; Schwartz, T. J. und Hart, R. J.
Measuring Turbine Engine Inlet Total Temperature Problems and Solutions; 20th
AIAA/ SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference, Ohio, USA, 1984 (AIAA 84-
1457)
- [30] Egli, A.
The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals;
- [31] Franklin, R. E. und Wallace, J. M.
Absolute Measurements of Static-hole error using flush transducers (Journal of Fluid
Mechanics, 1970)
- [32] Funke, H.
Analyse der Temperatur- und Strömungsungleichförmigkeiten in mehrstufigen
Turbinen; Dissertation, RWTH Aachen, 2001
- [33] Giboni, A., Menter, J. R., Peters P., Wolter, K., Pfof, H. und Breising, V.
Interaction of Labyrinth Seal Leakage Flow and Main Flow in an Axial Turbine;
ASME-Paper 2003-GT-38722, 2003
- [34] Goldstein, R. J.; Wang, H. P. und Jabbari, M. Y.
The Influence of Secondary Flows Near the Endwall and Boundary Layer Disturbance
on Convective Transport from a Turbine Blade; ASME Journal of Turbomachinery, S.
657-665, Vol. 117, 1995

-
- [35] Gregory-Smith, D. G.; Ingram, G.; Jayaraman, P.; Harvey, N. W. und Rose, M. G. Non-axisymmetric Turbine End Wall Profiling; Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 215, S. 721-734, 2001
- [36] Haas, J. E. Analytical and Experimental Investigation of Stator Endwall Contouring in a Small Axial-Flow Turbine – I – Stator Performance; NASA-TP-2023, 1982
- [37] Harrison, S. The Influence of Blade Lean on Turbine Losses; ASME Journal of Turbomachinery, S. 184-190, Vol. 114, 1992
- [38] Hartland, J. C.; Gregory-Smith, D. G.; Harvey, N. W. und Rose, M. G. Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part II – Experimental Validation; ASME Journal of Turbomachinery, S. 286-293, Vol. 122, 2000
- [39] Hartland, J. und Gregory-Smith, D. A Design Method for the Profiling of End Walls in Turbines; ASME GT-2002-30433, Amsterdam, 2002
- [40] Harvey, N. W.; Rose, M. G.; Taylor, M. D.; Shahpar, S.; Hartland, J. und Gregory-Smith, D. G. Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part I – Three-Dimensional Linear Design System; ASME Journal of Turbomachinery, S. 278-285, Vol. 122, 2000
- [41] Harvey, N. W.; Brennan, G.; Newman, D. G. und Rose, M. G. Improving Turbine Efficiency Using Non-Axisymmetric End Walls: Validation in the Multi-Row Environment and with Low Aspect Ratio Blading; ASME GT-2002-30337, Amsterdam, 2002
- [42] Hottel, H. C. und Kaltinsky, A. Temperature Measurements in High-Velocity Air Streams; Journal of Applied Mechanics, Band 12, Nr. 1, S. A-25 – A-32, 1945
- [43] Ingram, G.; Gregory-Smith, D.; Rose, M.; Harvey, N. und Brennan, G. The Effect of End-Wall Profiling on Secondary Flow and Loss Development in a Turbine Cascade; ASME GT-2002-30339, Amsterdam, 2002
- [44] Ingram, G.; Gregory-Smith, D. und Harvey, N. Investigation of a Novel Secondary Flow Feature in a Turbine Cascade with End Wall Profiling; ASME Journal of Turbomachinery, S. 209-214, Vol. 127, 2005
- [45] Jabbari, M. Y.; Goldstein, R. J.; Marston, K. C. und Eckert, E. R. G. Three Dimensional Flow Within Large Scale Turbine Cascades; Wärme- und Stoffübertragung, Springer Verlag, Vol. 27, S. 51-59, 1992
- [46] Jansen, M. und Ulm, W. Modern Blade Design for Improving Steam Turbine Efficiency; VDI Bericht Nr. 1185, 1995. S. 277-290, 1995

-
- [47] Kawai, T.; Shinoki, S. und Adachi, T.
Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using Endwall Fences; JSME International Journal, Series II, Vol. 32, No. 3, 1989
- [48] Kerrebrock, J. L. und Mikolajczak A. A.
Intra-Stator Transport of Rotor Wakes and Its Effect on Compressor Performance; ASME Journal of Engineering for Power, 1970
- [49] Kiel, G.
