

Optimierung gepfeilter Pumpenschaufeln mit evolutionären Algorithmen

Mag.rer.nat. Wolfgang Glas

Dissertation

zur Erlangung
des akademischen Grades
eines Doktors der technischen Wissenschaften.



Eingereicht im Dezember 2000
an der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Graz.

Vorwort

“Whatever regrets may be, we have done our best.”

(Sir Ernest Shackelton, bei der Umkehr am 9. Jänner 1909 bei 88°23' Süd)

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Forschungsassistent im Rahmen des Forschungsprojekts “swept blades”, welches am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz durchgeführt wurde.

Mein Dank gilt daher zuallererst Herrn Univ.Prof. Dr.Ing. Helmut Jaberg für die Initiierung dieses Projekts und die Übernahme des Referates. Besonders möchte ich ihm an dieser Stelle für die Möglichkeit zur eigenständigen Arbeit und für die Rücksichtnahme auf meine Situation als Vater meiner Tochter Simone danken.

Ebensolcher Dank gebührt Herrn Dipl.Ing. Klaus Kuhn, der in mühsamer Arbeit die Basis für die hier präsentierten Studien in Form der Erstellung des Forschungsantrags gelegt hat und in nächtelanger Arbeit die Messdaten des Wasserprüfstands zusammengestellt hat.

Herr Dipl.Ing. Martin Forstner hat in gleicher unermüdlicher Weise die Messungen am Luftprüfstand durchgeführt und war die treibende Kraft bei der Erstellung der Messdatenerfassung für das LDV-System, welches in konstruktiver Zusammenarbeit entstanden ist.

Herr Dipl.Ing. Dominik Sadnik danke ich für die Anregung zur Verwendung evolutionärer Algorithmen, welchen ein streng deterministisch geschulter Mathematiker skeptisch gegenüber gestanden ist, weshalb er den Autor dieser Zeilen zuerst erfolgreich überzeugen musste.

Herrn Dipl.Ing. Gerhart Penninger und Frau Katharina Marka haben das gesamte Manuskript gelesen und mit zahlreichen sprachlichen und fachlichen Anmerkungen zur Verbesserung der Präsentation der Inhalte beigetragen.

Von der Belegschaft des Instituts für thermische Turbomaschinen sei Herrn Ao.Univ.Prof. Dr.tech. Wolfgang Sanz für Übernahme des Koreferates gedankt. Herrn Dr.tech. Arno Gehrer danke ich für die zahlreichen Anregungen und für manche mathematische Aufgabe, die wir gemeinsam lösen durften.

Neben der ideellen Unterstützung hat natürlich auch die finanzielle Unterstützung durch den Fonds zur Förderung der wissenschaftlichen Forschung (FWF) zum Gelingen der Arbeit entscheidend beigetragen, dem an dieser Stelle herzlich gedankt sei.

Graz, im September 2000

Wolfgang Glas

Inhaltsverzeichnis

Einleitung	4
1 Auslegung gepfeilter Schaufeln — Stand der Technik	6
1.1 Definition gepfeilter Schaufelkaskaden	6
1.1.1 Die Auslegung nach NACA	7
1.1.2 Pfeilung in Schaufelkaskaden	9
1.2 Strömungsphänomene gepfeilter Schaufeln	10
1.2.1 Der unendlich lange, gepfeilte Flügel	10
1.2.2 Randeﬀekte gepfeilter Flügel	11
1.2.3 Strömungseﬀekte in Axialmaschinen mit gepfeilten Schaufeln	13
1.3 Das Auslegungsproblem gepfeilter Schaufeln	14
1.3.1 Kompensation der Randeﬀekte gepfeilter Tragﬂügel	14
1.3.2 Kompensation der Randeﬀekte gepfeilter Schaufelkaskaden	15
1.3.3 Anwendung auf die Auslegung nach NACA	18
2 Validierung des eingesetzten numerischen Rechenverfahrens	20
2.1 Auslegung der Modellmaschinen	20
2.2 Numerische Strömungssimulation	22
2.2.1 Gittergenerierung	22
2.2.2 Diskretisierung	26
2.2.3 Turbulenzmodellierung	27
2.2.4 Auswertung	28
2.3 Messtechnik	30
2.3.1 Drucksondenmessungen	31
2.3.2 LDV-Messung und Auswertung	31
2.4 Vergleich von Messung und Simulation	34
2.4.1 Kennlinien	34
2.4.2 Zur Verschiebung der Kennlinien	38
2.4.3 Umfangsgemittelte Werte	39
2.4.4 Detailvergleiche	40
3 Vergleich von Pumpenlaufschauﬂeln mit konstanter Pfeilung	45
3.1 Unkompensierte gepfeilte Schaufeln	45
3.1.1 Schaufeldruckverteilung — Kavitation	47
3.1.2 Belastungsverteilung	47

3.1.3	Dreidimensionale Strömung	49
3.2	Kompensierte Schaufeln	51
3.2.1	Schaufelgeometrie	52
3.2.2	Simulierte Kenndaten	55
3.2.3	Schaufeldruckverteilung — Kavitation	55
3.2.4	Belastungsverteilung	57
3.2.5	Dreidimensionale Strömung	59
3.3	Studie vorwärts gepfeilter Schaufeln	60
3.3.1	Schaufelgeometrie	60
3.3.2	Simulierte Kenndaten	61
3.3.3	Schaufeldruckverteilung — Kavitation	62
3.3.4	Dreidimensionale Strömung	62
3.4	Schlussfolgerungen	65
4	Evolutionäre Algorithmen zur Optimierung gepfeilter Schaufeln	67
4.1	Optimierung hydraulischer Maschinen	68
4.1.1	Inverse Verfahren	68
4.1.2	Anwendungen von Optimierungsverfahren	69
4.2	Evolutionäre Algorithmen	70
4.2.1	Das CMA-Verfahren	71
4.2.2	Mehrzieloptimierung	73
4.2.3	Implementierung des Verfahrens	74
4.2.4	Testprobleme	75
4.3	Anwendung des Optimierungsverfahrens auf Axialpumpen	82
4.3.1	Wahl der Parameter	82
4.3.2	Zielfunktionen	83
4.3.3	Projektionsmethode zur Erhaltung der Förderhöhe	84
4.4	Durchgeführte Optimierungen	85
4.4.1	Optimierung ungepfeilter Schaufeln	85
4.4.2	Optimierung gepfeilter Schaufeln	87
5	Interpretation der Ergebnisse	89
5.1	Ungefeilte Schaufeln	90
5.1.1	Schaufelgeometrie	90
5.1.2	Belastungsverteilung	91
5.1.3	Schaufeldruckverteilung — Kavitation	93
5.1.4	Dreidimensionale Strömung	93
5.2	Gepfeilte Schaufeln	93
5.2.1	Schaufelgeometrie	95
5.2.2	Belastungsverteilung	95
5.2.3	Schaufeldruckverteilung — Kavitation	97
5.2.4	Dreidimensionale Strömung	97
5.3	Schlussfolgerungen	99
	Zusammenfassung	101

Literaturverzeichnis	103
A Geometriedaten der modifizierten Schaufeln	108
A.1 Kompensierte Schaufel WSVC45I	108
A.2 Kompensierte Schaufel WSVC45	108
A.3 Kompensierte Schaufel WSRC40I	109
A.4 Kompensierte vorwärts gepfeilte Schaufeln	109
A.5 Optimierte, ungepfeilte Schaufeln	110
A.6 Optimierte, gepfeilte Schaufeln	110
B Ausblick	114

Einleitung

Moderne Pumpen sollen billig und zuverlässig sein, lange halten, wenig Strom verbrauchen. Diese Anforderungen teilen Pumpen mit vielen Serienprodukten, weshalb in vielen Fällen die technischen Fragen mit Fragen der Produktentwicklung, ja sogar Fragen der Ausbildung und Kommunikation verknüpft sind, weil oftmals schon die richtige Auswahl der Pumpe für den entsprechenden Anwendungsfall die erste und wichtigste Voraussetzung zur Erfüllung dieser Anforderungen ist.

Dennoch spielt die hydraulische Auslegung bei all diesen Fragen eine wichtige Rolle, weil sie im Hintergrund eines Produktentwicklungszyklus die Basis für eine zuverlässige und wirtschaftliche Pumpe schafft. So kann z.B. an das Problem der Haltbarkeit entweder durch den Einsatz neuer, kostspieliger Materialien oder durch die Senkung des NPSH-Wertes in der hydraulischen Auslegung herangegangen werden. Auch sollte die zuverlässige Erzielung des theoretisch möglichen Wirkungsgrades unter gegebenen Rahmenbedingungen selbstverständliches Merkmal eines hydraulischen Auslegeverfahrens sein, um damit den Strombedarf zu senken.

Die Optimierung hydraulischer Maschinen durch die händische Iteration von einer Generation von Maschinen zur nächsten ist heute bereits sehr weit fortgeschritten. So kennt man für gegebene Betriebspunkte die optimale Form des Laufrades innerhalb schmalere Grenzen, und auch der erreichbare Wirkungsgrad bei einer gegebenen spezifischen Drehzahl scheint bis auf wenige Zehntelprozentpunkte bekannt zu sein. Die letzte Entwicklung auf diesem Weg stellt der Einzug robuster Strömungssimulationsprogramme dar, welche heute beim Entwurf praktisch jeder Strömungsmaschine eingesetzt werden, bevor diese in Modellversuchen letztlich vermessen wird.

Durch die drastisch steigende Computerleistung bietet sich als Ergänzung klassischer Parameterstudien der Einsatz von Optimierungsalgorithmen an. Diese können in der Rolle eines Expertensystems dem Ingenieur als Werkzeug zur Beantwortung von Detailfragen dienen, welche sich aufbauend auf dem klassischen Wissen ergeben. Diese Verfahren können somit den Weg zu einer zuverlässigen Auslegung erleichtern, wobei in der Praxis oftmals viele sich teilweise gegenseitig ausschließende Anforderungen zu berücksichtigen sind.

Die Behandlung mehrerer, sich einander ausschließender Zielfunktionen steht im Mittelpunkt der sogenannten Mehrzieloptimierung. Dabei ist es möglich, einen ganzen Satz von optimalen Lösungen eines Optimierungsproblems zu erhalten, wobei hinterher auf Basis der erhaltenen Lösungen die Entscheidung über die Abwägung zwischen den verschiedenen Anforderungen getroffen werden kann. Der Ingenieur ist also nicht auf eine vorgeschlagene optimale Lösung angewiesen, er hat hingegen vielmehr den Freiraum für das im Englischen so treffend bezeichnete "engineering judgement" gewonnen.

In dieser Arbeit soll der Einsatz dieser neuen Optimierungswerkzeuge im Zusammenspiel mit der klassischen Behandlung eines technischen Problems am Beispiel der Auslegung von Axialpumpen erprobt werden. Axialpumpen sind ein Beispiel für Maschinen, welche

nach sehr traditionellen Methoden ausgelegt sind. Die Basis praktisch aller heute angewandten Auslegeverfahren sind mit großem Aufwand durchgeführte Messungen an Profilgittern in unzähligen Varianten, welche bis in die 60er Jahre des 20. Jahrhunderts durchgeführt wurden und heute kaum mehr finanzierbar wären.

Eine Variation der dreidimensionalen Schaufelform kam bei der Methode der Messung von Geometrievarianten kaum in Betracht, weshalb die einzelnen Profile bei traditionell ausgelegten Axialpumpen entlang einer Senkrechten auf die Maschinenachse angeordnet wurden. Erst der Einsatz von Strömungssimulationsprogrammen bietet hierzu ein Werkzeug, welches eine schnellere Variation von Geometrievarianten ermöglicht, weshalb bei neueren Gasturbinenschaufeln z.T. schon echt dreidimensional gestaltete Schaufelformen eingesetzt werden.

Die räumliche Verkrümmung der Auffädellungsline bei Axialmaschinenschaufeln wird in die zwei Kategorien „Pfeilung“ und „V-Stellung“ eingeteilt. Pfeilung bezeichnet die Verschiebung der Profile in Richtung der Strömung (Rückwärtspfeilung) oder entgegen der Strömung (Vorwärtspfeilung), während unter V-Stellung die Verschiebung der Profile normal zu Schaufelfläche verstanden wird. Eine theoretische Beschreibung des Einflusses beider Variationen der klassischen Auffädellungspraxis existiert seit den 60er-Jahren des 20. Jahrhunderts, fast ebenso alt sind die verschiedensten Erwartungen, welche in Pfeilung bzw. V-Stellung gesetzt werden.

Verbreitung haben Pfeilung und V-Stellung beim Bau von Ventilatoren gefunden, wo die Vorwärtspfeilung in Kombination mit einer V-Stellung zur Geräuschreduktion eingesetzt wird. Eine weitere Anwendung der Pfeilung findet sich beim Bau von Schiffschrauben, wo die Rückwärtspfeilung zur Reduktion der abgehenden freien Wirbel und somit zur Reduktion der Verluste beiträgt. Die V-Stellung wird unter anderem bei den schon erwähnten Gasturbinen verwendet, um Sekundärströmungen auf der Schaufelsaugseite zu unterdrücken.

Bei Axialpumpen zeichnet sich die Anwendung der Pfeilung vor allem zur Verbesserung des Kavitationsverhaltens und zur Stabilisierung des Teillastverhaltens ab. Die erstere Frage ist für den Auslegungspunkt einer Pumpe der Behandlung mittels Strömungssimulation zugänglich, was die Vorhersage der beginnenden Kavitation betrifft. Deshalb wird in dieser Arbeit die Optimierung des Kavitationsverhaltens unter Berücksichtigung des erzielbaren Wirkungsgrads von Laufschaufeln einer Axialpumpe im Mittelpunkt stehen.

Dazu werden in einem einleitenden Kapitel die klassischen Theorien und das Auslegungsproblem gepfeilter Schaufeln dargestellt. Das zweite Kapitel dient der Validierung der eingesetzten Strömungssimulation anhand der am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen vermessenen Axialhydrauliken. Das dritte Kapitel soll anhand von Studien gepfeilter Schaufeln mit konstantem Verlauf der Pfeilung über Radius Aufschluss über den sinnvollen Bereich der zu variierenden Parameter geben.

Der zweite Teil der Arbeit widmet sich zunächst der Entwicklung eines Mehrziel-Optimierungsverfahrens auf Basis der Evolutionsstrategien, welches in Anschluss auf das Auslegungsproblem gepfeilter Schaufeln angewandt wird. Abschließend werden die Ergebnisse dieser Optimierung ausgewertet und im Zusammenhang mit den Ergebnissen der Studien aus dem dritten Kapitel Schlussfolgerungen über die Auslegung gepfeilter Schaufeln gezogen.

Kapitel 1

Auslegung gepfeilter Schaufeln — Stand der Technik

Die Anwendung von Pfeilung bei Tragflügeln wurde ursprünglich bei Flugzeugen angewandt, welche als Rückwärts Pfeilung vor allem zur Reduktion der Übergeschwindigkeiten an der Saugseite des Flügels Eingang in die Konstruktionspraxis gefunden hat. Es überrascht daher nicht, dass die theoretische Behandlung gepfeilter Tragflügel großer Spannweite ihren Ausgang beim Flugzeugbau nahm. (Küchemann 1950; Küchemann 1953; Schlichting und Truckenbrodt 1962)

Die folgenden Abschnitte sollen eine Einführung in die Strömungsphänomene gepfeilter Tragflügel und gepfeilter Schaufelgitter geben. Aufbauend auf diesen theoretischen Betrachtungen wurden in der Literatur verschiedene Auslegeverfahren für gepfeilte Schaufeln vorgeschlagen, welche ebenfalls dargestellt werden.

1.1 Definition gepfeilter Schaufelkaskaden

In Axialmaschinen gilt unter der Annahme eines über dem Radius konstanten Dralls $r \cdot c_u$ nach dem Laufrad, dass die Stromlinien in erster Näherung auf Koaxialflächen verlaufen. Daher wird zur Auslegung eines bestimmten Koaxialschnittes ein zweidimensionales Schaufelgitter betrachtet, welches in seinen Zu- und Abströmverhältnissen der tatsächlichen Relativströmung gleicht. Die Abbildung 1.1 zeigt die wesentlichen Parameter zur Festlegung der Geometrie eines solchen Schaufelgitters.

Ausgehend von den Zu- und Abströmverhältnissen w_0, β_0, w_3 und β_3 wird eine Schaufel mit Eintrittswinkel β_1 und Austrittswinkel β_2 bestimmt, welche bei vorgegebener Schaufellänge ℓ und Teilungsverhältnis t die gewünschte Umlenkung erzielt. Anstelle der Schaufelwinkel β_1 und β_2 finden auch der Incidence-Winkel

$$\iota = \beta_1 - \beta_0 \quad (1.1)$$

und der Deviation-Winkel

$$\delta = \beta_2 - \beta_3 \quad (1.2)$$

Anwendung, welche Auskunft über den Unterschied der Schaufelrichtung und der Zu- bzw. Abströmung geben.

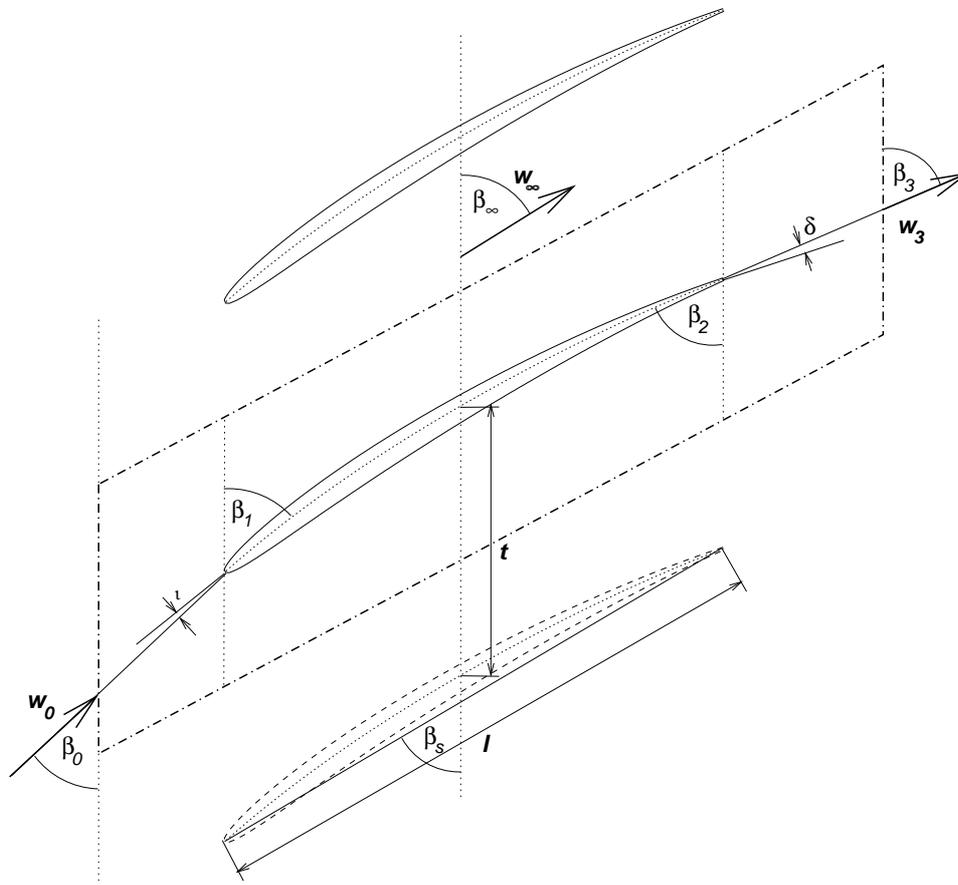


Abbildung 1.1: Wesentliche Parameter eines Schaufelgitters

Im Turbinenbau finden für diese Auslegungsaufgabe potentialtheoretische Verfahren, wie sie in (Scholz 1965) zusammengestellt sind, Verwendung. Ein ausgereiftes Singularitätenverfahren, bei dem die Wirbelverteilung auf der Skelettlinie anstatt auf der Sehne vorgegeben ist, wurde von Czibere (1960) entwickelt.

Für die Auslegung von Verzögerungsgittern hat sich die Verwendung von Gittermessdaten als Basis für die Wahl der Schaufelparameter etabliert. Korrelierte Gittermessdaten sind für eine Reihe von Profilformen verfügbar, wie sie z.B. in (Yulin 1997) aufgeführt sind.

1.1.1 Die Auslegung nach NACA

Die Basisauslegung für die Axialpumpen, welche in dieser Arbeit betrachtet werden, beruht auf den Gittermessungen von Lieblein (1965) für die NACA 65 Profilsreihe. Die Skelettlinie, welche bei dieser Profilsreihe Verwendung findet, ist in den Koordinaten relativ zur

Schaufelsehne durch

$$\frac{y_s}{\ell} = -\frac{c_{A0}}{4\pi} \left(\left(\frac{1}{2} - \frac{x}{\ell} \right) \ln \left(\frac{1}{2} - \frac{x}{\ell} \right) + \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{\ell} \right) \ln \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{\ell} \right) \right) \quad (1.3)$$

gegeben, wobei mit c_{A0} der theoretische, reibungsfreie Auftriebsbeiwert des unendlich dünnen Einzelflügels mit dieser Skelettlinie bezeichnet wird, welcher in diesem Zusammenhang nur als Krümmungsparameter dient. Diese Skelettlinie hat an der Eintritts- bzw. Austrittskante eine unendliche Steigung, weshalb in (Lieblein 1965) die Schaufelwinkel β_1 und β_2 als Winkel des äquivalenten Kreisbogens, wie in Abbildung 1.2 dargestellt, definiert werden. Der Stafflungswinkel β_s berechnet sich dabei aus $\beta_s = (\beta_1 + \beta_2)/2$.

Die Bestimmung der Schaufelparameter erfolgt nach Festlegung des Längen/Teilungsverhältnisses (engl.: “solidity”)

$$\sigma = \frac{\ell}{t} \quad (1.4)$$

anhand der tabellierten Incidence-Winkel ι , die durch Minimierung des Verlustbeiwertes

$$\bar{\omega}_0 = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{p_{\text{tot},0} - p_0} \quad (1.5)$$

gewonnen wurden. Der Deviation-Winkel δ ergibt sich aus der im Versuch erreichten Umlenkung bei dem gewählten, optimalen Incidence-Winkel ι .

Um aus den so erhaltenen Incidence- und Deviation-Winkel die Schaufelgeometrie zu bestimmen, benötigt man die folgenden Beziehungen für den Öffnungswinkel

$$\gamma = \beta_2 - \beta_1 = \beta_3 - \beta_0 + \delta - \iota = 2 \arccos \left(\frac{4\pi^2 - \ln^2(2)c_{A0}^2}{4\pi^2 + \ln^2(2)c_{A0}^2} \right) \quad (1.6)$$

und die maximale Wölbung

$$\frac{f}{\ell} = c_{A0} \frac{\ln(2)}{4\pi} = \frac{1 - \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{2 \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}, \quad (1.7)$$

wie sie z.B. von Schiller (1984) angegeben werden.

Da sich in Axialmaschinen die Teilung t aus dem Radius der Stromfläche und der Schaufelzahl z bestimmt, kann das Längen/Teilungsverhältnis σ nur durch Wahl der Sehnenlänge ℓ beeinflusst werden. Als Anhalt zur Wahl der Schaufellänge dient in (Lieblein 1965) und (Bullock und Johnsen 1965) die Diffusionszahl D , welche für inkompressible Strömung wie folgt definiert ist:

$$D = \left(1 - \frac{\sin \beta_0}{\sin \beta_3} \right) + \frac{\sin \beta_0}{2\sigma} (\cot \beta_0 - \cot \beta_3). \quad (1.8)$$

Diese Zahl ist ein Maß für die Schaufelbelastung und bei $D \approx 0.6$ ist nach (Lieblein 1965) und (Bullock und Johnsen 1965) die Belastungsgrenze erreicht.

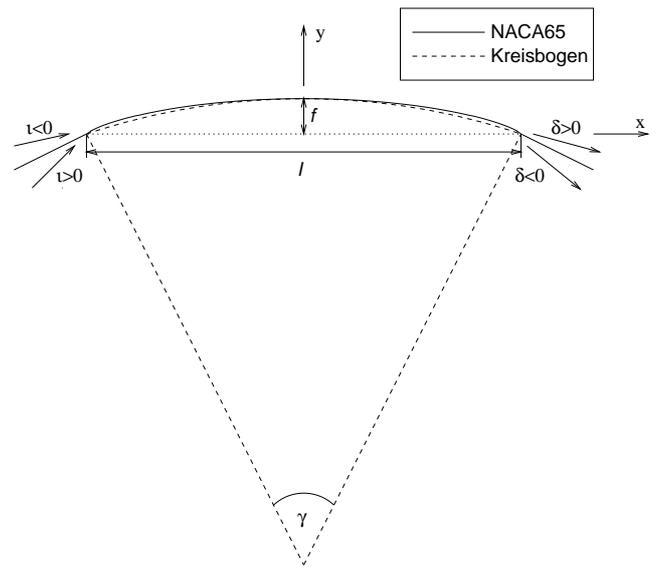


Abbildung 1.2: Skelettlinie der NACA 65-Serie.

1.1.2 Pfeilung in Schaufelkaskaden

Unter Pfeilung versteht man das Verschieben der einzelnen Profile einer Schaufelkaskade in Richtung der Schaufelsehne, wie es in Abbildung 1.3 dargestellt ist. Unter dem Pfeilungswinkel λ versteht man dabei den Winkel zwischen der Auffädellungsline und der Senkrechten auf die Stromfläche.

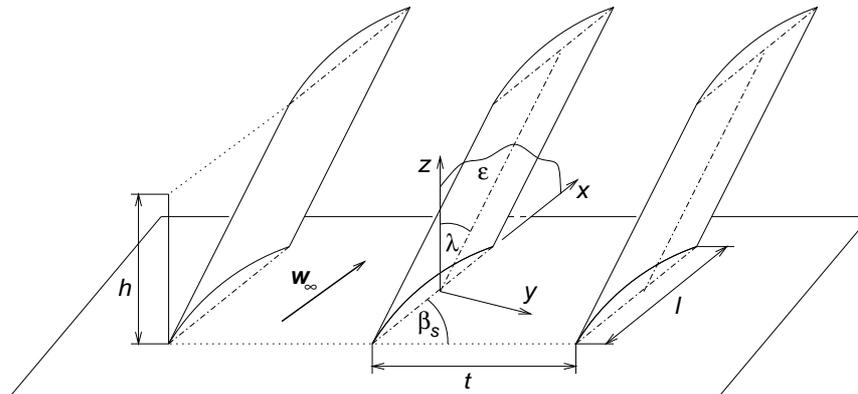


Abbildung 1.3: Pfeilung einer Schaufelkaskade

Werden die Profile mit zunehmender Schaufelhöhe in Strömungsrichtung verschoben, so spricht man von Rückwärtspfeilung und der Winkel λ wird positiv definiert. Sind die Profile hingegen entgegen der Strömungsrichtung verschoben, so spricht man von Vorwärtspfeilung und es gilt $\lambda < 0$.

Dies entspricht der Definition des Pfeilungswinkels von Smith und Yeh (1963) und führt oft zu Verwechslungen, weil z.B. Stark und Gotthardt (1978) die Pfeilung immer relativ zur nächstgelegenen Kanalbegrenzung definieren. In dieser Terminologie würde man bei Verschiebung der Profile in Strömungsrichtung von einer Schaufel sprechen, welche am Schaufelfuß rückwärts und an der Schaufelspitze vorwärts gepfeilt ist.

Da die Profile in Richtung der Sehne verschoben werden, gilt insbesondere, dass die Auffädellungsline in der Ebene ε , welche von der Senkrechten auf die Stromfläche und der Profilschneide aufgespannt wird, liegt.

Werden die Profile zusätzlich normal zur Profilschneide verschoben, so spricht man von zusätzlicher V-Stellung der Schaufeln. In diesem Fall wird die Pfeilung λ als Winkel zwischen der Projektion der Auffädellungsline in die Ebene ε und der Senkrechten auf die Stromfläche definiert. Der Winkel zwischen der Auffädellungsline und der Ebene ε wird dann als V-Stellung ν bezeichnet.

Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Schaufeln ohne V-Stellung betrachtet, weshalb für eine genaue Definition der Schaufelparameter für Schaufeln mit V-Stellung auf (Smith und Yeh 1963) bzw. (Beiler 1996) verwiesen wird. Bei der Auslegung von Ventilatoren ist die relative Verschiebung der Profile in Umfangsrichtung verbreitet, wobei von „gesichelten“ Schaufeln gesprochen wird. Die Sichelung von Schaufeln kann als Kombination von Pfeilung und V-Stellung interpretiert werden, was in (Beiler 1996) detailliert ausgeführt ist.

In Hinblick auf die Betrachtung von Axialmaschinen mit gepfeilten Schaufeln werden im

Folgenden gepfeilte Schaufelkaskaden, welche durch zwei Wände begrenzt sind, betrachtet. In diesem Fall wird unter der Schaufelhöhe h der Abstand der beiden Wände verstanden, wie in Abbildung 1.3 ersichtlich ist. Als dimensionsloser Kennwert wird dabei das Streckungsverhältnis

$$\Lambda = \frac{h}{\ell} \quad (1.9)$$

verwendet, welches ein Maß für den Einfluss der Wand auf die Hauptströmung ist.

1.2 Strömungsphänomene gepfeilter Schaufeln

Ausgehend von den grundlegenden Arbeiten von Küchemann (1950, 1953) über die Effekte der Pfeilung bei Flugzeugtragflügeln spannt sich ein weiter Bogen von Arbeiten zum Einfluss der Pfeilung auf die Strömung in Schaufelkaskaden (Smith und Yeh 1963; Lewis und Hill 1971; Stark und Gotthardt 1978; Gotthardt 1983) bis hin zur Untersuchung der Strömung in Ventilatoren und Kompressoren mit gepfeilten Schaufeln (Wright und Simmons 1990; Yamaguchi et al. 1991; Stütz 1992; Meixner 1995; Beiler 1996; Stark et al. 1999).

Zwei Strömungsphänomene sind bei all diesen Arbeiten im Mittelpunkt des Interesses. Zum einen der Auftriebsverlust eines Tragflügels oder einer Turbomaschinenschaufel infolge der Pfeilung und zum anderen der Einfluss der Pfeilung auf die Strömung in der Nähe der Kanalbegrenzung.

Die folgenden Abschnitte bieten eine Einführung in die theoretische Betrachtung gepfeilter Schaufelkaskaden, welche einen guten Überblick über die Ursachen beider Phänomene bietet.

1.2.1 Der unendlich lange, gepfeilte Flügel

Die Strömung um einen unendlich langen, gepfeilten Flügel lässt sich sehr einfach beschreiben, wenn man die Strömungsgeschwindigkeit w_∞ in eine Komponente

$$w'_\infty = w_\infty \cos \lambda \quad (1.10)$$

normal zur Schaufelachse und eine Komponente w_p parallel zur Schaufelachse zerlegt.

Wie in Abbildung 1.4 dargestellt ist, wirkt der Tragflügel nur auf die Komponente w'_∞ , was zur Folge hat, dass verzögerte Flüssigkeitsteilchen in Richtung der nacheilenden Schaufelregionen abdriften. Beschleunigte Flüssigkeitsteilchen hingegen werden in Richtung der voreilenden Schaufelregionen abgelenkt.

Daraus resultiert insbesondere das Abdriften des Materials in der Nähe des Staupunkts in Richtung der nacheilenden Schaufelregion, wie Abbildung 1.4 schematisch für die sog. “stagnation streamline” zeigt. Die Strömung der Saugseite ist immer schneller als die Strömung auf der Druckseite, weshalb sich ein Stromlinienversatz $\Delta x_p = w_p \cdot \Delta t_p$ ergibt, wobei Δt_p den Unterschied der Zeiten bezeichnet, die zwei Teilchen benötigen um den Flügel zu passieren.

Betrachtet man einen Abschnitt des ungepfeilten Flügels mit der Fläche A , dann ist die Auftriebskraft dieses Abschnittes wie folgt gegeben:

$$F_A = \frac{\rho}{2} w_\infty^2 \cdot c_A \cdot A, \quad (1.11)$$

wobei mit c_A der Auftriebsbeiwert des Profils bezeichnet ist, welcher proportional der Wölbung $\frac{f}{\ell}$ ist. Wird der Flügel wie in Abbildung 1.4 gesichert, dann wirkt auf die reduzierte Geschwindigkeit w'_∞ ein Profil, welches die gleiche Wölbung f aber eine veränderte Länge $\ell' = \ell \cos \lambda$ hat.

Dies hat zur Folge, dass der Auftriebsbeiwert c'_A dieses Profils gemäß

$$c'_A = \frac{c_A}{\cos \lambda} \quad (1.12)$$

gegeben ist, weil die Wölbung $\frac{f}{\ell'}$ entsprechend vergrößert ist. Zusammen mit der reduzierten Geschwindigkeit (1.10) ergibt sich für die Auftriebskraft eines gepfeilten Flügelabschnittes mit der Fläche A

$$F'_A = \frac{\rho}{2} w'_\infty{}^2 \cdot c'_A \cdot A = F_A \cos \lambda. \quad (1.13)$$

Dieser Auftriebsverlust ist für das Gedankenmodell des unendlich langen Flügels oder einer unendlich langen Schaufelkaskade unmittelbar zu berechnen, jedoch sind die vorhergegangenen Überlegungen nicht ohne weiteres auf endliche Tragflügel oder begrenzte Schaufelgitter übertragbar.

Bei der Berechnung der Kennlinien von Axialventilatoren mit gesichelten Schaufeln haben die obigen Überlegungen als "Projektionsmethode" Eingang gefunden. Stark et al. (1999) berechnen mit dieser Methode die wesentlichen Charakteristiken der Kennlinien für die Ventilatoren, welche von Beiler (1996) ausgelegt wurden.

Ab einem Streckungsverhältnis von $\Lambda < 3$ haben jedoch die Effekte am Rand des Tragflügels, welche durch den erwähnten Stromlinienversatz entstehen, einen so großen Einfluss, dass die Projektionsmethode nicht mehr anwendbar ist (Beiler 1996).

Dieses Ergebnis ist im Einklang mit dem Wissen über den Auftriebsverlust von endlichen Flugzeugtragflügel. So zeigen z.B. Schlichting und Truckenbrodt (1962), dass Tragflügel endlicher Streckung einen erheblich geringeren Auftriebsverlust als $\cos \lambda$ aufweisen.

1.2.2 Randeffekte gepfeilter Flügel

Wird ein Tragflügel wie in Abschnitt 1.2.1 gesichert und wie in Abbildung 1.5 symmetrisch gespiegelt, so kreuzt keine Stromlinie die Symmetrieebene. Daher wird ein so geknickter Tragflügel als theoretisches Modell für eine begrenzte, gepfeilte Schaufelkaskade herangezogen.

Wird das Flügelprofil an der Symmetrieebene nicht korrigiert, d.h. weder der Anstellwinkel noch die Profilform verändert, so beobachtet man eine Verschiebung der Belastungsschwerpunktes in Richtung der spitzwinkligen Verschneidung der Flügelhälften. An vor-

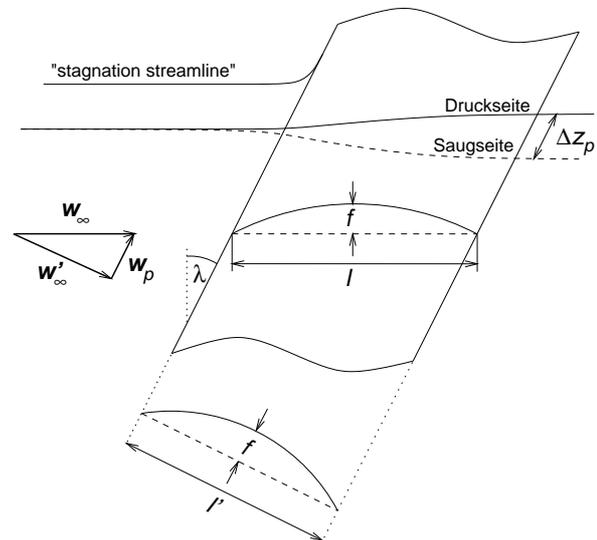


Abbildung 1.4: Stromlinienversatz am unendlich langen, gepfeilten Flügel

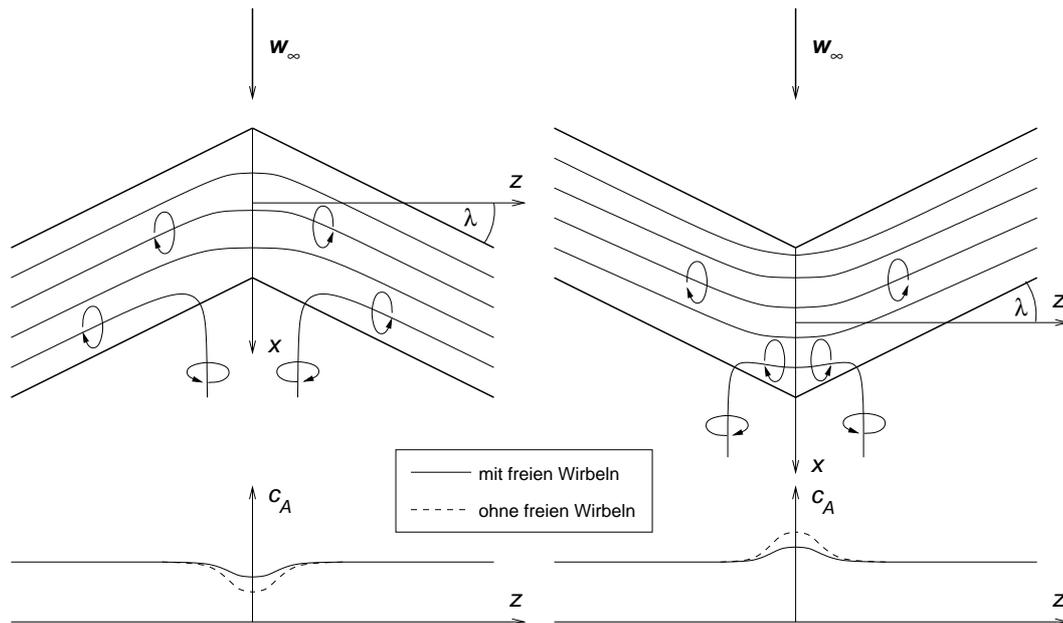


Abbildung 1.5: Vergleich des Auftriebseffektes gefeilter Schaufeln an den voreilenden und den nacheilenden Schaufelschnitten.

eilenden Schaufelschnitten wird demnach der Belastungsschwerpunkt entgegen der Zuströmung, an nacheilenden Schaufelschnitten in Richtung der Zuströmung verschoben (Küchemann 1950; Küchemann 1953; Gotthardt 1983).

Küchemann (1953) gibt für den Schaufelschnitt an der Symmetrieebene eine modifizierte potentialtheoretische Abwindgleichung

$$\frac{dy_s}{dx} = \frac{1}{2\pi} \left(\int_{-\ell/2}^{\ell/2} \gamma(x') \frac{dx'}{x-x'} + \pi \tan \lambda \gamma(x) \right) \quad (1.14)$$

an, welche einen Zusammenhang zwischen der Skelettlinie $y_s(x)$ und der lokalen Belastung $\gamma(x)$ herstellt. In (Küchemann 1952) wird diese Gleichung für Flügelschnitte außerhalb der Symmetrieebene verallgemeinert, wodurch die Belastungsverteilung $\gamma(x, z)$ berechnet werden kann. Dazu ist es nötig, bei gegebener Skelettlinie $y_s(x)$ die singuläre Integralgleichung (1.14) (oder eine verallgemeinerte Version aus (Küchemann 1952)) nach $\gamma(x)$ aufzulösen, wofür das Verfahren von Multhopp verwendet wird (Schlichting und Truckenbrodt 1962).

Das beschriebene Verfahren wird von Beiler (1996) verwendet, um bei der Auslegung von Axialventilatoren mit Streckungsverhältnissen $\Lambda > 3$ den Auftriebsverlust infolge der Pfeilung zu kompensieren. Das Ergebnis einer solchen kompensierten Auslegung ist, dass dadurch der Auftriebsverlust zu stark kompensiert wird.

Diese tragflügeltheoretische Vorgangsweise liefert daher keine quantitative Aussage über den Gesamtauftrieb, den ein geknickter Tragflügel entlang der Spannweite liefert. Zur Erklärung der Gesamtauftriebsverteilung wird üblicherweise ein schematisches Wirbelmodell, welches von Küchemann (1953) eingeführt wurde, herangezogen.

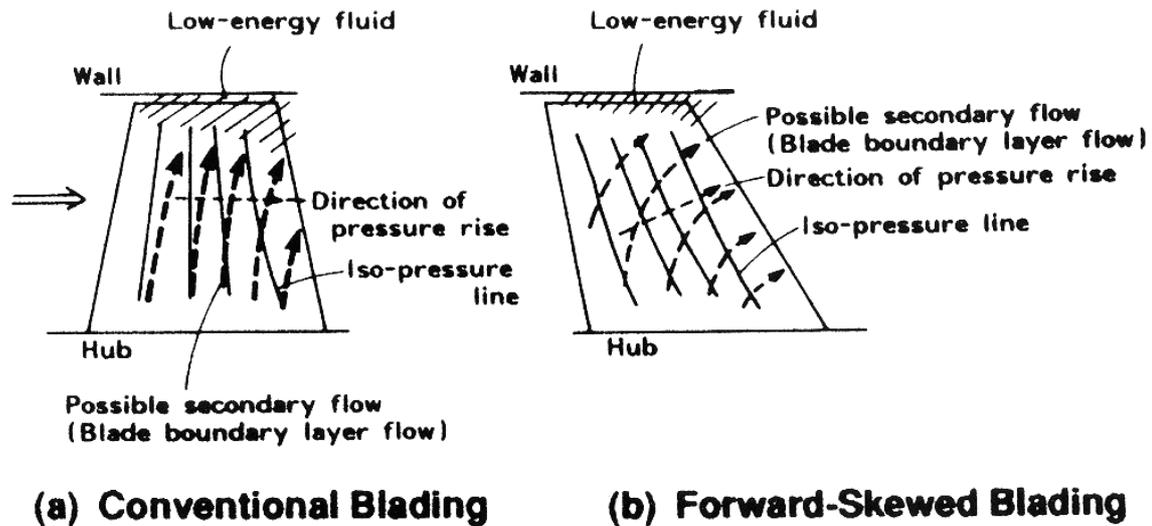


Abbildung 1.6: Grenzschichtentwicklung einer vorwärtsgefeilten Schaufel (Yamaguchi et al. 1991).

Dieses Wirbelmodell ist in Abbildung 1.5 wiedergegeben und erklärt die Entstehung eines freien Wirbelpaares in der Nähe der Symmetrieebene. Diese freien Wirbel werden von Gotthardt (1983) dem gemessenen, zusätzlichen Auftriebsverlust an den voreilenden Schaufelschnitten zugeordnet. Spiegelbildlich ergibt sich ein Auftriebsgewinn an den nacheilenden Schaufelschnitten.

1.2.3 Strömungseffekte in Axialmaschinen mit gepfeilten Schaufeln

Die Strömung in Axialmaschinen mit gepfeilten Schaufeln zeigen grundsätzlich die Phänomene, wie sie in den Abschnitten 1.2.1 und 1.2.2 beschrieben wurden. Eine quantitative theoretische Vorhersage der Strömung durch eine Axialmaschine mit gepfeilten Schaufeln wird zusätzlich durch zwei Punkte erschwert:

- Durch den Stromlinienversatz werden die Stromflächen, welche ursprünglich koaxial verlaufen, räumlich gekrümmt. Dadurch wird Material von unterschiedlichem Relativströmungsniveau gemischt, wodurch die klassischen Auslegungsverfahren ungültig werden.

Selbst Auslegungsverfahren für gepfeilte Schaufelkaskaden, wie sie im Anschluss besprochen werden, sind nur begrenzt auf Axialmaschinen übertragbar. Dies gilt insbesondere für Schaufeln mit geringem Streckungsverhältnis Λ .

- Die Pfeilung verändert die Schaufeldruckverteilung und beeinflusst dadurch die Entwicklung der Schaufelgrenzschicht. Dieser Effekt führt u.a. bei vorwärts gepfeilten Schaufeln zu einer Verringerung der Grenzschichtdicke, wie Abbildung 1.6 aus (Yamaguchi et al. 1991) zeigt. Weitere Arbeiten, welche sich mit diesem Effekt beschäftigen,

sind (Wright und Simmons 1990) und (Thomson et al. 1994). Eine sehr umfangreiche Literaturstudie zu Sekundärströmungen in gepfeilten Schaufelgittern wurde von Thaler et al. (2000) zusammengestellt.

Die genannten Punkte zeigen, dass die Strömung durch gepfeilte Axialmaschinen, insbesondere für kleine Streckungsverhältnisse, nicht durch eine ‐einfache‐ Theorie beschrieben werden kann. Es ist daher für eine genaue Beschreibung des Stromfeldes durch gepfeilte Axialmaschinen notwendig, Detailuntersuchungen mittels Messung oder Strömungssimulation durchzuführen.

1.3 Das Auslegungsproblem gepfeilter Schaufeln

Zunächst soll jedoch ein Überblick über die bestehenden Auslegungsverfahren für gepfeilte Schaufeln gegeben werden. Das Ziel der Auslegung gepfeilter Schaufeln ist, die Belastungsverteilung in der Nähe von Kanalbegrenzungen an eine vorgegebene Verteilung anzupassen.

Wird dabei an der Eintrittskante eine verschwindende Belastung angenommen, so kann wieder eine stoßfreie Anströmung des Profils gewährleistet werden. Eine verschwindende Belastung an der Austrittskante verhindert dagegen eine Umströmung der Hinterkante (Kutta’sche Abflussbedingung).

1.3.1 Kompensation der Randeﬀekte gepfeilter Tragflügel

Die einfachste Kompensation der Randeﬀekte kann erreicht werden, wenn die Abwindgleichung (1.14) verwendet wird, um aus einer gegebenen Belastungsverteilung $\gamma(x)$ die Skelettlinie $y_s(x)$ zu berechnen. Dieser Zugang wurde von Küchemann (1953) angewandt, um das Profil der Symmetrieebene eines geknickten Tragflügels an die Belastungsverteilung einer ebenen Platte anzupassen.

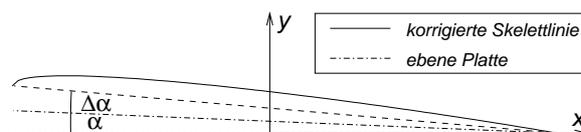


Abbildung 1.7: Korrigierte Skelettlinie eines rückwärts gepfeilten Tragflügels.

Die so korrigierte Skelettlinie ist in Abbildung 1.7 für den Fall eines rückwärts gepfeilten Tragflügels dargestellt. Um die Belastung wieder in Richtung der Eintrittskante zu verschieben, muss das Profil um einen zusätzlichen Winkel

$$\Delta\alpha = \frac{\pi}{2}\alpha \tan\lambda \quad (1.15)$$

angestellt werden, wobei mit α der Anstellwinkel der ebenen Platte bezeichnet wird, welche der vorgeschriebenen Belastungsverteilung entspricht.

Obwohl diese Vorgangsweise von Küchemann einfach erscheint, ist sie in der Lage, auch die Krümmung der Schaufel, welche zur Kompensation der Randeffekte notwendig ist, tendenziell vorherzusagen.

Es ist auch wichtig festzuhalten, dass eine Kompensation des Schaufelprofils eine Reduktion der freien Wirbel in Abbildung 1.5 zur Folge hat, weil dadurch die Wirbellinien in der Symmetrieebene an die Verhältnisse der unbeeinflussten Flügelschnitte angepasst werden.

1.3.2 Kompensation der Randeffekte gepfeilter Schaufelkaskaden

Das einzige Verfahren, welches die Kompensation der Randeffekte in Schaufelkaskaden bewerkstelligt, wurde von Smith und Yeh (1963) beschrieben. Auf dieses Verfahren soll in diesem Abschnitt näher eingegangen werden, weil es Anhalte zur benötigten Korrektur der Incidence- und Deviation-Winkel für gepfeilte Schaufelkaskaden liefert.

Das Wirbelsystem, welches dem hier besprochenen Verfahren zugrunde liegt ist in Abbildung 1.8 dargestellt. Dadurch, dass im Rahmen dieser Arbeit Schaufelgitter ohne V-Stellung betrachtet werden, ist es möglich die beiden Kanalbegrenzungen durch einen „Zick-Zack“-Tragflügel zu beschreiben, welcher zwei Symmetrieebenen hat.

Der Beitrag der beiden Wirbellinien *I* und *II* mit einer Zirkulation Γ_0 zur Geschwindigkeitskomponente in *y*-Richtung an einem Aufpunkt (x, y, z) beträgt nach dem Biot-Savart'schen Gesetz

$$v_{I,II}(x, y, z) = -\frac{\Gamma_0}{4\pi} (F_I(x, y, z) + F_{II}(x, y, z)), \quad (1.16)$$

wobei das Vorzeichen analog zu den Wirbelsymbolen in Abbildung 1.8 gewählt wurde.

Die Funktion F_I berechnet sich aus der gegebenen Konfiguration mittels

$$F_I(x, y, z) = \left(\frac{x \sin \lambda + z \cos \lambda}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}} - \frac{(x - h \tan \lambda) \sin \lambda + (z - h) \cos \lambda}{\sqrt{(x - h \tan \lambda)^2 + y^2 + (z - h)^2}} \right) \cdot \frac{x \cos \lambda - z \sin \lambda}{(x \cos \lambda - z \sin \lambda)^2 + y^2}. \quad (1.17)$$

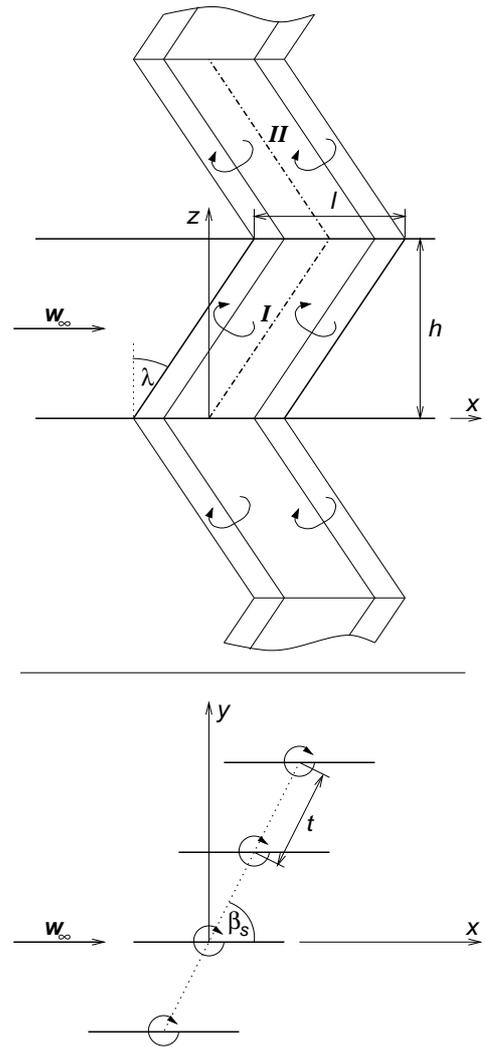


Abbildung 1.8: Wirbelsystem einer gepfeilteren Schaufelkaskade.

Der Einfluss F_{II} berechnet sich etwas komplizierter aus

$$F_{II}(x, y, z) = \left(\frac{(z-h) \cos \lambda - (x-h \tan \lambda) \sin \lambda}{\sqrt{(x-h \tan \lambda)^2 + y^2 + (z-h)^2}} - \frac{(z-2h) \cos \lambda - x \sin \lambda}{\sqrt{x^2 + y^2 + (z-2h)^2}} \right) \cdot \frac{x \cos \lambda + (z-2h) \sin \lambda}{(x \cos \lambda + (z-2h) \sin \lambda)^2 + z^2}. \quad (1.18)$$

Um daraus den Einfluss

$$v_0(x, y, z) = -\frac{\Gamma_0}{4\pi} F(x, y, z) \quad (1.19)$$

der „Zick-Zack-Wirbellinie“, welche im Ursprung startet, zu berechnen müssen die Beiträge der Wirbellinien I und II für unendlich viele, jeweils um $\Delta z = 2h$ verschobene Aufpunkte aufsummiert werden:

$$F(x, y, z) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} F_I(x, y, z - 2ih) + F_{II}(x, y, z - 2ih). \quad (1.20)$$

Numerisch kann die Summe in (1.20) auf ca. 20 Glieder beschränkt werden, da die Glieder für große i sehr schnell an Größenordnung verlieren.

Der Gittereinfluss wird durch Summation über eine genügend große Anzahl von um $\Delta x = t \cos \beta_s$ und $\Delta y = t \sin \beta_s$ verschobene Wirbellinien erzeugt:

$$v_g(x, y, z) = -\frac{\Gamma_0}{4\pi} \sum_{n=-N}^N F(x - n\Delta x, y - n\Delta y, z). \quad (1.21)$$

Auch hier hat sich die Summation von 20 Schaufeln als ausreichend herausgestellt, wenn man eine Genauigkeit von 1% bei der numerischen Berechnung erzielen will.

Als letztes Bestimmungsstück wird nun eine Zirkulationsverteilung $\gamma(x)$ auf der Skelettlinie vorgegeben, und über die einzelnen Wirbellinien integriert. Dies ergibt die y -Geschwindigkeit

$$v(x, y, z) = -\frac{1}{4\pi} \sum_{n=-N}^N \int_{-\ell/2}^{\ell/2} \gamma(x') F(x - x' - n\Delta x, y - n\Delta y, z) dx' \quad (1.22)$$

infolge des Zirkulationseinflusses des gesamten Schaufelgitters, welches durch die Skeletflächen aus Abbildung 1.8 repräsentiert wird.

Für alle weiteren Anwendungen wird eine elliptische Zirkulationsverteilung

$$\gamma(x) = \frac{8\Gamma}{\pi \ell^2} \sqrt{\left(\frac{\ell}{2}\right)^2 - x^2} \quad (1.23)$$

gewählt, welche für Vergleichszwecke eine hinreichende Annäherung an die tatsächliche Belastungsverteilung darstellt. Diese Verteilung erfüllt die Bedingung

$$\Gamma = \int_{-\ell/2}^{\ell/2} \gamma(x) dx, \quad (1.24)$$

wobei mit Γ die Gesamtzirkulation

$$\Gamma = t\Delta c_u \quad (1.25)$$

des Gitters bezeichnet wird.

Ein entscheidender Vorschlag von Smith und Yeh (1963) ist, die so gewonnenen Einflüsse der Pfeilung zur Modifikation der Auslegungsdaten einer Axialmaschine zu verwenden. Dazu werden die vorher berechneten Größen mittels der Gesamtzirkulation Γ und der Schaufellänge ℓ dimensionslos gemacht. Das heißt, dass die Gittergrößen, welche in (1.22) eingehen, wie folgt ersetzt werden:

$$\ell \rightarrow 1, \quad \Gamma \rightarrow 1, \quad t \rightarrow \frac{t}{\ell} = \frac{1}{\sigma}, \quad h \rightarrow \frac{h}{\ell} = \Lambda \quad \text{und} \quad v \rightarrow \bar{v} = \frac{v}{\Gamma/\ell}. \quad (1.26)$$

In diesen Koordinaten entspricht der Punkt $(-0.5 + z \tan \lambda, 0, z)$ der Eintrittskante bei einer dimensionslosen Schaufelhöhe z . Die Austrittskante kommt hingegen bei $(0.5 + z \tan \lambda, 0, z)$ zu liegen. Damit haben die dimensionslosen Geschwindigkeiten

$$\bar{v}_1(z) = \bar{v}(-0.5 + z \tan \lambda, 0, z) \quad \text{und} \quad \bar{v}_2(z) = \bar{v}(0.5 + z \tan \lambda, 0, z) \quad (1.27)$$

direkten Einfluss auf die Schaufelwinkel an der Eintritts- bzw. Austrittskante der Schaufel bei einer Schaufelhöhe z über die Beziehungen

$$\tan(\beta_s - \beta_1(z)) = \frac{\bar{v}_1(z)}{\bar{w}_\infty} \quad \text{und} \quad \tan(\beta_s - \beta_2(z)) = \frac{\bar{v}_2(z)}{\bar{w}_\infty}, \quad (1.28)$$

wobei mit $\bar{w}_\infty = w_\infty \cdot \ell / \Gamma$ die dimensionslose mittlere Relativgeschwindigkeit bezeichnet wird.

Abbildung 1.9 zeigt den Einfluss der Rückwärts Pfeilung auf die Geschwindigkeit $\bar{v}_1(z)$ an der Eintrittskante bei einem Staffelungswinkel $\beta_s = 45^\circ$, einem Längen/Teilungsverhältnis $\sigma = 1$, einem Streckungsverhältnis $\Lambda = 0.5$ und vier verschiedenen Pfeilungswinkeln $\lambda = 0, \dots, 45^\circ$. Gegenübergestellt ist in Abbildung 1.10 die Geschwindigkeit $\bar{v}_2(z)$ an der Austrittskante der gleichen Kaskade.

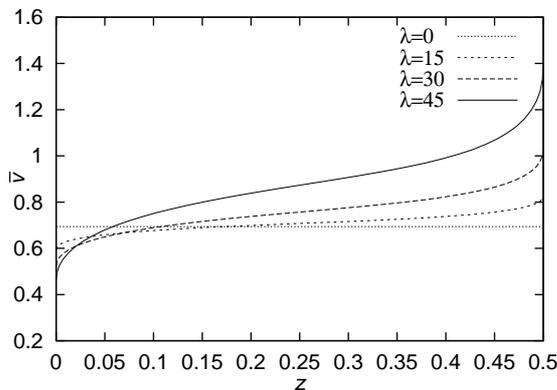


Abbildung 1.9: Einfluss der Rückwärts Pfeilung an der Eintrittskante bei $\Lambda = 0.5$.

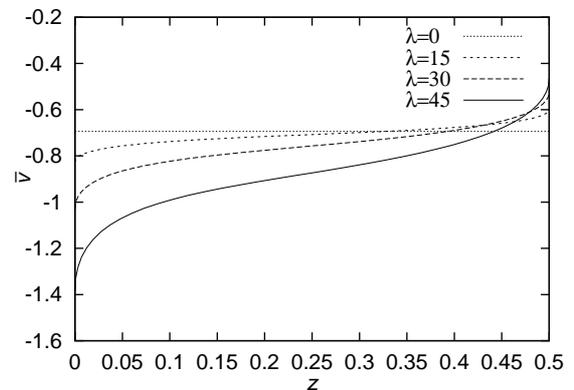
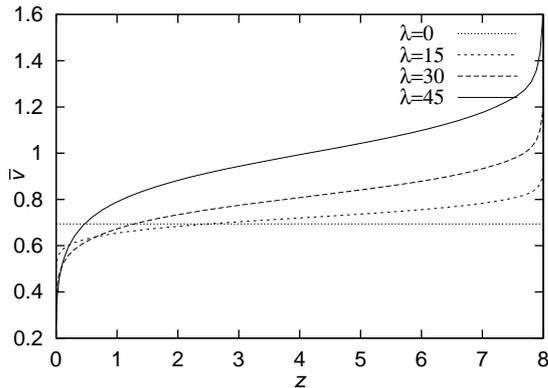
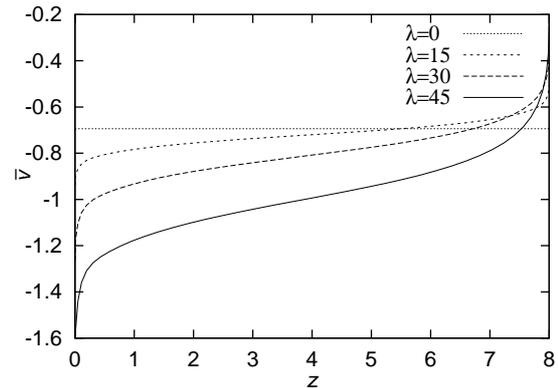


Abbildung 1.10: Einfluss der Rückwärts Pfeilung an der Austrittskante bei $\Lambda = 0.5$.


 Abbildung 1.11: Einfluss der Rückwärts- pfeilung an der Eintrittskante bei $\Lambda = 8$.

 Abbildung 1.12: Einfluss der Rückwärts- pfeilung an der Austrittskante bei $\Lambda = 8$.

Aus den Abbildungen 1.9 und 1.10 ist ersichtlich, dass zur Kompensation des Auftriebsverlustes die Schaufelkrümmung erhöht werden muss. An der Austrittskante muss vor allem an den voreilenden Schaufelschnitten in der unteren Schaufelhälfte die Austrittskante deutlich überzogen werden, um den Auftriebsverlust, wie er in Abschnitt 1.2.2 geschildert ist, zu kompensieren.

Einen interessanten Vergleich ermöglichen die Abbildungen 1.11 und 1.12, welche die gleiche Kaskade wie in den Abbildungen 1.9 und 1.10 zeigen, diesmal jedoch mit einem Streckungsverhältnis von $\Lambda = 8$.

Bei diesem Streckungsverhältnis ist der Einfluss der Pfeilung schon wesentlich deutlicher als für den Fall $\Lambda = 0.5$, was in Übereinstimmung mit der vorherigen Erkenntnis ist, daß der Auftriebsverlust bei zunehmender Streckung zunimmt, um sich im Falle des unendlich langen Flügels an $\cos \lambda$ anzunähern. Umgelegt auf die Schaufelgeometrie bedeutet dies, dass bei kleinen Streckungsverhältnissen die Schaufelkrümmung infolge der Pfeilung weniger erhöht werden muss als bei großen Streckungsverhältnissen.

Das hier besprochene Verfahren, welches sich an die Überlegungen von Smith und Yeh (1963) anlehnt, ist also trotz des einfachen Wirbelmodells in der Lage, wesentliche Charakteristika des Pfeilungseinflusses in Betracht zu ziehen.

1.3.3 Anwendung auf die Auslegung nach NACA

Die Erkenntnisse der vorigen Abschnittes motivieren die Anwendung des beschriebenen Kompensationsverfahrens auf die Modifikation einer nach (Lieblein 1965) ausgelegten Schaufelkaskade. Im Falle von verlustbehafteter Strömung ist die Geschwindigkeit w_∞ nicht parallel zur Schaufelsehne, weshalb die Formeln (1.27) nicht direkt angewandt werden können.

Es kann jedoch der bekannte Eintrittswinkel $\beta_{1,0}$ der ungepfeilten Auslegung wie folgt in den Eintrittswinkel $\beta_1(z)$ einer gepfeilten Kaskade bei einer dimensionslosen Schaufelhöhe z umgerechnet werden. Dazu wird der Winkel relativ zur Skelettlinie mittels

$$\tan(\beta_s - \beta_1(z)) = \frac{\bar{v}_1(z)}{\bar{v}_{1,0}(z)} \tan(\beta_s - \beta_{1,0}(z)) \quad (1.29)$$

modifiziert, wobei mit $\bar{v}_{1,0}$ die dimensionslose y -Geschwindigkeit nach (1.27) bei $\lambda = 0$ bezeichnet wird.

Entsprechend wird der Austrittswinkel β_2 bei einer dimensionslosen Schaufelhöhe z gemäß

$$\tan(\beta_s - \beta_2(z)) = \frac{\bar{v}_2(z)}{\bar{v}_{2,0}(z)} \tan(\beta_s - \beta_{2,0}(z)) \quad (1.30)$$

modifiziert, wobei hier wieder die mit 0 indizierten Größen der ursprünglichen, ungepfeilten Auslegung entsprechen.

Dieses Kompensationsverfahren soll auf das Beispiel einer Kaskade mit den Kenngrößen

$$\Lambda = 0.56, \sigma = 0.92, \beta_0 = 27.2^\circ, \beta_3 = 36.2^\circ, \beta_s = 33.6^\circ, \beta_1 = 25.6^\circ \text{ und } \beta_2 = 41.6^\circ \quad (1.31)$$

für vier verschiedene Pfeilungswinkel $\lambda = 0, \dots, 45^\circ$ angewandt werden, welche nach (Lieblein 1965) für ein relative Schaufeldicke von 7.5% ausgelegt wurde und dem Mittelschnitt der im Anschluss besprochenen Modellpumpe entspricht.

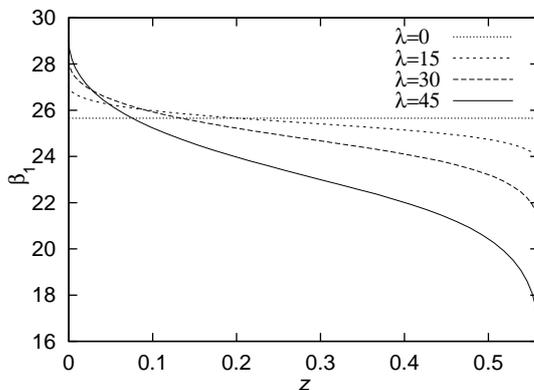


Abbildung 1.13: Einfluss der Rückwärts- pfeilung auf β_1 des Beispiels (1.31).

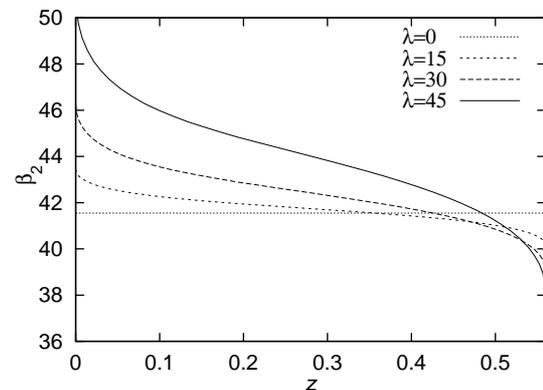


Abbildung 1.14: Einfluss der Rückwärts- pfeilung auf β_2 des Beispiels (1.31).

Die Abbildungen 1.13 und 1.14 zeigen die nach (1.29) bzw. (1.30) bestimmten Eintritts- bzw. Austrittswinkel dieser Schaufelkaskade. Dabei beachtet man, dass mit zunehmender Schaufelhöhe der Schaufelwinkel β_1 deutlich verringert werden muss. Dies bedeutet, dass an den nacheilenden Schaufelschnitten der Vorauswirkung der voreilenden Schaufelschnitte Rechnung getragen werden muss. An den nacheilenden Schaufelschnitten ist der Winkel β_1 sogar vergrößert, was an der verringerten Vorauswirkung der Schaufel liegt.

Umgekehrt gilt an der Austrittskante, dass an den voreilenden Schaufelschnitten bei niedriger Schaufelhöhe der Winkel β_2 deutlich erhöht werden muss. An dem nacheilenden Schaufelschnitten zeigt sich hier eine Verringerung von β_2 infolge der Pfeilung. Ein wichtige Beobachtung ist dabei, dass ab einem Pfeilungswinkel von 30° die Schaufel erheblich stärker gekrümmt werden muss, um den Auftriebsverlust zu kompensieren.

Wäre die Kaskade vorwärts gepfeilt, so müssten bei diesen Überlegungen lediglich die unteren und die oberen Schaufelschnitte vertauscht werden, ansonsten würden die Phänomene dieselben bleiben.

Kapitel 2

Validierung des eingesetzten numerischen Rechenverfahrens

In diesem Kapitel wird die Validierung des eingesetzten, kommerziellen Strömungssimulationsprogramms TASCflow anhand der an den beiden Prüfständen für Wasser und für Luft realisierten Schaufelsätze beschrieben.

Obwohl die verfügbare Simulationssoftware äußerst robust und zuverlässig ist, gibt es eine Reihe von benutzerdefinierten Faktoren, welche die Qualität der numerischen Ergebnisse entscheidend beeinflussen. So muss eine passende Gittertopologie gewählt werden, welche Bezug nimmt auf das verwendete Turbulenzmodell und die „interessanten“ Regionen des betrachteten Rechengebietes ausreichend auflöst.

Die Wahl geeigneter Turbulenzrandbedingungen ist ebenfalls ein Unsicherheitsfaktor, weil z.B. die Größen des weithin verwendeten k - ϵ -Modells nicht oder nur unzulänglich gemessen werden können.

Kurz könnte man sagen, dass jegliche Art der Simulationssoftware, sei es Strömungs- oder Festigkeitssimulation, weit von einem einfachen und fehlertoleranten Werkzeug für den Benutzer entfernt ist.

Im Falle der Strömungssimulation, die ja in dieser Arbeit zur Auslegung von neuartigen Hydrauliken dienen soll, heißt dies, dass für eine seriöse Anwendung dieses Werkzeugs der Abgleich mit unabhängig erhobenen Messdaten unbedingt erforderlich ist.

2.1 Auslegung der Modellmaschinen

Bei den in dieser Arbeit untersuchten Maschinen handelt es sich um eine Axialpumpe in Wasser und einen dazu geometrisch ähnlichen Axialventilator in Luft mit einer spezifischen Drehzahl $n_q = 210 \text{ min}^{-1}$.

Die Auslegung wurde von Kuhn (2000) gemäß Lieblein (1965) unter den Annahmen einer drallfreien Zuströmung und eines über dem Radius konstanten Drallaufbaus $r \cdot c_u = \text{const}$ durchgeführt. Die Daten zu Betriebspunkt und Geometrie der Modellmaschinen befinden sich in Tabelle 2.1, wobei mit

$$\text{Re}_h = \frac{c_m \cdot h}{\nu} \quad (2.1)$$

dimensionslose Kennzahlen		
spez. Drehzahl	n_q	210 min ⁻¹
Druckziffer	ψ	0.298
Förderziffer	ϕ	0.288
Nabenverhältnis	r_i/r_a	0.508
Schaufelzahl	z	5
Umfangswirkungsgrad	η_u	88%
rel. Laufradspalt	s/D	0.071%
Wasserprüfstand		
Drehzahl	n	1100 min ⁻¹
Förderhöhe	H	4 m
Volumenstrom	Q	292 ℓ/s
Nabenradius	r_i	71.7 mm
Außenradius	r_a	141 mm
Reynoldszahl	Re_h	$4.4 \cdot 10^5$
Luftprüfstand		
Drehzahl	n	1440 min ⁻¹
Förderhöhe	H	30 m
Volumenstrom	Q	3.5 m ³ /s
Nabenradius	r_i	150 mm
Außenradius	r_a	295 mm
Reynoldszahl	Re_h	$1.6 \cdot 10^5$

Tabelle 2.1: Auslegungsdaten der Modellmaschinen

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Längen/Teilungsverhältnis	σ	1.242	1.2	1.057	0.919	0.812	0.738	0.72
rel. Schaufeldicke	d/ℓ [%]	12	11.2	9	7.5	6.5	6.03	6
Eintrittswinkel	β_1 [°]	39.21	37.45	31.55	25.59	20.36	16.95	16.14
Incidence-Winkel	ι [°]	1.86	1.39	-0.03	-1.64	-3.51	-4.75	-5.07
Austrittswinkel	β_2 [°]	77.39	71.71	54.35	41.56	34.39	30.48	29.77
Deviation-Winkel	δ [°]	11.76	10.77	7.47	5.34	4.82	4.66	4.73
Diffusionszahl	D	0.543	0.572	0.454	0.37	0.304	0.263	0.255

Tabelle 2.2: Profildaten der 2D-Auslegung.

Schaufel	Bezeichnung Luft	Bezeichnung Wasser	λ [°]
Ungepfeilte Referenzschaufel	LUC00	WUC00	0
Vorwärts gepfeilte Schaufel	LVC45	WVC45	-45
Rückwärts gepfeilte Schaufel	LRC45	WRC45	45

Tabelle 2.3: Auf den Prüfständen vermessene Schaufelsätze.

die Reynoldszahl basierend auf der Meridionalgeschwindigkeit im Laufschaufelkanal und der Schaufelhöhe bezeichnet wird.

Die Profile entsprechen der Serie NACA 65 und haben eine relative Schaufeldicke zwischen 12% am Schaufelfuß und 6% am Außenradius. Die zweidimensionale Auslegung wurde auf sieben verschiedenen relativen Schaufelhöhen ζ vorgenommen. Die Gitterkenn-daten, die relativen Dicken d/ℓ sowie die Diffusionszahl D nach (1.8) der einzelnen Koaxial-schnitte wurden in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Die Profile wurden bei 40% der Skelettlinie aufgefädelt. Zur Erzeugung der Pfeilung wurden die Profile an den Auffädelpunkten auf ihren Koaxialflächen in Richtung der Profelsehnen verschoben, so dass ein konstanter Pfeilungswinkel von $\lambda = 45^\circ$ bzw. $\lambda = -45^\circ$ zwischen der im Raum gekrümmten Auffädellinie und der Koaxialfläche entstand. Es wurde also die Definition der Pfeilung von Abschnitt 1.1.2 lokal auf jedem Radius angewandt, was in (Kuhn 2000) mit weiteren Details zur Auslegung genauer beschrieben wird.

Insgesamt wurden auf beiden Prüfständen jeweils 3 verschiedene Schaufelsätze mit konstanten Pfeilungswinkel getestet, welche mit den im Folgenden verwendeten Kurzbezeichnungen nach (Kuhn 2000) in Tabelle 2.3 zusammengefasst sind.

2.2 Numerische Strömungssimulation

Die numerischen Simulationen im Rahmen dieser Arbeit wurden zur Gänze mit dem kommerziellen Strömungssimulationsprogramm TASCflow in der Version 2.9.0 durchgeführt. Im Englischen ist der Ausdruck “computational fluid dynamics” für das Wort Strömungssimulation gebräuchlich, weshalb im Folgenden kurz der Terminus CFD-Programm verwendet wird.

Das CFD-Programm TASCflow löst die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen und ist aufgrund seiner vielfältigen Möglichkeiten bei der Simulation rotierender Rechengebiete das heute am weitesten verbreitete Programm zur Simulation von Turbomaschinen im Unterschallbereich.

Aufgrund der maximalen Machzahl von $M = 0.3$ im Falle des Luftprüfstandes, werden alle hier präsentierten Arbeiten inkompressibel durchgeführt. Da die Strömung in beiden Modellmaschinen eine ausreichend hohe Reynolds-Zahl aufweist, kann als Turbulenzmodell das in TASCflow implementierte Standard- k - ε -Modell von Launder und Spalding (1974) verwendet werden.

2.2.1 Gittergenerierung

Der erste Schritt zur erfolgreichen Strömungssimulation ist die Festlegung eines Rechengebietes, welches es ermöglicht, trotz der idealisierten Randbedingungen in der Strömungssimulation die realen Effekte eines Teiles eines größeren hydraulischen Kreislaufes zu beschreiben.

Im Falle der beiden Prüfstände, welche in dieser Arbeit simuliert werden, hat es sich als günstig erwiesen, das Rechengebiet vor der Nabe beginnen zu lassen. Die Umströmung der Nabe ist eine beschleunigte Strömung, weshalb sich auch bei annähernder Vorgabe der Ein-

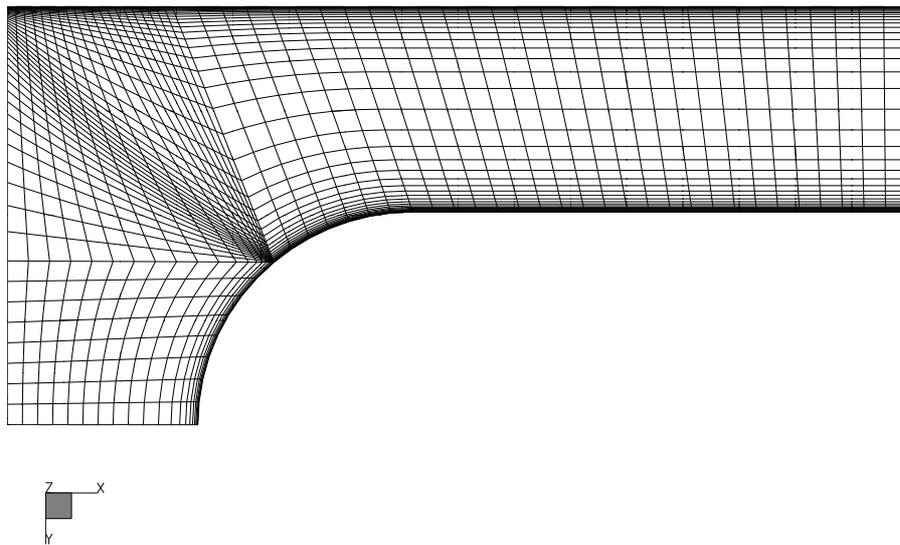


Abbildung 2.1: Das Rechengitter zur Simulation des Zulaufs.

trittsrandbedingungen ein sehr wirklichkeitsnahes Strömungsprofil nach der Querschnittsverengung ergibt.

Das Rechengitter zur Simulation der Zuströmung zum Laufrad über die Nabe ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Die Simulation in diesem Abschnitt des Rechengitters erfolgt im Absolutsystem, was die Vorgabe der Randbedingung am Eintritt, der sich etwa einen Nabradius vor der Nabe befindet, erleichtert.

Schon dieser Gitterabschnitt ist gemäß der Schaufelzahl $z = 5$ als dreidimensionaler Keil mit einem Öffnungswinkel von 72° ausgeführt. Da angenommen wird, dass sich die Strömung in allen 5 Laufschaufelkanälen gleich verhält, werden die Strömungsgrößen an den so entstandenen Kanalbegrenzungen rotationssymmetrisch fortgesetzt.

Zu beachten ist, dass die Rechengitter, welche von TASCflow akzeptiert werden, sog. „strukturierte“ Rechengitter sind, welche aus mehreren Hexaederblöcken zusammengesetzt sind. Diese Gitterstruktur ermöglicht eine einfache Verdichtung des Rechengitters in Richtung fester Wände, was für die genaue Auflösung der Wandschicht nötig ist.

Der Beginn des Laufradgitters liegt abhängig von der verwendeten Schaufel etwas mehr oder etwas weniger als eine Schaufellänge vor der eigentlichen Laufschaufel. Dadurch ist gewährleistet, dass in diesem Bereich die Vorauswirkung der Schaufel kaum merkbar ist. Das Laufradgitter wird im rotierenden Bezugssystem gerechnet, weil die Strömung in diesem Bezugssystem als stationär idealisiert wird.

Die Knoten am Eintritt des Laufradgitters decken sich mit den Knoten am Austritt des Zulaufgitters, weshalb an dieser Stelle die Strömungsgrößen knotenweise vom ruhenden in das rotierende Bezugssystem umgerechnet werden. Da am Gitterübergang die Strömung noch als annähernd rotationssymmetrisch betrachtet werden kann, entstehen dadurch keine numerischen Probleme.

Im Laufradkanal finden zwei Gittertypen Anwendung. Das sogenannte C-Netz ist in Abbildung 2.2 abgebildet. Es ermöglicht eine maximale Auflösung der Wandschicht, wobei bei

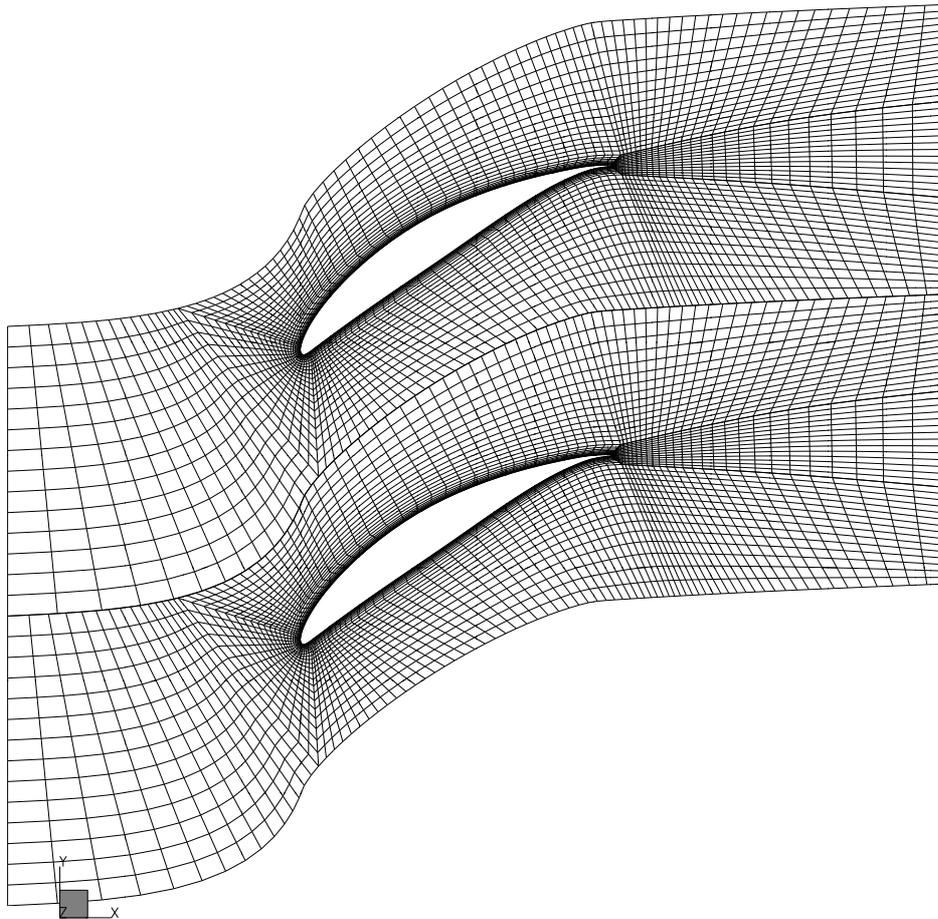


Abbildung 2.2: Nabenschnitt des C-Netzes für den Laufradkanal.

diesem Gitter durch Extrapolation der Schaufelkurven ein durchgängiges Kontrollvolumen in einem definierten Abstand von der Schaufel realisiert wurde, um den Abstand der Zellen von der Wand in diesem Bereich genau definiert zu halten.

Die Auflösung der Nachlaufdüse ist bei diesem Gittertyp bestmöglich realisiert, was jedoch durch eine komplexe Gittergenerierung erreicht worden ist. An der Kanalbegrenzung, die mit Hilfe einer um die halbe Schaufelteilung verschobenen Skelettlinie erzeugt worden ist, liegen die Knoten auf beiden Seiten der periodischen Fortsetzung des Gitters nicht deckungsgleich, weshalb ein Algorithmus zur Interpolation der Erhaltungsgrößen an dieser periodischen Fortsetzung verwendet werden muss.

Diese Interpolation verursacht zusätzlichen Rechenaufwand und ist ein Spezifikum des CFD-Programms TASCflow, weshalb dadurch der Vergleich von CFD-Programmen am selben Rechengitter unmöglich gemacht wird. Die Interpolationsfehler durch diese Art der periodischen Fortsetzung haben sich bei den durchgeführten Berechnungen kaum bemerkbar gemacht.

Dennoch wurde aus Gründen der einfacheren Gittergenerierung und der besseren Flexibilität eine zweite Gittertopologie, ein sogenanntes O-Netz, entwickelt (Abbildung 2.3).

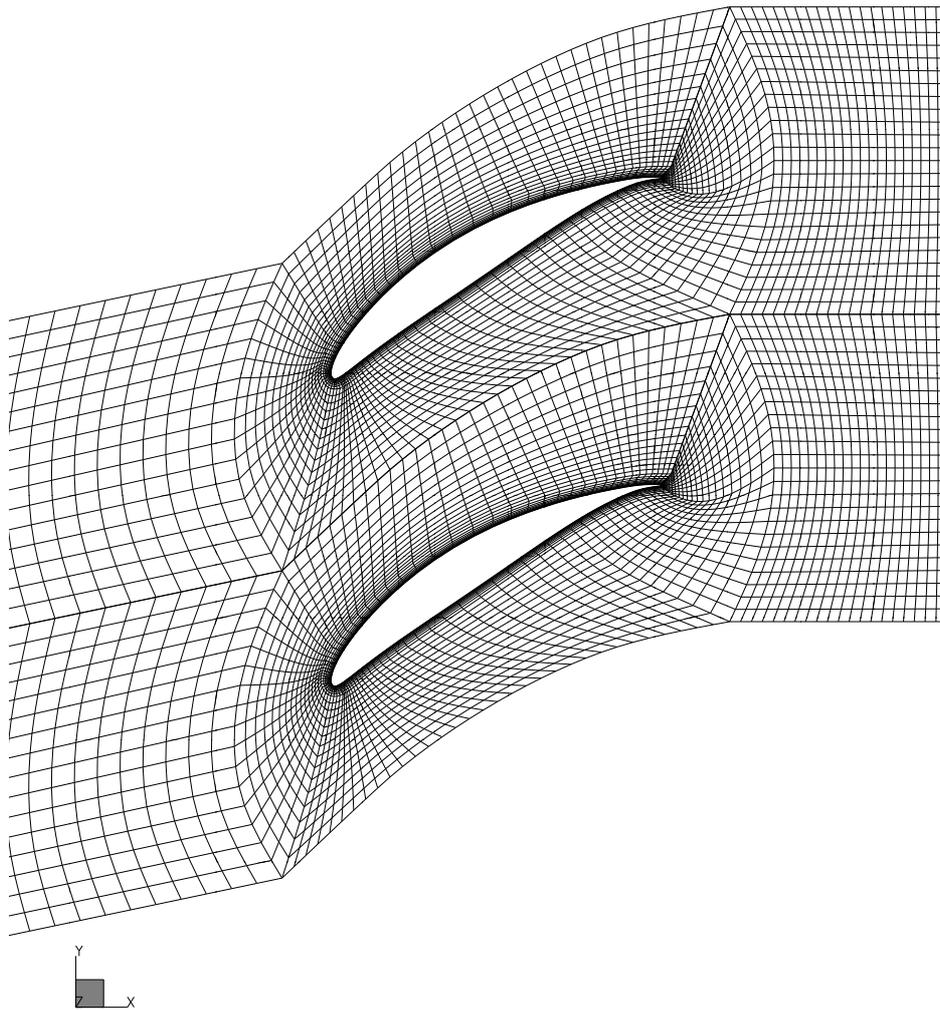


Abbildung 2.3: Nabenschnitt des O-Netzes für den Laufradkanal.

Dieses Netz ist bei nur geringen Einbußen in der Auflösung der Nachlaufdehle aufgrund der geringeren Anzahl der Gitterblöcke wesentlich einfacher an stark veränderliche Geometrien anzupassen.

Die Knoten an den Kanalbegrenzungen sind, wie in Abbildung 2.3 zu erkennen ist, bei diesem Netztyp deckungsgleich, weshalb zusätzlich Rechenzeit eingespart werden kann. Dieser Netztyp findet demnach in dieser Arbeit bei Parameterstudien und Optimierungsläufen seine Anwendung.

Sowohl in der Gittertopologie des C-Netzes als auch der des O-Netzes ist der Laufradspalt realisiert worden, so dass der Einfluss der Pfeilung auf die Spaltströmung untersucht werden kann. Abbildung 2.4 zeigt das Gitter im Laufradspalt am Beispiel des O-Netzes, bei welchem die Einbindung des Spalts etwas diffiziler ist als beim C-Netz.

Da der Laufradspalt mit nur 4 Gitterebenen in der Höhe repräsentiert wird, sind alleine schon aus diesem Grund Einschränkungen bei der Genauigkeit in der Darstellung der Spaltströmung zu erwarten. Eine andere Schwierigkeit bei der Modellierung der Spaltströmung

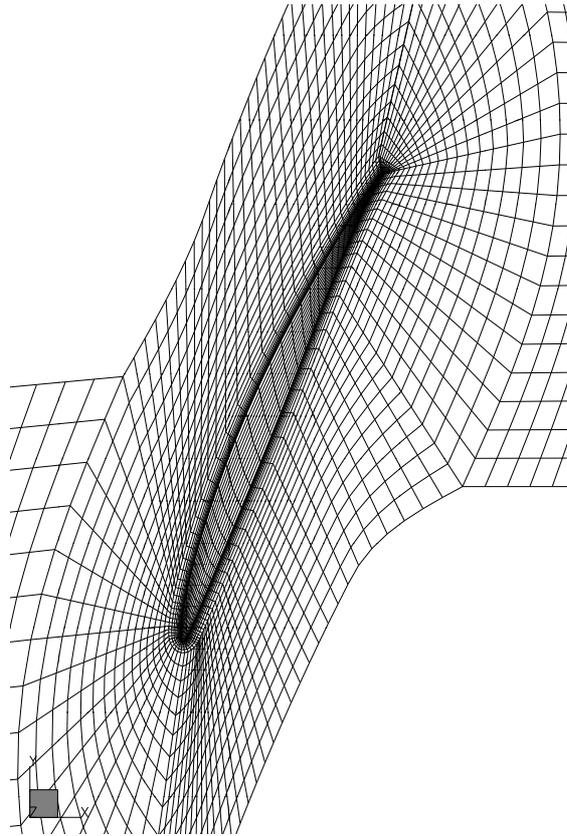


Abbildung 2.4: Das O-Netz im Bereich des Laufradspalts.

ist, dass das Standard- k - ϵ -Modell schon bei einfachen Couette- oder Poiseuille-Strömungen unrealistische Vorhersagen über die Turbulenzgrößen liefert, wie es z.B. von Gretler und Meile (1997) diskutiert wird.

2.2.2 Diskretisierung

Der numerische Algorithmus von TASCflow ist in (Members of AEA 1999) ausführlich dargestellt. Aus diesem Grund wird in diesem Abschnitt nur kurz auf die Benutzereinstellungen, welche die Diskretisierung betreffen und für eine erfolgreiche Simulation hydraulischer Maschinen benötigt werden, eingegangen.

Das CFD-Programm TASCflow ist ein Finite-Volumen-Verfahren, welches in der inkompressiblen Version eine stabilisierte Druckdiskretisierung verwendet. Ein sehr wichtiger Punkt bei der Berechnung inkompressibler Strömungen ist die Wahl eines Upwinding-Verfahrens zweiter Ordnung, welches die erforderliche Genauigkeit hinsichtlich Förderhöhe und Wirkungsgrad liefert.

Das Upwinding-Verfahren, welches bei den hier präsentierten Berechnungen Anwendung findet, ist ein sogenanntes „massengewichtetes“ Verfahren, bei dem auf jeder Elementfläche gemäß der Richtung des Massenflusses durch diese Fläche die zentrale und die ein-

seitige (“Upwind”) Differenzenbildung gemischt werden. Dabei kommt ein konsistente Erweiterung dieses Verfahrens auf die zweite Ordnung, die sogenannte “Physical Advection Correction” zur Anwendung.

Alle Berechnungen in dieser Arbeit sind bis auf ein maximales Residuum von 10^{-3} auskonvergiert. Durch die feine Gittertopologie treten die maximalen Fehler lokal im Laufradspalt und in der saugseitigen Grenzschicht der Schaufel in der Nähe der Hinterkante auf, wo die Strömung in Wirklichkeit immer instationäre Phänomene zeigt. Diese lokalen Residuen unterschreiten das gesetzte Limit in der Regel ca. 10 Iterationen nachdem das mittlere Residuum stationär unter $2 \cdot 10^{-5}$ zu liegen kommt.

2.2.3 Turbulenzmodellierung

Da zur Auflösung von Sekundärströmungseffekten in Axialmaschinen eine feine Auflösung der Grenzschicht um die Schaufel erforderlich ist, stößt man bei den verwendeten Rechengittern an die Grenzen der üblicherweise verwendeten Randbedingungen für die Turbulenzgrößen k und ε .