Gesamtdruckgerät mit großer Unempfindlichkeit gegen Schräganströmung; Bericht der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt, e. V., Band 12, S. 75-79, Berlin-Adlershof, 1935
- [50] Kopper, F. C.; Milano, R. und Vanco, M.
Experimental Investigation of Endwall Profiling in a Turbine Blade Cascade; AIAA Journal, Vol. 19, No. 8, S. 1033-1040, 1981
- [51] Langston, L. S.
Secondary Flows in Axial Turbines - A Review; University of Connecticut, Mechanical Engineering Department, 2001
- [52] Lee, W. S. und Yoon T. J.
An Investigation of Wall-Proximity Effect Using a Typical Large-Scale Five-Hole Probe; KSME International Journal, Vol. 13, No. 3, pp. 273-285, 1999
- [53] Livesey, J. L.
The Behaviour of Transverse Cylindrical and Forward-Facing Gradients; J. Aero. Sci. 23 (1956), S. 949, University of Manchester, 1956
- [54] MacMillan, F. A.
Viscous Effects on Flattened Pitot Tubes at Low Speeds; J. Roy. Aero. Soc. 58, S. 837-839, London 1954
- [55] Marchal, P.
Etude des écoulements secondaires en grille d'aubes de detent; Ph. D. thesis, Université libre de Bruxelles, 1980
- [56] Morris, A. W. H und Hoare, R. G.
Secondary Loss Measurements in a Cascade of Turbine Blades with Meridional Wall Profiling; ASME-Paper 75-WA/GT, 1975
- [57] Nagel, M.
Numerische Optimierung dreidimensional parametrisierter Turbinenschaufeln mit umfangunsymmetrischen Plattformen – Entwicklung, Anwendung und Validierung; Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der Universität der Bundeswehr München, 2004
- [58] N.N.
Recommended Practices for Measurement of Gas Path Pressures and Temperatures for Performance Assessment of Aircraft Turbine Engines and Components; Advisory report No. 245, 1990

-
- [59] N.N.
Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement; International Organization for Standardization (ISO), Geneva, 1993
- [60] N.N.
World energy, technology and climate policy outlook 2030; European Commission, 2003
- [61] N.N.
World Energy Outlook 2007; International Energy Agency IEA
- [62] N.N.
World Population Prospects, The 2010 Revision; Volume I: Comprehensive Tables, United Nations, New York, 2011
- [63] Pfau, A.; Treiber, M.; Sell, M. und Gyarmathy, G.
Flow Interaction from the Exit Cavity of an Axial Turbine Blade Row Labyrinth Seal; ASME-Paper 2000-GT-481, 2000
- [64] Pfau, A.; Schlienger, J.; Kalfas, A. I. und Abhari, R. S.
Virtual Four Sensor Fast Response Aerodynamic Probe (FRAP); The 16th Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines, 2002
- [65] Pfau, A.
Loss Mechanisms in Labyrinth Seals of Shrouded Axial Turbines; Dissertation, ETH Zürich, 2003
- [66] Pioske, Ch.; Vogt, H.-F.; Gallus, H. E. und Braig, W.
3D-Turbinenbeschaukelung I – Optimierung von Turbinenbeschaukelungen im Hinblick auf die Einflüsse der Sekundärströmungen; Abschlussbericht Vorhaben Nr. 571, FVV-Heft 595, 1995
- [67] Pioske, Ch.; Vogt, H.-F.; Gallus, H. E. und Braig, W.
3D-Turbinenbeschaukelung II – Optimierung der Turbinenseitenwandgestaltung im Gitterbereich im Hinblick auf die Einflüsse der Sekundärströmungen; Abschlussbericht Vorhaben Nr. 653, FVV-Heft 672, 1999
- [68] Prandtl, L.
Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung; Verhandlg. III. Intern. Math. Kongr. Heidelberg, S. 484-491, 1904
- [69] Prasad, A. und Wagner, J. H.
Unsteady Effects in Turbine Tip Clearance Flows; ASME-Paper 2000-GT-0444, 2000
- [70] Prasad, D. und Hendricks, G. J.
A Numerical Study of Secondary Flow in Axial Turbines With Application to Radial Transport of Hot Streak; ASME Journal of Turbomachinery, S. 667-673, Vol. 122, 2000

-
- [71] Prümper, H.
Verbesserung des Wirkungsgrades axialer Turbinenstufen durch Reduzierung der Sekundärverluste; Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der RWTH Aachen, 1975
- [72] Rai, M. M. und Dring R. P.
Navier-Stokes Analyses of the Redistributon of Inlet Temperature Distortions in a Turbine; 23rd Joint Propulsion Conference, San Diego, USA, 1987 (AIAA-87-2146)
- [73] Roback R. J. und Dring R. P.
Hot Streaks and Phantom Cooling in a Turbine Rotor Passage: Part I – Separate Effects; ASME Journal of Turbomachinery, S. 657-666, Vol. 115, 1993
- [74] Roback R. J. und Dring R. P.
Hot Streaks and Phantom Cooling in a Turbine Rotor Passage: Part II – Combined Effects and Analytical Modeling; ASME Journal of Turbomachinery, S. 667-674, Vol. 115, 1993
- [75] Rose, M. G., Harvey, N. W., Seaman, P., Newman, D. A. und McManus, D.
Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Non-Axisymmetric End Walls. Part II: Experimental Validation; ASME-Paper 2001-GT-0505, 2001
- [76] Ruck, B.
Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik; AT-Fachverlag GmbH Stuttgart, 1990
- [77] Saxer, A. P. und Felici, H. M.
Numerical Analysis of Three-Dimensional Unsteady Hot Streak Migration and Shock Interaction in a Turbine Stage; ASME Journal of Turbomachinery, S. 268-277, Vol. 118, 1996
- [78] Schlichting, H. und Gersten, K.
Grenzschicht-Theorie; 9. Auflage Springer-Verlag Berlin, Heidelberg 1997, Bochum
- [79] Schmatz, M. A.
Three-Dimensional Viscous Flow Simulations Using an Implicit Relaxation Scheme Notes on Numerical Fluid-Mechanics (NNFM), Vol. 22, S. 226-242, 1988
- [80] Shaw, R.
The Influence of Hole Dimension on Static Pressure Measurements; J. Fluid Mech. 7, 4, S. 550-564, University of Liverpool, 1960
- [81] Schwab, J. R.; Stabe, R. G. und Whitney, W. J.
Analytical and Experimental Study of Flow Through an Axial Turbine Stage With a Nonuniform Inlet Radial Temperature Profile; 19th Joint Propulsion Conference, Seattle, USA, 1983 (AIAA-83-1175)
- [82] Shreeve, R. P.
On the use of Fine-Wire Thermocouple Probes in heated High-Speed Flows; AIAA Meeting Paper 72-1023, 1973

-
- [83] Sieverding, C. H. und Van den Bosche, P.
The Use of Coloured Smoke to Visualize Secondary Flows in a Turbine-Blade Cascade; Journal of Fluid Mechanics, Vol. 134, S. 85-89, 1983
- [84] Sieverding, C. H.,
Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages; ASME Journal of Turbomachinery, S. 248-257, Vol. 107, 1985
- [85] Spurk, J. H.
Strömungslehre - Einführung in die Theorie der Strömungen; 7. Auflage Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 2006, Bad König
- [86] Traupel, W.
Thermische Turbomaschinen - Erster Band; Springer Verlag Berlin, 3. Auflage, 1988
- [87] Trutnovsky, K. und Komotori, K.
Berührungsfreie Dichtungen; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York
- [88] Vogt, H.-F. und Zippel, M.
Sekundärströmungen in Turbinengitter mit geraden und gekrümmten Schaufeln; Visualisierung im ebenen Wasserkanal; Forschung im Ingenieurwesen-Engineering Research Bd. 62 Nr. 9, S. 247-253, 1996
- [89] Vogt, H.-F.
Einfluß von nichtrotationssymmetrischen Seitenwänden auf Sekundärströmungen im Turbinenringgitter: Visualisierung im Wasserkanal; Forschung im Ingenieurwesen 65, S. 247-256, Springer-Verlag, 2000
- [90] Wang, H. P.; Olson, S. J.; Goldstein R. J. und Eckert E. R. G.
Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades; ASME Journal of Turbomachinery, S. 1-8, Vol. 119, 1997
- [91] Wang, Z. und Han, W.
The Influence of Blade Negative Curving on the Endwall and Blade Surface Flows; ASME-Paper 95-GT-441, 1995
- [92] Wanjin, H.; Chunqing, T.; Hong, S.; Mochun, Z. und Zhogqi, W.
Effects of Leaning Curving Blades with High Turning Angles on the Aerodynamic Characteristics of Turbine Rectangular Cascades; ASME-Paper 93-GT-296, 1993
- [93] Waterman, W. F. und Tall, W. A.