Die Vorgangsweise, welche bei TASCflow als Einschicht-Wandmodell bezeichnet wird, schreibt an den Knoten, welche sich eine Gitterebene von der Wand entfernt befinden, die Randbedingung für k und ε vor.

Dabei wird die Wandschubspannung τ_w aufgrund der Annahme eines logarithmischen Geschwindigkeitsprofils und den bereits bekannten Strömungsgrößen bestimmt (Members of AEA 1999). Die Wandschubspannung dient zur Bestimmung einer „Wandschubspannungsgeschwindigkeit“

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (2.2)$$

welche zur Definition einer dimensionslosen Geschwindigkeit

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (2.3)$$

und eines dimensionslosen Wandabstands

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (2.4)$$

verwendet wird. Die Annahme des logarithmischen Geschwindigkeitsprofils gilt für den Fall, dass die Wandknoten einen dimensionslosen Wandabstand von $y^+ > 30$ haben (Schlichting und Gersten 1997). Unter dieser Annahme werden die Turbulenzrandbedingung aus dem in dieser Region der turbulenten Grenzschicht geltenden Gleichgewicht zwischen Turbulenzproduktion und der Dissipation ε wie folgt bestimmt (Rodi 1993) :

$$k = \frac{\tau_w}{\rho \cdot \sqrt{c_\mu}} \quad \text{und} \quad \varepsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa \cdot y}, \quad (2.5)$$

wobei mit $\kappa = 0.41$ die Van-Karman-Konstante und mit $c_\mu = 0.09$ eine Modellkonstante des Standard- k - ε -Modells bezeichnet wird.

Diese Randbedingungen haben die Eigenschaft, dass für den Fall $y \rightarrow 0$ die turbulente kinetische Energie k konstant bleibt und die turbulente Dissipation ε gegen unendlich strebt. Dies steht im Widerspruch dazu, dass die turbulente kinetische Energie k in der viskosen Unterschicht gegen 0 strebt und die turbulente Dissipation ε gegen einen konstanten Wert $0.08 \cdot u_\tau^4/\nu$ sinkt (Schlichting und Gersten 1997).

Daher bietet das CFD-Programm TASCflow die Möglichkeit einer sogenannten „Zweischicht-Wandmodellierung“ an, bei der in Regionen mit $y^+ < 30$ ein Eingleichungsmodell für k Verwendung findet, welches einer physikalisch gedämpften Variante der Randbedingung (2.5) aufbaut. Aus den Annahmen dieses Eingleichungsmodells wird dann an den passenden Knoten eine Randbedingung für ε berechnet.

Dieses Zweischicht-Wandmodell hat den entscheidenden Vorteil, dass der Benutzer nicht a priori die Wandschichtdicke der betrachteten Konfiguration erraten muss und daher eine potentielle Fehlerquelle reduziert werden kann. Als Nachteil ist natürlich die entsprechend feine Gittergenerierung zu nennen, welche zu Einbußen bei der Rechenzeit führt.

Eine weiteres Problem, welches mit der Verwendung eines Turbulenzmodells einhergeht, ist die Bestimmung entsprechender Eintrittsrandbedingungen für die Turbulenzgrößen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde am Eintritt in das Rechengebiet das Geschwindigkeitsprofil einer voll ausgeprägten Rohrströmung aufgeprägt.

Die Vorgabe der Turbulenzgrößen erfolgt analog zu der Vorgangsweise von Rodi und Scheurer (1982), welche auch von Scheurer (1983) verwendet wurde. Dabei werden die turbulente kinetische Energie k und der turbulente Längenmaßstab mit einem Polynomansatz so vorgegeben, dass sie sowohl den Bedingungen in der Gleichgewichtsschicht $30 < y^+ < 100$ als auch denen am Rand der Grenzschicht entsprechen.

2.2.4 Auswertung

Das Ergebnis einer Navier-Stokes-Simulation ist ein Vektorfeld der Relativgeschwindigkeit \mathbf{w} in kartesischen Koordinaten und ein Druckfeld p , welche in jedem Gitterpunkt gespeichert sind. Da die Finite-Volumen-Formulierung auf Erhaltungsgrößen basiert, werden auch immer Felder mit den energetischen Erhaltungsgrößen $p_{\text{tot,abs}}$ und $p_{\text{tot,rel}}$ in den beiden Bezugssystemen zur Verfügung gestellt, welche speziell für die Integration über zweidimensionale Begrenzungsflächen aufbereitet sind.

Der relative Totaldruck enthält beim Programmsystem TASCflow immer den Term $\rho/2 \cdot (r\omega)^2$, weshalb sich die beiden Größen wie folgt umrechnen lassen:

$$\begin{aligned} p_{\text{tot,rel}} &= p + \rho \frac{c_m^2 + c_r^2 + w_u^2}{2} + \rho \frac{(r\omega)^2}{2} = p + \rho \frac{c_m^2 + c_r^2 + (r\omega - c_u)^2}{2} + \rho \frac{(r\omega)^2}{2} \\ &= p + \rho \frac{c_m^2 + c_r^2 + c_u^2}{2} - \rho \cdot c_u \cdot r\omega + \rho (r\omega)^2 = p_{\text{tot,abs}} + \rho \cdot r\omega (r\omega - c_u) \\ &= p_{\text{tot,abs}} + \rho \cdot r\omega \cdot w_u. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Mittels Integration über die Eintrittsfläche E und der Austrittsfläche A lässt sich mit Hilfe der Größe $p_{\text{tot,abs}}$ die Förderhöhe H über die Energiebilanz

$$H = \frac{\int_A p_{\text{tot,abs}} \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} \, dS - \int_E p_{\text{tot,abs}} \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} \, dS}{\rho g Q} \quad (2.7)$$

berechnen, wobei der Volumenstrom Q , welcher durch das Zuströmprofil fixiert wurde, wie folgt kontrolliert werden kann:

$$Q = \int_E \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS = \int_A \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS. \quad (2.8)$$

Bei auskonvergierter Rechnung sollte die Bestimmung des Volumenstromes an der Eintritts- bzw. Austrittsfläche aufgrund der Kontinuitätsgleichung keinen nennenswerten Unterschied ergeben. In den Integralen ist zu bemerken, dass das Produkt $\mathbf{w} \cdot \mathbf{n}$ der Relativgeschwindigkeit mit dem äußeren Normalenvektor gleich dem Produkt der Absolutgeschwindigkeit mit \mathbf{n} ist, weil die Eintritts- bzw. Austrittsfläche normal auf die Rotationsachse stehen.

Die Definition des relativen Totaldrucks ermöglicht mittels (2.6) die Bestimmung der Umfangshöhe H_u aus der massenstromgemittelten Euler'schen Hauptgleichung zu

$$\begin{aligned} H_u &= \frac{\int_A r\omega \cdot c_u \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS}{\rho g Q} = \frac{\int_E r\omega \cdot w_u \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS - \int_A r\omega \cdot w_u \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS}{\rho g Q} \\ &= \frac{\int_A (p_{\text{tot,abs}} - p_{\text{tot,rel}}) \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS - \int_E (p_{\text{tot,abs}} - p_{\text{tot,rel}}) \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS}{\rho g Q} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Die Umfangshöhe H_u ist also die Förderhöhe, welche sich aus der Drehimpulsbilanz ergibt und kann in der Messung nur über die Bestimmung der erzielten Umlenkung Δc_u bestimmt werden. Die Bestimmung der Umlenkung erfolgt dabei auf mehreren diskreten Radien, was zur Folge hat, dass sich die Messfehler der einzelnen Radien derart addieren, dass mit der Umfangshöhe auch der Umfangswirkungsgrad

$$\eta_u = \frac{H}{H_u} \quad (2.10)$$

nur ungenau bestimmt werden kann. Daher wird in der Messung üblicherweise das Schau-felmoment gemessen und der daraus resultierende hydraulische Wirkungsgrad berechnet.

Der Umfangswirkungsgrad findet jedoch Anwendung bei der Übertragung von Gitter-messdaten auf Strömungsmaschinen. Dazu wird die Umfangshöhe (2.9) mittels der bestimmten Förderhöhe (2.7) gemäß

$$H_u = H + \frac{\int_E p_{\text{tot,rel}} \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS - \int_A p_{\text{tot,rel}} \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS}{\rho g Q} = H + H_{v,u} \quad (2.11)$$

in die Förderhöhe und eine Verlusthöhe

$$H_{v,u} = \frac{\Delta p_{\text{tot,rel}}}{\rho g} = H \left(\frac{1}{\eta_u} - 1 \right) = H_u (1 - \eta_u) \quad (2.12)$$

zerlegt, wobei sich $H_{v,u}$ aus der massenstromgemittelten Totaldruckdifferenz im Relativsystem ergibt. Vergleicht man diese Verlusthöhe mit der Definition des Verlustbeiwertes (1.5) nach (Lieblein 1965), so findet man folgende Entsprechung:

$$\bar{\omega}_0 \hat{=} \frac{\rho g \cdot H_{v,u}}{p_{\text{tot,rel,E}} - p_E} = \frac{\rho g \cdot H}{p_{\text{tot,rel,E}} - p_E} \left(\frac{1}{\eta_u} - 1 \right) = \frac{\rho g \cdot H_u}{p_{\text{tot,rel,E}} - p_E} (1 - \eta_u), \quad (2.13)$$

wobei $p_{\text{tot,rel,E}}$ und p_E die massenstromgemittelten Größen am Eintritt des Rechengebietes bezeichnen.

Zur Bestimmung eines Wirkungsgrads über das Schaufelmoment benötigt man zusätzlich zum Druck auf der Schaufeloberfläche auch den aus dem jeweiligen Turbulenzmodell bestimmten Wandschubspannungsvektor $\vec{\tau}_w$, welcher auf die Schaufeloberfläche wirkt und als Ausgabewert des CFD-Programms TASCflow vorliegt.

Mittels Integration der auf die jeweiligen Flächenelemente wirkenden Kräfte über die Schaufeloberfläche B wird der Momentenvektor

$$\mathbf{M} = \int_B \mathbf{r} \times (p \cdot \mathbf{n} + \vec{\tau}_w) dS \quad (2.14)$$

bestimmt. Ein Vergleich der mechanischen Leistung $\vec{\omega} \cdot \mathbf{M}$ mit der hydraulischen Leistung $\rho g Q H$ liefert den hydraulischen Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_{\text{hydr.}}}{P_{\text{mech.}}} = \frac{\rho g Q H}{\vec{\omega} \cdot \mathbf{M}}. \quad (2.15)$$

Im Falle des Wasserprüfstandes wird zur Untersuchung der Kavitationssicherheit ein rechnerischer NPSH-Wert verwendet. Dazu wird der massenstromgemittelte Totaldruck

$$p_{\text{tot,E}} = \frac{\int_E p_{\text{tot,abs}} \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS}{Q} \quad (2.16)$$

am Eintritt des Rechengebietes bestimmt. Weiters wird der minimale statische Druck p_{min} auf der Schaufelfläche B bestimmt. Da bei inkompressibler Rechnung das Druckniveau beliebig gewählt werden kann, wird der NPSH-Wert durch Verschieben des Druckniveaus um Δp derart, dass der Druck $p_{\text{min}} + \Delta p$ dem Dampfdruck p_{Dampf} von Wasser entspricht, gewonnen. Der NPSH-Wert wird dann aus derjenigen Totaldruckhöhe im Eintritt definiert, welche bei diesem Druckniveau herrscht:

$$\text{NPSH} = \frac{p_{\text{tot,E}} + \Delta p - p_{\text{Dampf}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{tot,E}} + p_{\text{Dampf}} - p_{\text{min}} - p_{\text{Dampf}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{tot,E}} - p_{\text{min}}}{\rho g}. \quad (2.17)$$

Dieser Wert kann am ehesten mit dem Messwert NPSH_i , der Differenz der Totaldruckhöhe im Druckstutzen der Pumpe zur Dampfdruckhöhe bei beginnender Kavitation, verglichen werden.

Das hier definierte Kriterium ist nur für korrekt angeströmte Profile anwendbar, weil kleinstflächige Unterdruckgebiete in der CFD, wie sie bei Falschanströmung sichtbar werden, oftmals in der Praxis kaum beobachtet werden oder für praktische Maßstäbe noch nicht maßgeblich sind. Diese Einschränkung ist im Rahmen dieser Arbeit jedoch akzeptabel, weil dieses Kavitationskriterium besonders bei Rechnungen im Auslegungsbetriebspunkt Anwendung finden wird.

2.3 Messtechnik

Dieser Abschnitt soll einen kurzen Überblick über die messtechnische Erhebung der Messdaten geben, welche im Anschluss zum Vergleich mit den numerischen Ergebnissen herangezogen werden.

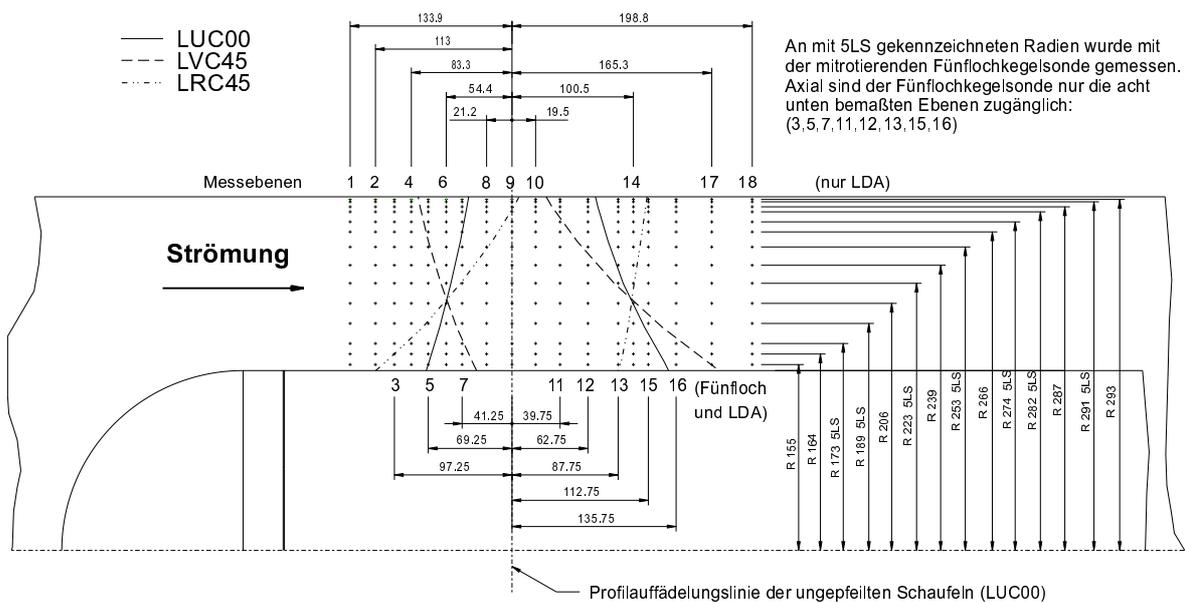


Abbildung 2.5: Messgitter für die LDV-Messungen am Luftprüfstand.

Die Messtechnik des Luftprüfstandes wird von Forstner et al. (2000) beschrieben, die Messtechnik des Wasserprüfstandes wurde von Kuhn (2000) dokumentiert.

2.3.1 Drucksondenmessungen

Die Ermittlung der Kennlinien erfolgt mittels Erhebung des umfangsgemittelten Totaldruckprofils nach dem Laufrad. Der Totaldruck im Zulauf wird aus der Meridionalgeschwindigkeit im Zulauf und dem gemessenen statischen Druck am Gehäuse bestimmt.

Die Aufnahme des Totaldruckprofils nach dem Laufrad erfolgt im Falle des Wasserprüfstandes mit einer Totaldrucksonde auf 10 verschiedenen Radien. Am Luftprüfstand steht zur Messung des Totaldrucks eine Fünflochkegelsonde zur Verfügung, welche zusätzlich die Bestimmung eines kompletten umfangsgemittelten Geschwindigkeitsprofils auf 13 Radien ermöglicht.

Der Luftprüfstand verfügt über die Möglichkeit, die Fünflochsonde mit dem Laufrad mitrotieren zu lassen, was den Zugang zur Messung aller drei Geschwindigkeitskomponenten im Relativsystem schafft.

2.3.2 LDV-Messung und Auswertung

Bei der Laser-Doppler-Velocimetrie werden in die zu untersuchende Strömung Partikel mit einem möglichst ähnlichen spezifischen Gewicht wie das Arbeitsmedium eingebracht. Zwei Paare von kohärenten Laserstrahlen mit verschiedener Wellenlänge werden in einem sogenannten Kontrollvolumen gekreuzt, um so zwei Gitter aus Interferenzstreifen zu erzeugen.

Dabei sind die Laserstrahlen so angeordnet, dass die Interferenzstreifen beider Wellenlängen normal zu einander stehen. Passiert ein Partikel das Kontrollvolumen, so kann auf-

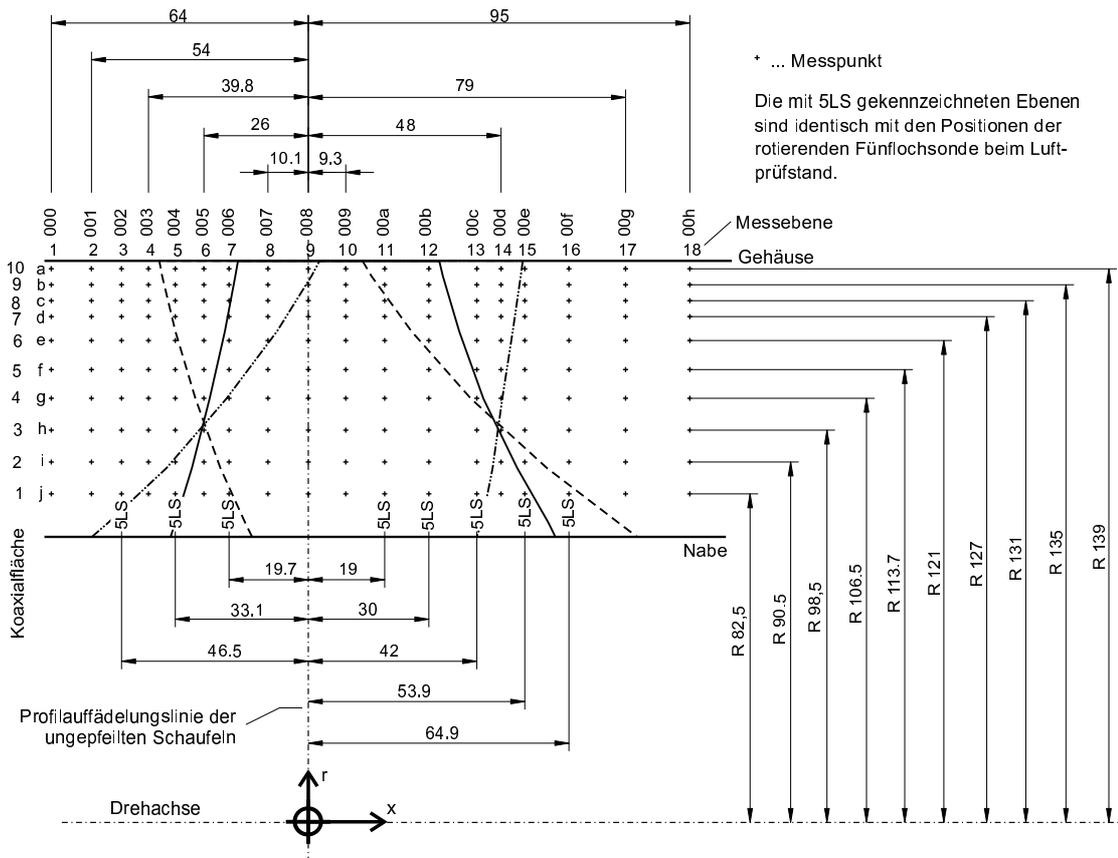


Abbildung 2.6: Messgitter für die LDV-Messungen am Wasserprüfstand.

grund der Frequenz des reflektierten Lichts auf die Geschwindigkeitskomponente in Richtung des Interferenzstreifenmusters zurückgeschlossen werden. Durch die Anordnung der Laserstrahlen werden dabei zwei normal aufeinander stehende Geschwindigkeitskomponenten, üblicherweise die Meridionalgeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit, gemessen.

Aufgrund des Brechungsindexgradienten zwischen Luft, dem Material des Gehäuses und dem Arbeitsmedium ist es oftmals mühsam, die Kontrollvolumen beider Wellenlängen zur Deckung zu bringen, was jedoch die Zuverlässigkeit der Messung erhöht (Kuhn et al. 1999). Sind die Kontrollvolumen deckungsgleich, so kann eine sogenannte „koinzidente“ Messung durchgeführt werden, bei der ein Partikel nur dann in die Auswertung übernommen wird, wenn es gleichzeitig in beiden Kontrollvolumen detektiert wird.

Um bei den hier besprochenen Maschinen ein Stromfeld aufzunehmen, wurde das Kontrollvolumen sukzessive auf einem Gitter von definierten radialen und axialen Positionen durch die Maschine bewegt, wie es in Abbildung 2.5 für den Luftprüfstand und in Abbildung 2.6 für den Wasserprüfstand dargestellt ist.

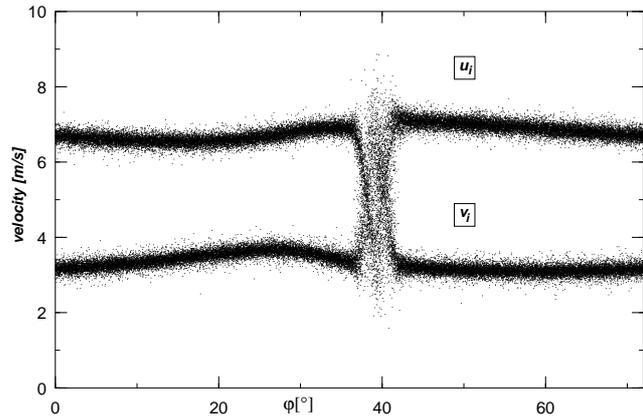
Für jeden Messpunkt erhält man so ein Reihe von N detektierten Partikelgeschwindig-

keiten

$$u_i, v_i \quad i = 1, \dots, N, \quad (2.18)$$

wobei jedes detektierte Partikel i über sein Ankunftszeit eindeutig einem Rotationswinkel φ_i zugeordnet werden kann. Da die Strömung voll turbulent ist, ergibt sich eine Situation, wie in Abbildung 2.7 am Beispiel einer Nachlaufdelle des Wasserprüfstandes dargestellt ist.

Um aus den so erhaltenen Daten einem bestimmten Drehwinkel φ_0 mittlere Geschwindigkeiten $U(\varphi_0)$ und $V(\varphi_0)$, sowie die Komponenten $\overline{u'^2}(\varphi_0)$, $\overline{v'^2}(\varphi_0)$ und $\overline{u'v'}(\varphi_0)$ des Reynold'schen Spannungstensors zuzuordnen, hat sich die Methode der sogenannten „Auswertefenster“ durchgesetzt (Jakoby et al. 1997; Stahlecker et al. 1997).



Dabei werden alle detektierten Partikel, welche im Intervall

$$[\varphi_0 - \Delta\varphi/2, \varphi_0 + \Delta\varphi/2] \quad (2.19)$$

Abbildung 2.7: Detektierte Partikel eines Messpunktes.

zu liegen kommen, für ein statistische Auswertung herangezogen, wobei $\Delta\varphi$ die Breite des Auswertefensters bezeichnet.

Probleme, die sich bei der Bestimmung der mittleren Geschwindigkeiten und der Schwankungsbewegung ergeben, sind vor allem die Berechnung von Konfidenzintervallen für alle ermittelten Größen (Boutier 1994) und der Einfluss des Geschwindigkeitsgradienten auf die errechneten turbulenten Schwankungsbreiten (Jakoby et al. 1996).

Letzteres Problem ist in Abbildung 2.8 dargestellt, welche zeigt, wie die Schwankungsbreite der detektierten Geschwindigkeiten im Auswertefenster vergrößert wird, wenn die mittlere Geschwindigkeit einen Gradienten aufweist. Deshalb werden alle LDV-Auswertungen, die im Folgenden zum Vergleich mit den numerischen Ergebnissen herangezogen werden, mit einer Methode, welche von Glas et al. (2000) beschrieben wird, ausgewertet. Dabei werden die mittleren Geschwindigkeiten und die Turbulenzgrößen auf Basis einer Ausgleichsgerade, welche durch die Messpunkte gelegt wird, bestimmt.

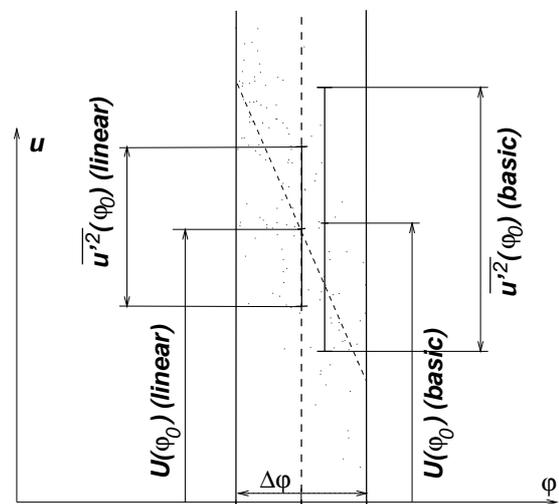


Abbildung 2.8: Einfluss des Geschwindigkeitsgradienten auf den errechneten Turbulenzgrad.

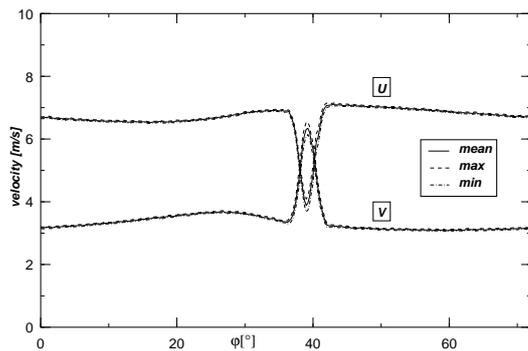


Abbildung 2.9: Mittlere Geschwindigkeiten bei einer Fensterbreite von 1° .

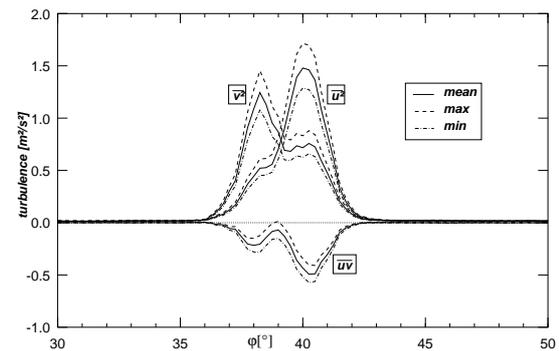


Abbildung 2.10: Turbulenzgrößen bei einer Fensterbreite von 1° .

Die Abbildungen 2.9 und 2.10 zeigen die mit dieser Methode bestimmten mittleren Geschwindigkeiten bzw. Turbulenzgrößen bei einer Fensterbreite von 1° , wobei das Auswertefenster jeweils um $1/4^\circ$ weitergerückt wurde, um eine dichtere Ausgabe der Ergebnisse zu erzielen. Dabei wurden die fünf Schaufelkanäle für die statistische Auswertung zur Deckung gebracht, weshalb das dargestellte Konfidenzintervall der mittleren Geschwindigkeit einen systematischen Messfehler von ca. 3% aufgrund der Turbulenz aufweist.

Die Turbulenzgrößen haben einen wesentlich größeren systematischen Fehler, wie aus der Bestimmung der Konfidenzintervalle nach (Glas et al. 2000) hervorgeht. Bemerkenswert in Abbildung 2.10 ist die Tatsache, dass die Scherspannungskomponente in der Nachlaufdüse eine ähnliche Größenordnung aufweist, d.h. dass die Hypothese der isotropen Turbulenz, welche dem k - ϵ -Modell zugrunde liegt, in Scherschichten nicht gültig ist (Schlichting und Gersten 1997).

2.4 Vergleich von Messung und Simulation

Die nächsten Abschnitte sollen einen Überblick über die Möglichkeiten und Einschränkungen des Einsatzes moderner CFD-Programme bei der Simulation von Axialmaschinen geben. Der Einsatz dieses Werkzeugs bei der Auslegung und Optimierung von Turbomaschinen in der industriellen Praxis ist heute nahezu so etabliert wie die Anwendung von Finite-Element-Berechnungen für Festigkeitsprobleme schon seit über einem Jahrzehnt.

Dennoch bestehen bei der Simulation turbulenter Strömungen immer zwei potentielle Fehlerquellen. Die numerischen Unsicherheiten werden durch immer feinere Gittergenerierung infolge der immer größer werdenden Rechnerkapazitäten ständig minimiert. Jedoch wird mit zunehmender Feinheit der Rechengitter die zweite Fehlerquelle, die Turbulenzmodellierung immer offensichtlicher. Daher sind Vergleiche wie der Folgende eine wertvolle Gelegenheit, Verbesserungsmöglichkeiten für zukünftige Turbulenzmodelle aufzuzeigen.

2.4.1 Kennlinien

Die CFD-Simulation der 6 auf den Prüfständen vermessenen Schaufelsätze wurden jeweils bei drei Betriebspunkten $Q = Q_A$, $Q = 0,8 \cdot Q_A$ und $Q = 1,2 \cdot Q_A$ durchgeführt, wobei mit

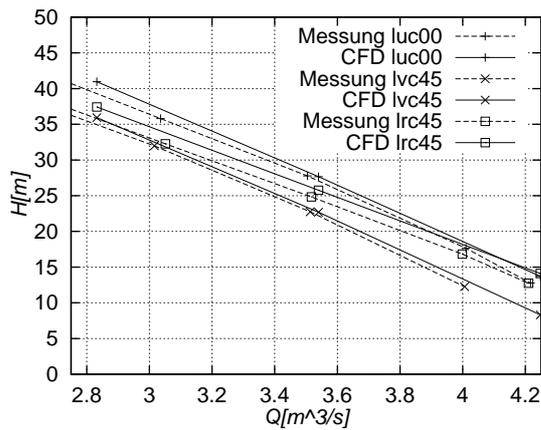


Abbildung 2.11: Vergleich der gemessenen und berechneten Kennlinien der Laufschauflern am Luftprüfstand.

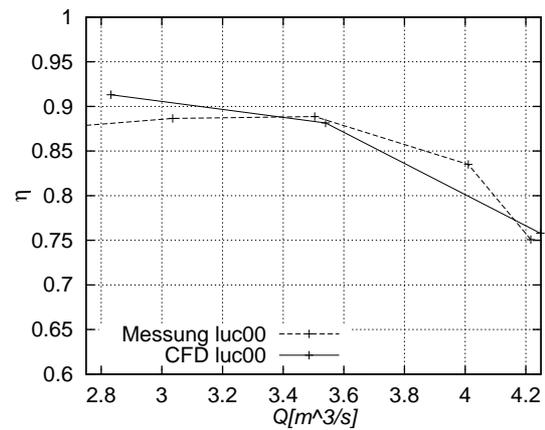


Abbildung 2.12: Vergleich der gemessenen und berechneten Wirkungsgrade der Schaufel **LUC00**.

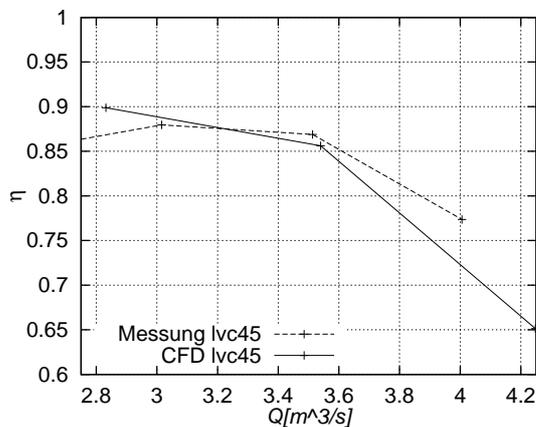


Abbildung 2.13: Vergleich der gemessenen und berechneten Wirkungsgrade der Schaufel **LVC45**.

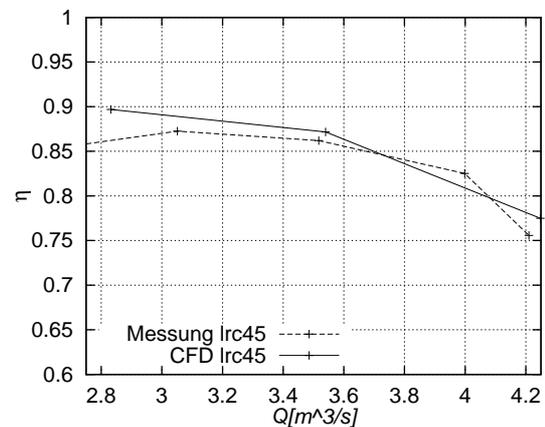


Abbildung 2.14: Vergleich der gemessenen und berechneten Wirkungsgrade der Schaufel **LRC45**.

Q_A der Auslegungsdurchsatz aus Tabelle 2.1 bezeichnet wird. Die 9 Simulationen dienten als Basis für die Untersuchung der Festigkeit der Schaufeln des Wasserprüfstandes unter Einfluss der statischen Druckverteilung und der Zentrifugalkraft, welche von Glas und Kuhn (1998) präsentiert wurde.

Die Ergebnisse dieser Simulationen sind den Kennlinienmessungen mittels Totaldrucksonde gegenübergestellt, welche für wesentlich mehr Betriebspunkte durchgeführt wurden. Aufgrund der Schwierigkeiten bei der Modellierung abgelöster Strömungen können im Teillastbereich keine präzisen Wirkungsgradvorhersagen mittels CFD erzielt werden, weshalb das Hauptaugenmerk bei der Beurteilung der Betriebscharakteristik der untersuchten Schaufeln auf den Kennlinienmessungen liegt.

Abbildung 2.11 zeigt die Kennlinien der drei am Luftprüfstand vermessenen Schaufelsätze. Der dargestellte Bereich umfasst die mit der CFD betrachteten Betriebspunkte, in dem die Ergebnisse den Messergebnissen gegenübergestellt werden. Die Förderhöhe konnte mit

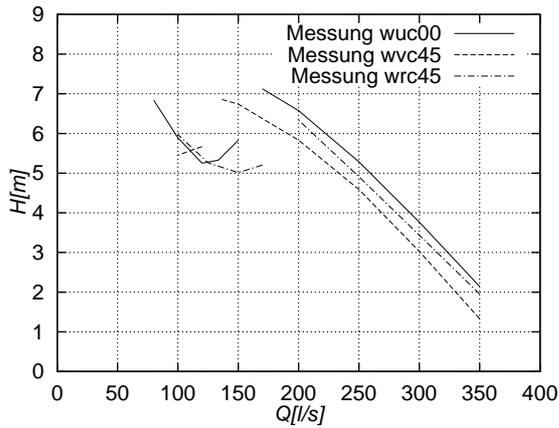


Abbildung 2.15: Gemessene Kennlinien der Laufschaufeln am Wasserprüfstand (Kuhn 2000).

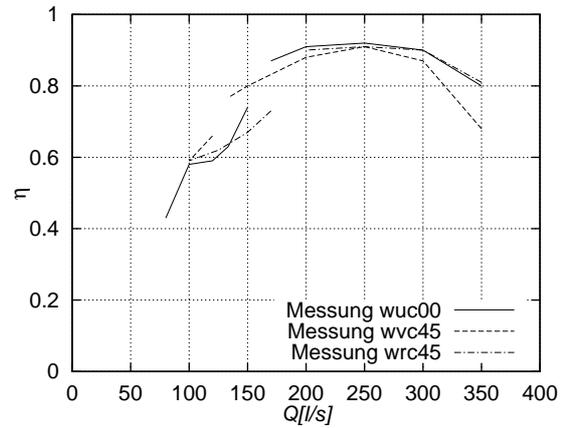


Abbildung 2.16: Gemessene Wirkungsgrade der Laufschaufeln am Wasserprüfstand (Kuhn 2000).

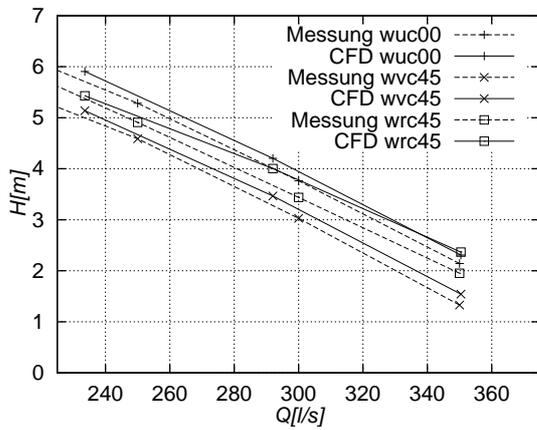


Abbildung 2.17: Vergleich der gemessenen und berechneten Kennlinien der Laufschaufeln am Wasserprüfstand.

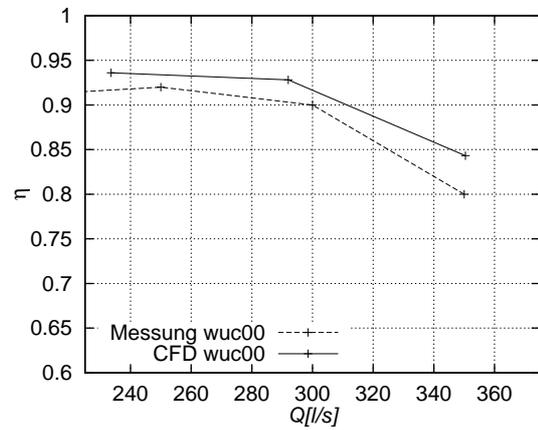


Abbildung 2.18: Vergleich der gemessenen und berechneten Wirkungsgrade der Schaufel **WUC00**.

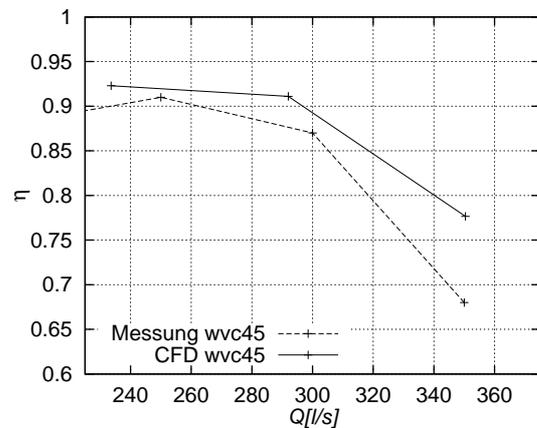


Abbildung 2.19: Vergleich der gemessenen und berechneten Wirkungsgrade der Schaufel **WVC45**.

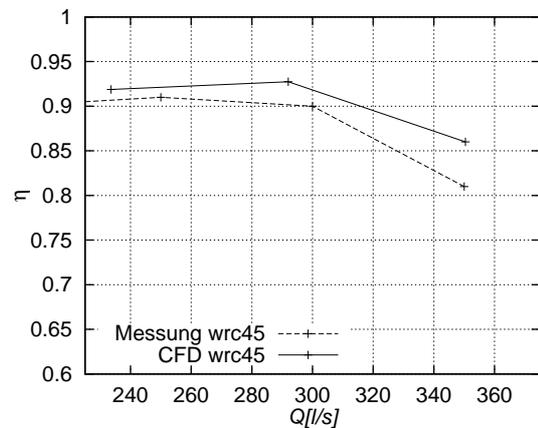


Abbildung 2.20: Vergleich der gemessenen und berechneten Wirkungsgrade der Schaufel **WRC45**.

5%-iger Genauigkeit vorhergesagt werden, wobei die größten Abweichungen bei der rückwärts gepfeilten Schaufel auftreten. Die Steilheit der Kennlinien konnte von der CFD äußerst präzise nachgebildet werden

Insgesamt kann die charakteristische Verschiebung der Kennlinien infolge der Pfeilung der Schaufeln im betrachteten Betriebsbereich anhand der CFD gut nachvollzogen werden. So kann festgestellt werden, dass die rückwärts gepfeilte Schaufel bei ca. 115% Überlast die ungepfeilte Referenzschaufel in der Förderhöhe „überholt“, was von Kuhn (2000) für den Wasserprüfstand beschrieben wird.

Die Abbildungen 2.12, 2.13 und 2.14 zeigen einen Vergleich der mittels CFD nach (2.15) ermittelten Wirkungsgrade und den entsprechenden Messwerten der Laufschaufelsätze am Luftprüfstand. Es wird bei allen drei Schaufeln eine Verschiebung des Punktes optimalen Wirkungsgrads in Richtung eines verminderten Durchflusses beobachtet, der bei der CFD ausgeprägter ist als bei der Messung.

Im Auslegungspunkt ermittelt die CFD für ungepfeilte und die vorwärts gepfeilte Schaufel einen etwa um 1% zu niedrigen Wirkungsgrad als die Messung. Bei der rückwärts gepfeilten Schaufel, bei der die CFD einen um 2% zu hohen Wirkungsgrad berechnet, bestätigt sich die Beobachtung, dass diese Schaufel von der CFD am schlechtesten nachgebildet wird. Der Grund hierfür liegt darin, dass die rückwärts gepfeilte Schaufel gerade im Außenschnitt der Schaufel von der Druckseite angeströmt wird und dadurch die Spalteffekte am Gehäuse verstärkt werden, was in der Folge besprochen wird.

Die Abbildungen 2.15 und 2.16 zeigen die Kennlinie und den Wirkungsgradverlauf, welche von Kuhn (2000) ermittelt wurden. Der in Richtung Teillast verschobene Abrisspunkt der vorwärts gepfeilten Schaufel lässt neben den Grenzschichteffekten, die in Abschnitt 1.2.3 erwähnt sind, das Potential der Vorwärtspfeilung erahnen.

Da die Profilschnitte der Schaufeln nicht an die Pfeilung angepasst sind, wird sowohl in der Messung als auch in der CFD eine charakteristische Verschiebung der Kennlinien beobachtet (Abbildung 2.17). Wieder kann die rückwärts gepfeilte Schaufel am unzuverlässigsten von der CFD nachgebildet werden.

Der Vergleich der Wirkungsgrade in den Abbildungen 2.18, 2.19 und 2.20 zeigt, dass beim Wasserprüfstand der Wirkungsgrad von CFD um 3% überschätzt wird. Dies hängt mit der unzureichenden Verdichtung der Zellen an der Wand für die um den Faktor 3 erhöhte Reynolds-Zahl gegenüber dem Luftprüfstand zusammen, was im Zuge der anschließenden Detailvergleiche diskutiert wird.

Es hat sich in der Arbeit mit dem Netzgenerator von TASCflow herausgestellt, dass es leider unmöglich ist, das Gitter in der Wandregion bei der gewählten Knotenanzahl noch feiner zu verdichten, um der höheren Reynolds-Zahl Rechnung zu tragen.

Insgesamt kann jedoch angemerkt werden, dass von der CFD ein sehr guter Vergleich der gemessenen Schaufeln untereinander ermöglicht wird, wobei Fragen wie die nach der Lage des Optimalpunkts oder nach dem Abrissverhalten in Teillast nur durch eine Messung am Prüfstand beantwortet werden können.

Wie das Beispiel der rückwärts gepfeilten Schaufel zeigt, gilt bei der CFD, dass Schaufeln, die Tendenzen zu abgelöster Strömung oder große Spaltverluste aufweisen, am schlechtesten wiedergegeben werden. Für strömungstechnisch günstige Schaufeln eignet sich die Strömungsrechnung aber sehr wohl als Werkzeug zur Auslegung, sofern man durch Vergleich mit einer Messung die Unterschiede im Wirkungsgradniveau abschätzen kann.

2.4.2 Zur Verschiebung der Kennlinien

Die Verschiebung der Kennlinie lässt sich durch die Auslegungssystematik von Lieblein (1965) erklären, in welcher der Verlustbeiwert $\bar{\omega}_0$ minimiert wird, der keinerlei Bezug auf die erzeugte Förderhöhe einer Axialmaschine nimmt.

Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 2.21 die Verlusthöhe $H_v = H \cdot (1/\eta - 1)$ für die Schaufeln des Wasserprüfstandes über dem Durchsatz dargestellt. Darin ist ersichtlich, dass gemäß der Auslegung nach NACA das Minimum der Verlusthöhe genau beim Auslegungsdurchsatz $Q_A = 292 \text{ l/s}$ zu liegen kommt.

Umgekehrt kann man in einer vereinfachten Betrachtungsweise von einer typischen Verlustpolare $\bar{\omega}_0(\Delta\iota)$ nach (Lieblein 1965) ausgehen, wie sie in Abbildung 2.22 dargestellt ist. Dabei bezeichnet $\Delta\iota$ die Abweichung vom optimalen Incidence-Winkel der gewählten Profilgeometrie.

Betrachtet man einen gesonderten Koaxialschnitt, so können die Stoßverluste $\bar{\omega}_0$ mittels (2.13) auf den Umfangswirkungsgrad dieses Koaxialschnittes gemäß

$$\eta_u = 1 - \frac{\bar{\omega}_0 \cdot w_0^2}{2g \cdot H_u} \quad (2.20)$$

umgerechnet werden, wobei $\bar{\omega}_0$ eine Funktion des Incidence-Winkels ι ist. Unter der Annahme, dass sich in der Umgebung des Auslegungspunktes der Abströmwinkel nicht ändert, kann H_u mittels

$$H_u = \frac{1}{g} (u(u - w_{u,3})) = \frac{1}{g} (u(u - c_m \cot \beta_3)) \quad (2.21)$$

angenähert werden. Damit ergibt sich für den Umfangswirkungsgrad η_u aus (2.20):

$$\eta_u = 1 - \frac{\bar{\omega}_0 \cdot w_0^2}{2 \cdot (u(u - c_m \cot \beta_3))}. \quad (2.22)$$

Abbildung 2.23 zeigt die mit diesem Ansatz ermittelten Umfangswirkungsgrade für den Mittelschnitt der Auslegung wie in Tabelle 2.1 für relative Durchsätze φ/φ_0 im Bereich zwischen 0.75 und 1.25. Die drei Kurven dienen zur Verdeutlichung der Sensitivität der Auslegung auf den Schaufeleintrittswinkel. Daher wurde angenommen, dass die Auslegung bei φ/φ_0 um den Winkel $\Delta\beta$ den optimalen Incidence-Winkel verfehlt hat.