Measurement and Prediction of Three-Dimensional Viscous Flow in Low-Aspect-Ratio Turbine Nozzles; ASME Paper 76-GT-73, 1976
- [94] Weiss, A. P. und Fottner, L.
The Influence of Load Distribution on Secondary Flow in Straight Turbine Cascades; ASME Journal of Turbomachinery, S. 133-141, Vol. 117, 1995
- [95] Wuest, W.
Eigenschaften von Zylindersonden zur Strömungsmessung; Zeitschrift für Instrumentenkunde, 71. Jahrgang, Heft 7, Braunschweig, 1963

- [96] Wuest, W.
Strömungsmesstechnik; Friedr. Vieweg & Sohn GmbH, Braunschweig, 1969
- [97] Zeisberger, A.
Total Temperature Probes for Turbine and Combuster Applications; ISABE-2007-1108, 2007

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN <p style="text-align: center;">BMWi</p>	2. Berichtsart <p style="text-align: center;">Abschlussbericht</p>
3a. Titel des Berichts Abschlussbericht zum AG-Turbo COORETEC-turbo – Vorhaben 4.1.3 A: „Einflüsse von Seitenwandkonturierung und Leckageinteraktion auf den Wirkungsgrad von Turbinen mit Deckbandbeschaukelungen“	
3b. Titel der Publikation Analysis and Evaluation of the Impact of Different Blade Loadings on a 2-Stage Turbine with Shrouded Blades, ASME 2011-46209 Numerical and Experimental Investigation of Tangential Endwall Contoured Blades in a 2-Stage Turbine, ASME 2013-94169	
4a. Autoren des Berichts (Name, Vorname(n)) Schwab, Stephan; Wendland, Dominik; Wirsum, Manfred; Bohn, Dieter	5. Abschlussdatum des Vorhabens <p style="text-align: center;">Mai 2012</p>
4b. Autoren der Publikation (Name, Vorname(n)) Bohn, Dieter; Schwab, Stephan; Sell, Michael (ASME 2011) Schwab, Stephan; Wendland, Dominik; Wirsum, Manfred; Sell, Michael (ASME 2013)	6. Veröffentlichungsdatum <p style="text-align: center;">Dezember 2012</p>
	7. Form der Publikation <p style="text-align: center;">Konferenzbeitrag</p>
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Lehrstuhl und Institut für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen RWTH Aachen University Templergraben 55 52056 Aachen	9. Ber.Nr. Durchführende Institution 10. Förderkennzeichen <p style="text-align: center;">0327716R</p>
13. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMW)	11a. Seitenzahl Bericht <p style="text-align: center;">146</p>
	11b. Seitenzahl Publikation 8 (ASME 2011) und 13 (ASME 2013)
	12. Literaturangaben <p style="text-align: center;">97</p>
53107 Bonn	14. Tabellen <p style="text-align: center;">8</p>
	15. Abbildungen <p style="text-align: center;">93</p>
16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)	
18. Kurzfassung Die vorliegende Arbeit berichtet über die möglichen Wirkungsgradsteigerungen von Deckbandbeschaukelungen mit Seitenwandkonturierungen für Dampfturbinen. Hierzu wurde die Beschaukelung an einer zweistufigen Axialturbine sowohl experimentell als auch numerisch untersucht. Für die numerischen Berechnungen kam der inhouse Strömungslöser CHTflow zum Einsatz. Die nicht-achs-symmetrische Konturierung wurde für alle Schaufelreihen im Gehäuse- und Nabenbereich implementiert. Die Konturierung hat neben der Reduzierung des Querdruckgradientens, zusätzlich die Führung der energiearmen Wandströmung zur Aufgabe. Zur Beurteilung des Verhaltens in Abhängigkeit der Schaufelbelastung wurden für eine Referenzbeschaukelung sowie für die konturierte Beschaukelung mehrere Betriebszustände untersucht. Für die konturierte Beschaukelung wurde im Auslegungspunkt eine Wirkungsgradsteigerung von 0,34 Prozentpunkten festgestellt. Die Konturierung führt zu einer Entlastung der seitenwandnahen Bereiche, die gehäuseseitig eine Homogenisierung der Umfangswinkel nach sich zieht. Aufgrund der starken positiven Inzidenz bei der höchsten Schaufelbelastung verschlechtert sich nabenseitig die Führungsfunktion der Konturierung, was zu einer breitere Ausprägung des saugseitigen Astes des Hufeisenwirbels führt. Ergänzend wurde die Leckage-Hauptströmungsinteraktion herausgearbeitet. Hierfür wurde numerisch einer Variation des Radialspaltes durchgeführt und analysiert. Ein weiterer Schwerpunkt des Projektes war die Analyse des Ausmischverhaltens einer Heißgassträhne. Diese Untersuchungen wurden experimentell für die Seitenwandkonturierte Beschaukelung durchgeführt. Um den Einfluss einer Brennkammersträhne zu simulieren, wurde ein Zuführmodul ausgelegt, welches die Heißgassträhne über einen Umfang von 30° zuführt. Der Fokus lag vor allem in der Analyse der Ausmischung oberhalb des Deckbandes der ersten Laufschaufel. Die Ergebnisse zeigen, dass die Heißgassträhne in der Kavität schneller ausmischt als in der Hauptströmung.	