Es ist klar ersichtlich, dass selbst bei einer optimal ausgelegten Schaufel durch den Anstieg der Förderhöhe in Richtung geringer Durchsätze der Anstieg der Stoßverluste derart kompensiert wird, dass nach (2.20) das Wirkungsgradoptimum bei $\varphi/\varphi_0 = 0.85$ zu liegen kommt. Wird die Auslegung nur um 1° in Richtung Teillast verfehlt, so liegt das Optimum

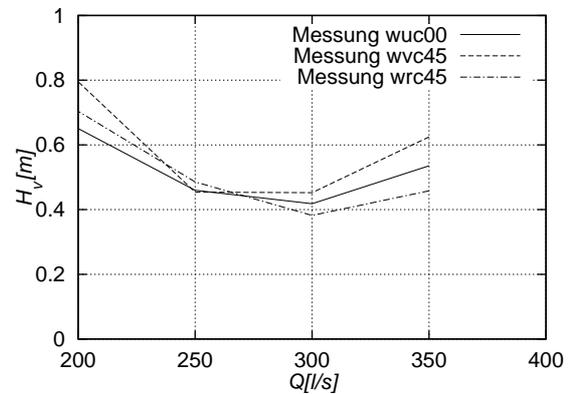


Abbildung 2.21: Verlusthöhen der Schaufeln am Wasserprüfstand.

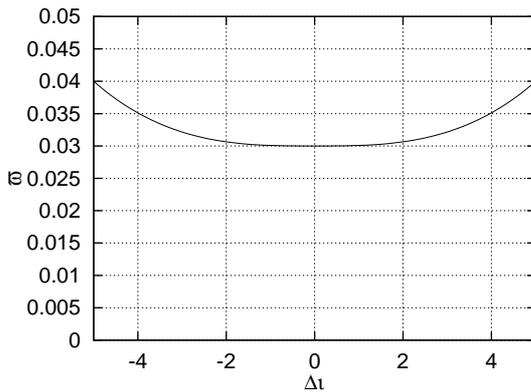


Abbildung 2.22: Angenäherter Verlustbeiwert nach (Lieblein 1965).

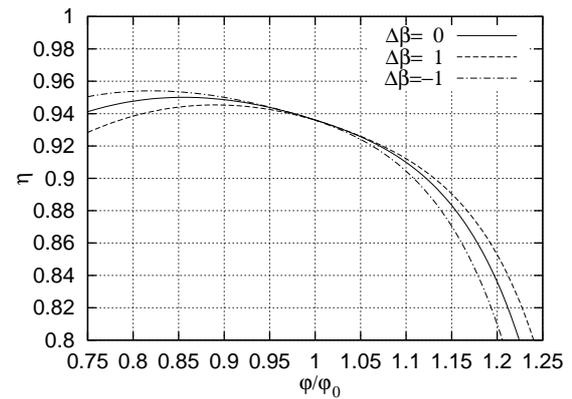


Abbildung 2.23: Berechnete Umfangswirkungsgrade am Mittelschnitt nach (Lieblein 1965).

bei $\varphi/\varphi_0 = 0,82$. Ein zu großer Schaufelwinkel bewirkt hingegen eine Verschiebung des Optimums nach $\varphi/\varphi_0 = 0,9$.

Bei dieser vereinfachten Betrachtung können natürlich keine Einflüsse der Turbomaschinenströmung, wie die dreidimensionale Grenzschichtentwicklung einbezogen werden. Auch können aus (Lieblein 1965) keine exakten Angaben über die Verläufe von $\bar{\omega}_0$ bei einer bestimmten Reynolds-Zahl, Schaufeldicke und Schaufellänge erhoben werden. Allerdings gibt dieses Modell die Phänomene wieder, die in Abbildung 2.21 im Falle einer Axialmaschine beobachtet wurden.

Es zeigt sich zusammenfassend, dass es nur möglich ist das Wirkungsgradoptimum in den Auslegungspunkt zu verschieben, indem man die Profile von vorneherein für einen größeren Durchfluss auslegt, was jedoch auf Kosten des Teillastverhaltens geht und den Abrisspunkt der Kennlinie zusätzlich in Richtung größerer Durchflüsse verschiebt. Daher sollte bei Axialmaschinen der durchschnittlich erzielte Wirkungsgrad im zulässigen Betriebsbereich oberhalb des Abrisspunktes der Kennlinie als vorrangiges Kriterium zur Beurteilung der hydraulischen Auslegung herangezogen werden.

2.4.3 Umfangsgemittelte Werte

Weitere Einblicke in die Stärken und Schwächen des verwendeten numerischen Verfahrens bieten Vergleiche umfangsgemittelter Größen nach dem Laufrad. So zeigen die Abbildungen 2.24 und 2.26 den umfangsgemittelten Durchflusskoeffizienten $\varphi = c_m/(\omega r_a)$ aufgetragen über der relativen Schaufelhöhe $\zeta = (r - r_i)/(r_a - r_i)$. Dabei wurden die Ergebnisse der LDV-Messung und der Strömungsrechnung für den Auslegungsdurchsatz auf der Messebene 18 der beiden Prüfstände auf mehreren Radien gemittelt.

Der Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt wieder, dass sowohl beim Luft- als auch beim Wasserprüfstand die Unterschiede zwischen den einzelnen Schaufeln von der CFD zuverlässig vorhergesagt werden. Auch hier müssen bei der Vorhersage der absoluten Beträge der Meridionalgeschwindigkeit Abstriche bei der CFD gemacht werden, wobei vor allem in den Außenschnitten unterschiedliche Ergebnisse zu beobachten sind.

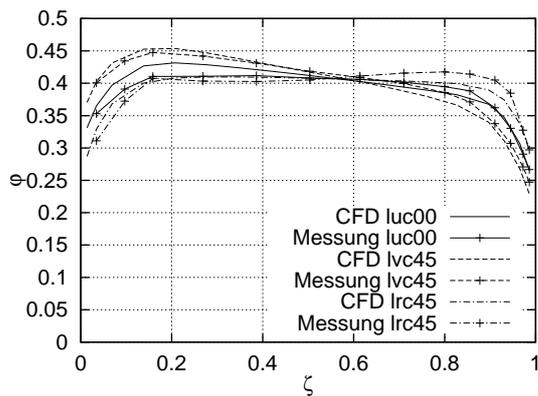


Abbildung 2.24: Vergleich der gemessenen und berechneten Meridionalgeschwindigkeiten nach dem Laufrad am Luftprüfstand.

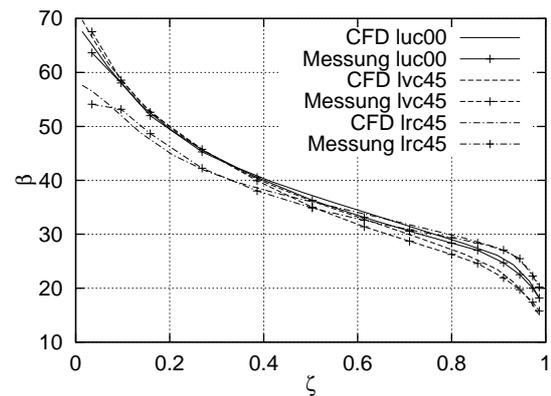


Abbildung 2.25: Vergleich der gemessenen und berechneten Relativströmungswinkel nach dem Laufrad am Luftprüfstand.

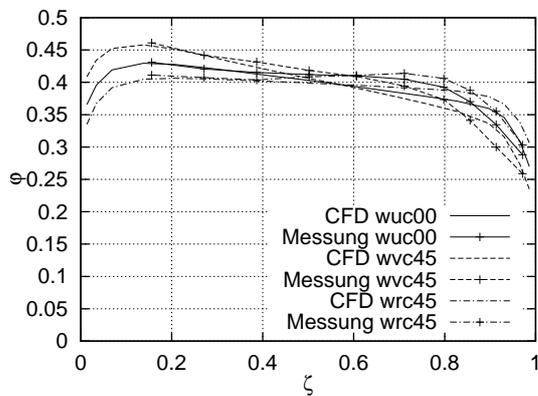


Abbildung 2.26: Vergleich der gemessenen und berechneten Meridionalgeschwindigkeiten nach dem Laufrad am Wasserprüfstand.

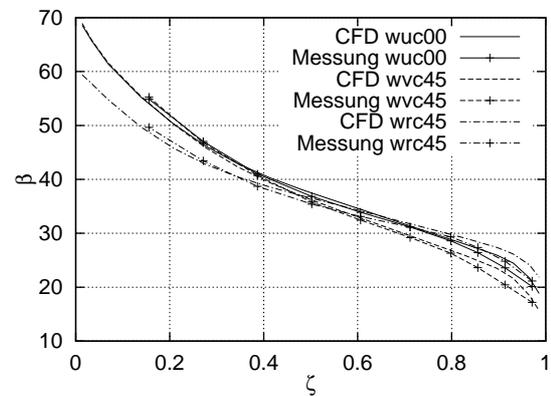


Abbildung 2.27: Vergleich der gemessenen und berechneten Relativströmungswinkel nach dem Laufrad am Wasserprüfstand.

Analoge Beobachtungen können in den Abbildungen 2.25 und 2.27 gemacht werden, wo die Relativströmungswinkel β , welche sich aus den umfangsgemittelten Relativgeschwindigkeiten berechnen, dargestellt sind. Auch hier gilt, dass die Außenschnitte der Schaufeln, welche von starken Scherschichten an der Gehäusewand und dem Kanalwirbel geprägt sind, von der CFD am unzuverlässigsten wiedergegeben werden.

2.4.4 Detailvergleiche

Die Probleme, welche bei der Auflösung von Scherschichten insbesondere am Wasserprüfstand auftreten, sind sehr gut bei der Betrachtung von Messgrößen, welche auf einer ganzen Messebene dargestellt sind, ersichtlich.

In Abbildung 2.28 sind hierzu die Meridionalgeschwindigkeiten in der Messebene 14 des Wasserprüfstandes dargestellt, welche sich im Gebiete der Schaufelhinterkante befindet. Es ist ersichtlich, dass die CFD im Vergleich zur LDV-Messung die Nachlaufdellen untertrieben

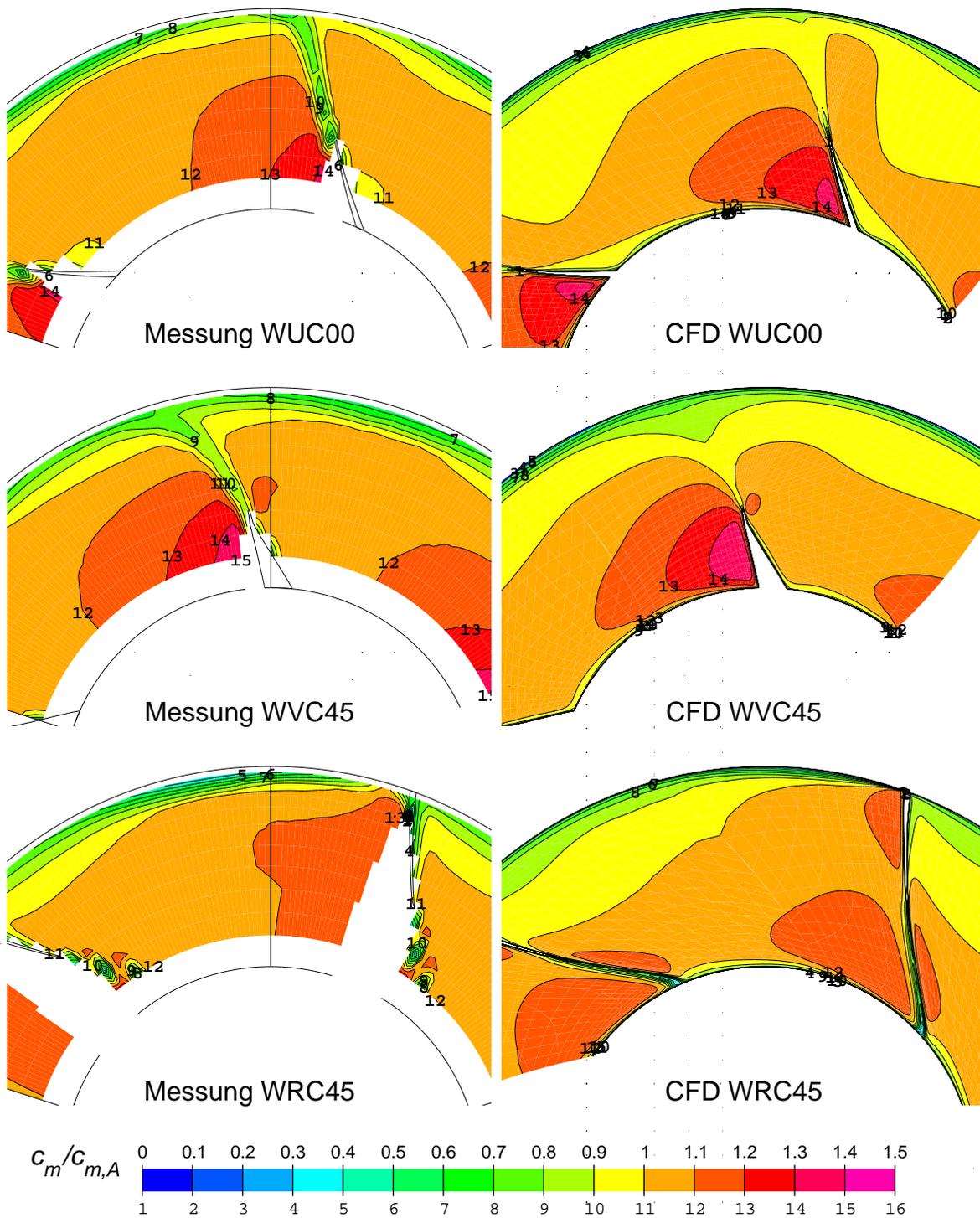


Abbildung 2.28: Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten zwischen CFD und LDV-Messung am Wasserprüfstand bei Messebene 14.

wiedergibt, ansonsten sind auch hier die Tendenzen zwischen den einzelnen Schaufeln gut nachgebildet worden.

Die verdickte Grenzschicht am Gehäuse, welche durch den Spaltwirbel hervorgerufen wurde, ist in der CFD weniger ausgeprägt zu beobachten. Dies ist auch in Abbildung 2.29 ersichtlich, welche die Umfangsgeschwindigkeiten der drei Schaufelsätze am Wasserprüfstand auf der Koaxialfläche 9 bei 91% relativer Schaufelhöhe zeigt. Auf diesem Radius sind in der Messung die Auswirkungen des Spaltwirbels deutlich ersichtlich. Die rückwärts gepfeilte Schaufel zeigt dabei den ausgeprägtesten Spaltwirbel (Kuhn 2000). In der Strömungssimulation sind hingegen die Spaltwirbel nur so verkleinert wiedergegeben, dass auf dem betrachteten Radius nur mehr wenig davon zu erkennen ist.

Abschließend soll noch ein Vergleich mit einer Fünfflochsondenmessung des Luftprüfstandes nach (Forstner et al. 2000) gezeigt werden, weil dies bei den betrachteten Prüfständen die einzige Gelegenheit ist, den Druck aus der Strömungsrechnung zu kontrollieren. In Abbildung 2.30 ist dazu die dimensionslose Totaldruckerhöhung

$$\Psi_{\text{loc}} = \frac{p_{\text{tot}} - p_{\text{tot,E}}}{\rho \cdot (r_a \omega)^2 / 2} \quad (2.23)$$

in Messebene 16 des Luftprüfstandes aufgetragen, wobei mit $p_{\text{tot,E}}$ der massenstromgemittelte Totaldruck am Eintritt in das Rechengebiet bezeichnet ist. Abermals wird bestätigt, dass die CFD die Unterschiede zwischen den Schaufeln auch bei energetischen Messwerten, welche über dem Umfang aufgelöst sind, zuverlässig widerspiegelt.

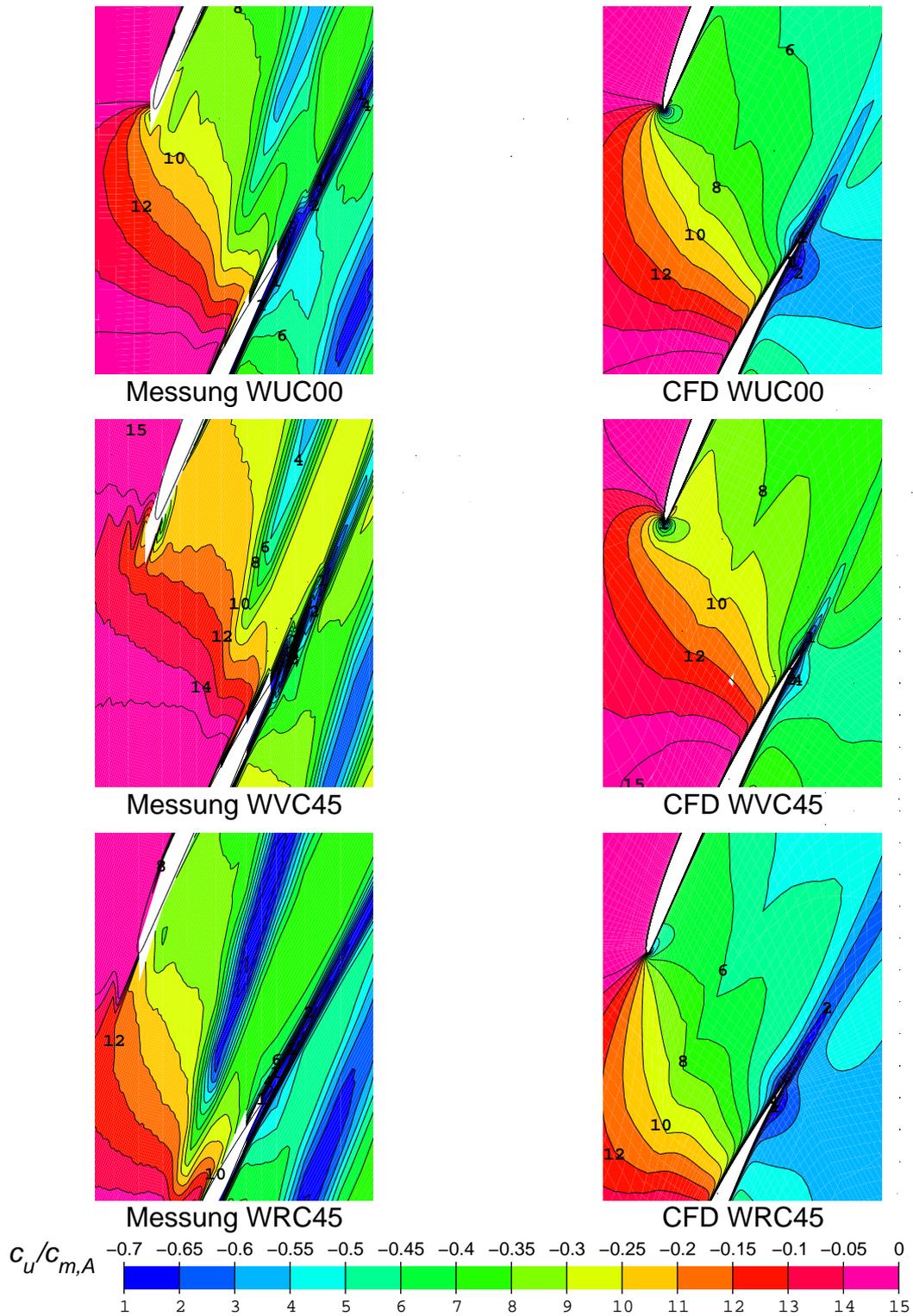


Abbildung 2.29: Vergleich der Umfangsgeschwindigkeiten zwischen CFD und LDV-Messung am Wasserprüfstand auf Koaxialfläche 9.

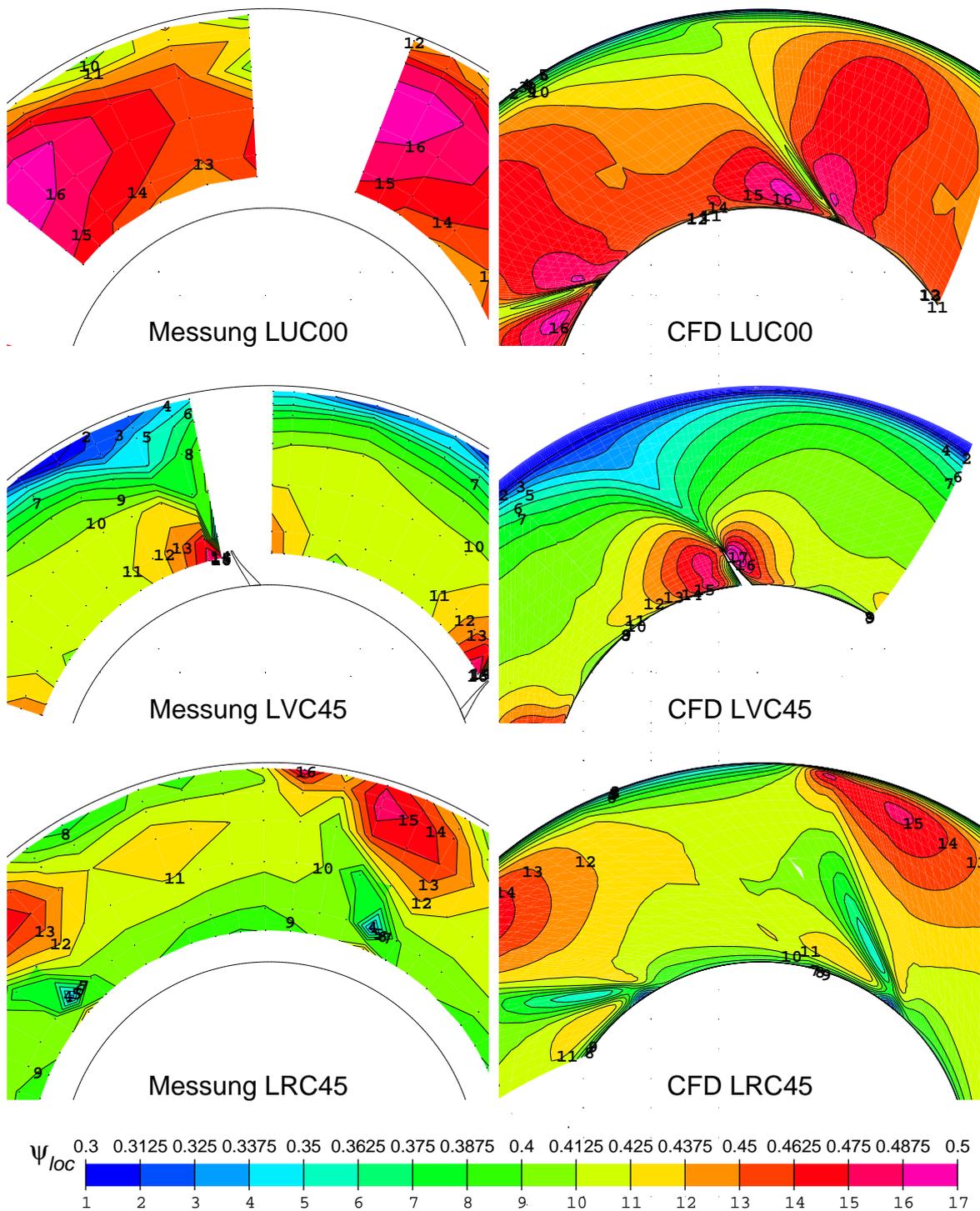


Abbildung 2.30: Vergleich der Totaldrücke zwischen CFD und LDV-Messung am Luftprüfstand bei Messebene 16.

Kapitel 3

Vergleich von Pumpenlaufschaufeln mit konstanter Pfeilung

Nachdem bisher die numerische Vorgangsweise detailliert beschrieben wurde, steht in diesem Kapitel der Vergleich von Pumpenlaufschaufeln mit konstanter Pfeilung im Vordergrund. Da bei den hier angestellten Betrachtungen neben dem Wirkungsgrad auch das Kavitationsverhalten eine zentrale Rolle spielt, werden im Folgenden die Laufschaufeln des Wasserprüfstandes betrachtet.

Weiters werden die Strömungseffekte der unkompensierten Laufschaufeln, welche am Prüfstand realisiert wurden, den Effekten von zwei Laufschaufeln, welche nach Abschnitt 1.3.3 kompensiert wurden, gegenüber gestellt und daraus Schlussfolgerungen über die Auslegung gepfeilter Schaufeln gezogen.

3.1 Unkompensierte gepfeilte Schaufeln

Die in diesem Abschnitt betrachteten Schaufeln wurden bereits in Kapitel 2 zur Validierung der Strömungssimulation herangezogen und wurden demnach bereits von Glas und Kuhn (1998), Kuhn et al. (1999), Kuhn (2000) und Forstner et al. (2000) betrachtet.

In dieser Zusammenstellung wird daher besonders auf jene Aspekte eingegangen, welche für den anschließenden Vergleich mit modifizierten Schaufelgeometrien wichtig sind. Ziel jeder Modifikation der Schaufelgeometrie ist es, die erzielte Förderhöhe nicht zu verändern und dabei das Kavitationsverhalten und/oder den Wirkungsgrad zu verbessern.

Schaufel		WUC00	WVC45	WRC45
Förderhöhe	H [m]	4.10	3.40	3.84
Wirkungsgrad	η [%]	92.15	90.54	91.55
Kavitationsbeiwert	NPSH [m]	5.75	12.27	18.78
Messwert	NPSH _i [m]	7	6.7	12

Tabelle 3.1: Kenndaten der CFD-Berechnungen für die unkompensierten Schaufelsätze im Auslegungspunkt.

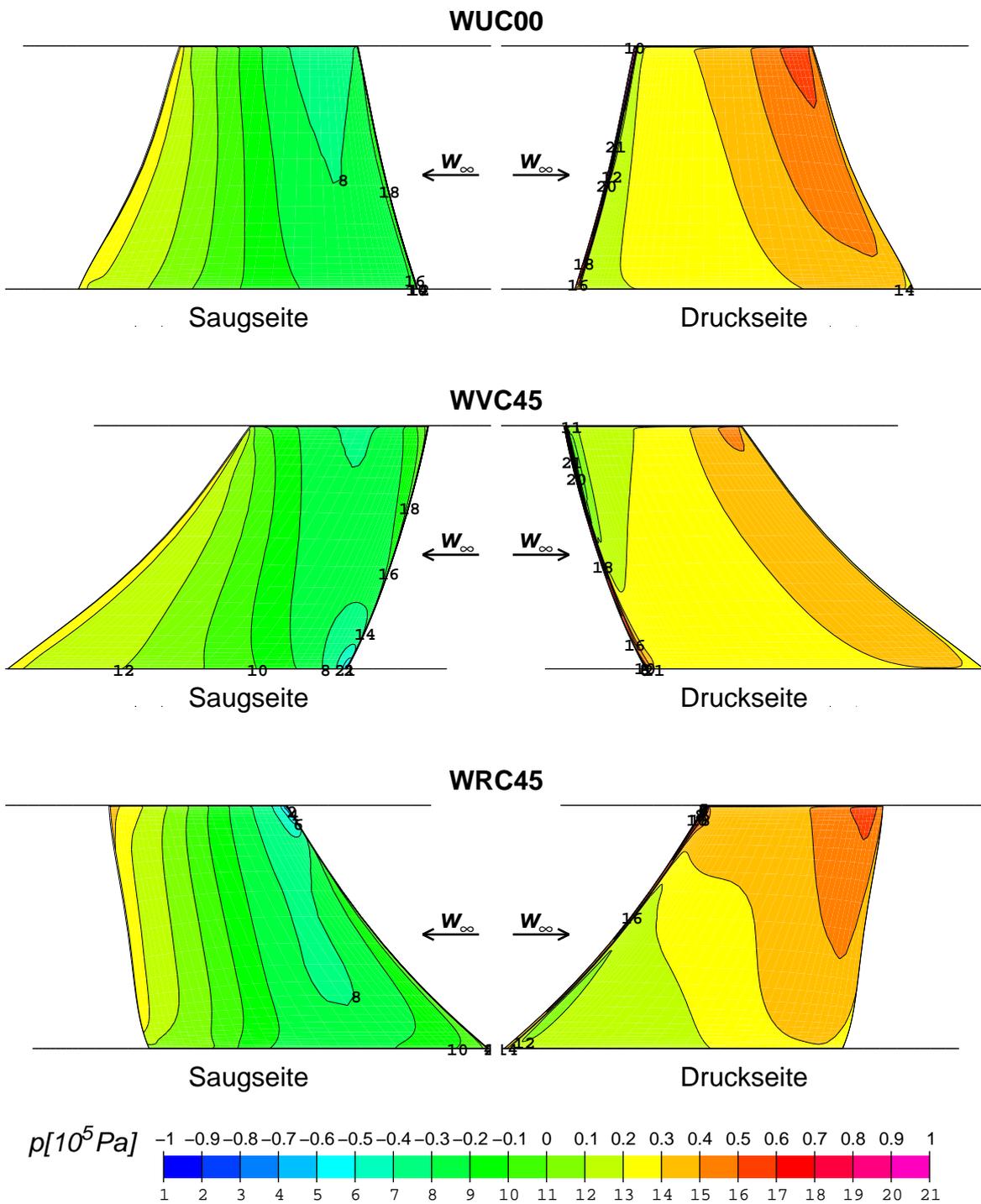


Abbildung 3.1: Vergleich der Druckverteilungen auf Saug- und Druckseite.

Aus diesem Grund wurden in Tabelle 3.1 die drei für eine Optimierung der Schaufeln maßgeblichen Kenngrößen, Förderhöhe H , Wirkungsgrad η und der NPSH-Wert beginnender Kavitation auf der Schaufeloberfläche nach (2.17) für die drei unkompensierten Schaufeln zusammengefasst. Zusätzlich zu den Ergebnissen der CFD wurde der Messwert $NPSH_i$, welcher der von Kuhn (2000) bestimmten beginnenden Kavitation entspricht, in die Tabelle aufgenommen, um die Zuverlässigkeit der Kavitationsvorhersagen der CFD zu beurteilen.

Wie in der Messung wurde auch von der CFD ein Förderhöhenabfall vorausgesagt, der bei der vorwärts gepfeilten Schaufel deutlicher ausgeprägter ist als bei der rückwärts gepfeilten Schaufel. Wie in Kapitel 1 vermutet wurde, ist der Förderhöhenabfall nicht im Einklang mit dem $\cos\lambda$ -Gesetz für den unendlich langen Flügel und ist von der dreidimensionalen Strömung der beiden gepfeilten Schaufeln beeinflusst, welche in der Folge betrachtet wird.

3.1.1 Schaufeldruckverteilung — Kavitation

Die NPSH-Werte für die ungepfeilte Referenzschaufel stehen in guter Übereinstimmung mit den von Kuhn (2000) ermittelten Werten, wobei der Totaldruck im Zulauf bei dieser Messung über den statischen Druck am Gehäuse bestimmt wurde. Der Messwert liegt bei dieser Schaufel höher als der simulierte Wert, weil am Prüfstand bei dem angegebenen Vordruck eine Blasenschleppe im Kern des Spaltwirbels beobachtet werden kann, was von der CFD nicht erfasst wird. Erst bei einem niedrigeren Vordruck unterhalb von 5.8 m beginnt im Versuch die sichtbare Saugseitenkavitation, welche von der CFD zuverlässig bestimmt wurde.

Bei den gepfeilten Schaufeln liegen die von der CFD bestimmten NPSH-Werte deutlich über den Messwerten. Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 3.1 dazu die saug- und druckseitigen Druckverteilungen auf der Schaufeloberfläche, wie sie von der CFD berechnet werden.

Daraus ist ersichtlich, dass die simulierten Druckminima im saugseitigen Bereich der Eintrittskante der nacheilenden Schaufelschnitte sehr lokal auftreten, weshalb am Prüfstand die ersten Kavitationsblasen erst bei einem wesentlich geringeren Vordruck beobachtet werden können. Daher ist wichtig festzuhalten, dass das verwendete Kavitationskriterium nur für richtig angeströmte Schaufeln verwendet werden kann.

3.1.2 Belastungsverteilung

In Abbildung 3.2 ist der Verlauf der dimensionslosen Totaldruckerhöhung ψ_{loc} nach dem Laufrad über der relativen Schaufelhöhe ζ aufgetragen. Wie die Theorie in Abschnitt 1.2.2 es qualitativ vorhergesagt hat, gehen die Gebiete der nacheilenden Schaufelschnitte mit erhöhter Druckabsenkung mit einer Mehrbelastung der entsprechenden Schaufelschnitte gegenüber dem Mittelschnitt einher.

Dabei übertrifft die rückwärts gepfeilte Schaufel in den äußeren 20% der Schaufelhöhe sogar die ungepfeilte Referenzschaufel. Spiegelbildlich gilt, dass die voreilenden Schaufelschnitte gegenüber dem Mittelschnitt entlastet sind, wobei der Auftriebsverlust an den Außenschnitten der vorwärts gepfeilten Schaufel am deutlichsten ausgeprägt ist.

Der Vergleich der dimensionslosen Meridionalgeschwindigkeit ϕ nach dem Laufrad in Abbildung 3.3 zeigt, dass die Strömung im Laufschaufelkanal die Tendenz zeigt, sich dem Radius der nacheilenden Schaufelschnitte zu nähern.

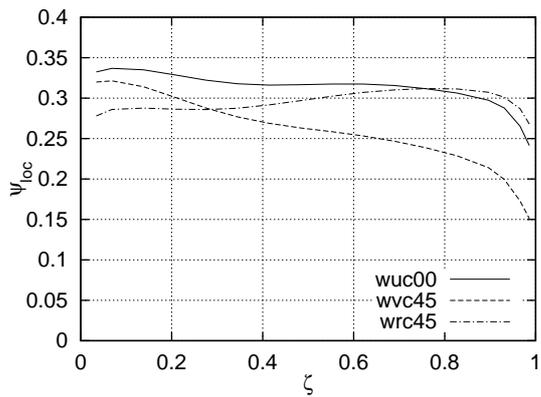


Abbildung 3.2: Vergleich der Totaldruckerhöhungen nach dem Laufrad.

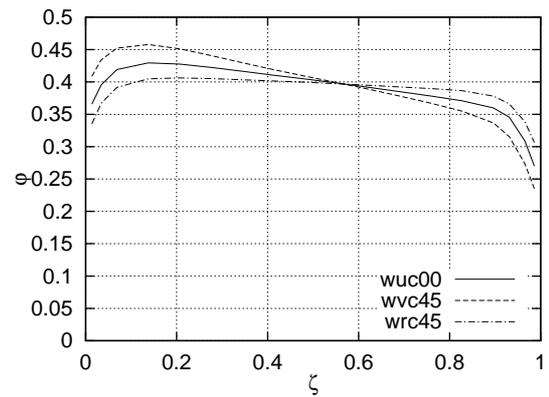


Abbildung 3.3: Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten nach dem Laufrad.

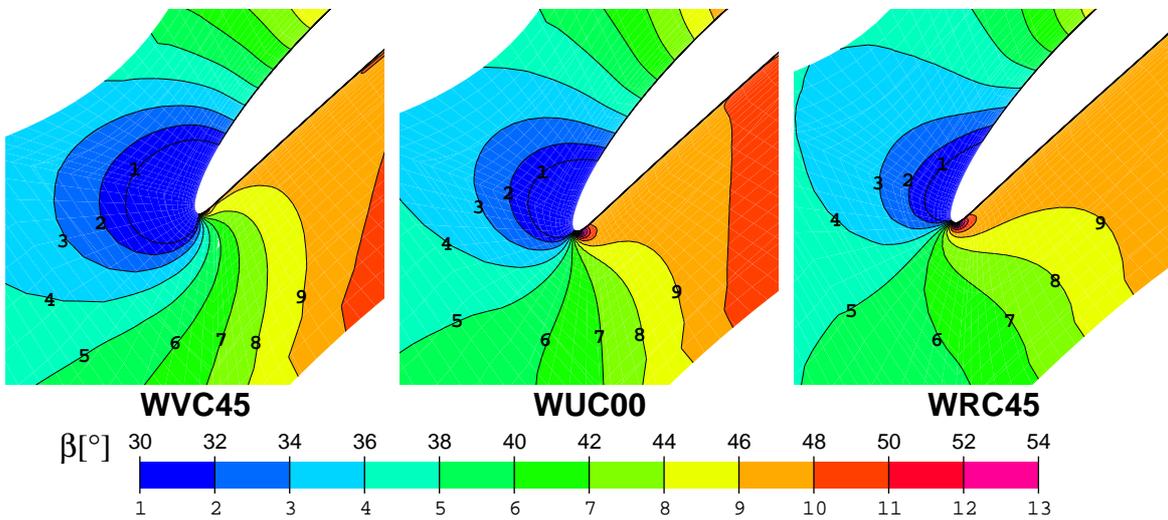


Abbildung 3.4: Vergleich der Zuströmung bei einer relativen Schaufelhöhe $\zeta = 14\%$.

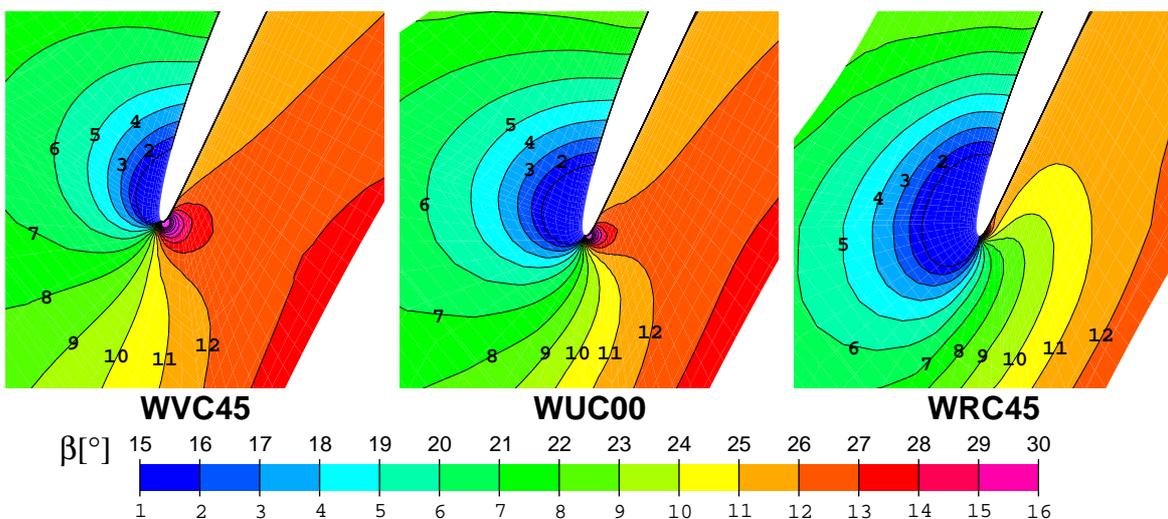


Abbildung 3.5: Vergleich der Zuströmung bei einer relativen Schaufelhöhe $\zeta = 85\%$.

Dies hat zur Folge, dass bei der vorwärts gepfeilten Schaufel der Volumenstrom gerade in den Außenschnitten, welche wegen des größeren Radius mehr zur Förderhöhe beitragen, gegenüber der ungepfeilten Schaufel sinkt. Dieser Effekt trägt somit dazu bei, dass der Auftriebsverlust bei der vorwärts gepfeilten Schaufel ausgeprägter ist als bei der rückwärts gepfeilten.

Der Grund für die Änderung der Belastungsverteilung liegt in der Fehlanströmung der voreilenden bzw. nacheilenden Schaufelschnitte in Folge der pfeilungsbedingt verminderten bzw. verstärkten Vorauswirkung der Schaufel. Dazu sind in den Abbildungen 3.4 und 3.5 die Relativströmungswinkel β in der Umgebung der Eintrittskante bei relativen Schaufelhöhen von 14 bzw. 85% dargestellt.

Es gilt, dass sich die Strömungsverhältnisse an den jeweils voreilenden bzw. nacheilenden Eintrittskanten ähneln. So ist der Außenschnitt der vorwärts gepfeilten bzw. der Nabenschnitt der rückwärts gepfeilten Schaufel von der Druckseite her angeströmt, was zu dem Unterdruckgebieten auf der Saugseite in Abbildung 3.1 führt.

Spiegelbildlich ist der Nabenschnitt der vorwärts gepfeilten bzw. der Außenschnitt der rückwärts gepfeilten Schaufel von der Saugseite her angeströmt, weshalb die Belastung an diesen voreilenden Schaufelschnitten in Richtung der Austrittskante verschoben ist (Abbildung 3.1).

3.1.3 Dreidimensionale Strömung

Weitere Aufschlüsse über die Auswirkungen der beschriebenen Belastungsverschiebung auf das Strömungsfeld der untersuchten, gepfeilten Schaufeln bieten die Stromlinienbilder in Abbildung 3.6. Zur Erstellung der gezeigten Meridionalstromlinienbilder wurden im saug- bzw. druckseitigen Bereich der Eintrittskante Stromlinien in einem Abstand von ca. 2 mm von der Schaufeloberfläche in Richtung und entgegen der Strömung gestartet. Bei den Stromlinienbildern im Nabenschnitt wurden die Stromlinien im selben Abstand von der Nabe im Bereich der Austrittskante gestartet.

Das Bild der ungepfeilten Referenzschaufel zeigt, dass der Abstand der Stromlinien von der Wand ausreichend groß gewählt wurde, um kaum Grenzschichteffekte zu beobachten. Lediglich in den äußeren Bereichen der Saugseite ist an der Hinterkante die aufgrund der Fliehkräfte aufsteigende Grenzschicht zu beobachten, welche sich im Gehäusebereich mit dem Spaltwirbel mischt.

Die Darstellung der Stromlinien im Nabenschnitt wurde deshalb ausgewählt, weil der Nabenschnitt eine Diffusionszahl D aufweist, welche sehr nahe an der in (Bullock und Johnsen 1965; Lieblein 1965) angegebenen Grenze von 0.6 liegt. Die ungepfeilte Referenzschaufel zeigt auch in der Tat im Nabenschnitt eine lokale Ablösung an der Saugseite im Bereich der Schaufelaustrittskante, welche aber keine große Rückwirkung auf die Hauptströmung hat.

Insbesondere bei noch kleineren Nabenverhältnissen als dem hier betrachteten, müssen bei der Forderung eines konstanten Drallaufbaus über dem Radius die Nabenprofile bis an die Belastungsgrenze oder darüber belastet werden. Aufgrund dieser Beobachtung hat sich in der Auslegungspraxis von Ventilatoren mit geringem Nabenverhältnis die Vorschreibung eines Dralls, welcher mit dem Radius zunimmt, durchgesetzt (Wallis 1983; Lakshminarayana 1996; Vad und Bencze 1998). Diese Auslegungspraxis wirkt sich bei Pumpen jedoch

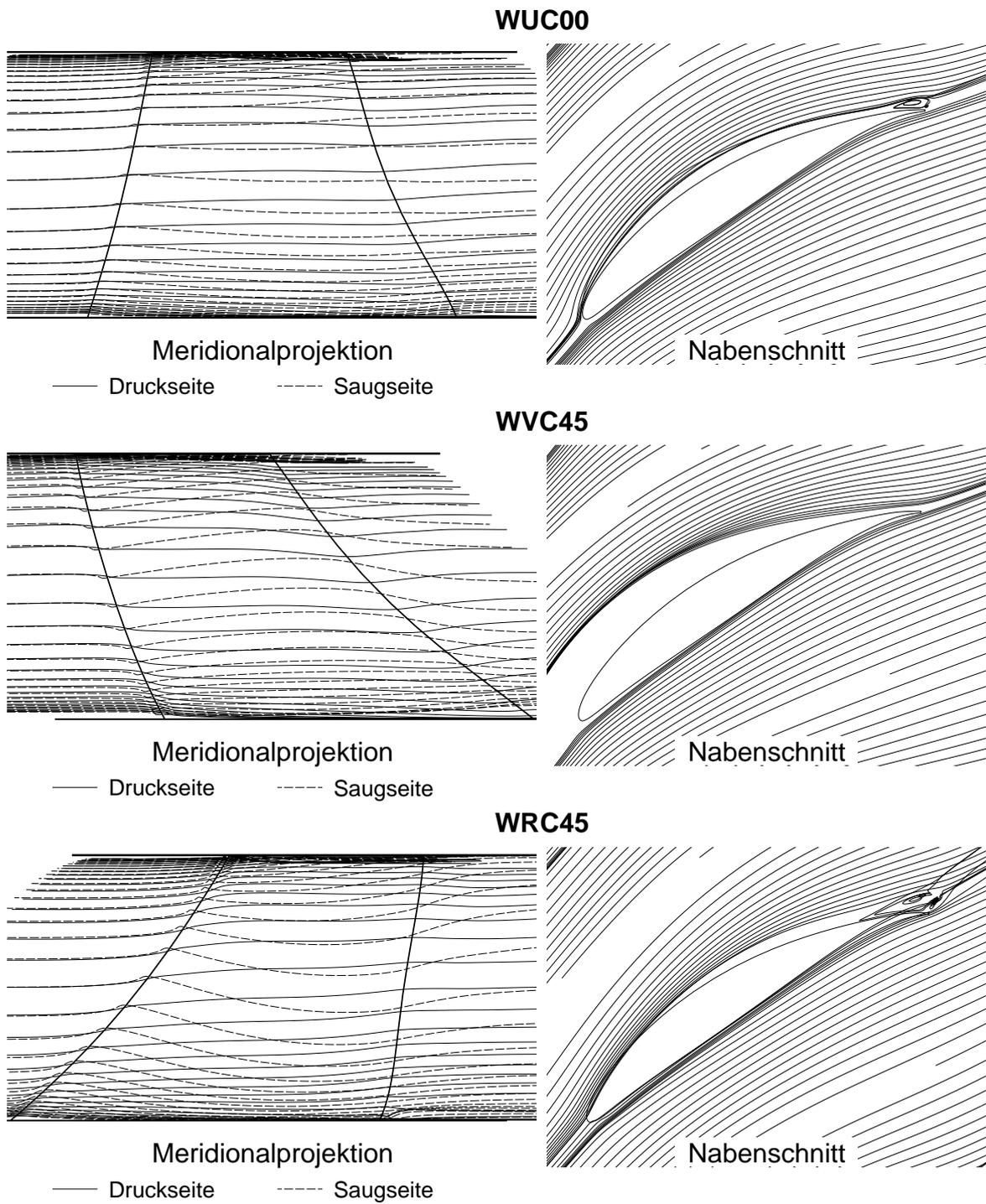


Abbildung 3.6: Vergleich wandnaher Stromlinien auf Saug- und Druckseite.

negativ auf das Kavitationsverhalten aus, weshalb im Rahmen dieser Arbeit dem konstanten Drallaufbau der Vorzug gegeben wurde.

Zurück zu den Pfeilungseffekten, wo bei der vorwärts gepfeilten Schaufel im Meridionalstromlinienbild auf der Saugseite der klassische Stromlinienversatz gepfeilter Schaufeln beobachtet werden kann. Auf der Druckseite bleibt durch die erhöhte Belastung im Nabenschnitt (Abbildung 3.2) der entsprechende Stromlinienversatz in Richtung Nabe weitgehend aus. Nach Verlassen des Schaufelbereichs kehrt sich die Richtung des Stromlinienversatzes um, was den in Abschnitt 1.2.2 beschriebenen freien Wirbeln entspricht.

Wie im Stromlinienbild des Nabenschnittes zu erkennen ist, wirkt sich die saugseitige Strömung in Richtung des Gehäuses positiv auf die ablösungsgefährdete Zone an der saugseitigen Hinterkante aus. Dies heißt, dass die Vorwärtspfeilung imstande ist, den Nabenschnitt zusätzlich zu belasten, ohne die Ablösegefahr zu erhöhen – ein Effekt, welcher in weitere Folge wichtig sein wird.

Im Vergleich dazu zeigt die rückwärts gepfeilte Schaufel im Meridionalstromlinienbild einen noch ausgeprägteren Stromlinienversatz auf der Saugseite als die vorwärts gepfeilte Schaufel. Hier ist aufgrund des weniger ausgeprägten Belastungsgradienten über dem Radius (Abbildung 3.2) der pfeilungsbedingte Stromlinienversatz auch auf der Druckseite im Bereich von der Eintrittskante bis zur Mitte der Schaufel sichtbar. Genauso wie bei der vorwärts gepfeilten Schaufel Umkehrung des Stromlinienversatzes nach Verlassen des Schaufelbereichs sichtbar.

Bei der rückwärts gepfeilten Schaufel bewirkt die absteigende Strömung an der Saugseite eine verstärkte Ablösung im Austrittsbereich des Nabenschnittes, was in Übereinstimmung mit den Beobachtungen von Zierke et al. (1993) steht, welche eine ähnliche Ablösung an einem rückwärts gesicherten Ventilator nachgewiesen haben.

3.2 Kompensierte Schaufeln

Die Beobachtungen des vorigen Abschnittes waren der Anlass dafür, Schaufelsätze zu untersuchen, deren Profilform auf die Veränderung der Strömungsverhältnisse infolge der Pfeilung Rücksicht nimmt. Wie beobachtet wurde, können bei gepfeilten Schaufeln einzelne Profilschnitte nicht isoliert betrachtet werden. Es gilt vielmehr, dass die Strömung auf einem bestimmten Profilschnitt von der Geometrie des angrenzenden Bereichs der Schaufel beeinflusst wird.

Insbesondere bei einem kleinen Streckungsverhältnis, wie dem hier betrachteten von 0.56 im Mittelschnitt, kann sogar behauptet werden, dass sich die Profilschnitte über die gesamte Schaufelhöhe gegenseitig beeinflussen. Ein Kompensationsverfahren für die Profilgeometrie gepfeilter Schaufeln muss daher ein Verfahren sein, welches in der Lage ist, den Einfluss der jeweiligen Profilschnitte über die gesamte Schaufelhöhe in Betracht zu ziehen.

Ein Kompensationsverfahren, welches die lokale Belastungsänderung der Schaufel nach (Küchemann 1952) in die Auslegung gepfeilter Axialventilatoren einfließen lässt, wurde von Beiler (1996) für Axialventilatoren vorgestellt. Dieses Verfahren liefert jedoch unbefriedigende Ergebnisse bei der Erreichung des vorgeschriebenen Totaldruckverlaufs über dem Radius. Außerdem können bei diesem Verfahren nur die Effekte einer Kanalbegrenzung be-

rücksichtigt werden, was für kleine Streckungsverhältnisse inakzeptabel ist.

Aus diesen Gründen wurde in dieser Arbeit der Vorgangsweise von Smith und Yeh (1963) der Vorzug gegeben und die Erweiterung ihres Verfahrens auf zwei Kanalbegrenzungen nach Abschnitt 1.3.2 für die Kompensation der Pfeilungseffekte bei konstanter Pfeilung über dem Radius eingesetzt.

3.2.1 Schaufelgeometrie

Analog zur Vorgangsweise von Kuhn (2000) wurde die Schaufelgeometrie der kompensierten Schaufeln auf 7 Profilschnitten definiert, wobei der erste bzw. letzte Profilschnitt der Nabe bzw. dem Gehäuse entspricht. Auf den 5 Profilschnitten im Bereich von 5 bis 95% der Schaufelhöhe wird die Geometrie von Kuhn (2000) mit Hilfe des Verfahrens aus Abschnitt 1.3.3 modifiziert. Dabei wurden für alle Geometrieparameter die lokalen Werte für die jeweilige Schaufelhöhe verwendet.

Auf diesen 5 Schaufelhöhen wurden der Eintrittswinkel β_1 nach (1.29) bzw. der Austrittswinkel β_2 nach (1.30) modifiziert. Daraus wird zunächst der modifizierte Staffelungswinkel $\beta_s = (\beta_1 + \beta_2)/2$ und anschließend der modifizierte Auftriebsbeiwert c_{A0} aus dem Wölbungswinkel $\gamma = \beta_2 - \beta_1$ mittels (1.7) berechnet.

Da das verwendete Verfahren an den Kanalbegrenzungen ein singuläres Verhalten zeigt, wurden die so erhaltenen Größen c_{A0} und β_s über dem Radius mit einem Polynom 3. Ordnung nach der Methode der minimalen Fehlerquadrate angenähert. Die Auswertung dieses Polynoms auf allen 7 Radien, welche die Schaufel definieren, wurden dann zur Generierung der Geometrie herangezogen, wobei die Schaufellänge und die Dickenverteilung unverändert blieben.

Diese Kompensation wurde für die vorwärts gefeilte Schaufel **WVC45** durchgeführt und die so erhaltene Schaufel **WVSC45I** genannt, wobei der Buchstabe **S** in Anlehnung an Smith und Yeh (1963) gewählt wurde. Es wird sich in der Folge herausstellen, dass der erzielte Drall nach dem Laufrad dieser Schaufel (Abbildung 3.13) gut mit dem der ungefeilten Referenzschaufel übereinstimmt.

Es lag daher nahe, bei dieser Schaufel aufgrund des erzielten Dralls den Deviation-Winkel in einem zweiten Schritt so abzuändern, dass der Drall nach dem Laufrad mit dem der ungefeilten Referenzschaufel zur Deckung kam. Deshalb wurde das Suffix **I** verwendet, um anzudeuten, dass diese Schaufel die erste („initiale“) Modifikation der vorwärts gefeilten Schaufel darstellt, während die Schaufel mit der angepassten Hinterkante mit **WVSC45** bezeichnet wird.

Bei der rückwärts gefeilten Schaufel hat sich herausgestellt, dass die Schaufel bei einem Pfeilungswinkel von 45° derartig stark verwunden ist, dass es unmöglich war, ein Rechengitter mit positiven Zellvolumina zu generieren. Daher wurde ein Pfeilungswinkel von 40° gewählt und die kompensierte Schaufel demnach **WSRC40I** genannt. Aufgrund der ungünstigen Strömungsverhältnisse, welche sich bei dieser Schaufel ausbilden, müsste man die Schaufel zur Erreichung des vorgeschriebenen Dralls noch weiter verwinden, was wieder eine erfolgreiche Gittergenerierung verhindert. Deshalb wurde diese Schaufel in ihrer „rohen“ Form zum Vergleich herangezogen.

Die Abbildungen 3.7 bzw. 3.8 zeigen die so berechneten Schaufelparameter β_s bzw. c_{A0}

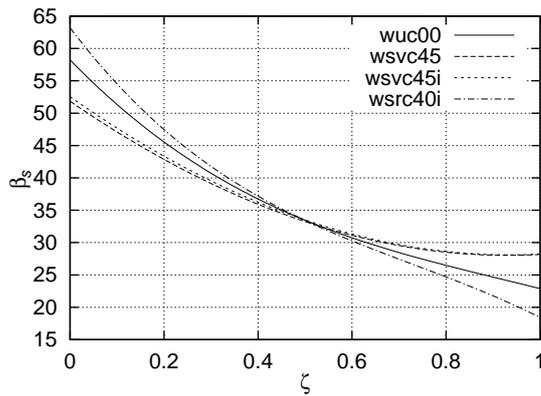


Abbildung 3.7: Vergleich des Staffelungswinkels β_s mit der Originalauslegung.

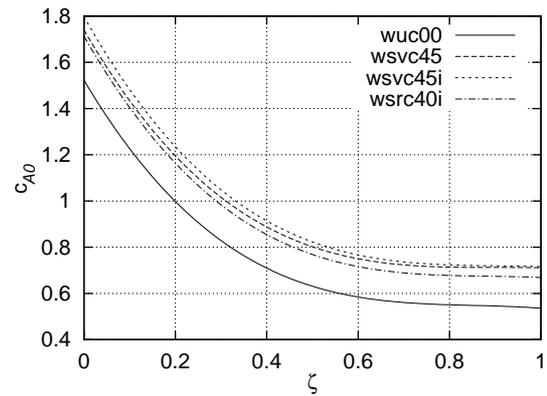


Abbildung 3.8: Vergleich des Auftriebswertes c_{A0} mit der Originalauslegung.

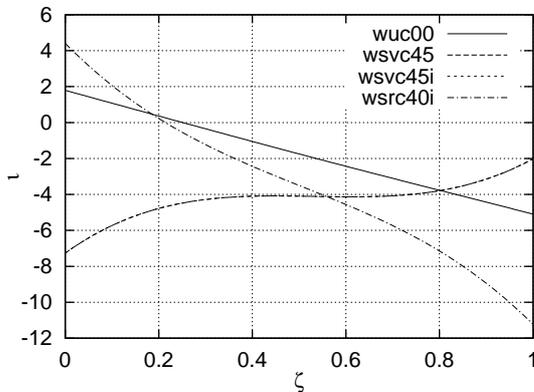


Abbildung 3.9: Vergleich der Incidence-Winkel τ mit der Originalauslegung.

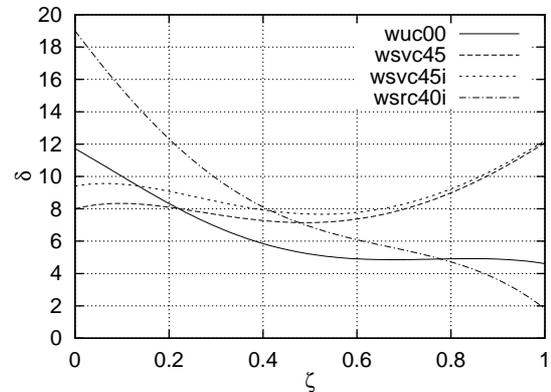


Abbildung 3.10: Vergleich der Deviation-Winkel δ mit der Originalauslegung.

aufgetragen über der relativen Schaufelhöhe ζ für diese drei kompensierten Schaufeln im Vergleich mit der ungepfeilten Referenzschaufel. Dabei fällt auf, dass sowohl die rückwärts als auch die vorwärts gepfeilten Schaufeln stärker gekrümmt sind, um den Auftriebsverlust auszugleichen.

Die Verwindung der rückwärts gepfeilten Schaufel ist gegenüber der ungepfeilten Referenzschaufel deutlich erhöht, was sich in einem steileren Gradienten des Staffelungswinkels in Abbildung 3.7 äußert. Die kompensierten vorwärts gepfeilten Schaufeln sind dagegen weniger verwunden als die unkompensierten Referenzschaufeln.

In den Abbildungen 3.9 und 3.10 sind die Incidence- bzw. Deviation-Winkel der kompensierten Schaufeln mit denen der ungepfeilten Referenzschaufel verglichen. Auch in diesen Bildern zeigt sich, dass die Vorwärtspfeilung zu einer gleichmäßigeren Verteilung dieses Parameters über die Schaufelhöhe beiträgt, während die Rückwärtspfeilung durchwegs zu einer stärkeren Veränderung der Schaufelparameter über dem Radius führt.

Zur Generierung der dreidimensionalen Schaufelsätze wurden, wie in (Kuhn 2000) beschrieben, die Nabenprofile um den halben Betrag der relativen Verschiebung des Gehäuseprofils in axialer Richtung verschoben, damit die axiale Position des Schwerpunktes der Schaufeln wieder annähernd in der Mitte der Befestigungseinrichtung zu liegen kommt. Die

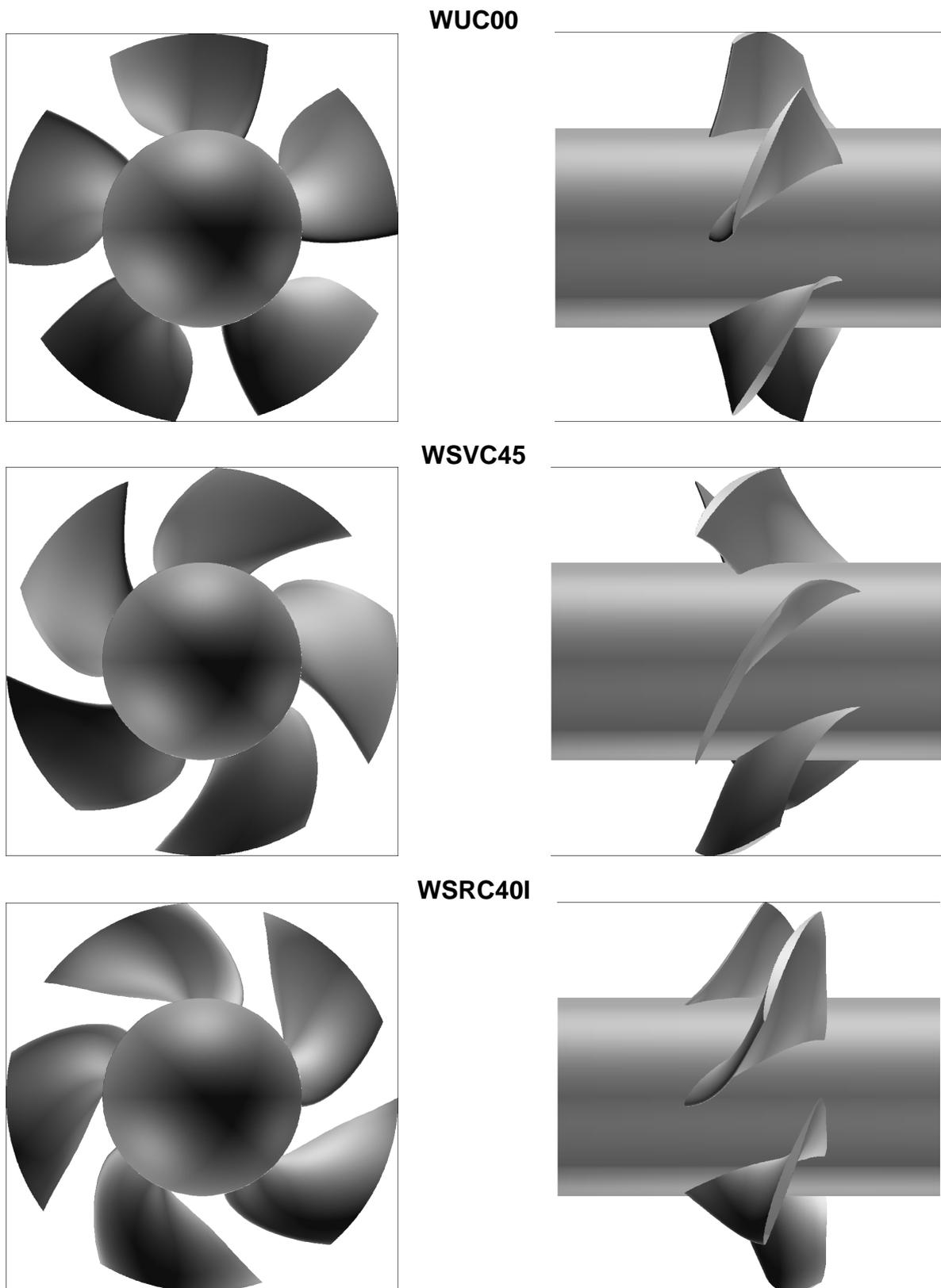


Abbildung 3.11: Dreidimensionale Ansichten der modifizierten Schaufeln.

so erhaltenen Daten haben Eingang in die Darstellungen von Abbildung 3.11 gefunden, wo man die Effekte der beschriebenen Veränderungen gut studieren kann. Insbesondere sei auf den flachen Winkel, welchen die Hinterkante der rückwärts gepfeilten Schaufel mit der Nabe in Umfangsrichtung einschließt, verwiesen, welcher zu den beschriebenen Problemen bei der Gittergenerierung geführt hat.

3.2.2 Simulierte Kenndaten

Die Simulation der kompensierten Schaufeln wurde mit einem O-Netz, wie es in Abschnitt 2.2.1 beschrieben wurde, durchgeführt. Dazu wurde zuerst die ungepfeilte Referenzschaufel mit dieser Gittertopologie simuliert und verifiziert, dass dabei im Vergleich zum früher verwendeten C-Netz keine nennenswerten Unterschiede in den errechneten Kenndaten bestehen.

Um die Rechenzeit dieser und der folgenden Simulationen zu verkürzen, wurde auch auf die simultane Berechnung der Zulaufströmung verzichtet und stattdessen das Strömungsprofil der Berechnung der ungepfeilten Referenzschaufel am Übergang zum Laufschaufelgitter als Randbedingung vorgegeben. Bei der Berechnung der Förderhöhe, des NPSH-Wertes und des Wirkungsgrades ist jedoch der Verlust der Zulaufströmung mit einbezogen worden, um einen Vergleich mit den Rechnungen der unkompensierten Schaufeln zu ermöglichen.

Schaufel		WUC00	WSVC45I	WSVC45	WSRC40I
Förderhöhe	H [m]	4.10	4.22	4.10	3.92
Wirkungsgrad	η [%]	92.15	92.03	92.10	91.66
Kavitationsbeiwert	NPSH [m]	5.75	6.20	6.03	6.72

Tabelle 3.2: Kenndaten der CFD-Berechnungen für die kompensierten Schaufelsätze im Auslegungspunkt.

Der Vergleich der errechneten Kenndaten in Tabelle 3.2 zeigt, dass das angewendete Verfahren den Auftriebsverlust bis auf 3% kompensieren konnte und die Modifikation der Austrittskante bei der Schaufel **WSVC45** die Förderhöhe mit der Originalauslegung in Übereinstimmung brachte.

Die NPSH-Werte der gepfeilten Schaufeln bewegen sich wieder im Bereich der Werte für die ungepfeilte Schaufel, was auf eine deutliche Verbesserung der Anströmung der Eintrittskante schließen lässt.

Die Wirkungsgrade der vorwärts gepfeilten Schaufeln sind nun annähernd gleich dem Wirkungsgrad der ungepfeilten Referenzschaufel, wohingegen die rückwärts gepfeilte Schaufel an Wirkungsgrad verloren hat, was in der Folge den ungünstigen Strömungsverhältnissen dieser Schaufel zugeordnet werden kann.

3.2.3 Schaufeldruckverteilung — Kavitation

Wie bei der Betrachtung der unkompensierten Schaufeln in Abschnitt 3.1 erschließt sich die Wirkungsweise der kompensierten Schaufeln zunächst über die Schaufeldruckverteilungen

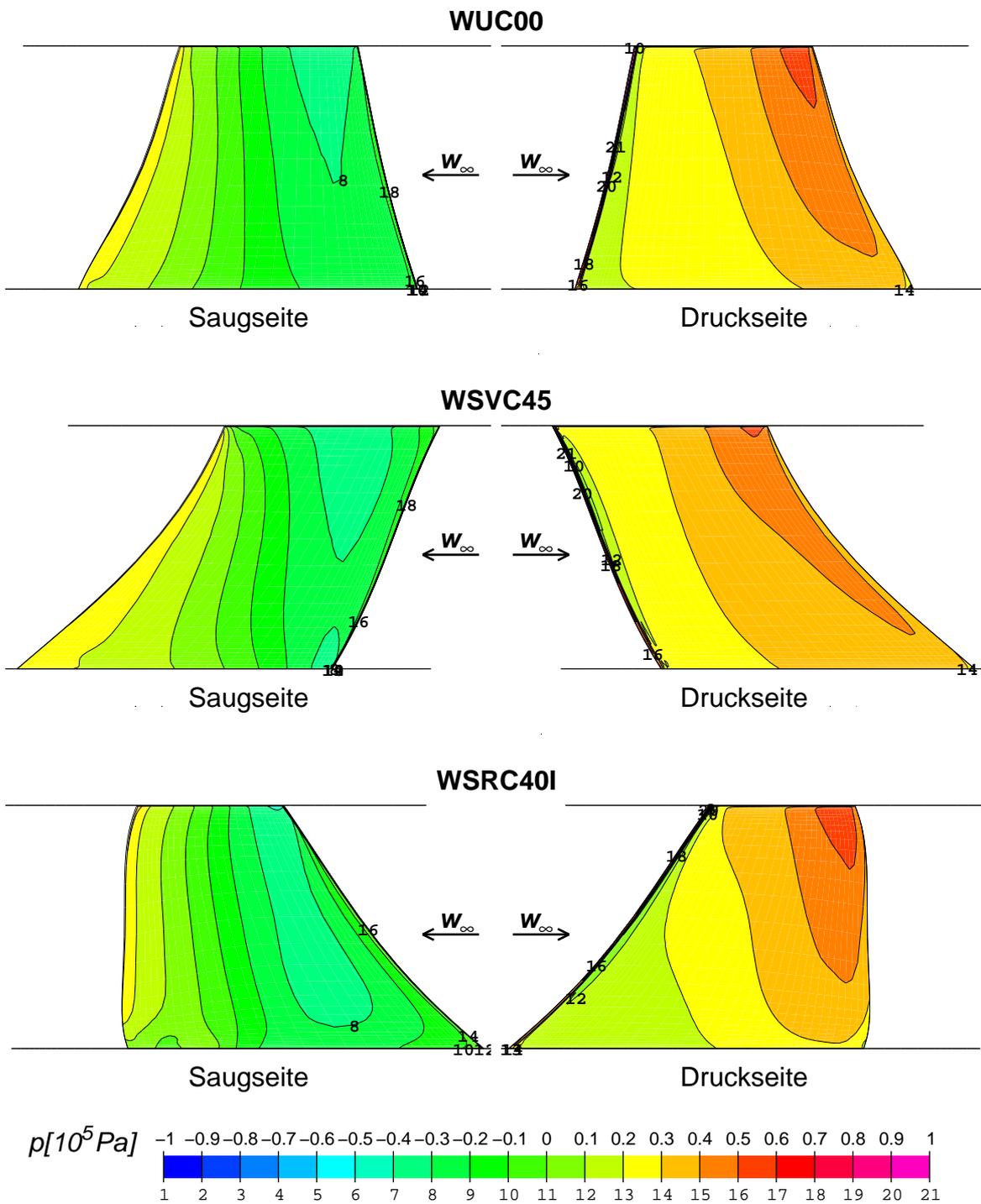


Abbildung 3.12: Vergleich der Druckverteilungen auf Saug- und Druckseite.

in Abbildung 3.12, wo wieder zum Vergleich die ungepfeilte Referenzschaufel gegenübergestellt wurde.

Bei der vorwärts gepfeilten Schaufel zeigt sich auf der Druckseite eine sehr ausgeglichene Druckverteilung, die jener der ungepfeilten Referenzschaufel gleicht. Auch auf der Saugseite zeigt sich, dass die charakteristischen Effekte der unkompenzierten Schaufel weitgehend ausgeglichen wurden. Eine Wanderung des Druckpunktes ist nur mehr auf den äußersten und innersten 5% der Schaufelhöhe zu beobachten. Der Punkt minimalen Drucks auf der Saugseite ist jedoch weiterhin im Außenschnitt in Richtung der Hinterkante bzw. im Innenschnitt in Richtung der Vorderkante gegenüber der ungepfeilten Referenzschaufel verschoben.

Ein interessanter Aspekt der saugseitigen Druckverteilung ist, dass der minimale Druck über der gesamten Schaufelhöhe annähernd gleich groß ist. Lediglich die große Krümmung der Schaufel, welche für die Kompensation des Pfeilungswinkels von 45° nötig ist, verhindert, dass diese Schaufel die ungepfeilte Referenzschaufel hinsichtlich des Kavitationsverhaltens übertrifft.

Bei der rückwärts gepfeilten Schaufel beeinflusst die Kompensation der Profilgeometrien die Schaufeldruckverteilung nicht so eindrucksvoll wie bei der vorwärts gepfeilten Schaufel. Die gravierendsten Unterdruckgebiete auf der Saugseite sind im wesentlichen kompensiert worden, jedoch ist die Schaufel im Hinterkantenbereich des Nabenprofils überlastet, was an der vorübergehenden Druckabsenkung in diesem Bereich ersichtlich ist und in der Folge am Strömungsbild erkennbar sein wird.

3.2.4 Belastungsverteilung

Der Vergleich der erzielten dimensionslosen Totaldruckerhöhung ψ_{loc} nach dem Laufrad in Abbildung 3.13 zeigt, dass die rückwärts gepfeilte Schaufel im Nabenbereich nicht an die vorgeschriebene Totaldruckverteilung heranreicht.

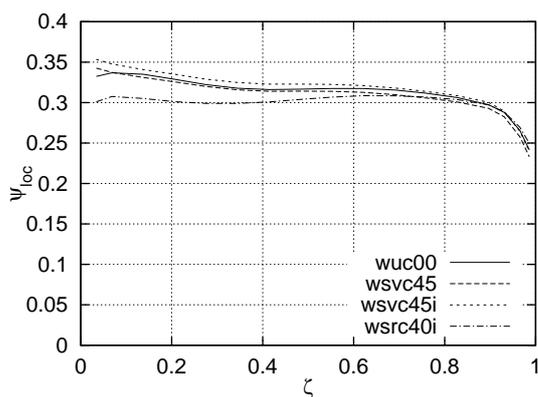


Abbildung 3.13: Vergleich der Totaldruckerhöhungen nach dem Laufrad.

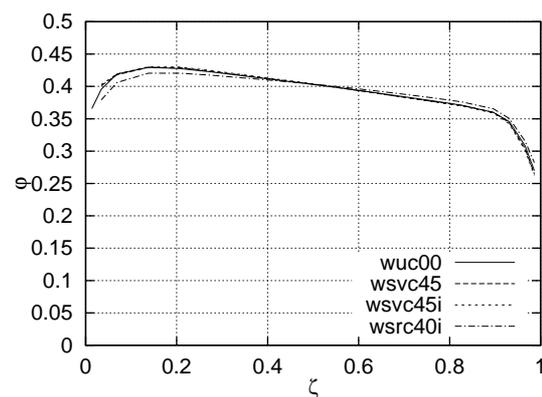


Abbildung 3.14: Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten nach dem Laufrad.

Die vorwärts gepfeilte Schaufel **WSVC45I**, welche direkt mit dem Verfahren nach Abschnitt 1.3.3 ausgelegt wurde, erzielte bis auf 3% die gleiche Totaldruckerhöhung wie die ungepfeilte Referenzschaufel. Dies führte, wie vorher beschrieben, zu einer geringfügigen

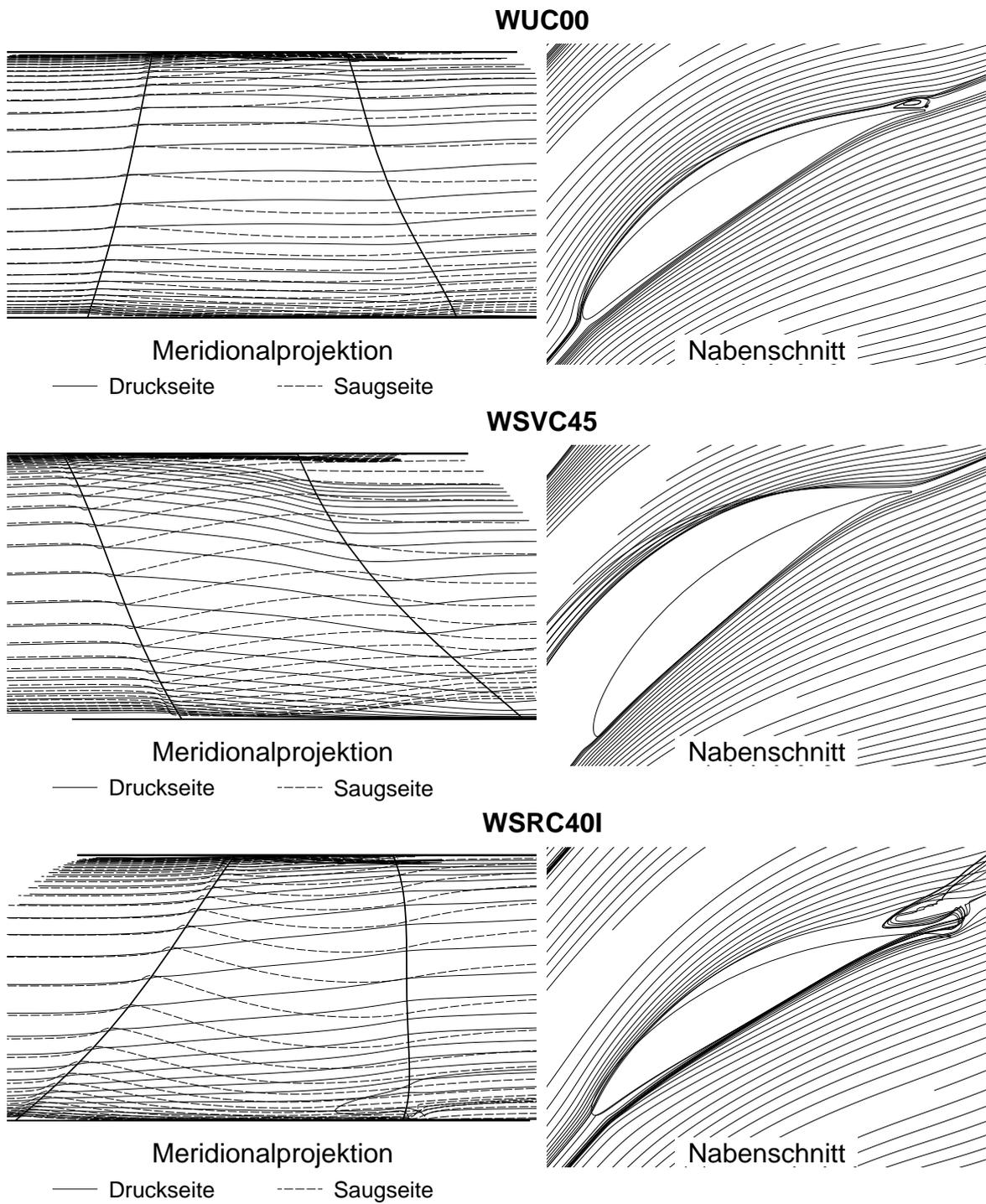


Abbildung 3.15: Vergleich wandnaher Stromlinien auf Saug- und Druckseite.

Modifikation der Austrittswinkel zur Generierung der Schaufel **WSVC45**, welche die Totaldruckerhöhung der ungefeilten Schaufel identisch erreicht.

Im Vergleich der dimensionslosen Meridionalgeschwindigkeiten ϕ in Abbildung 3.14 zeigt sich, dass die Meridionalgeschwindigkeitsverteilung direkt mit der Belastungsverteilung über dem Radius zusammenhängt, weil nach der Kompensation die Meridionalgeschwindigkeitsverteilung wieder jener der ungefeilten Referenzschaufel entspricht.

Dies deckt sich auch mit den Erfahrungen der Auslegung von Axialmaschinen mit einer nicht-konstanten Drallverteilung über dem Radius, bei welcher die Meridionalgeschwindigkeitsverteilung a priori aufgrund des radialen Gleichgewichts abgeschätzt wird (Wallis 1983; Lakshminarayana 1996; Beiler 1996).

3.2.5 Dreidimensionale Strömung

Weitere Details über die Entwicklung der Strömung bei den kompensierten gefeilten Schaufeln bietet die Abbildung 3.15, in der, wie im Abschnitt 3.1.3 beschrieben, die Meridionalstromlinienbilder und Stromlinienbilder im Nabenschnitt der kompensierten Schaufeln im Vergleich mit denen der ungefeilten Referenzschaufel dargestellt sind.

Bei der vorwärts gefeilten Schaufel bildet sich aufgrund der Kompensation der Pfeilungseffekte ein Stromlinienversatz aus, der beinahe symmetrisch auf Saug- und Druckseite ausgebildet ist. Im Gegensatz zur unkompensierten Schaufel, wo der Belastungsgradient über dem Radius eine absteigende Strömung an der Druckseite verhindert hat, bildet sich diese bei der kompensierten Schaufel sehr wohl aus.

Aufgrund der Kompensation hat sich auch die freie Wirbelbildung nach der Schaufel nach Abschnitt 1.2.2 vermindert. Der Umstand, dass die freien Wirbel nicht zur Gänze reduziert wurden, zeigt, dass es sich bei dieser Schaufel um keine ideal kompensierte Schaufel handelt, welche nach Smith und Yeh (1963) an den Kanalbegrenzungen einen Staffelungswinkel von $\beta_s = 90^\circ$ aufweisen würde.

Im Nabenschnitt kann als Auswirkung des Stromlinienversatzes ein Abschwimmen der Strömung von der Druckseite in Richtung der Nabe beobachtet werden, wohingegen auf der Saugseite ein Aufsteigen der Nabenstromlinien beobachtet wird. Hierbei überkreuzen sich die von der Hinterkante gestarteten Stromlinien in der Kanalmitte, weil teilweise auch Fluid von etwas höher liegenden Schichten angesaugt wird, welches eine schnellere Relativgeschwindigkeit aufweist. Wie auch bei der unkompensierten Schaufel bewirkt dieser Effekt, dass die Strömung im Hinterkantenbereich des Nabenschnittes trotz erhöhter Schaufelkrümmung nicht ablöst.

Bei der rückwärts gefeilten Schaufel hat sich der Belastungsgradient in Abbildung 3.13 nicht völlig kompensieren lassen, weshalb bei dieser Schaufel der Stromlinienversatz an der Saugseite in Richtung des Nabenschnittes wieder ausgeprägter ist als die aufsteigende Strömung an der Druckseite.

Das Abschwimmen des Fluids von der Saugseite in Richtung der Nabe ist bei der kompensierten Schaufel noch ausgeprägter als bei unkompensierten Schaufel, weshalb auch die Ablösezone im Hinterkantenbereich des Nabenschnittes, wie sie auch von Zierke et al. (1993) beschrieben wurde, deutlicher ausgebildet ist. Diese Ablösezone konnte schon bei der Schaufeldruckverteilung in Abbildung 3.12 beobachtet werden und ist der Grund dafür, dass ne-

ben den beschriebenen Problemen bei der Gittergenerierung eine weitere Vergrößerung des Deviation-Winkels δ in diesem Bereich keine Verbesserung der Belastungsverteilung über dem Radius erwarten lässt.

3.3 Studie vorwärts gepfeilter Schaufeln

Die Ergebnisse des vorigen Abschnittes bieten Anlass zur Untersuchung kompensierter vorwärts gepfeilter Schaufeln mit unterschiedlichen Pfeilungswinkeln, um den Bereich praktisch einsetzbarer Pfeilungswinkel einzugrenzen. Zu diesem Zwecke werden in diesem Abschnitt drei Schaufeln mit konstanten Pfeilungswinkeln von -10° , -20° und -30° über dem Radius verglichen.

Aus dieser Studie soll ermittelt werden, bei welchem Pfeilungswinkel das beste Kavitationsverhalten oder der beste Wirkungsgrad zu erwarten ist, um Anhaltswerte für sinnvolle Einschränkungen des Pfeilungswinkels bei den nachfolgenden Optimierungen zu erhalten.

3.3.1 Schaufelgeometrie

Die Geometrie der drei betrachteten Schaufeln **WSVC10**, **WSVC20** und **WSVC30** wurde analog zur Vorgangsweise bei der Schaufel **WSVC45** gewonnen. Zunächst wurde die ungepfeilte Referenzschaufel **WUC00** mit dem Verfahren aus Abschnitt 1.3.3 kompensiert und anschließend die verbleibenden geringfügigen Unterschiede in der Totaldruckerhöhung nach dem Laufrad durch Justierung der Austrittswinkel kompensiert.

Zur Verifikation wurden in den Abbildungen 3.16 und 3.17 die Verteilungen der dimensionslosen Totaldruckerhöhungen ψ_{loc} und der dimensionslosen Meridionalgeschwindigkeit φ nach dem Laufrad für die so kompensierten Schaufeln aufgetragen, welche kaum von den Verteilungen der ungepfeilten Referenzschaufel abweichen.

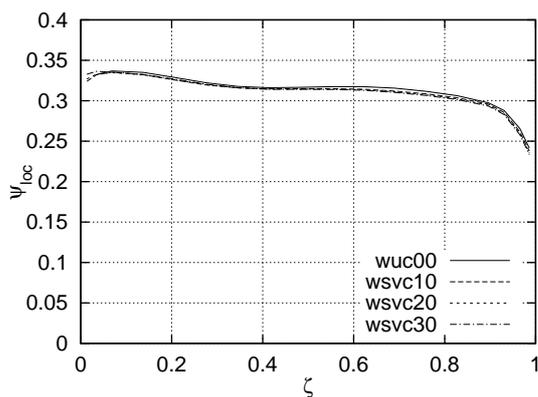


Abbildung 3.16: Vergleich der Totaldruckerhöhungen nach dem Laufrad.

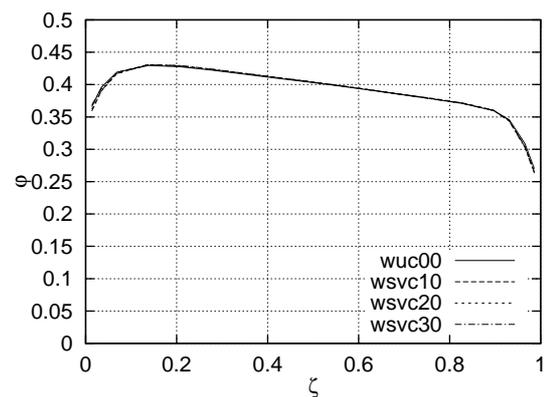
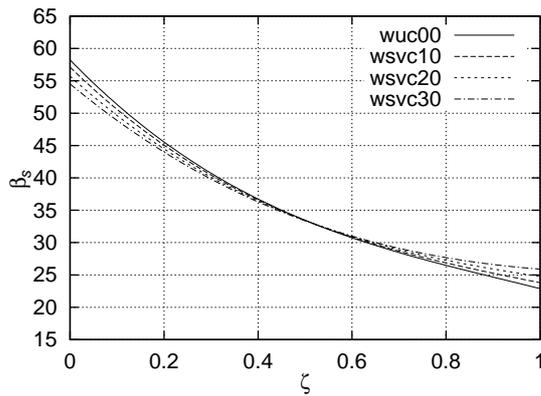
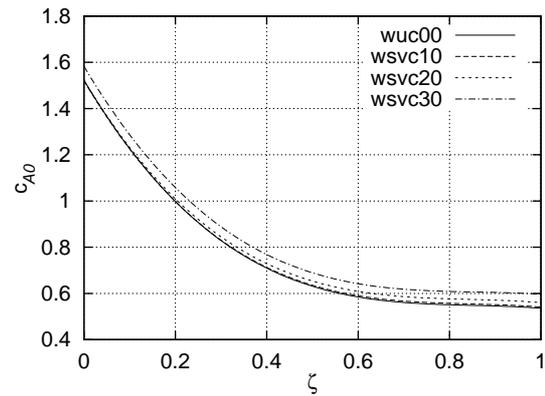
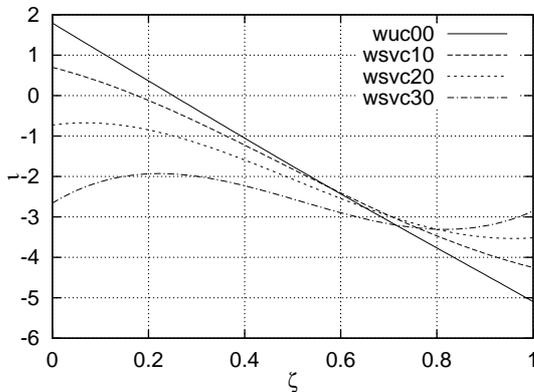
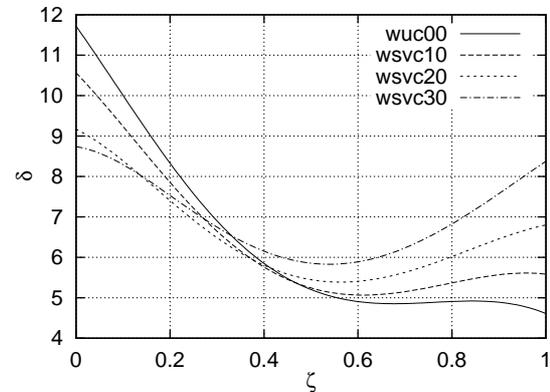


Abbildung 3.17: Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten nach dem Laufrad.

Die Abbildung 3.18 zeigt den Verlauf des Staffelungswinkels β_s über dem Radius für die drei betrachteten, vorwärts gepfeilten Schaufeln, welche sich analog zum Verlauf der


 Abbildung 3.18: Vergleich des Staffelungswinkels β_s mit der Originalauslegung.

 Abbildung 3.19: Vergleich des Auftriebsbeiwertes c_{A0} mit der Originalauslegung.

 Abbildung 3.20: Vergleich der Incidence-Winkel τ mit der Originalauslegung.

 Abbildung 3.21: Vergleich der Deviation-Winkel δ mit der Originalauslegung.

kompensierten Schaufel **WSVC45** in Abbildung 3.7 entwickeln. Der Verlauf des Schaufelkrümmungsparameters c_{A0} in Abbildung 3.19 zeigt, dass bei Pfeilungswinkeln über 20° die Schaufel deutlich stärker gekrümmt werden muss als es in der Originalauslegung vorgesehen ist.

Ergänzend wurden in den Abbildungen 3.20 und 3.21 die Verläufe Incidence- und Deviation-Winkel für die drei betrachteten Schaufeln zur Verfügung gestellt, woraus ersichtlich ist, dass zur Reduktion der großen Deviation-Winkel der Originalauslegung im Nabenbereich ein Pfeilungswinkel von 20° ausreichend ist. Ein Pfeilungswinkel von 30° hat jedoch im Gehäusebereich schon Deviation-Winkel über 8° zur Folge.

3.3.2 Simulierte Kenndaten

Zur Beurteilung des Einflusses des Pfeilungswinkels auf den Wirkungsgrad und das Kavitationsverhalten wurden in den Abbildungen 3.22 und 3.23 der Wirkungsgrad bzw. der NPSH-Wert in Abhängigkeit des Pfeilungswinkel λ aufgetragen, wobei die Schaufel **WSVC45** in der Darstellung ergänzend hinzugefügt wurde.

Die Wirkungsgrade sind von der Pfeilung nur geringfügig beeinflusst, es scheint sich

ein Pfeilungswinkel im Bereich zwischen -30 und -20° als günstig zu erweisen. Deutlicher ist das Minimum des NPSH-Wertes bei einem Pfeilungswinkel von $\lambda = -20^\circ$ ausgeprägt, wobei die Verbesserung des NPSH-Wertes 2.5% der Förderhöhe beträgt.

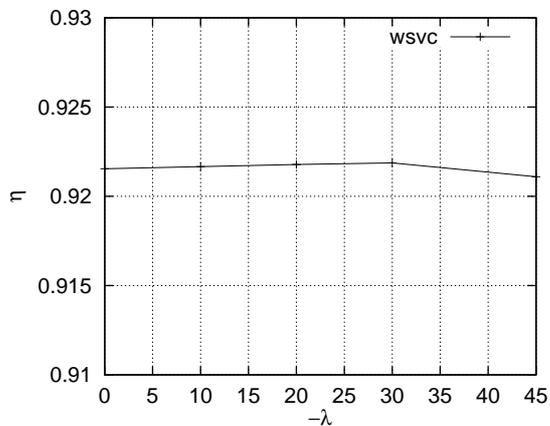


Abbildung 3.22: Vergleich des Wirkungsgrade bei verschiedenen Pfeilungswinkeln.