19. Schlagwörter Nicht-achsensymmetrische seitenwandkonturierte Beschaukelungen, Ausmischungsverhalten einer Heißgassträhne, Sekundärströmungen	
20. Verlag	21. Preis

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN <p style="text-align: center;">BMWi</p>	2. Type of Report <p style="text-align: center;">Final Report</p>
3a. Report Title Final report to AG-Turbo COORTEC-turbo Project 4.1.3 A: "Influences of sidewall contouring and leakage interaction on the efficiency of turbines with shrouded blades"	
3b. Title of Publication Analysis and Evaluation of the Impact of Different Blade Loadings on a 2-Stage Turbine with Shrouded Blades, ASME 2011-46209 Numerical and Experimental Investigation of Tangential Endwall Contoured Blades in a 2-Stage Turbine, ASME 2013-94169	
4a. Author(s) of the Report (Family Name, First Name(s)) Schwab, Stephan; Wendland, Dominik; Wirsum, Manfred; Bohn, Dieter	5. End of Project <p style="text-align: center;">May 2012</p>
4b. Author(s) of the Publication (Family Name, First Name(s)) Bohn, Dieter; Schwab, Stephan; Sell, Michael (ASME 2011) Schwab, Stephan; Wendland, Dominik; Wirsum, Manfred; Sell, Michael (ASME 2013)	6. Publication Date <p style="text-align: center;">December 2012</p>
8. Performing Organization(s) (Name, Address) Institute for Power Plant Technology, Steam and Gas Turbines RWTH Aachen University Templergraben 55 52056 Aachen	7. Form of Publication <p style="text-align: center;">Conference Paper</p>
13. Sponsoring Agency (Name, Address) Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) 53107 Bonn	9. Originator's Report No.
	10. Reference No. <p style="text-align: center;">0327716R</p>
	11a. No. of Pages Report <p style="text-align: center;">146</p>
	11b. No. of Pages Publication 8 (ASME 2011) and 13 (ASME 2013)
	12. No. of References <p style="text-align: center;">97</p>
14. No. of Tables <p style="text-align: center;">8</p>	15. No. of Figures/Enclosures <p style="text-align: center;">93</p>
16. Supplementary Notes	
17. Presented at (Title, Place, Date)	
18. Abstract The present work reports on the potential efficiency gains from shrouded blades with a tangential endwall contouring for steam turbines. For this, the blades have been studied in a two-stage axial turbine, both experimentally and numerically. For the numerical calculations the in-house flow solver CHTflow was used. The non-axisymmetric contouring has been implemented for all blade rows in the housing and hub area. The design goal of contouring was, both to reduce the pressure gradient, as well as to guide the flow. To evaluate the behavior depending on the blade load several operating conditions were investigated for the contoured blade and the reference blade design. For the contoured blades an efficiency increase of 0.34 percentage points was determined at the design point. The contouring results in a discharge to the areas close to the side wall that leads to a homogenization of the circumferential angle at the casing. Due to the strong positive incidence at the maximum blade load, the flow lifts off at the Sudden Jump at the hub side. That leads to a broader expression of the suction branch of the horseshoe vortex. In addition, the leakage mainstream interaction was identified. Therefore a variation of the radial gap was carried out and analyzed numerically. Another focus of the project was the analysis of the washout of a hot gas streak. These studies were carried out experimentally for the side wall contoured blading. To simulate the influence of a combustor streak, a feeder is designed, which feeds the hot gas streak over a circumference angle of 30°. The focus was mainly the analysis of the washout over the shroud of the first blade row. The results show that the hot gas in the cavity washes out faster than in the main flow.	
19. Keywords Tangential Endwall Contoured Blades rather Non-Axisymmetric Blades, Hot Gas Streak, Secondary Flow	
20. Publisher	21. Price