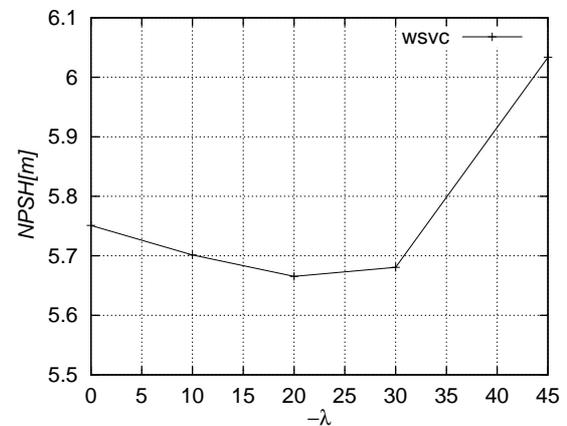


Abbildung 3.23: Vergleich des NPSH-Werte bei verschiedenen Pfeilungswinkeln.

3.3.3 Schaufeldruckverteilung — Kavitation

Zur Erklärung der erzielten Kavitationseigenschaften wurden in Abbildung 3.24 die saug- und druckseitigen Schaufeldruckverteilungen der drei studierten vorwärts gepfeilten Schaufel zusammengestellt. In dieser Darstellung werden die Formen der Eintrittskanten im Meridionalschnitt sichtbar, woraus ersichtlich ist, dass ein Pfeilungswinkel von 20° bei den betrachteten Schaufeln eine Eintrittskante zur Folge hat, welche im Meridionalschnitt annähernd senkrecht auf die Maschinenachse trifft.

Diese Form der Eintrittskante hat offenbar einen günstigen Einfluss auf das Kavitationsverhalten der 20° gepfeilten Schaufel, wohingegen bei einem Pfeilungswinkel von 10° dieser Effekt noch kaum zutage tritt.

Bei der Schaufel **WSVC30** trifft die Eintrittskante im Meridionalschnitt infolge der Kompensation der Schaufelgeometrie nicht mehr senkrecht auf die Nabe bzw. das Gehäuse. Zusammen mit der erhöhten Schaufelkrümmung bei diesem Pfeilungswinkel ergibt sich daraus die besprochene Erhöhung des NPSH-Wertes, was sich in Abbildung 3.24 durch die Verbreiterung der Unterdruckgebiete bemerkbar macht.

3.3.4 Dreidimensionale Strömung

Die Ausbildung der in Abschnitt 3.2.5 für die Schaufel **WSVC45** besprochenen Effekte der Vorwärtspfeilung auf das Stromlinienbild mit zunehmendem Pfeilungswinkel können in Abbildung 3.25 studiert werden.

Durch die Kompensation der Profilgeometrie kommt es zu einem symmetrischen Stromlinienversatz zwischen saug- und druckseitigen Stromlinien im Meridionalschnitt, welcher je

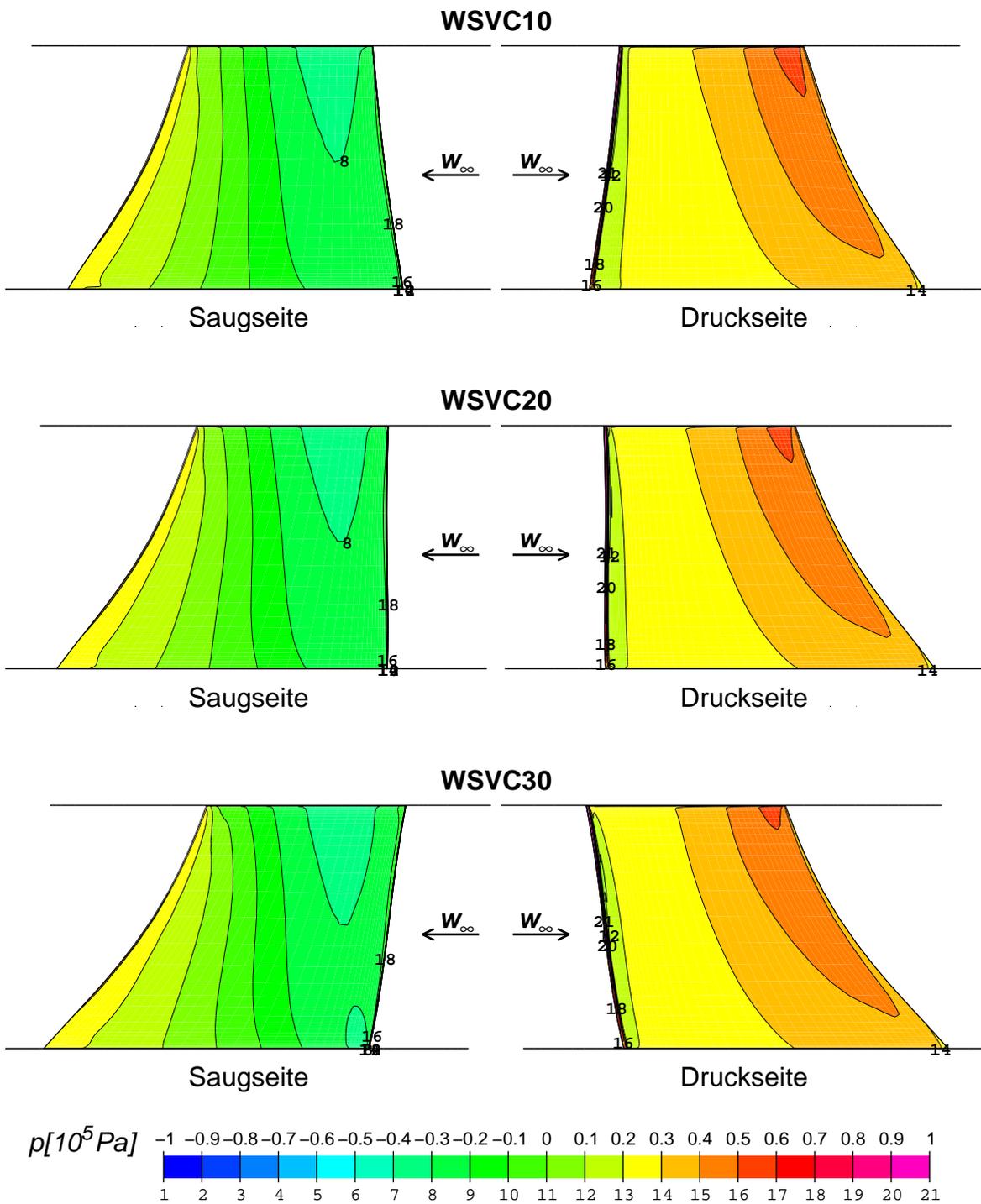


Abbildung 3.24: Vergleich der Druckverteilungen auf Saug- und Druckseite.

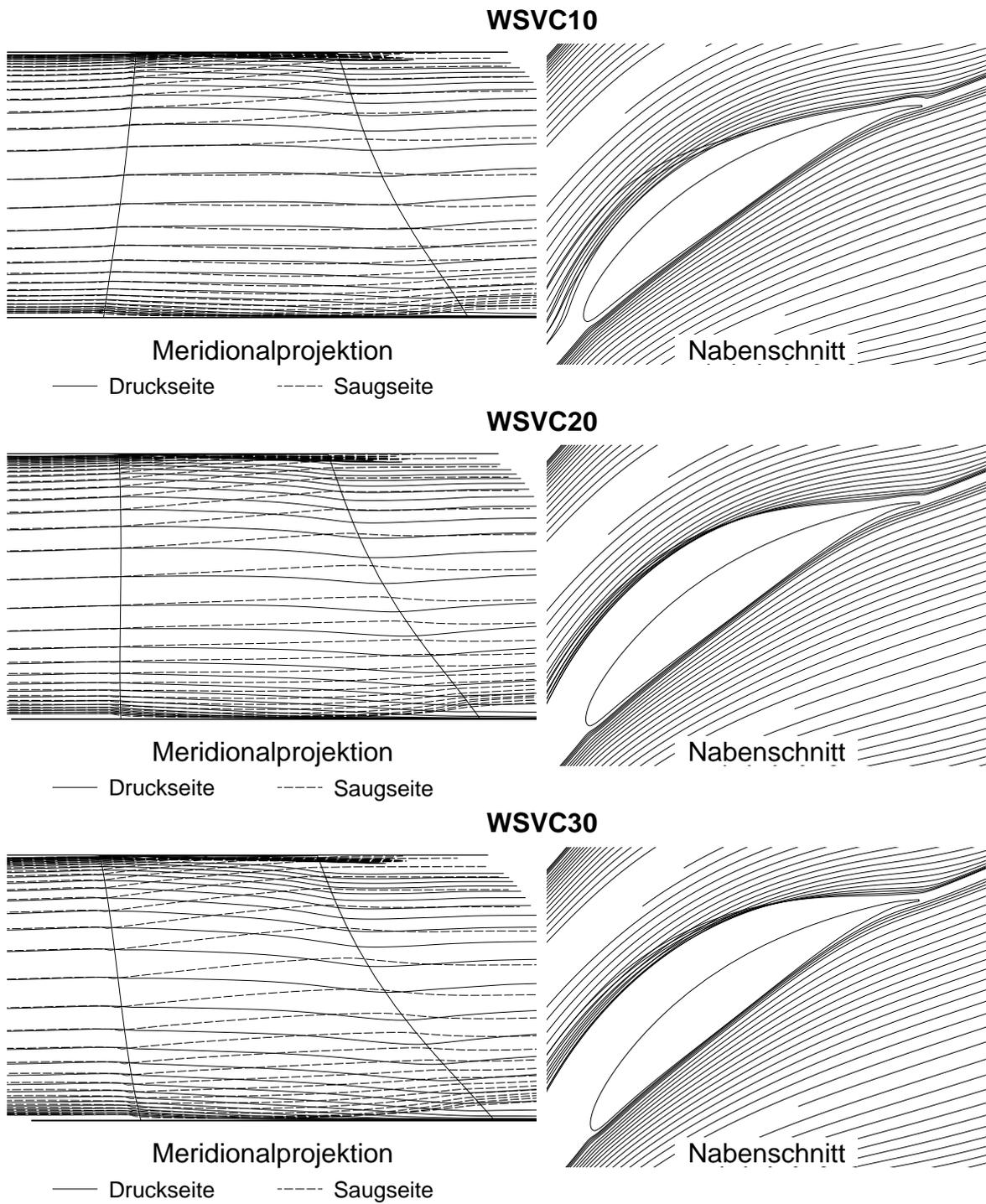


Abbildung 3.25: Vergleich wandnaher Stromlinien auf Saug- und Druckseite.

nach Pfeilungswinkel unterschiedlich stark ausgeprägt ist. Mit zunehmendem Pfeilungswinkel nimmt auch der Transport von Fluid im Nabenschnitt von der Druck- zur Saugweite zu, welcher die Ablösegefahr im saugseitigen Bereich der Hinterkante stabilisiert.

3.4 Schlussfolgerungen

Der Vergleich 45° vorwärts bzw. rückwärts gepfeilter Schaukeln mit der ungepfeilten Referenzschaufel zeigt, dass bei unkompensierter Schaukelgeometrie der Förderhöhenabfall bei Vorwärtspfeilung deutlicher ausfällt als bei Rückwärtspfeilung. Der Vergleich der Strömungsbilder der unkompensierten Schaukeln zeigt, dass die vorwärts gepfeilte Schaukel Vorteile im ablösegefährdeten Bereich des Nabenschnitts nahe der Austrittskante bringt. Auch die Verringerung des Spaltwirbels und das günstige Teillastverhalten, welches von Kuhn (2000) beschrieben wird, weisen auf günstige Eigenschaften der Vorwärtspfeilung hin.

Die Kompensation der gepfeilten Schaukeln nach dem im Abschnitt 1.3.3 beschriebenen Verfahren ist in der Lage die strömungstechnisch günstigere vorwärts gepfeilte Schaukel so zu kompensieren, dass die Totaldruckverteilung über dem Radius annähernd die der ungepfeilten Referenzschaufel erreicht. Eine geringfügige Modifikation der Austrittswinkel erlaubt die Erreichung eines mit der Referenzschaufel identischen Förderhöhenaufbaus über dem Radius.

Die Kompensation der rückwärts gepfeilten Schaukel erweist sich als schwierig durchzuführen, weil durch die Kompensation die Schaukel so stark verwunden wird, dass einerseits die saugseitige Ablösung im Bereich der Hinterkante an der Nabe verstärkt wird und andererseits die Gittergenerierung der CFD so erschwert wird, dass nur mehr ein Pfeilungswinkel von 40° realisiert werden kann.

Die Anpassung der Schaukelgeometrie an die Pfeilung bewirkt, dass der charakteristische Stromlinienversatz infolge der Pfeilung sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite auftritt und die Beeinflussung der ablösegefährdeten Zonen noch deutlicher ausgeprägt wird. So kann bei der kompensierten rückwärts gepfeilten Schaukel die Ablösezone auch an der saugseitigen Schaukeldruckverteilung erkannt werden.

Die kompensierte vorwärts gepfeilte Schaukel zeigt trotz der erhöhten Schaukelkrümmung strömungstechnisch günstige Eigenschaften, wobei das Druckminimum auf der Saugseite über der ganzen Schaukelhöhe gleichmäßiger als bei der ungepfeilten Referenzschaufel ausgeprägt ist.

Durch dieses Ergebnis wurde eine Studie angeregt, bei der mehrere kompensierte vorwärts gepfeilte Schaukeln mit verschiedenen konstanten Pfeilungswinkeln über dem Radius untersucht wurden. Dabei zeigt sich, dass ein Pfeilungswinkel von 20° günstige Eigenschaften auf das Kavitationsverhalten hat. Bei einem Pfeilungswinkel von 30° sind die Effekte der Kompensation der Schaukelgeometrie dafür verantwortlich, dass das Kavitationsverhalten nicht weiter verbessert wird.

Diese Beobachtungen eröffnen die Frage nach der bestmöglichen Auslegung gepfeilter Schaukeln. Es gilt sowohl die Frage des optimalen Pfeilungsverlaufs über dem Radius als auch der optimalen Profilgeometrie zu klären. Möglicherweise können vorwärts gepfeilte Schaukeln mit nur teilweise kompensierter Geometrie, welche eine geringere Profilwölbung

als die hier betrachteten Schaufeln aufweisen, die Erwartungen in ein weiter verbessertes Kavitationsverhalten erfüllen. Auch ist es denkbar, dass aufgrund der günstigeren Grenzschichtentwicklung vorwärts gepfeilter Schaufeln auch der Wirkungsgrad positiv beeinflusst werden kann.

Kapitel 4

Evolutionäre Algorithmen zur Optimierung gepfeilter Schaufeln

Nachdem in den vorigen Kapiteln eine Einführung in die Auslegungsproblematik gepfeilter Schaufeln gegeben wurde, steht in diesem Kapitel der Entwurf eines Optimierungsverfahrens zur Bearbeitung der aufgeworfenen Fragen im Mittelpunkt. Da die beiden Hauptziele der Optimierung von Pumpenlaufrädern, die Erhöhung des Wirkungsgrads und die Senkung des NPSH-Wertes, nicht mit einer einzigen optimalen Geometrie erreicht werden können, sollte das vorgeschlagene Verfahren mehrere Geometrien, welche unterschiedlichen Bewertungen der beiden Ziele entsprechen, zum Ergebnis haben.

Die resultierenden Schaufeln sollen dennoch „Pareto-optimal“ sein, das heißt, es sollten keine weitere Geometrien zu finden sein, welche die resultierenden Schaufeln in Wirkungsgrad *und* Kavitationsverhalten übertrifft. Dieses Auffinden aller Pareto-optimalen Punkte in einem Suchraum ist in der Literatur als Mehrzieloptimierung oder „Pareto-Optimierung“ bekannt (Steuer 1986; Goldberg und Richardson 1987).

Neben der Entwicklung eines Mehrziel-Optimierungsverfahrens auf Basis der Evolutionsstrategien von Rechenberg (1994) und der Anwendung dieses Optimierungsverfahrens auf Testprobleme steht in diesem Kapitel auch die wichtige Frage der problemorientierten Parametrisierung gepfeilter Pumpenschaufeln im Mittelpunkt. Denn, wie in der Literatur vielfach bemerkt wurde (Poloni und Pediroda 1997; Obayashi 1997; Aschenbrenner 1998; Lutz und Wagner 1998; Trigg et al. 1999; Pierret und Van den Braembussche 1999; Müller et al. 2000), ist der Schlüssel zu einer erfolgreichen Anwendung von Optimierungsalgorithmen auf praktische Probleme die Festlegung der Parametrisierung und der Einschränkungen im Parameterraum.

Abschließend wird die Anwendung des vorgestellten Optimierungsverfahrens auf das Auslegungproblem gepfeilter Schaufeln vorgestellt, wobei zur Einordnung der Ergebnisse zwei Optimierungen durchgeführt werden. Die erste Optimierung behandelt die Auslegung ungepfeilter Schaufeln und dient dem Vergleich mit den Ergebnissen des zweiten Optimierungslaufes, welcher die Pfeilung als zusätzliche Freiheit einführt.

4.1 Optimierung hydraulischer Maschinen

Die Optimierung von hydraulischen Maschinen ist so alt wie die Geschichte der Maschinen selbst. So seien hier die Bemühungen von Kaplan (1908, 1931) zur Konstruktion der Schaufelgeometrie und zur Erhöhung der spezifischen Drehzahl von Turbinen bei niedrigen Förderhöhen erwähnt. Die ersten systematischen Optimierungen von Tragflügelgeometrien wurden von Prandtl et al. (1925) durchgeführt, dessen Ergebnisse noch heute in den Bau von Turbomaschinen und Flugzeugen Eingang finden.

Die Geschichte seit diesen Anfängen ist geprägt durch die Evolution von einer bestehenden Bauform zur nächsten, wobei mit jeder Generation weitere Details verbessert wurden. Diese Methode hat enorme Erfolge aufzuweisen, so erreichen moderne Francis-Turbinen Wirkungsgrade von bis zu 96%, und auch bei Pumpen scheint man heutzutage über den gesamten Bereich spezifischer Drehzahlen die maximal erreichbaren Wirkungsgrade ausmachen zu können.

Die Entwicklung der Navier-Stokes Berechnungen hat zweifelsohne zum letzten Anstieg der Wirkungsgrade beigetragen und in neuerer Zeit finden immer häufiger inverse Auslegungsverfahren für Radialmaschinen oder Optimierungsverfahren für die Auslegung von Profilformen und Axialmaschinen Anwendung.

4.1.1 Inverse Verfahren

Radialmaschinen zeichnen sich durch ein großes Längen/Teilungsverhältnis aus, weshalb durch Umfangsmittelung der Strömungsgrößen eine gute Näherung an das Stromfeld im Schaufelkanal gewonnen werden kann. Daher ist es bei solchen Maschinen möglich, in erster Näherung die Schaufelkrümmung dem lokalen Druckunterschied zwischen Saug- und Druckseite zuzuordnen.

Auf diesem Prinzip basiert z.B. das Rechenverfahren von Kniely (1983), welches Schaufeln eines Francis-Schnellläufers sukzessive aufgrund der berechneten, umfangsgemittelten Strömungsgrößen an eine vorgegebene Belastungsverteilung anpasst.

Das ausgereifteste inverse Verfahren zur Auslegung von Turbomaschinenbeschaufelungen wurde von Zangeneh (1996) entwickelt. Dieses Verfahren erstellt aus der Differenz zwischen der vorgegebenen und der tatsächlichen Belastungsverteilung über der Schaufelfläche eine hyperbolische Differentialgleichung, deren Integration eine neue Schaufelgeometrie liefert. Durch ein Iterationsverfahren werden dann die vorgeschriebene und die mittels Navier-Stokes-Rechnung bestimmte Belastungsverteilung zur Deckung gebracht.

Dieses Verfahren wurde in einem aufwändigen Projekt zur Auslegung eines halbaxialen Pumpenlaufrades mit möglichst geringer Sekundärströmung (Zangeneh et al. 1996) angewandt, welches anschließend experimentell vermessen wurde (Goto et al. 1996). Die Ergebnisse dieser Studien zeigen, dass eine systematische Minimierung der Sekundärströmung im Laufradkanal möglich ist und dabei auch die Instabilität der Kennlinie in Richtung Teillast verschoben werden konnte.

Die Forderung minimaler Sekundärströmung geht allerdings auf Kosten der Förderhöhe, welche um ca. 15% sinkt. Auch wird das Optimum in Richtung Teillast verschoben, was auch die Verschiebung der Kennlinieninstabilität relativiert, so dass das inverse Auslegungs-

verfahren bei halbaxialen Maschinen an der Grenze seines Anwendungsbereichs zu liegen scheint.

4.1.2 Anwendungen von Optimierungsverfahren

Bei der Auslegung von zweidimensionalen Profilgittern oder Axialmaschinen erfreut sich die Anwendung von Optimierungsalgorithmen jeglicher Art verstärkter Beliebtheit. Im Folgenden soll daher ein nach den verschiedenen Methoden sortierter Überblick über die in der Literatur verbreiteten Verfahren gegeben werden.

Aschenbrenner (1998) verwendet Verfahren, welche sukzessive eindimensionale Optimierungsschritte bezüglich einer gewählten Suchrichtung ausführen, zur Optimierung von Profilgittern und einer Francis-Turbine mit einer spezifischen Drehzahl $n_q = 82 \text{ min}^{-1}$. Die Suchrichtungen werden dabei durch stochastische Verfahren oder durch Gradientenbildung der Zielfunktion bestimmt. Die Bestimmung des Gradienten aus den einzelnen Navier-Stokes-Lösungen ist jedoch zeitaufwändig und kann zu ungenauen Ergebnissen führen.

Da bei der Optimierung von Turbinen mehrere Randbedingungen erfüllt werden müssen, werden von Aschenbrenner (1998) eine Reihe von Optimierungen hintereinander ausgeführt, wobei die einzelnen Zielfunktionen jeweils unterschiedlich gewichtet werden. So wird in einem ersten Schritt der Betriebspunkt eingestellt, anschließend die Sekundärströmung minimiert und zum Schluss der Wirkungsgrad maximiert. Insgesamt bleibt der Effekt der Optimierung jedoch gering, den größten Effekt erzielt eine händische Modifikation des Meridionalschnittes.

Die Optimierung von Gasturbinenprofilen wird üblicherweise an zweidimensionalen Gittern vorgenommen, so dass eine große Anzahl von Parameter realisiert werden kann. Dabei hat sich in letzter Zeit die Anwendung stochastischer Verfahren etabliert. In (Trigg et al. 1999) findet sich die Anwendung eines genetischen Algorithmus auf die Optimierung einer durch 17 Parameter beschriebenen Schaufelgeometrie. Die Ergebnisse werden sowohl einer konventionellen Schaufelauslegung als auch einer mittels CFD händisch optimierten Auslegung gegenübergestellt. Dabei stellt sich heraus, dass der stochastische Optimierungsalgorithmus in der Lage ist, unerwartete Lösungen zu produzieren, welche durch schrittweise Verbesserungen einer vorhandenen Geometrie nur schwer zu erzielen sind.

Einen anderen Zugang zur Profilloptimierung wird von Pierret und Van den Braembusche (1999) gewählt, welche zur Einsparung von Navier-Stokes-Lösungen ein neuronales Netz verwenden, welches parallel zu einem stochastischen Algorithmus arbeitet. Diese komplizierte Vorgangsweise wird auf die Optimierung eines Reaktionsgitters und einer Impulskaskade angewandt, wobei die Schaufelgeometrien mit 15 Parametern beschrieben werden. Leider wird in dieser Arbeit kein Vergleich mit einer händischen Auslegung gezogen, ein interessanter Aspekt dieser Arbeit sind hingegen die vielfältigen Einschränkungen, die sowohl auf mechanische als auch strömungstechnische Besonderheiten thermischer Turbomaschinen Rücksicht nehmen.

Mehrzieloptimierungen für Profilloptimierungen wurden sowohl von Poloni und Pediroda (1997) als auch von Obayashi (1997) mittels genetischer Algorithmen durchgeführt. Die Zielfunktionen, die dabei betrachtet werden sind der erzielte Auftrieb und die Verluste des Schaufelgitters (analog zu (1.5)). Von Poloni und Pediroda (1997) wird dabei die Aus-

wertung der einzelnen Navier-Stokes-Rechnungen mit einem neuronalen Netz beschleunigt. Dabei werden die Zielfunktionswerte der Schaufeln, die durch schon vorhandene Ergebnisse angenähert werden können, mit Hilfe des neuronalen Netzes berechnet. Obayashi (1997) beschleunigt die Auswertung der Zielfunktionen durch Parallelrechner, wodurch das Optimierungssystem wesentlich einfacher gestaltet werden kann.

4.2 Evolutionäre Algorithmen

Die Optimierungsalgorithmen, die im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kommen, sind sogenannte „Evolutionäre“ Algorithmen, welche auf den Ideen von Rechenberg (1994) basieren. Die Grundidee dieser Optimierungsalgorithmen ist, ähnlich wie bei Genetische Algorithmen, dass eine Anzahl von Punkten im Parameterraum S , sogenannte „Individuen“, Nachkommen erzeugt, von denen in einem Selektionsschritt die bezüglich der Zielfunktion besten Individuen für eine weitere Fortpflanzung ausgesucht werden.

Während bei genetischen Algorithmen die Parameterwerte durch diskrete Bitkombinationen repräsentiert werden und die Weitergabe der Erbinformation durch Kreuzung verschiedener Elternindividuen erfolgt, so werden bei evolutionären Algorithmen die Parameterwerte durch reelle Zahlenwerte repräsentiert. Die Weitergabe der Erbinformation erfolgt dabei primär über die Mutation der Parameterwerte der Elternindividuen.

Sei also ein Suchraum $S \subset \mathbb{R}^p$ und eine Funktion $f(x)$ gegeben, wobei f maximiert werden soll. Die Realisierungen der Parameterwerte eines Elternindividuums E sind dann durch einen Vektor

$$\mathbf{x}^E \in S \quad (4.1)$$

gegeben.

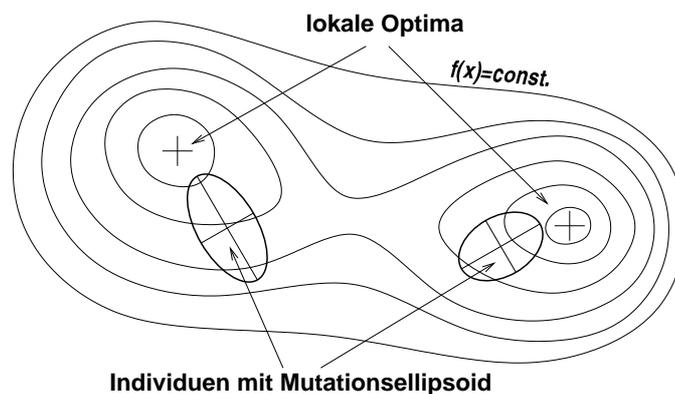


Abbildung 4.1: Beispiel zweier Individuen einer Evolutionsstrategie zur Optimierung einer Funktion $f(x)$.

Wie in Abbildung 4.1 für den zweidimensionalen Fall verdeutlicht ist, wird ein solches Elternindividuum Nachkommen erzeugen, die gemäß einem Suchellipsoid in der Umgebung des Individuums gestreut sind. Die Hauptachsen dieses Suchellipsoids sind in einer orthogonalen Matrix \mathbf{B}_{σ}^E zusammengefasst, die Längen der einzelnen Achsen werden mit $\sigma_1, \dots, \sigma_p$

bezeichnet. Die Mutation eines Elternindividuums zur Erzeugung des Nachkommens N_k erfolgt dann gemäß

$$\mathbf{x}^{N_k} = \mathbf{x}^E + \Delta \mathbf{x}_k, \quad \Delta \mathbf{x}_k = \mathbf{B}_\delta^E \cdot \begin{pmatrix} \sigma_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_p \end{pmatrix} \mathbf{z}_k, \quad (4.2)$$

wobei der Vektor \mathbf{z}_k für jeden Nachkommen N_k aus n unabhängigen Realisierungen der Standard-Normalverteilung besteht.

Der Vorteil dieser Mutation gegenüber einer Suche in eine einzige Richtung ist dabei, dass gegebenenfalls auch eine Suche in unerwartete Richtungen möglich ist, was die Wahrscheinlichkeit, in einem lokalen Optimum zu landen, verkleinert. Der zusätzliche Aufwand an Funktionsauswertungen ist insbesondere dann gerechtfertigt, wenn schon zur Berechnung des Gradienten die Zielfunktion mehrmals aufgerufen werden muss, was bei der Verwendung eines Navier-Stokes-Lösers immer der Fall ist.

Zur Mutation der Suchrichtungen \mathbf{B}_δ^E und der Varianzen $\sigma_1, \dots, \sigma_p$ wurden verschiedene Schemata vorgeschlagen, wobei diese Daten ursprünglich auch mittels einer Mutation verändert wurden (Nissen 1997). Ein ausgereiftes Verfahren sollte jedoch gewährleisten, dass die Varianzen in der Nähe eines Optimums immer kleiner werden, so dass die Suche in diesen Bereichen zunehmend verfeinert wird. Ein solches Verfahren wurde von Hansen und Ostermeier (1996) vorgeschlagen und wird im anschließenden Abschnitt besprochen.

Eine weitere wichtige Festlegung, welche für eine erfolgreiche Optimierung mit Evolutionsstrategien getroffen werden muss, ist die Anzahl der Elternindividuen μ und die Anzahl der mutierten Nachkommen λ . Beyer (1995) zeigt, dass das Verhältnis λ/μ entscheidend für den Fortschritt einer Evolutionsstrategie ist. Seine Ergebnisse, die auch Nissen (1997) zusammengefasst wurden, besagen, dass ein Verhältnis $\lambda/\mu \geq 5$ nötig ist, um eine Konvergenz des Verfahrens bei ausgesuchten Testproblemen zu erreichen. Werte von $\lambda/\mu > 15$ tragen hingegen nicht mehr zu einer Beschleunigung der Konvergenz im Vergleich zu den getätigten Zielfunktionsaufrufen bei.

4.2.1 Das CMA-Verfahren

Die bisher ausgereifteste Variante der Evolutionsstrategien hinsichtlich der Invarianz gegenüber linearen Transformationen der Parameterwerte wurde von Hansen und Ostermeier (1996, 1997) vorgeschlagen. Dieses Verfahren zeichnet sich aufgrund dieser Eigenschaft auch durch gutes Konvergenzverhalten in der Nähe des Optimums aus, was dazu führte, dass es in der Praxis Anwendung gefunden hat. So verwenden Lutz und Wagner (1998) dieses Verfahren zur Optimierung von Flugzeugrümpfen und in (Müller et al. 2000) findet sich eine erfolgreiche Anwendung auf das Problem der Positionierung der Austrittsöffnungen für das Kühlmedium thermischer Turbomaschinen.

Die Hauptidee des hier besprochenen Verfahrens ist die Anpassung der Suchrichtungen der Evolutionsstrategie an die Entstehungsgeschichte eines Individuums, welches ja aus einer Reihe von erfolgreichen Mutationen hervorgegangen ist. Grob gesagt, kann aus dem Umstand, dass das Verfahren mehrmals hintereinander in eine ähnliche Richtung erfolgreich war, geschlossen werden, dass diese Suchrichtung bevorzugt werden soll. Stellt sich hingegen unerwartet eine neue Suchrichtung ein, so wird diese Suchrichtung zusätzlich zu der vorher bevorzugten Suchrichtung in Betracht gezogen.

Die mathematische Formulierung dieser Idee wird durch die Veränderung der sogenannten „Kovarianzmatrix“

$$\mathbf{C}^E = \mathbf{B}_\delta^E \cdot \begin{pmatrix} \sigma_1^2 & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_p^2 \end{pmatrix} \cdot (\mathbf{B}_\delta^E)^T, \quad (4.3)$$

erreicht, woher der Name “Covariance Matrix Adaption” des Verfahrens rührt. An dieser Stelle sei noch festgehalten, dass (4.3) die Eigenwertzerlegung der positiv definiten Matrix \mathbf{C}^E darstellt und daher die Matrix \mathbf{B}_δ^E und die Varianzen $\sigma_1, \dots, \sigma_p$ eindeutig aus \mathbf{C}^E hervorgehen.

Der Mutationsschritt des CMA-Verfahrens besteht aus einer leicht abgeänderten Form von (4.2), in der eine sogenannte „globale Schrittweite“ δ^E eingeführt wird:

$$\mathbf{x}^{N_k} = \mathbf{x}^E + \delta^E \Delta \mathbf{x}_k, \quad \Delta \mathbf{x}_k = \mathbf{B}_\delta^E \cdot \begin{pmatrix} \sigma_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_p \end{pmatrix} \mathbf{z}_k. \quad (4.4)$$

Diese globale Schrittweite wird im Anschluss dazu verwendet, die Effekte, welche durch die zufällige Wahl des Vektors \mathbf{z}_k entstehen, auszugleichen.

Zur Adaption der Kovarianzmatrix werden zunächst die erfolgreichen Mutationsrichtungen zu einer bevorzugten Richtung \mathbf{s}^{N_k} akkumuliert:

$$\mathbf{s}^{N_k} = (1 - c) \cdot \mathbf{s}^E + c_u \cdot \Delta \mathbf{x}_k, \quad (4.5)$$

wobei die Richtung \mathbf{s}^E am Anfang gleich dem Nullvektor gewählt wird. Die Parameter $c = 1/\sqrt{n}$ bzw. $c_u = \sqrt{c \cdot (2 - c)}$ bestimmen, wie schnell sich erfolgreiche Suchrichtungen gegenüber den vorigen Suchrichtungen durchsetzen und wurden von Hansen und Ostermeier (1996) anhand von mehreren Testbeispielen geeicht.

Anschließend wird das Mutationsellipsoid in die Richtung \mathbf{s}^{N_k} vermöge

$$\mathbf{C}^{N_k} = (1 - c_{\text{cov}}) \cdot \mathbf{C}^E + c_{\text{cov}} \cdot \mathbf{s}^{N_k} (\mathbf{s}^{N_k})^T \quad (4.6)$$

„deformiert“, wobei der Parameter $c_{\text{cov}} = 2/n^2$ (Hansen und Ostermeier 1996) wieder so bestimmt ist, dass sich der richtige Kompromiss zwischen lokaler Konvergenz und der Möglichkeit zum Verlassen lokaler Minima einstellt.

Zur Adaption der globalen Schrittweite δ^{N_k} wird in einer analogen Prozedur zuerst der Zufallsvektor \mathbf{z}_k zu

$$\mathbf{s}_\delta^{N_k} = (1 - c) \cdot \mathbf{s}_\delta^E + c_u \cdot \mathbf{B}_\delta^E \mathbf{z}_k \quad (4.7)$$

akkumuliert und die globale Schrittweite vermöge

$$\delta^{N_k} = \delta^E \cdot \exp\left(\beta \cdot (\|\mathbf{s}_\delta^{N_k}\| - \hat{\chi}_p)\right) \quad (4.8)$$

angepasst, wobei mit $\hat{\chi}_p$ der Erwartungswert der χ_p -Verteilung bezeichnet wird, welche die Verteilung der Länge des Vektors \mathbf{z}_k beschreibt. Die Adaption (4.8) ist so konstruiert, dass sich die globale Schrittweite δ^{N_k} abhängig von dem Parameter β dann verkleinert, wenn sich im Vergleich zur Größe des Mutationsellipsoids kurze Schrittweiten durchsetzen. Umgekehrt wächst die Schrittweite, wenn sich tendenziell große Schrittweiten durchsetzen. Auch hier wurde der Parameter $\beta = 1/n$ gemäß den Empfehlungen von Hansen und Ostermeier (1996) gewählt.

4.2.2 Mehrzieloptimierung

Unter Mehrzieloptimierung versteht man im mathematischen Sinne eine Aufgabe der Form

$$\text{Maximiere } \mathbf{f}(\mathbf{x}), \text{ wobei } \mathbf{x} \in S \subset \mathbb{R}^p. \quad (4.9)$$

Hier stellt $\mathbf{f}: S \rightarrow \mathbb{R}^n$ eine vektorwertige Funktion dar, welche die n zu maximierenden Zielfunktionen repräsentiert. Es können natürlich auch eine oder mehrere Zielfunktionen minimiert werden, was aber der Einfachheit der Schreibweise wegen hier nicht berücksichtigt wird.

Da die Komponenten von \mathbf{f} nicht unabhängig voneinander maximiert werden können, muss die Optimalität eines Punktes in Form der sogenannten „Pareto-Optimalität“ im Zielfunktionsraum \mathbb{R}^n formuliert werden. Seien also \mathbf{z} und \mathbf{z}' Elemente von \mathbb{R}^n , dann gilt

$$\mathbf{z} \text{ dominiert } \mathbf{z}' \iff \forall i \in \{1, \dots, n\}: z_i > z'_i, \quad \text{oder umgekehrt} \quad (4.10)$$

$$\mathbf{z} \text{ ist nicht von } \mathbf{z}' \text{ dominiert} \iff \exists i \in \{1, \dots, n\}: z_i \leq z'_i. \quad (4.11)$$

Das Problem (4.9) besitzt in dieser Sprechweise ein Lösungsvarietät

$$F := \{\mathbf{x} \in S; \forall \mathbf{y} \in S: \mathbf{f}(\mathbf{x}) \text{ ist nicht von } \mathbf{f}(\mathbf{y}) \text{ dominiert.}\} \quad (4.12)$$

von nicht-dominierten Punkten \mathbf{x} im Parameterraum S . Diese Lösungsvarietät wird auch die Menge der Pareto-optimalen Punkte in S genannt. Die Lösungsvarietät F ist im allgemeinen eine höherdimensionale Fläche und kann insbesondere bei nichtlinearen Problemen aus mehreren Zusammenhangskomponenten bestehen (Steuer 1986).

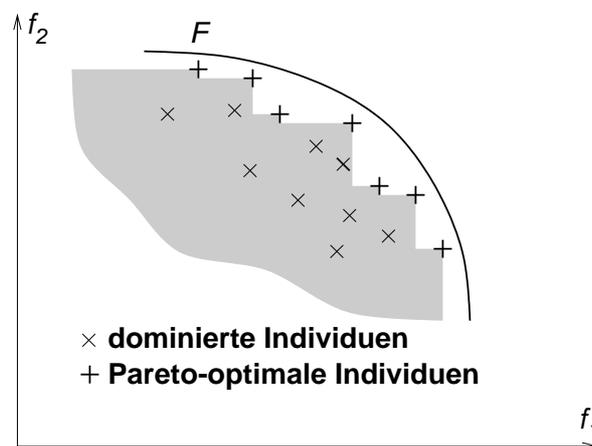


Abbildung 4.2: Selektion der Pareto-optimalen Individuen einer Population.

Sowohl genetische Algorithmen als auch Evolutionsstrategien eröffnen die Möglichkeit, parallel an verschiedenen Stellen nach Pareto-optimalen Punkten zu suchen. Dabei werden aus einer gegebenen Population die Pareto-dominanten Individuen aussortiert und zur weiteren Reproduktion herangezogen, wie es in Abbildung 4.2 dargestellt ist.

Das Hauptproblem der Anwendung von genetischen Algorithmen oder Evolutionsstrategien auf die Mehrzieloptimierung ist, dass sich die Individuen im Laufe der Generationen an bestimmten Stellen der Lösungsvarietät F konzentrieren können, was unter dem Schlagwort „genetische Drift“ bekannt geworden ist (Goldberg und Richardson 1987).

Die Lösung dieses Problems, welche ebenfalls auf Goldberg und Richardson (1987) zurückgeht, besteht darin, die einzelnen Individuen einer Population nicht unabhängig voneinander zu betrachten, sondern in dichter besiedelten Regionen des Zielfunktionsraums die Individuen weniger häufig zur Mutation zuzulassen als in weniger dicht besiedelten Regionen.

Diese sogenannte „Sharing“-Methode verwendet zur Definition der Besiedlungsdichte in der Umgebung einer Individuums E_i einer Elternpopulation der Größe μ einen Nischenzähler

$$m_i = \sum_{j=1}^{\mu} \text{sh}(d_{i,j}), \quad (4.13)$$

wobei die Funktion $\text{sh}(d_{i,j})$ nach der Festlegung eines Nischenradius σ_{sh} wie folgt definiert ist:

$$\text{sh}(d_{i,j}) = \begin{cases} 1 - \left(\frac{d_{i,j}}{\sigma_{\text{sh}}}\right) & \text{falls } d_{i,j} < \sigma_{\text{sh}}, \\ 0 & \text{falls } d_{i,j} \geq \sigma_{\text{sh}}. \end{cases} \quad (4.14)$$

Eine wichtige Rolle bei dieser Definition spielt der Abstand

$$d_{i,j} = \|\mathbf{f}(\mathbf{x}^{E_i}) - \mathbf{f}(\mathbf{x}^{E_j})\| \quad (4.15)$$

zweier Elternindividuen E_i und E_j . Dieser Abstand kann auch als Abstand der Parameterwerte definiert werden, wobei in praktischen Anwendungen die Definition (4.15) geeigneter ist, weil man an der Ausschöpfung der möglichen Zielfunktionswerte interessiert ist.

Anschaulich besagt der Nischenzähler m_i , wie dicht in einer Umgebung mit dem Radius σ_{sh} ähnliche Individuen liegen und wird daher verwendet, um die Wahrscheinlichkeit, mit der ein Individuum E_i zur Mutation ausgesucht wird, zu bestimmen. Die Selektionswahrscheinlichkeit ist dabei proportional dem Kehrwert des Nischenzählers m_i , um zu erreichen, dass Individuen in dicht besiedelten Regionen seltener ausgewählt werden als Individuen in dünn besiedelten Regionen.

Sharing-Methoden wurden seit ihrer Einführung durch Goldberg und Richardson (1987) von zahlreichen Autoren sowohl auf Testprobleme (Fonseca und Fleming 1993; Horn, Nafpliotis und Goldberg 1994; Mahfoud 1995; Srinivas und Deb 1995; Fonseca und Fleming 1995; Miller und Shaw 1996) als auch auf praktische Optimierungsaufgaben (Poloni und Pediroda 1997; Obayashi 1997) angewandt und haben sich als Standardmethode bei der Adaptierung stochastischer Optimierungsalgorithmen für die Mehrzieloptimierung etabliert.

4.2.3 Implementierung des Verfahrens

Zur Bearbeitung der Optimierungsaufgaben im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Evolutionsstrategie zur Mehrzieloptimierung auf Basis des beschriebenen CMA-Verfahrens unter Verwendung der Sharing-Methode implementiert.

Die erste Einschränkung, die dem Algorithmus auferlegt wurde, ist eine für jede Generation konstante Anzahl an Nachkommen λ . Diese Einschränkung stellt sicher, dass man die Laufzeit einer Optimierungsrechnung im Vorhinein festlegen kann. Bei den numerischen Experimenten hat sich unter dieser Einschränkung folgender Selektionsmechanismus als wirksam herausgestellt:

1. Mutiere die Individuen der Elterngeneration.
2. Wähle aus der Menge der Elternindividuen und der Nachkommen die Pareto-optimalen Individuen aus („Plus“-Selektion nach (Rechenberg 1994)).
3. Wähle aus diesen Pareto-optimalen Individuen jene aus, welche nicht älter als zwei Generationen sind, um die neue Elterngeneration zu definieren.

Dieser Selektionsmechanismus hat den Vorteil, dass Individuen, die im ersten Durchlauf keine erfolgreichen Nachkommen erzeugt haben, noch ein zweite „Chance“ bekommen und die von ihnen getragene Information nicht zu schnell verloren geht.

In der Literatur hat sich die Anwendung eines Optimierungsalgorithmus auf kanonisierte Testprobleme zur Verifizierung durchgesetzt. Während für die Einzielloptimierung eine Reihe von Testproblemen verfügbar ist, sind Testprobleme für Mehrzielloptimierungen eher selten dokumentiert (Fonseca und Fleming 1993; Srinivas und Deb 1995; Poloni und Pediroda 1997).

4.2.4 Testprobleme

In diesem Abschnitt soll der implementierte Algorithmus exemplarisch auf das Testproblem, welches von Poloni und Pediroda (1997) betrachtet wurde, angewandt werden. Dieses Testproblem hat den Vorteil, dass in (Poloni und Pediroda 1997) eine gut dokumentierte Musterlösung, welche mit Hilfe eines genetischen Algorithmus gewonnen wurde, verfügbar ist. Darüberhinaus ist es auch möglich, dieses Verfahren auf mehr als zwei Parameterwerte zu erweitern, was den praktischen Anforderungen entspricht.

Die Zielfunktionen dieses Testproblems lauten

$$\begin{aligned} f_1(x,y) &= -(A_1 - B_1)^2 - (A_2 - B_2)^2 - 1 \quad \longrightarrow \max \\ f_2(x,y) &= -(x+3)^2 - (y+1)^2 \quad \longrightarrow \max \\ S &= [-\pi, \pi] \times [-\pi, \pi], \end{aligned} \quad (4.16)$$

wobei folgende Definitionen verwendet wurden:

$$\begin{aligned} A_i &= \sum_{j=1}^2 a_{ij} \cdot \sin \alpha_j + b_{ij} \cdot \cos \alpha_j \\ B_i &= \sum_{j=1}^2 a_{ij} \cdot \sin \beta_j + b_{ij} \cdot \cos \beta_j \\ a &= \begin{pmatrix} 0.5 & 1 \\ 1.5 & 2 \end{pmatrix} \quad b = \begin{pmatrix} -2 & -1.5 \\ -1 & -0.5 \end{pmatrix} \quad \alpha = \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \end{pmatrix} \quad \beta = \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Zur Variation des Problems haben Poloni und Pediroda (1997) noch zwei zusätzliche Einschränkungen

$$\begin{aligned} (x-2)^2 + (y-2)^2 &\leq 9 \quad \text{und} \\ (x+2)^2 + (y+2)^2 &\geq 9 \end{aligned} \quad (4.18)$$

vorgeschlagen, welche eine Veränderung der Lösungsvarietät F nach sich ziehen. Im Folgenden wird generell vom „restringierten“ Problem gesprochen, falls diese Einschränkungen zur Anwendung kommen.

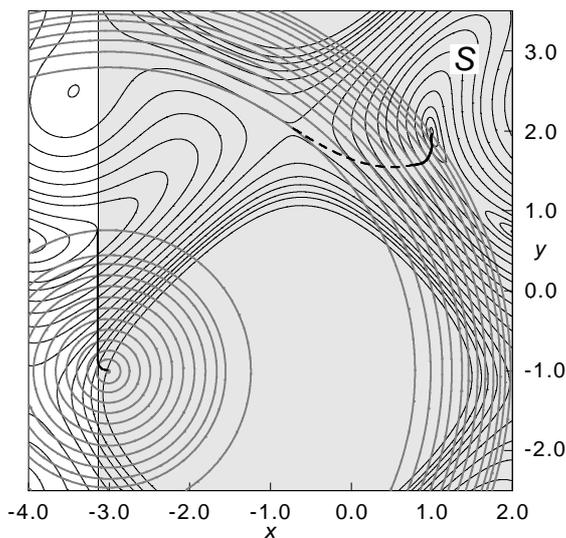


Abbildung 4.3: Konturlinien und Lösungsvarietät des Beispiels (4.16).

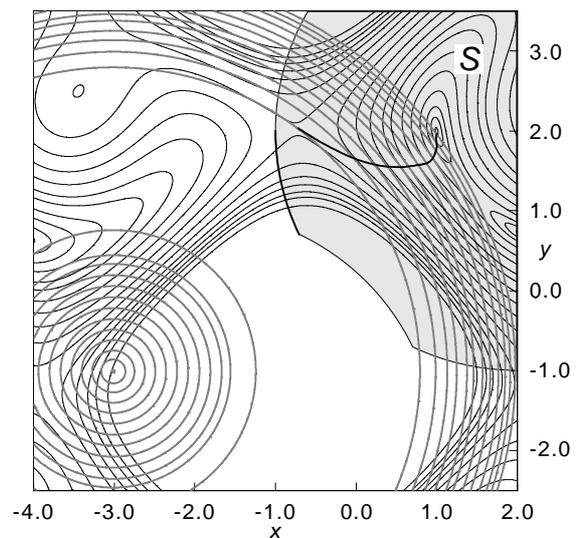


Abbildung 4.4: Konturlinien und Lösungsvarietät des Beispiels (4.16) mit den Restriktionen (4.18).

Die Konturlinien der beiden Zielfunktionen sind in den Abbildungen 4.3 und 4.4 zusammen mit der Lösungsvarietät F und dem Definitionsbereich S dargestellt. Werden die Restriktionen (4.18) wie in Abbildung 4.3 nicht angewandt, besteht die Varietät F aus zwei unzusammenhängenden Zweigen, wobei das strichlierte Segment des ersten Zweiges im Inneren des Definitionsbereichs S vom Zweig am Rand von S dominiert wird.

Im Falle des restringierten Problems in Abbildung 4.4 ist der Zweig im Inneren des Definitionsbereichs S bis zum Sattelpunkt Pareto-optimal und ein zusätzlicher Zweig an der neuen Berandung von S ist Teil der Lösungsvarietät F .

Zur Erweiterung des Testproblems auf p Parameterwerte wird von (Poloni und Pediroda 1997) in (4.16)

$$x = \sum_{i=1}^{p/2} x_i \quad \text{und} \quad y = \sum_{i=p/2+1}^p x_i \quad (4.19)$$

gesetzt, wobei für die Komponenten x_i die Einschränkung

$$-\frac{\pi}{p/2} \leq x_i \leq \frac{\pi}{p/2} \quad (4.20)$$

gilt. Auch in diesem Fall kann die zusätzliche Restriktion (4.18) mittels (4.19) sinngemäß angewandt werden.

Der Nachteil dieser Erweiterung ist jedoch, dass die Lösungsvarietät F dieses Beispiels die Dimension $p - 1$ hat, weil jeder Punkt (x, y) auf der Lösungsvarietät des zweidimensionalen Problems mit jenen Lösungen des p -dimensionalen Problems identifiziert werden kann, welche der Bedingung (4.19) entsprechen. Diese Bedingung ist jedoch linear und stellt eine $p - 2$ dimensionale Fläche in \mathbb{R}^p dar, was zusammen mit der Eindimensionalität der Lösungsvarietät des zweidimensionalen Problems eine Lösungsvarietät der Dimension $p - 1$ ergibt.

Um dieses Problem zu umgehen, wurden bei den folgenden Betrachtungen die Zielfunktionen (4.16) gemäß

$$\begin{aligned}
 f_1(x, y) &= -(A_1 - B_1)^2 - (A_2 - B_2)^2 - 1 - \sqrt{\sum_{i=1}^{p/2} x_i^2 - \frac{x^2}{p/2}} \longrightarrow \max \\
 f_2(x, y) &= -(x+3)^2 - (y+1)^2 - \sqrt{\sum_{i=p/2+1}^p x_i^2 - \frac{y^2}{p/2}} \longrightarrow \max
 \end{aligned} \tag{4.21}$$

modifiziert. Die zusätzlichen Terme entsprechen der Forderung, dass für optimale Punkte $x_1 = x_2 = \dots = x_{p/2}$ und $x_{p/2+1} = x_{p/2+2} = \dots = x_p$ mittels einer quadratischen Penalty-Funktion gefordert wird. Diese Forderung hat zur Folge, dass die Punkte der Lösungsvarietät F eindeutig aus den Lösungspunkten des zweidimensionalen Problems hervorgehen, weshalb F wieder die Dimension 1 hat.

Für alle Simulationen, welche im Folgenden präsentiert werden, wurde das Startindividuum I gemäß

$$\mathbf{x}^I = \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{c}^I = \begin{pmatrix} (2/p)^2 & & \\ & \ddots & \\ & & (2/p)^2 \end{pmatrix}, \quad \text{und} \quad \delta^I = 1.$$

definiert und der Parameter $\sigma_{\text{sh}} = 2$ gewählt. Die Anzahl der Nachkommen wurde mit $\lambda = 64$ gleich gewählt wie in (Poloni und Pediroda 1997), um einen Vergleich der Ergebnisse zu ermöglichen.

In Abbildung 4.5 sind die Individuen der 6. Generation des implementierten Verfahrens für das zweidimensionale Problem (4.16) dargestellt. Der linke Teil der Grafik repräsentiert den Parameterraum S , der rechte Teil den Zielfunktionsraum, wobei zur Verdeutlichung eine Punktwolke aus 64×64 Funktionsauswertungen eingetragen wurde. Im zweidimensionalen Fall kann im Parameterraum das Suchellipsoid eines Individuums visualisiert werden, was im gezeigten Stadium der Simulation die Funktionsweise des CMA-Verfahrens erkennen lässt.

Um die in (Poloni und Pediroda 1997) vorgeschriebene Anzahl der Funktionsauswertungen zu erreichen, wurden für jeden Testfall 16 Generationen gerechnet. In Abbildung 4.6 sind demnach die Individuen der 16. Generation für das Testproblem (4.16) dargestellt. Hierbei sind die Mutationsellipsoide, welche zu klein für die Darstellung sind, nicht mehr dargestellt, sondern durch das Symbol für ein Individuum ersetzt worden.

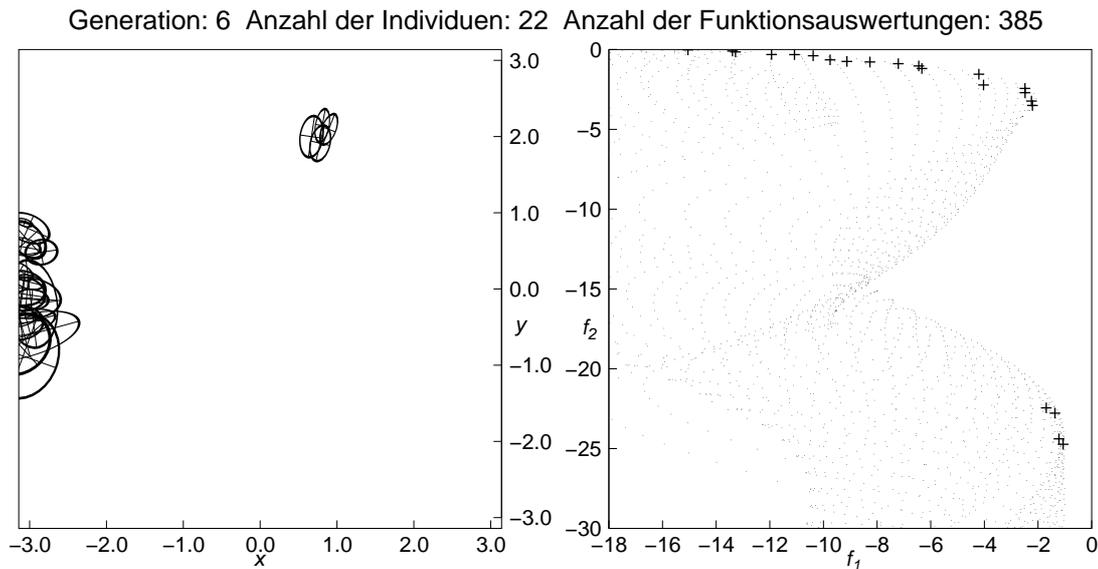


Abbildung 4.5: Individuen der 6. Generation für das zweidimensionale Problem (4.16).

Als weiterer Test wurde Abbildung 4.7 hinzugefügt, welche dieselbe Szenerie für das restringierte Problem zeigt. Beide Abbildungen zeigen, dass die Form der Lösungsvarietät F schon sehr gut wiedergegeben wird, was mit den Ergebnissen von Poloni und Pediroda (1997) übereinstimmt. Im Parameterraum kann die Form von F ebenfalls für praktische Anforderungen hinreichend genau bestimmt werden, wobei für eine Verbesserung der Konvergenz noch weitere Generationen berechnet werden müssten. Leider sind in der Literatur nie Ergebnisse über die Konvergenz im Parameterraum veröffentlicht worden, was einen Vergleich der hier vorgestellten Methoden mit Ergebnissen anderer Autoren erschwert.

Die Optimierungen im Rahmen dieser Arbeit verwenden Parameterzahlen von 8 bzw. 12, weshalb die Abbildungen 4.8– 4.11 die Ergebnisse des vorgeschlagenen Optimierungsalgorithmus für diese beiden Parameterzahlen zeigen. Dabei wurden die Abbildungen für das Problem (4.21) mit und ohne der Restriktion (4.18) jeweils gegenübergestellt, wobei eine Darstellung des Mutationsellipsoids im mehrdimensionalen Fall nicht möglich ist.

Es kann dabei beobachtet werden, dass die Konvergenz im Zielfunktionsraum mit Poloni und Pediroda (1997) vergleichbare Ergebnisse liefert. Bei zunehmender Anzahl von Parametern muss damit gerechnet werden, dass zur Erzielung von Ergebnissen, welche praktischen Maßstäben genügen, eine wachsende Anzahl von Generationen benötigt wird. Die Konvergenz im Parameterraum zeigt auch befriedigende Ergebnisse, wobei in der Darstellung nur die Größen x und y nach (4.19) aufgetragen sind.

Die betrachteten Testfälle zeigen also, dass das vorgeschlagene Verfahren dazu verwendet werden kann, um einen Überblick über die Lösungsvarietät F zu erhalten. Insbesondere das Potential des betrachteten Problems hinsichtlich der Zielfunktionswerte kann auch in höheren Dimensionen zuverlässig wiedergegeben werden. Die Ergebnisse der Konvergenz im Parameterraum verdeutlichen den Umstand, dass Mehrzieloptimierung primär ein Werkzeug darstellt, um dem Konstrukteur mögliche Designvarianten in die Hand zu geben. Sehr

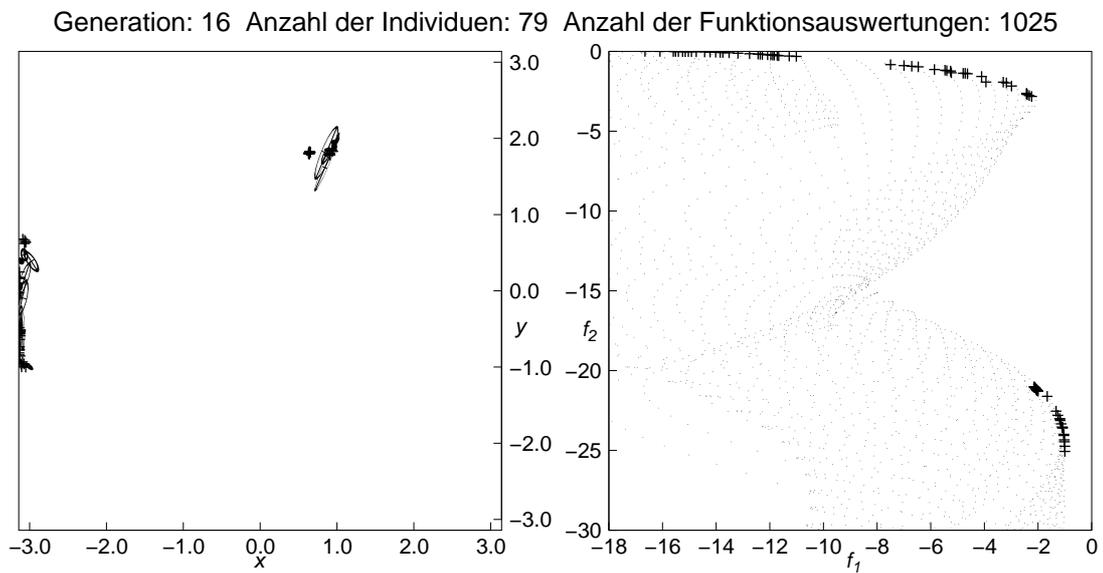


Abbildung 4.6: Individuen der 16. Generation für das zweidimensionale Problem (4.16).

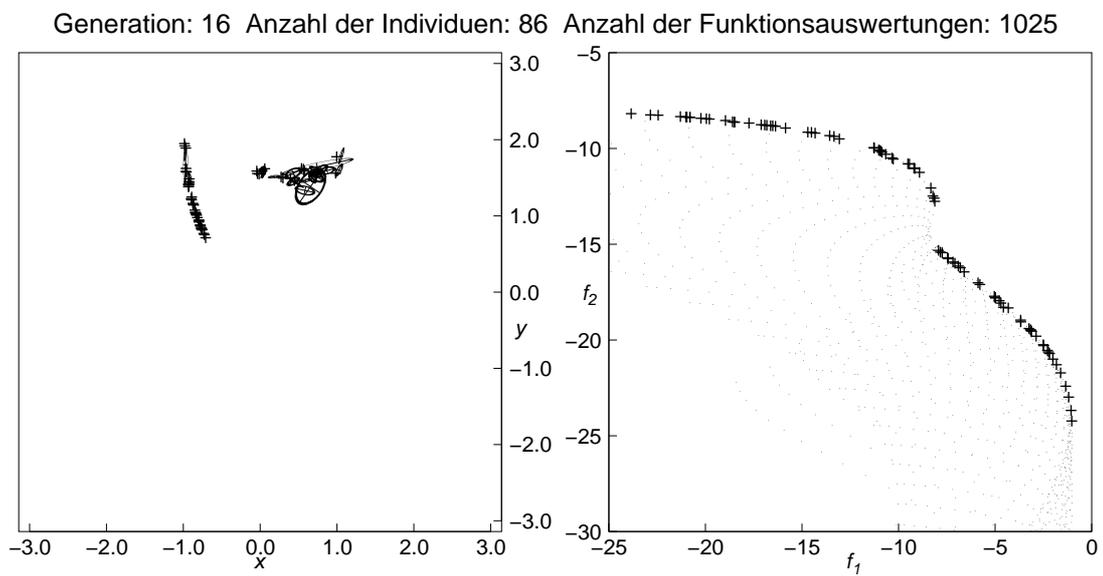


Abbildung 4.7: Individuen der 16. Generation für das zweidimensionale Problem (4.16) mit Restriktion (4.18).

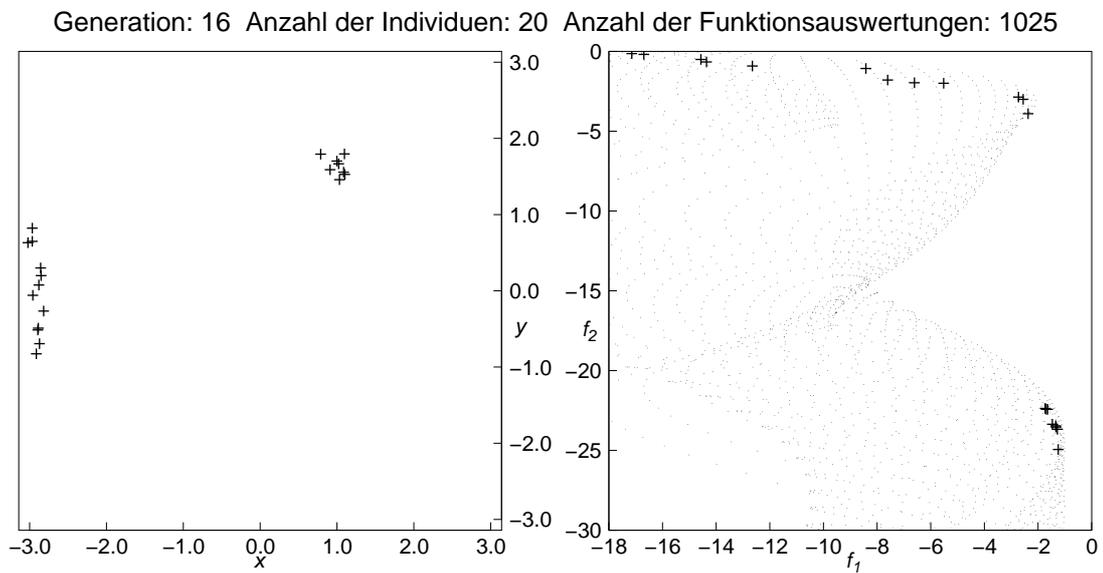


Abbildung 4.8: Individuen der 16. Generation für das Problem (4.21) mit 8 Parametern.

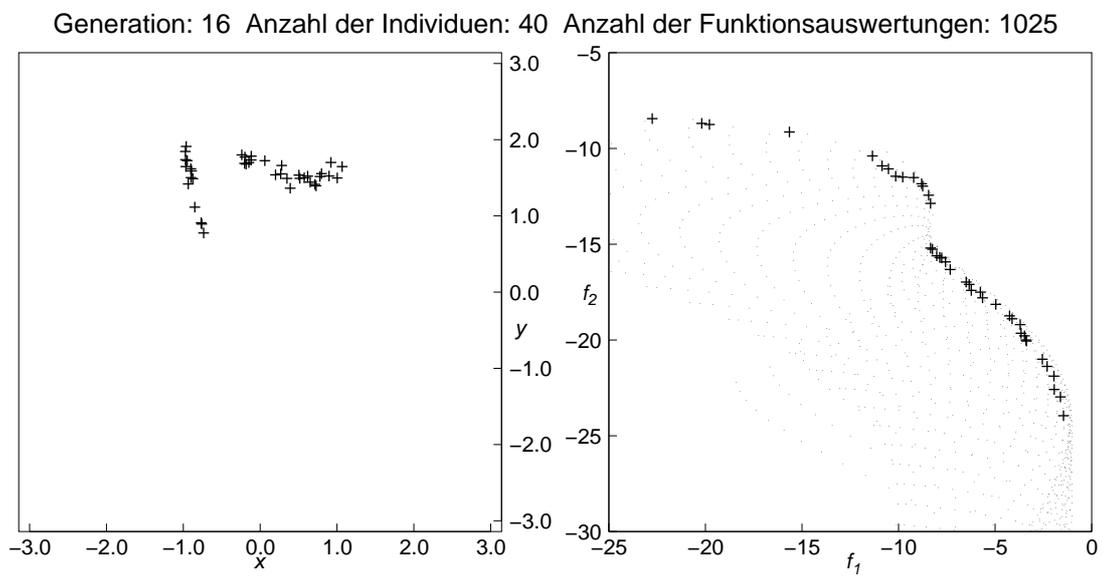


Abbildung 4.9: Individuen der 16. Generation für das Problem (4.21) mit 8 Parametern und Restriktion (4.18).

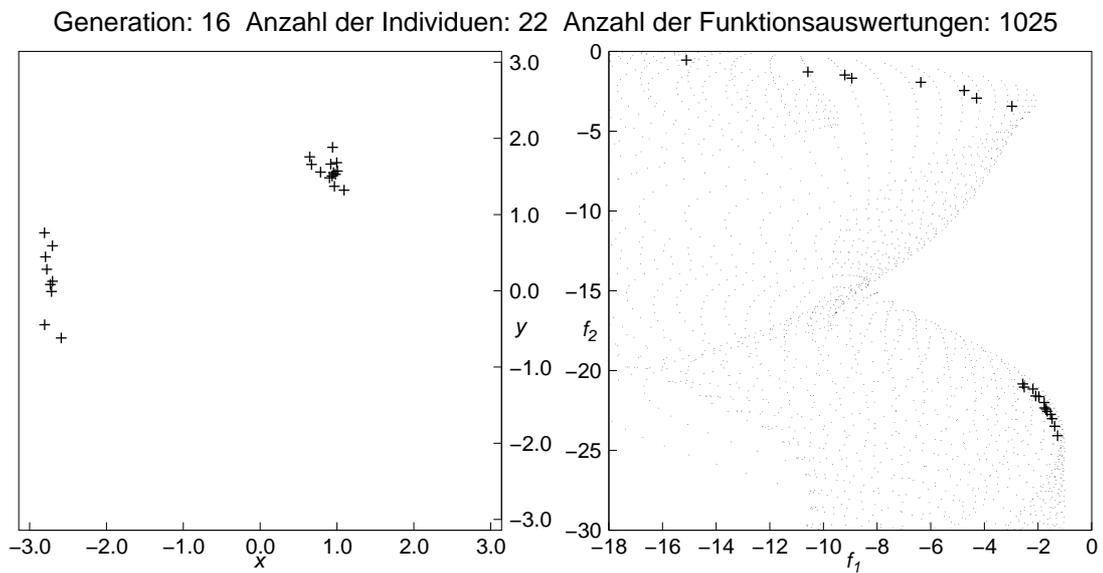


Abbildung 4.10: Individuen der 16. Generation für das Problem (4.21) mit 12 Parametern.

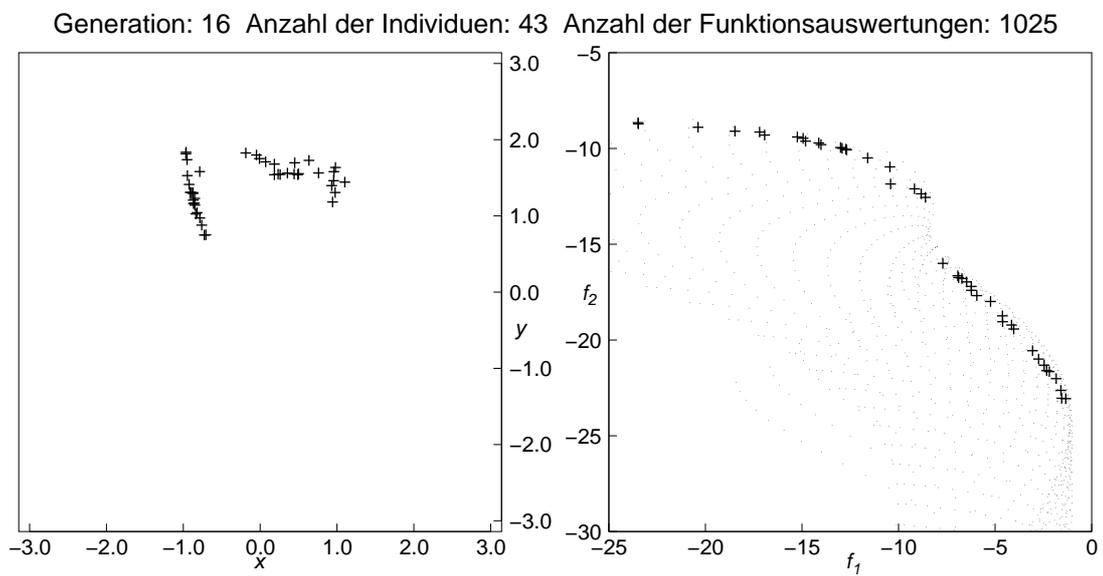


Abbildung 4.11: Individuen der 16. Generation für das Problem (4.21) mit 12 Parametern und Restriktion (4.18).

wohl kann anhand der erzielten Ergebnisse aber die Gewichtung der einzelnen Zielfunktionen festgelegt werden, welche für eine spezielle Anwendungssituation vonnöten ist. Diese Gewichtung kann dann als Basis einer eindimensionalen Optimierung dienen, welche die Designparameter endgültig definiert.

4.3 Anwendung des Optimierungsverfahrens auf Axialpumpen

In diesem Abschnitt werden die Schritte erläutert, welche notwendig sind, um das beschriebene Optimierungsverfahren auf das Problem der Auslegung gepfeilter Schaufeln anzuwenden. Neben der Wahl der Parameter und der Zielfunktionen kommt der Einhaltung der Förderhöhe als Nebenbedingung eine zentrale Rolle zu.

4.3.1 Wahl der Parameter

Zur Beschreibung der Schaufelgeometrie im Rahmen der Optimierungsläufe für gepfeilte Schaufeln wurden die drei Parameter λ , β_s und c_{A0} über die Schaufelhöhe variiert. Zur Reduktion der Anzahl der Parameter wurden die Werte auf den 7 definierenden Schaufelhöhen aus einer Bézier-Splineapproximation 3. Ordnung über der relativen Schaufelhöhe ζ gewonnen, welche über 4 sogenannte „Stützpunkte“ definiert ist, was in Abbildung 4.12 verdeutlicht ist.

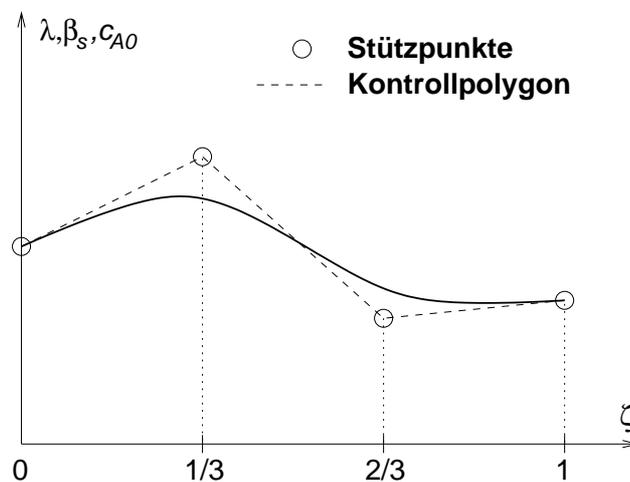


Abbildung 4.12: Stützpunkte und Kontrollpolygon der Bézier-Splineapproximation 3. Ordnung.

Wie in Abschnitt 3.3 festgestellt wurde, kommen in der Praxis Pfeilungswinkel von über 30° nicht in Betracht, weshalb für die Stützpunktwerte des Parameters λ Werte im Bereich

$$-30^\circ \leq \lambda \leq 30^\circ \quad (4.22)$$

akzeptiert wurden. Zusätzlich wird an den Verlauf $\lambda(\zeta)$, welcher sich aus der Bézier-Approximation ergibt, die Forderung

$$-250 \leq \lambda''(\zeta) \leq 250 \quad (4.23)$$

gestellt, wobei der Wert 250 für die zweite Ableitung des Pfeilungswinkels aus einem Extrembeispiel, welches Pfeilungswinkel von $30^\circ, 25^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ, -25^\circ$ und -30° auf den sieben definierenden Radien aufgewiesen hat, bestimmt wurde. Diese Forderung verhindert, dass die Schaufeln unrealistische Formen annehmen, welche in Wirklichkeit gar nicht hergestellt werden könnten.

Aus den Werten des Staffelungswinkel β_s für die kompensierten, 45° -gepfeilten Schaufeln in Abbildung 3.7 lässt sich erwarten, dass Werte im Bereich

$$\beta_{s,0} - 5^\circ \leq \beta_s \leq \beta_{s,0} + 5^\circ \quad (4.24)$$

eine ausreichende Spanne darstellen, wobei mit $\beta_{s,0}$ der Staffelungswinkel der ungepfeilten Referenzschaufel bezeichnet wird. Auch bei diesem Parameter werden folgende Forderungen an das Minimum bzw. das Maximum der zweiten Ableitung über dem Radius gestellt, um unrealistische Verläufe zu verhindern:

$$\begin{aligned} \min_{\zeta} \beta_s'' &\geq \min_{\zeta} \beta_{s,0}'' - \frac{1}{2} (\max_{\zeta} \beta_{s,0}'' - \min_{\zeta} \beta_{s,0}'') \quad \text{und} \\ \max_{\zeta} \beta_s'' &\leq \max_{\zeta} \beta_{s,0}'' + \frac{1}{2} (\max_{\zeta} \beta_{s,0}'' - \min_{\zeta} \beta_{s,0}''), \end{aligned} \quad (4.25)$$

wobei diese Forderung besagt, dass sich die zweite Ableitung von β_s in der doppelten Bandbreite der zweiten Ableitung von β_s der ungepfeilten Referenzschaufel bewegt.

In Abschnitt 3.3 hat sich herausgestellt, dass eine große Veränderung der Profilkrümmung c_{A0} das Kavitationsverhalten negativ beeinflusst, weshalb dieser Wert auf den Bereich

$$0.9 \cdot c_{A0,0} \leq c_{A0} \leq 1.1 \cdot c_{A0,0} \quad (4.26)$$

eingeschränkt wurde, wobei mit $c_{A0,0}$ der entsprechende Wert der ungepfeilten Referenzschaufel bezeichnet wird. An die zweite Ableitung wurden die Forderungen

$$\begin{aligned} \min_{\zeta} c_{A0}'' &\geq \min_{\zeta} c_{A0,0}'' - \frac{1}{2} (\max_{\zeta} c_{A0,0}'' - \min_{\zeta} c_{A0,0}'') \quad \text{und} \\ \max_{\zeta} c_{A0}'' &\leq \max_{\zeta} c_{A0,0}'' + \frac{1}{2} (\max_{\zeta} c_{A0,0}'' - \min_{\zeta} c_{A0,0}'') \end{aligned} \quad (4.27)$$

gestellt, welche analog zu (4.25) definiert wurden.

4.3.2 Zielfunktionen

Ziel der Auslegung gepfeilter Schaufeln ist, den Wirkungsgrad η zu steigern und womöglich den NPSH-Wert zu senken. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Förderhöhe H der Förderhöhe H_0 der ungepfeilten Referenzschaufel so nahe wie möglich kommt. Um diese

Nebenbedingungen einzuhalten, wurde die Förderhöhendifferenz $H - H_0$ als quadratische Penalty-Funktion in die Zielfunktionen der Mehrzieloptimierung eingefügt, um folgendes Optimierungsproblem zu erhalten:

$$\begin{aligned} \eta - 0.2 \cdot (H - H_0)^2 &\longrightarrow \max && \text{und} \\ \text{NPSH} + 20 \cdot (H - H_0)^2 &\longrightarrow \min. \end{aligned} \quad (4.28)$$

Die Penalty-Faktoren 20 und 0.2 wurden so bestimmt, dass sich eine günstiger Kompromiss zwischen exakter Einhaltung der Förderhöhe und ausreichenden Fortschritt in den Zielfunktionswerten einstellt. Werden diese Faktoren nämlich zu groß gewählt, führen schon kleine Abweichungen in der Förderhöhe dazu, dass sich die generierten Schaufeln nicht gegen die Elterngeneration durchsetzen können, was insbesondere während der ersten Generationen den Fortschritt der Optimierung entscheidend hemmen kann.

Es ist bekannt, dass der Wirkungsgrad und der NPSH-Wert stark von der erzielten Förderhöhe abhängen, falls die Schaufellänge, wie bei der hier betrachteten Optimierung, konstant belassen wird. Es hat sich daher herausgestellt, dass die reine Penalty-Methode wie in (4.28) nicht ausreichend schnell konvergiert und deshalb das im folgenden Abschnitt beschriebene Verfahren entwickelt wurde, um von vorneherein bei der Optimierung nur Schaufeln zu generieren, welche die richtige Förderhöhe aufweisen.

4.3.3 Projektionsmethode zur Erhaltung der Förderhöhe

Die Mutation (4.4) erzeugt im Falle der Optimierung von Axialmaschinen nicht notwendigerweise Schaufeln, welche die gewünschte Förderhöhe erzeugen. Es ist aber leicht möglich, den Staffelungswinkel der Schaufel so zu korrigieren, dass die gewünschte Förderhöhe erzielt wird.

Aus der Euler'schen Hauptgleichung folgt unter der Annahme eines konstanten Umfangswirkungsgrades, dass der Förderhöhenunterschied ΔH zweier Schaufeln auf einem bestimmten Radius r über

$$\Delta H = \frac{1}{g} \cdot \eta_u \cdot r\omega \cdot \Delta c_u \quad (4.29)$$

mit der Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten Δc_u nach dem Laufrad verknüpft ist. Die benötigte Änderung Δc_u der Umfangsgeschwindigkeit kann über

$$\cot \beta_3 = \frac{w_u}{c_m} = \frac{r\omega - c_u}{c_m} \quad (4.30)$$

in eine benötigte Änderung des Abströmwinkels umgerechnet werden. Nimmt man weiters an, dass die Abströmung kleinen Veränderungen des Staffelungswinkels im Wesentlichen folgt, kann die Änderung des Abströmwinkels β_3 durch eine entsprechende Änderung des Staffelungswinkels β_s erreicht werden.

Damit kann die Schaufel nach einer ersten Navier-Stokes-Rechnung gleichmäßig über den gesamten Radius so korrigiert werden, dass die Förderhöhe erfahrungsgemäß bis auf 1% mit dem gewünschten Wert übereinstimmt.

Erst nach der Korrektur des Staffelungswinkels β_s wird das Mutationsellipsoid des CMA-Verfahrens mittels (4.4) mutiert, was zur Folge hat, dass im Laufe der Generationen nur

solche Mutationsrichtungen einfließen, welche die Förderhöhe in erster Näherung konstant halten. Dies erhöht somit die Wahrscheinlichkeit, schon bei der direkten Mutation (4.4) eine Schaufel zu erhalten, welche die Förderhöhe genau trifft. Im implementierten Verfahren wird dabei auf die zweite Navier-Stokes-Rechnung verzichtet, wenn die Förderhöhe bis auf 0.5% mit der gewünschten Förderhöhe übereinstimmt.

4.4 Durchgeführte Optimierungen

Da im Rahmen dieser Arbeit das Potential der Pfeilung hinsichtlich der Verbesserung des Wirkungsgrads und der Senkung des NPSH-Wertes untersucht werden soll, wurden zwei Optimierungsläufe für axiale Pumpenschaufeln durchgeführt.

Der erste Optimierungslauf sollte eine Vergleichsbasis für die im Anschluss untersuchten gefeilter Schaufeln liefern, weshalb in diesem Optimierungslauf der Pfeilungswinkel λ unberücksichtigt blieb und somit nur ungefeilter Schaufeln mit über dem Radius variablem Staffelungswinkel β_s und variabler Krümmung c_{A0} untersucht wurden. Aufgrund der gewählten Bézier-Splineapproximation 3. Ordnung ergeben sich somit 8 Schaufelparametern für diesen Optimierungslauf.

Im zweiten Optimierungslauf wurde die Pfeilung über dem Radius als Optimierungsparameter freigegeben und somit eine Optimierung mit 12 Parametern durchgeführt, deren Ergebnisse im abschließenden Kapitel dieser Arbeit den Ergebnissen der Optimierung der ungefeilter Schaufeln gegenübergestellt werden.

Alle Individuen dieser beiden Optimierungsläufe wurden mittels TASCflow berechnet, wobei aufgrund der kleinen Modifikationsschritte in jedem Lauf 20 Zeitschritte genügten, um die erforderliche Konvergenz zu erzielen. Auf der verwendeten SGI-Workstation (2 R10000-Prozessor mit 225 MHz) entspricht dies einer Berechnungsdauer von 45 Minuten. Durch die parallele Berechnung auf beiden Prozessoren konnte so ein Netto-Berechnungsdauer von ca. 23 Minuten pro Individuum erzielt werden.

4.4.1 Optimierung ungefeilter Schaufeln

Bei der Optimierung ungefeilter Schaufeln wurde für die Anzahl der Nachkommen der Wert $\lambda = 32$ verwendet und der Sharing-Radius auf $\sigma_{sh} = 0.1$ gesetzt, was der Größenordnung der Variation der Größen η und NPSH entspricht.

Aufgrund der Erfahrung in Abschnitt 4.2.4 wurden 30 Generationen berechnet, um die Konvergenz des Verfahrens zu gewährleisten. Ein anderes wichtiges Kriterium für die Konvergenz des Verfahrens ist die Frage, ob die Parameterwerte der Individuen im berechneten Pareto-optimalen Bereich einen stetigen Verlauf annehmen, die Ergebnisse also im Parameterraum nicht weit gestreut sind.

In Abbildung 4.13 sind die Zielfunktionswerte jeder 5. Generation der Optimierung ungefeilter Schaufeln aufgetragen, wobei die Pareto-optimalen Individuen einer Generation jeweils mit einer Linie verbunden wurden. Es zeigt sich, dass der Wirkungsgrad um ca. 0.2% gegenüber der ungefeilter Referenzschaufel **WUC00** gesteigert werden konnte, wobei der NPSH-Wert bei Erreichung des maximalen Wirkungsgrads konstant bleibt.

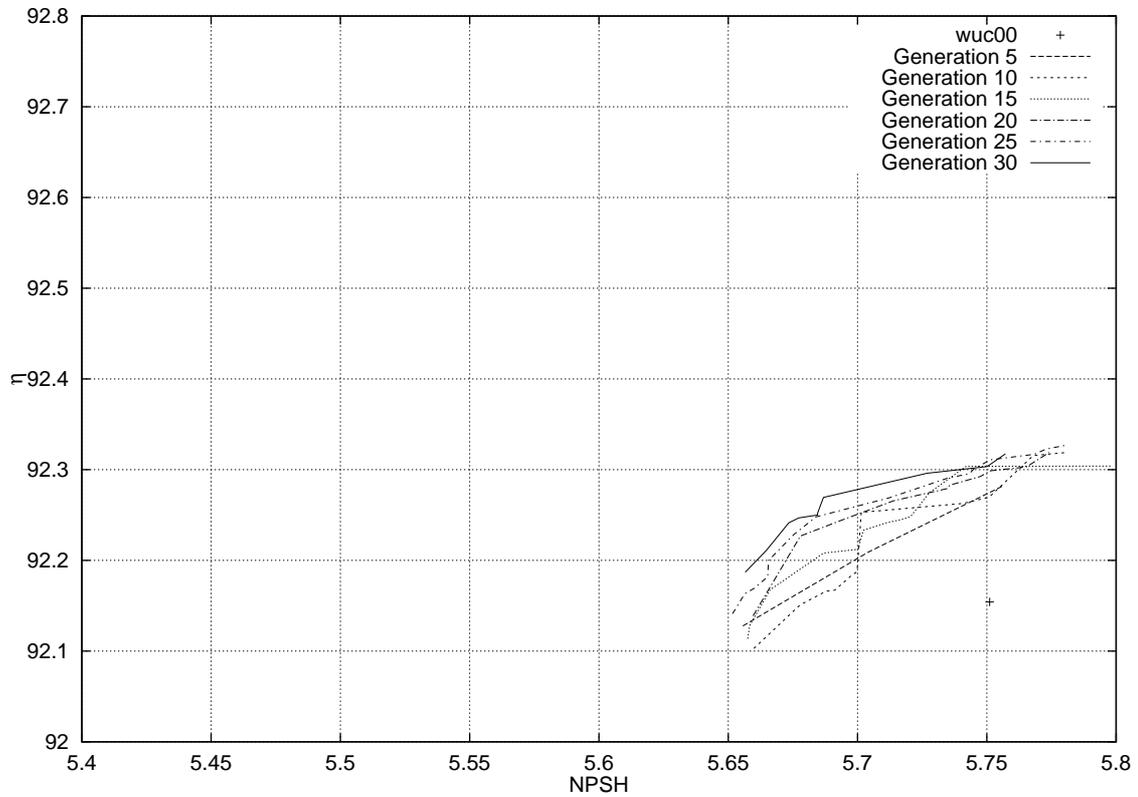


Abbildung 4.13: Konvergenz der Optimierung ungepfeilter Schaufeln.

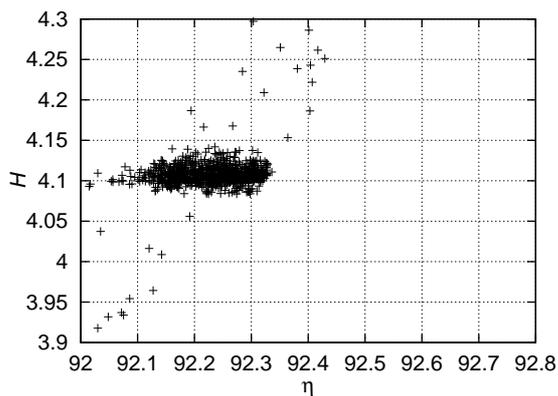


Abbildung 4.14: Förderhöhen und Wirkungsgrade der ausgewerteten ungepfeilter Schaufeln.

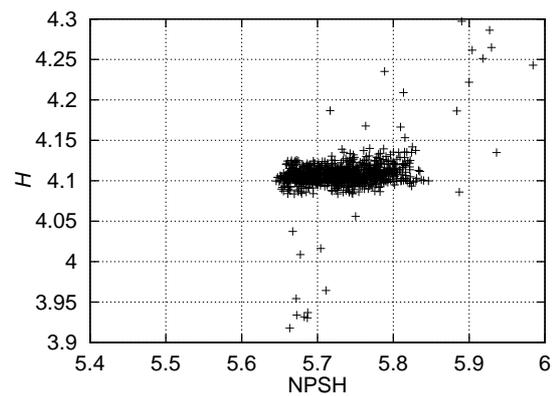


Abbildung 4.15: Förderhöhen und NPSH-Werte der ausgewerteten ungepfeilter Schaufeln.

Am anderen Ende des Pareto-optimalen Bereichs konnte der NPSH-Wert um 0.1 m gesenkt werden, wobei der Wirkungsgrad nur marginal um 0.05% verbessert werden konnte. Insgesamt zeigt sich mit fortschreitender Konvergenz des Verfahrens, dass der Pareto-optimale Bereich immer kleiner wird; in der Sprache der Turbomaschinen heißt dies, dass je besser die Schaufeln ausgelegt sind, desto enger ist ein guter Wirkungsgrad mit gutem Kavitationsverhalten verknüpft.

Das geringe Verbesserungspotential bei der Optimierung ungepfeilter Schaufeln liegt daran, dass als Startwert eine nach Lieblein (1965) ausgelegte Schaufel verwendet wurde, welche hinsichtlich Wirkungsgrad und Kavitationsverhalten ohnedies nahezu optimale Eigenschaften besitzt.

Um einen Eindruck des Effekts der in Abschnitt 4.3.3 besprochenen Förderhöhenkorrektur zu erhalten, wurden in den Abbildungen 4.14 und 4.15 die Wirkungsgrade bzw. NPSH-Werte aller 961 ausgewerteten Schaufeln gegenüber der erzielten Förderhöhe aufgetragen. Die meisten Schaufeln erzielen Förderhöhen, welche in einer Bandbreite von 1% um die gewünschte Förderhöhe liegen. Einzelne Schaufeln konnten nicht korrigiert werden, weil durch die Korrektur die Einschränkungen an die Parameter verletzt worden wären.

4.4.2 Optimierung gepfeilter Schaufeln

Bei der Optimierung gepfeilter Schaufeln wurde für die Anzahl der Nachkommen der Wert $\lambda = 48$ verwendet, weil aufgrund der größeren Variabilität ein längerer Pareto-optimaler Bereich erwartet werden kann. Der Sharing-Radius wurde wie bei der Optimierung ungepfeilter Schaufeln auf $\sigma_{sh} = 0.1$ gesetzt. Aufgrund der Erfahrung in Abschnitt 4.2.4 wurde die Anzahl der berechneten Generationen auf 50 erhöht, um der erhöhten Parameterzahl von 12 Rechnung zu tragen.

In Abbildung 4.16 sind die Zielfunktionswerte jeder 10. Generation der Optimierung ungepfeilter Schaufeln aufgetragen, wobei ab der 40. Generation eine Stagnation der Zielfunktionswerte zu beobachten ist. Es zeigt sich, dass der Wirkungsgrad wie bei der Optimierung ungepfeilter Schaufeln um ca. 0.2% gegenüber der ungepfeilten Referenzschaufel **WUC00** gesteigert werden konnte, wobei infolge Pfeilung der NPSH-Wert bei Erreichung des maximalen Wirkungsgrads um 0.2 m gesenkt werden konnte.

Am anderen Ende des Pareto-optimalen Bereichs konnte der NPSH-Wert um 0.25 m gegenüber der ungepfeilten Referenzschaufel gesteigert werden, wobei der Wirkungsgrad nur um 0.1% verbessert werden kann. Gegenüber der NPSH-optimalen ungepfeilten Schaufel ergibt sich somit eine Verbesserung um 0.15 m im NPSH-Wert. Auch hier gilt, dass mit fortschreitender Konvergenz der Wirkungsgrad immer enger mit einem guten Kavitationsverhalten verknüpft ist.

Auch für diese Optimierung wurden die Wirkungsgrade bzw. NPSH-Werte aller 2401 ausgewerteten Schaufeln gegenüber der erzielten Förderhöhe in Abbildung 4.17 bzw. 4.18 aufgetragen. Aufgrund der Pfeilung ist die Förderhöhenkorrektur insbesondere in den ersten 10 Generationen nicht wirksam wie bei ungepfeilten Schaufeln. Aus den aufgetragenen Wirkungsgraden in Abbildung 4.17 lässt sich auch erahnen, dass sich der Wirkungsgrad mit der Erhöhung der Schaufelbelastung noch etwas steigern ließe, was jedoch auf Kosten des NPSH-Wertes und des Teillastverhaltens gehen würde.

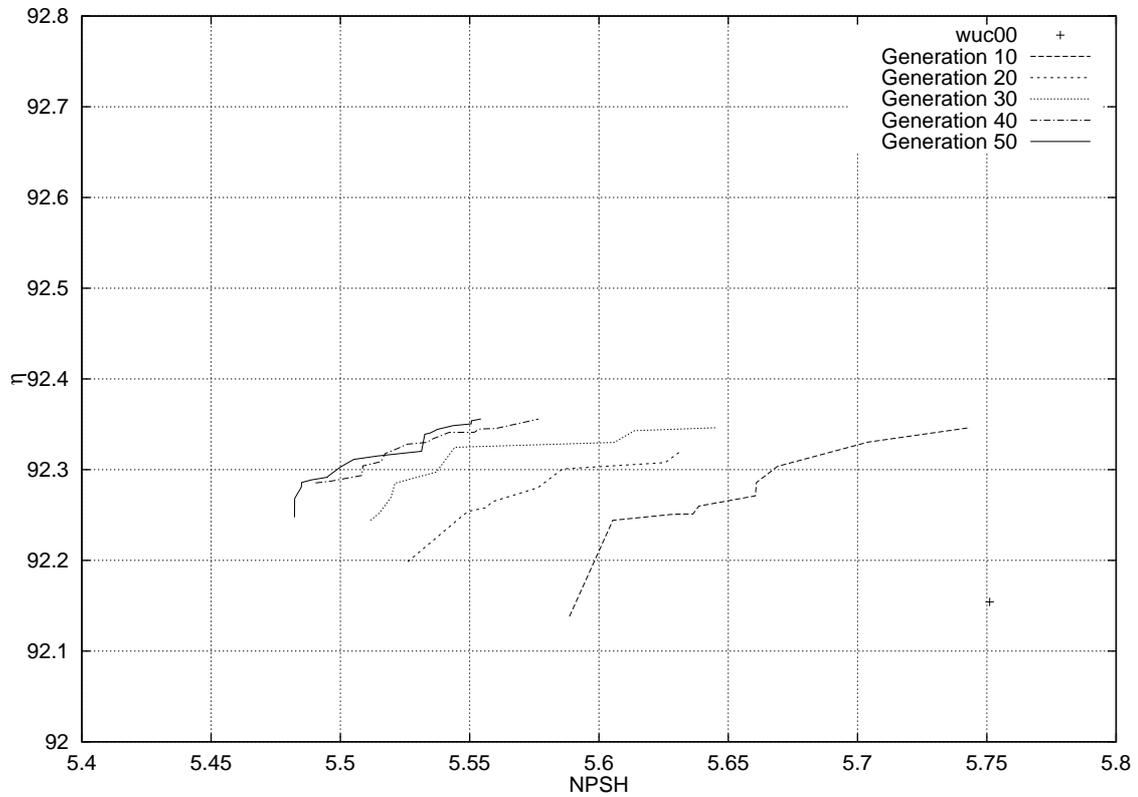


Abbildung 4.16: Konvergenz der Optimierung gepfeilter Schaufeln.

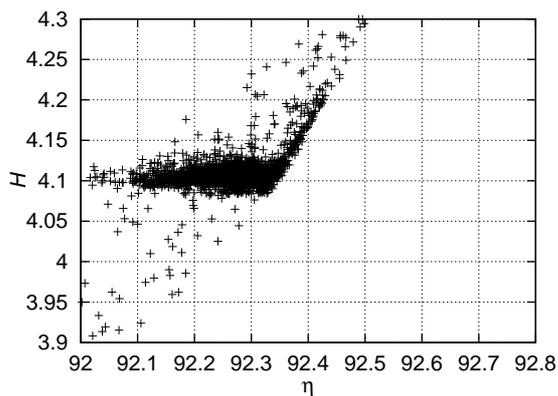


Abbildung 4.17: Förderhöhen und Wirkungsgrade der ausgewerteten gepfeilter Schaufeln.

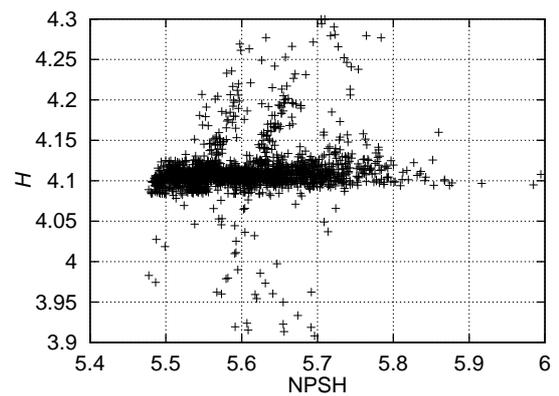


Abbildung 4.18: Förderhöhen und NPSH-Werte der ausgewerteten gepfeilter Schaufeln.

Kapitel 5

Interpretation der Ergebnisse

In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse der Optimierungsläufe für ungefeilte und gefeilte Pumpenschaufeln aus Kapitel 4 analog zu den Betrachtungen in Kapitel 3 ausgewertet werden, um einen Überblick über das Potential gefeilter Schaufeln zu gewinnen.

Dazu wurden aus den Ergebnissen beider Optimierungsläufe jeweils 3 Schaufelsätze ausgewählt, wie es in Abbildung 5.1 dargestellt ist. In die Detailauswertungen wurden so die Schaufeln mit dem jeweils höchsten Wirkungsgrad und dem jeweils niedrigsten NPSH-Wert einbezogen. Ergänzend wurde jeweils eine Schaufel aus der Mitte des Pareto-optimalen Bereichs ausgewählt. Die ungefeilten Schaufeln erhalten das Präfix **WU**, wohingegen den Namen der gefeilter Schaufeln **WV** vorangestellt wird, weil alle optimierten, gefeilter Schaufeln eine Vorwärtspfeilung aufweisen.

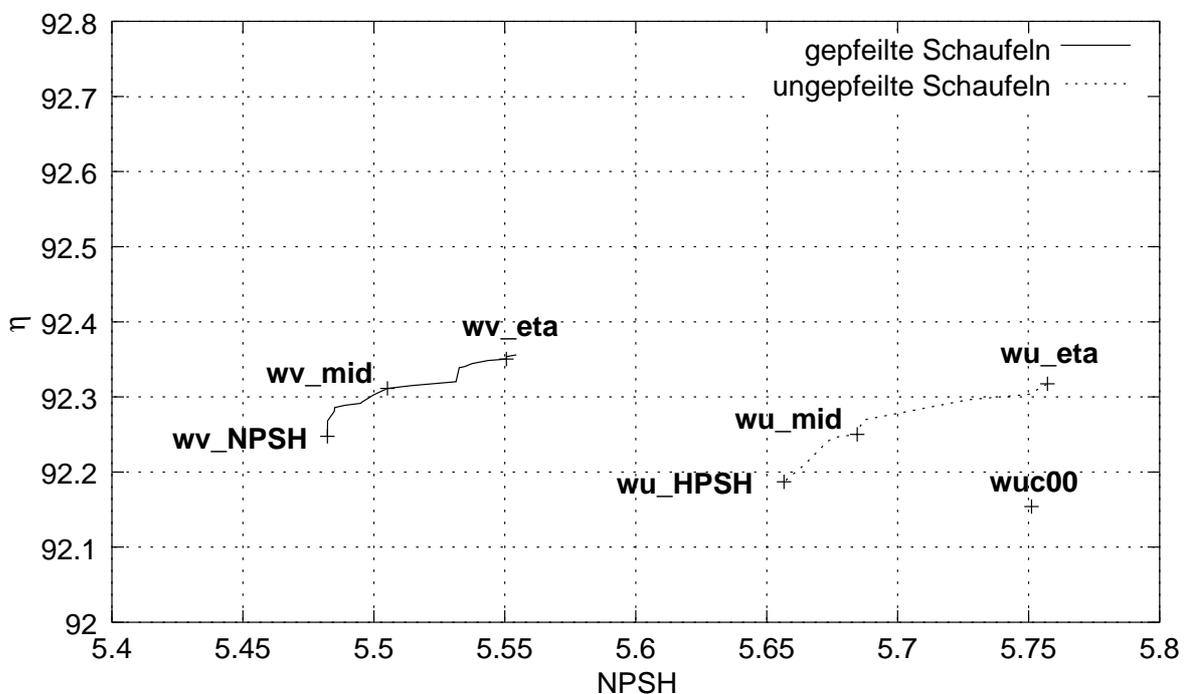


Abbildung 5.1: Pareto-optimale Bereiche und ausgewählte Schaufeln der Optimierungen.

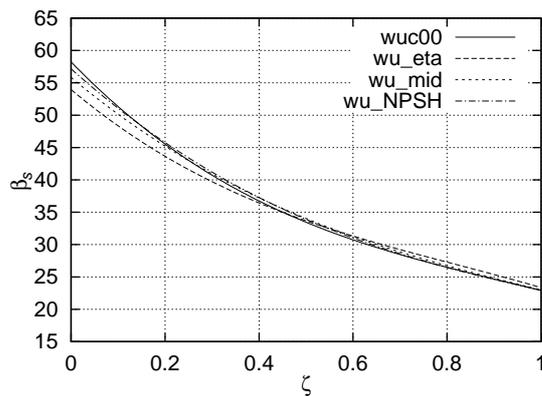


Abbildung 5.2: Vergleich des Staffelungswinkels β_s mit der Originalauslegung.

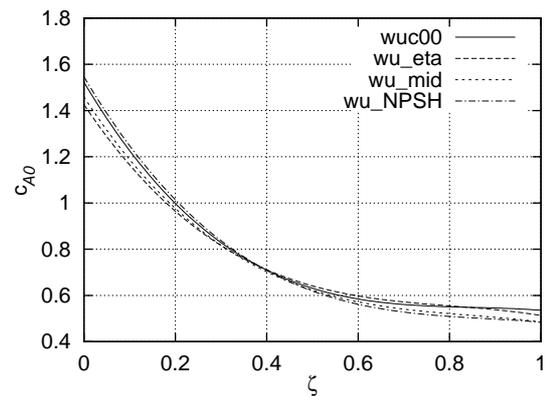


Abbildung 5.3: Vergleich des Auftriebswertes c_{A0} mit der Originalauslegung.

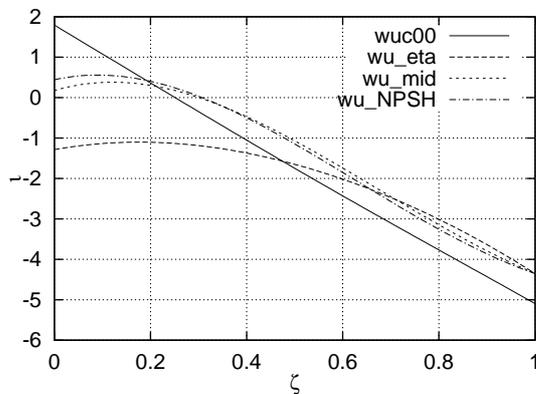


Abbildung 5.4: Vergleich der Incidence-Winkel τ mit der Originalauslegung.

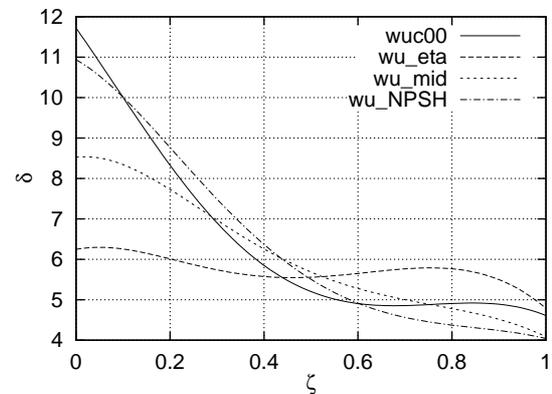


Abbildung 5.5: Vergleich der Deviation-Winkel δ mit der Originalauslegung.

5.1 Ungefeilte Schaufeln

Dieser Abschnitt ist der Auswertung der ungefeilten Schaufeln gewidmet, welche vom Optimierungslauf aus Abschnitt 4.4.1 generiert worden sind. Der Zweck dieser Optimierung war das Schaffen einer Vergleichsbasis zur Beurteilung des Potentials der Pfeilung bei Pumpenlaufschauflern innerhalb der angegebenen Variabilität der Schaufelparameter.

Es ist daher durchaus zu erwarten, dass der Wirkungsgrad oder das Kavitationsverhalten durch Variation weiterer Parameter wie der Schaufellänge oder der Dickenverteilung gegenüber den hier präsentierten Schaufeln noch weiter gesteigert werden könnte.

5.1.1 Schaufelgeometrie

Aus Abbildung 5.2, welche den Staffelungswinkel β_s über der relativen Schaufelhöhe ζ der ausgesuchten, ungefeilten Schaufeln zeigt, ist ersichtlich, dass von der Optimierung zur Erhöhung des Wirkungsgrades die Verwindung der Schaufel verringert wurde. Parallel dazu wurde für die Schaufel besten Wirkungsgrades die Krümmung c_{A0} Abbildung 5.3 im unteren Viertel der Schaufelhöhe reduziert, wohingegen die Krümmung der Schaufel mit dem

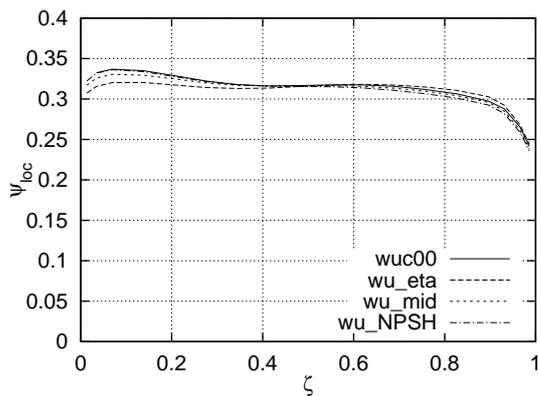


Abbildung 5.6: Vergleich der Totaldruckerhöhungen nach dem Laufrad.

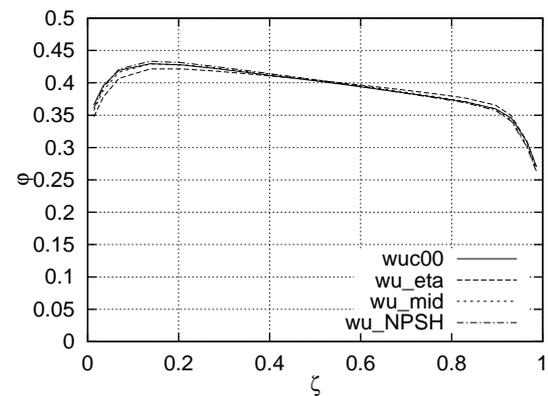


Abbildung 5.7: Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten nach dem Laufrad.

niedrigsten NPSH-Wert in der oberen Schaufelhälfte reduziert wurde.

Die Schaufel **WU_mid** zeigt eine Verminderung der Schaufelkrümmung in beiden Regionen. Weitere Einsichten in die Art und Weise, wie diese Schaufel als Kompromiss zwischen bestem Wirkungsgrad und niedrigstem NPSH-Wert hervorgeht, erhält man aus der Darstellung der Incidence- und Deviation-Winkel in den Abbildungen 5.4 und 5.5.

Die Schaufeln **WU_NPSH** und **WU_mid** zeigen einen Incidence-Verlauf, der von 25% Schaufelhöhe bis zur Schaufelspitze etwa 1° über der Originalauslegung nach (Lieblein 1965) liegt. Nur im Bereich des Schaufelfußes ist der Incidence-Winkel als Folge der dort leicht reduzierten Schaufelkrümmung kleiner als bei der ursprünglichen Auslegung. Die Incidence-Verteilung der Schaufel **WU_eta** zeigt ein ähnliches Verhalten, wobei der Incidence-Winkel in der ganzen unteren Schaufelhälfte gegenüber der Originalauslegung reduziert ist.

Die Deviation-Verteilungen der Schaufeln zeigen, dass die Schaufel besten Wirkungsgrades eine ausgeglichene Verteilung über dem Radius hat, wohingegen sich der Deviation-Winkel in Richtung eines niedrigeren NPSH-Wertes stetig der Verteilung der Originalauslegung nähert. Insgesamt scheint sich also die Beobachtung von Kuhn (2000) zu bestätigen, dass die Auslegung nach Lieblein (1965) ein günstiges Kavitationsverhalten zur Folge hat.

5.1.2 Belastungsverteilung

Die Abbildung 5.6 zeigt die dimensionslose Totaldruckerhöhung ψ_{loc} über der relativen Schaufelhöhe ζ der ungefeilten Schaufeln. Obwohl bei der Optimierung keine Vorschriften über den Drall nach dem Laufrad gemacht wurden, stellt sich für Schaufeln mit guten Kavitationswerten eine Totaldruckverteilung ein, welche identisch der ursprünglich erzielten ist. Lediglich die Schaufel besten Wirkungsgrades zeigt die Tendenz zu einem erhöhten Totaldruck im Ausschnitt und einem verringerten Totaldruck in Nabennähe.

Diese Beobachtung deckt sich mit den Erfahrungen von Auslegungen mit nicht-konstantem Drall über dem Radius, welche den Wirkungsgrad insbesondere bei kleinen Nabenverhältnissen weiter verbessern können. Eine Untersuchung dieses Effektes hätte bei der hier präsentierten Optimierung durch eine Vergrößerung der Variabilität der Schaufel-

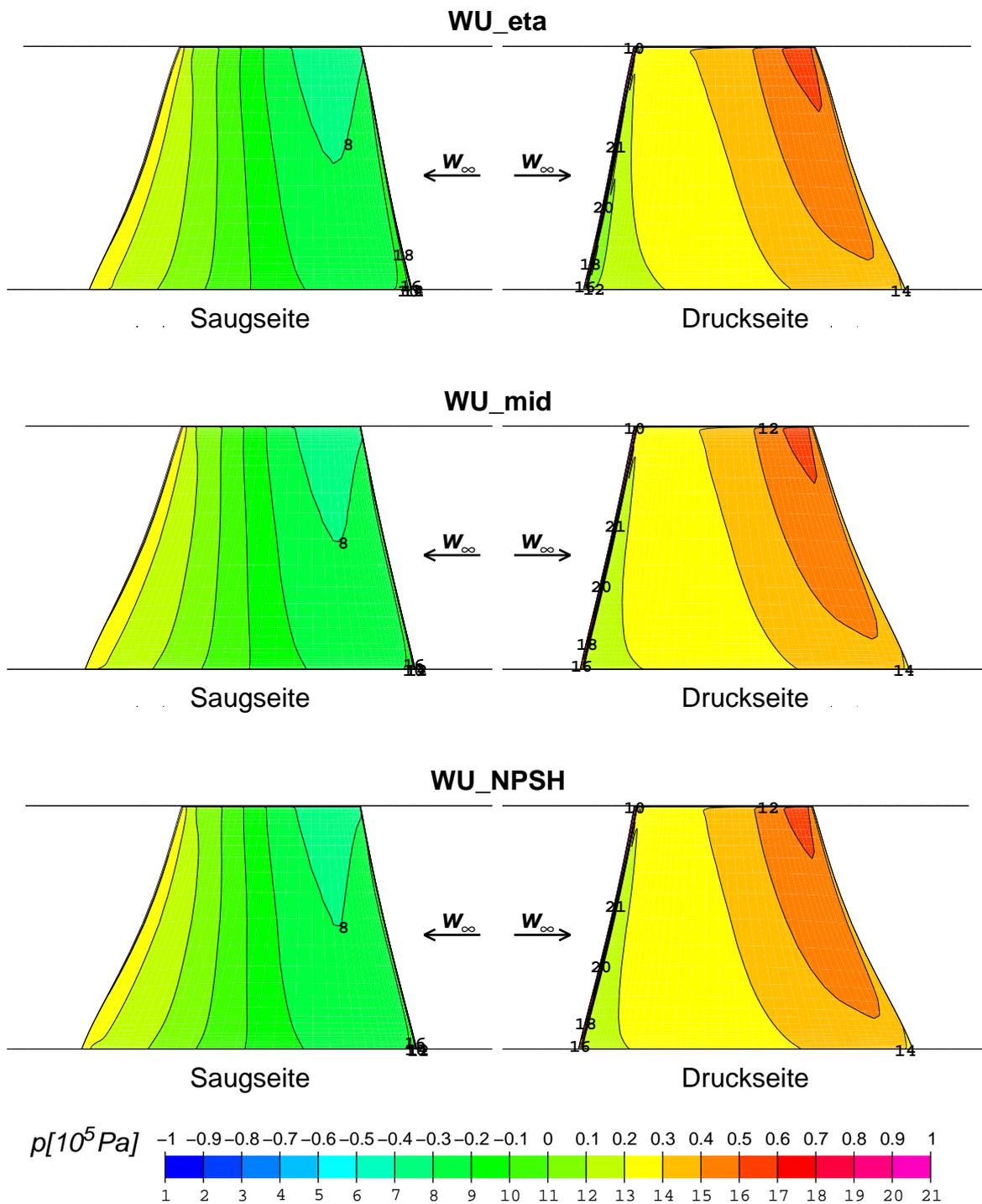


Abbildung 5.8: Vergleich der Druckverteilungen auf Saug- und Druckseite der optimierten, ungefeilten Schaufeln.

krümmung erzielt werden können, wurde aber deshalb nicht in Betracht gezogen, weil diese Ergebnisse wie gesagt dem Vergleich mit gepfeilten Schaufeln dienen, welche ebenfalls eine konstante Drallverteilung über dem Radius aufweisen sollen.

Die Verläufe der dimensionslosen Meridionalgeschwindigkeit ϕ nach dem Laufrad in Abbildung 5.7 ergänzen die Effekte, welche bei der Verteilung der Totaldruckerhöhung beobachtet wurden. So ist lediglich bei der Schaufel **WU_eta** der Massendurchsatz in Richtung der höherbelasteten Schaufelregion verschoben.

5.1.3 Schaufeldruckverteilung — Kavitation

In Abbildung 5.8 sind die Druckverteilungen auf den Saug- und Druckseiten der optimierten, ungepfeilten Schaufeln gegenübergestellt. Durch die Beibehaltung der Schaufellänge und der Dickenverteilung ergeben sich naturgemäß kleine Unterschiede zwischen den drei Schaufeln, was auch der gleichmäßigen Belastungsverteilung in Abbildung 5.6 entspricht.

Am augenscheinlichsten ist die Entwicklung des Unterdruckgebietes auf der Saugseite, welches bei niedrigstem NPSH-Wert am schmalsten ist und in Richtung höheren Wirkungsgrades immer breiter wird.

5.1.4 Dreidimensionale Strömung

Wie in den Abschnitten 3.1.3 und 3.2.5 wurden in der Abbildung 5.9 die wandnahen Stromlinien auf der Saug- und Druckseite im Meridionalschnitt zusammen mit den Stromlinien in Nabennähe dargestellt. Dabei zeigt sich, dass bei der ungepfeilten Schaufel besten Wirkungsgrades der Stromlinienversatz im Meridionalschnitt am geringsten ist und dieser in Richtung eines niedrigeren NPSH-Wertes leicht zunimmt.

Im Nabenschnitt wird beobachtet, dass die Ablösegefahr im saugseitigen Bereich der Hinterkante bei der Schaufel **WU_eta** durch die Verringerung der Schaufelkrümmung in diesem Bereich am besten unter Kontrolle ist. Die anderen Schaufeln zeigen in diesem Bereich eine Tendenz zur Ablösung, welche jedoch geringer ist als bei der ungepfeilten Referenzschaufel **WUC00**.

5.2 Gepfeilte Schaufeln

In diesem Abschnitt werden die gepfeilten Schaufeln, welche aus dem Optimierungslauf von Abschnitt 4.4.2 resultieren, einer Detailuntersuchung unterzogen und dabei einem Vergleich mit den ungepfeilten aus Abschnitt 5.1 unterzogen.

Wie aus Abbildung 5.1 ersichtlich ist, konnte durch die Einführung der Pfeilung der NPSH-Wert um ca. 5% der Förderhöhe gegenüber den optimierten, ungepfeilten Schaufeln verbessert werden. Gegenüber der ungepfeilten Referenzschaufel lassen sich sogar Verbesserungen um 6.5% der Förderhöhe erzielen.

Wie aus den Ergebnissen von Kapitel 3 zu erwarten war, handelt es sich bei den von der Optimierung vorgeschlagenen Schaufeln um vorwärts gefeilte Schaufeln, wobei der Pfeilungswinkel λ einen variablen Verlauf über die Schaufelhöhe annimmt.

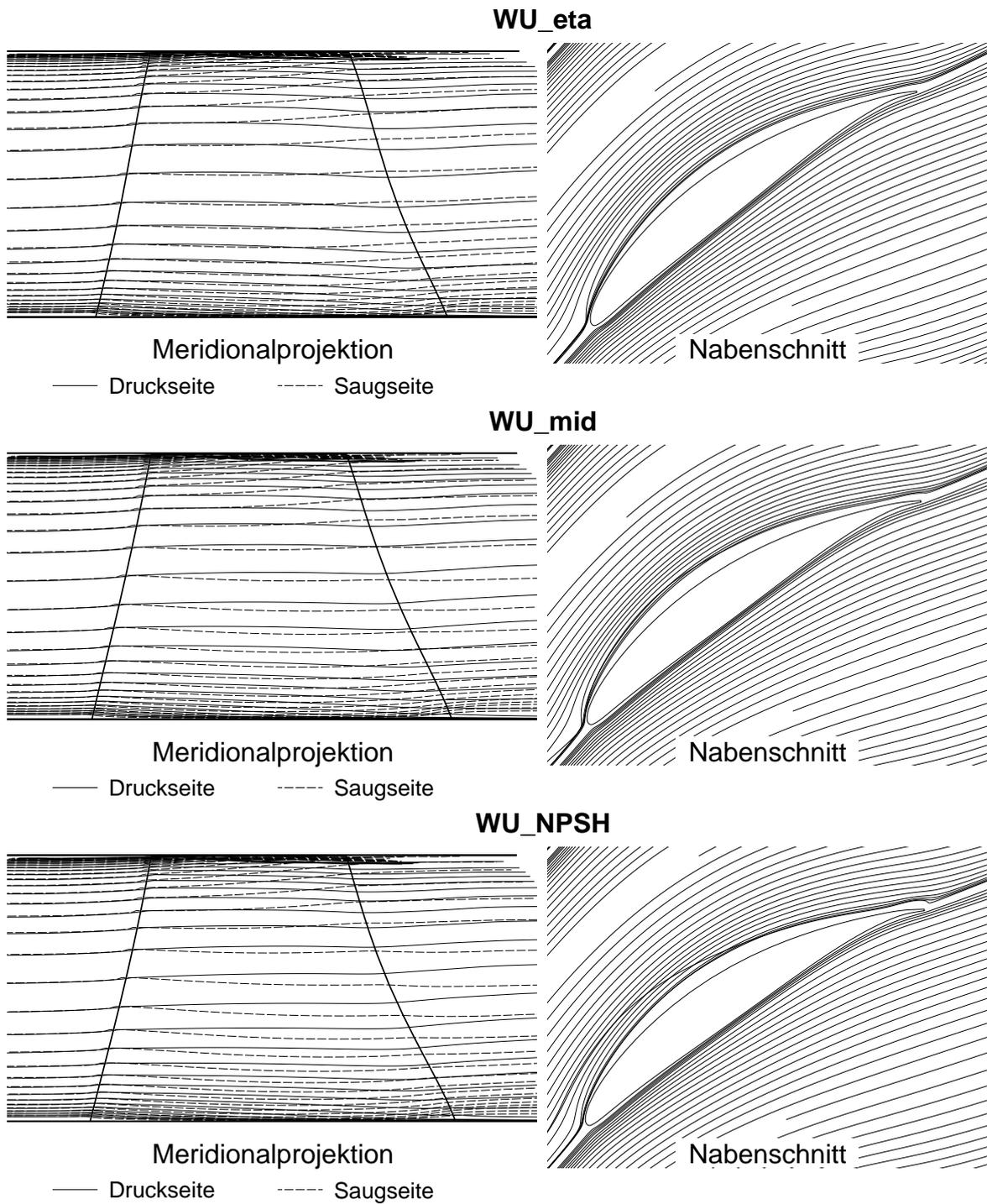


Abbildung 5.9: Vergleich wandnaher Stromlinien auf Saug- und Druckseite der optimierten, ungefeilten Schaufeln.

5.2.1 Schaufelgeometrie

Abbildung 5.10 zeigt den Verlauf des Pfeilungswinkels über der dimensionslosen Schaufelhöhe ζ für die optimierten, gepfeilten Schaufeln. Dabei zeigt sich, dass alle Schaufeln in der Kanalmitte am stärksten gepfeilt sind, wobei der Pfeilungswinkel bis zu $\lambda = -27^\circ$ reicht. In Richtung der Nabe und in Richtung des Gehäuses wird der Pfeilungswinkel deutlich reduziert – am deutlichsten bei der Schaufel besten Wirkungsgrades im Nabenbereich.

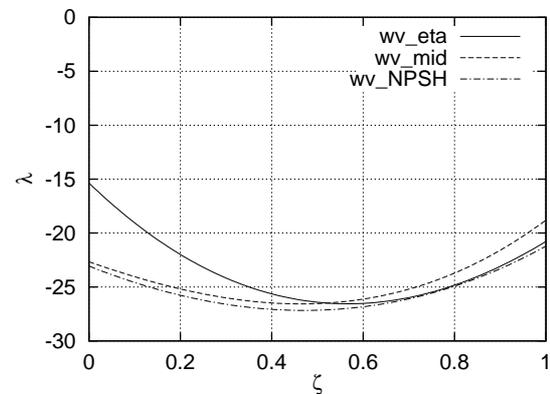


Abbildung 5.10: Verteilung des Pfeilungswinkels λ der optimierten Schaufeln.

Der Vergleich des Staffelungswinkel β_s in Abbildung 5.11 zeigt den charakteristischen Verlauf kompensierter, vorwärts gepfeilter Schaufeln, wie er in Abschnitt 3.2 beobachtet wurde. Zur Erreichung der günstigen NPSH-Werte wurden die Schaufeln durchwegs weniger gekrümmt als die ungepfeilte Referenzschaufel; einzig die Schaufel **WV_eta** ist in der äußeren Schaufelhälfte so stark gekrümmt wie es die Originalauslegung vorsieht (Abbildung 5.12).

Aus den Verteilungen der Incidence-Winkel in Abbildung 5.13 ist ersichtlich, dass die vorgeschlagene Pfeilung eine ausgeglichene Incidence-Verteilung über der Schaufelhöhe zur Folge hat, was schon in Abschnitt 3.2 als günstige Eigenschaft kompensierter, vorwärts gepfeilter Schaufeln hervorgehoben wurde. Dabei zeigt sich, dass die Schaufel niedrigsten NPSH-Wertes einen durchgängig um 1° vergrößerten Incidence-Winkel aufweist, als die Schaufel besten Wirkungsgrades.

Die Verteilungen der Deviation-Winkel in Abbildung 5.14 zeigen eine Reduktion der extremen Werte der Originalauslegung im Nabenbereich um 5° bei der Schaufel **WV_NPSH** und um 7° bei der Schaufel **WV_eta**. Dies zeigt wiederum, dass eine Reduktion der starken Krümmung des Nabenprofils günstige Eigenschaften auf die Eigenschaften der betrachteten Schaufeln hat.

5.2.2 Belastungsverteilung

In den Abbildungen 5.15 und 5.16 sind die dimensionslosen Verteilungen der Totaldruckerhöhungen und der Meridionalgeschwindigkeiten nach dem Laufrad der optimierten, gepfeilten Schaufeln verglichen. Daraus ist ersichtlich, dass sich ohne Vorschreibung einer Drallverteilung eine konstante Totaldruckerhöhung über dem Radius nach dem Laufrad eingestellt hat. Dementsprechend ausgeglichen verläuft auch die Meridionalgeschwindigkeit nach dem Laufrad.

Auch hier gilt, dass eine stärkere Variation der Schaufelkrümmung eine weitere Veränderung der Belastungsverteilung über dem Radius zur Folge hätte. Das hier erzielte Ergebnis ist aber im Rahmen dieser Arbeit als zufriedenstellend bewertet worden, weil es eine Einschätzung des Potentials der Pfeilung unter Ausschluss anderer Einflüsse wie unterschiedlicher

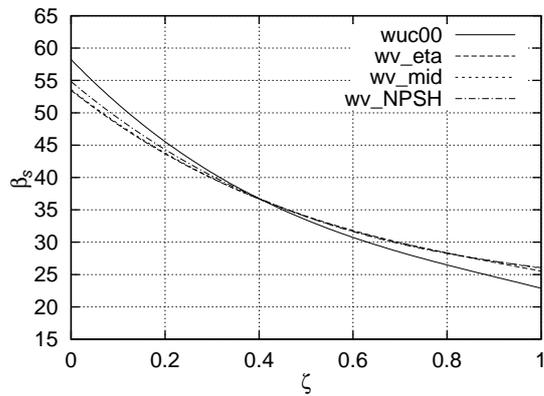


Abbildung 5.11: Vergleich des Staffelungswinkels β_s mit der Originalauslegung.

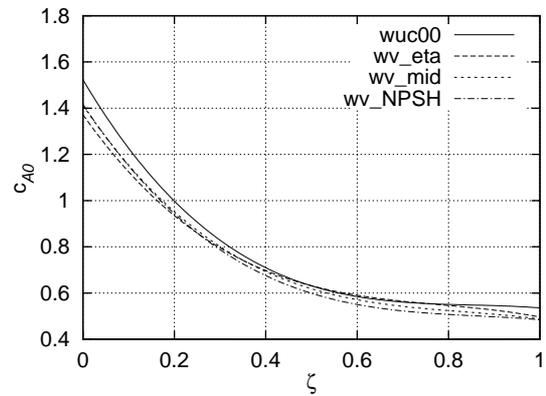


Abbildung 5.12: Vergleich des Auftriebsbeiwertes c_{A0} mit der Originalauslegung.

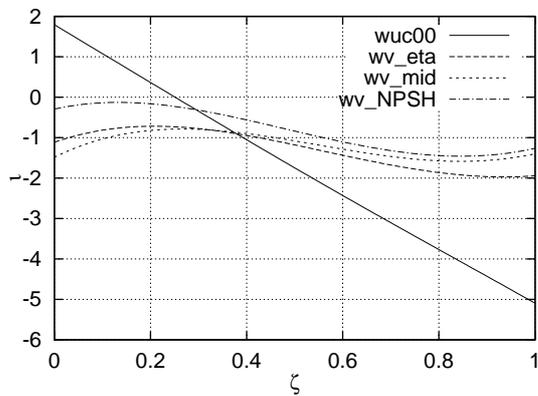


Abbildung 5.13: Vergleich der Incidence-Winkel τ mit der Originalauslegung.

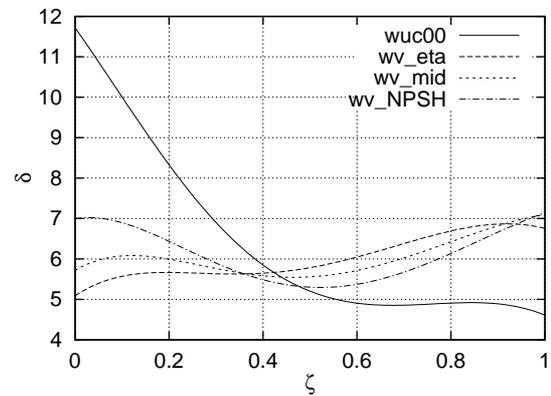


Abbildung 5.14: Vergleich der Deviation-Winkel δ mit der Originalauslegung.

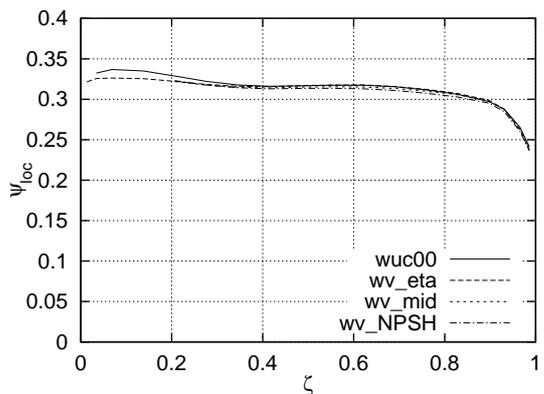


Abbildung 5.15: Vergleich der Totaldruck-erhöhungen nach dem Laufrad.

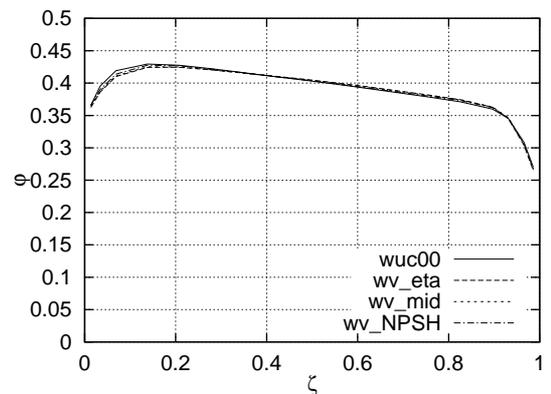


Abbildung 5.16: Vergleich der Meridional-geschwindigkeiten nach dem Laufrad.

Drallverteilungen nach dem Laufrad ermöglicht.

5.2.3 Schaufeldruckverteilung — Kavitation

In Abbildung 5.17 werden die saug- und druckseitigen Druckverteilungen der optimierten, gepfeilten Schaufeln dargestellt. Interessant ist dabei die Entwicklung der Form der Eintrittskante im Meridionalschnitt von der Schaufel besten Wirkungsgrades bis hin zur Schaufel niedrigsten NPSH-Wertes zu beobachten.

Bei der Schaufel **WV_eta** scheint sich eine im Naben- und Gehäusebereich senkrecht zur Maschinenachse stehende Eintrittskante als günstig für den Wirkungsgrad zu erweisen. In Kanalmitte macht sich der dort erhöhte Pfeilungswinkel bemerkbar, so dass die Eintrittskante am Gehäuseprofil gegenüber der Eintrittskante im Nabenbereich auch im Meridionalschnitt entgegen der Zuströmung verschoben ist.

Soll jedoch ein besserer NPSH-Wert wie bei den Schaufeln **WV_mid** und **WV_NPSH** erreicht werden, erweist sich ein Eintrittskante, welche im Nabenbereich leicht gegen die Senkrechte auf die Maschinenachse geneigt ist als günstig. Bei der Schaufel niedrigsten NPSH-Wertes ist die Eintrittskante im Meridionalschnitt auch im Gehäusebereich gegen die Senkrechte auf die Maschinenachse geneigt.

Die beschriebene Neigung der Eintrittskante hat eine Mehrbelastung der unteren Schaufelregionen im Bereich der Eintrittskante zur Folge, was an der erhöhten Druckabsenkung in diesem Bereich erkennbar ist. Dieser Effekt ist bei der Schaufel **WV_NPSH** am deutlichsten, welche die größte Neigung der Eintrittskante im Gehäuseschnitt aufweist.

Insgesamt ähneln die Druckverteilungen in Abbildung 5.17 sehr den Druckverteilungen der kompensierten, vorwärts gepfeilten Schaufeln aus Abschnitt 3.2. Dies zeigt, dass es mit Hilfe der Optimierung möglich war, kompensierte Schaufeln mit nicht-konstantem Verlauf des Pfeilungswinkels über dem Radius zu erzeugen.

5.2.4 Dreidimensionale Strömung

In Abbildung 5.18 wurden die wandnahen Stromlinien auf der Saug- und Druckseite im Meridionalschnitt zusammen mit den Stromlinien in Nabennähe für die optimierten, gepfeilten Schaufeln dargestellt.

Im Vergleich mit den Stromlinienbildern der ungepfeilten Schaufeln in Abbildung 5.9 zeigt sich dabei die Ausbildung des für gepfeilte Schaufeln charakteristischen Stromlinienversatzes im Meridionalschnitt. Aufgrund der der ausgeglichenen Belastungsverteilung über der Schaufelhöhe ist der Stromlinienversatz symmetrisch auf Saug- und Druckseite ausgeprägt.

Da die Profilgeometrie dieser Schaufeln auf die Pfeilungseffekte Rücksicht nimmt, entstehen aus dem Stromlinienversatz keine ausgeprägten freien Wirbel nach dem Laufrad, was sich offenbar günstig auf den Wirkungsgrad auswirkt.

Im Nabenschnitt wird bei allen drei Schaufeln analog zu den Beobachtungen bei den kompensierten, vorwärts gepfeilten Schaufeln in Abschnitt 3.3.4 die Beobachtung gemacht, dass sich die Strömung in der Nabengegend von der Druckseite zur Saugseite bewegt. Dieser

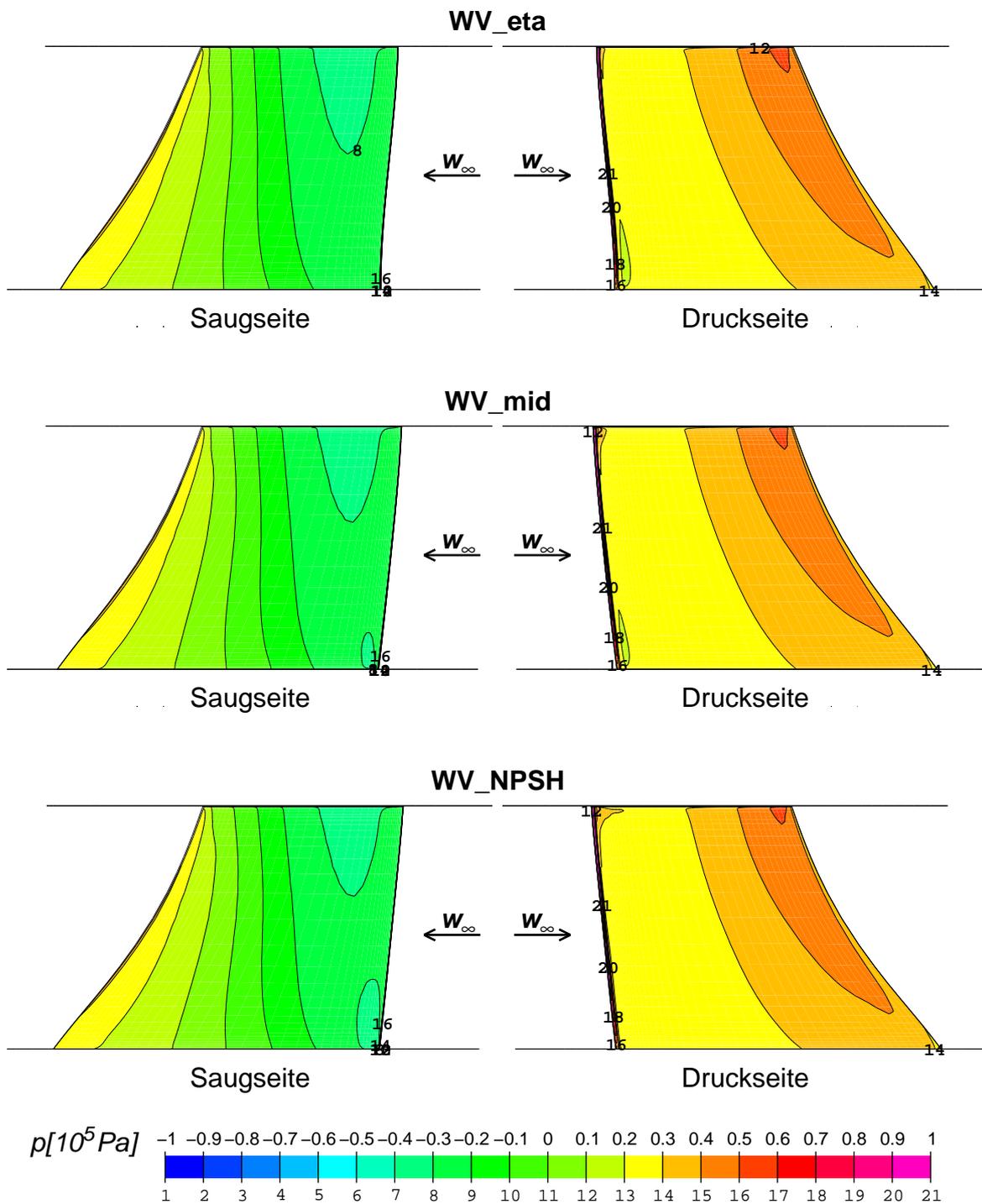


Abbildung 5.17: Vergleich der Druckverteilungen auf Saug- und Druckseite der optimierten, gefeilten Schaufeln.

Effekt wurde schon früher als günstig für die Entwicklung der Strömung in diesem ablösegefährdeten Bereich erkannt und hat damit zur Bevorzugung der Vorwärtspfeilung durch die Optimierung beigetragen.

5.3 Schlussfolgerungen

Durch die Anwendung einer Mehrzieloptimierung auf das Problem der Auslegung gepfeilter Schaufeln konnte gezeigt werden, dass ohne Veränderung der Schaufellängen und der Drallverteilung über dem Radius der NPSH-Wert der betrachteten Schaufeln um 5% der Förderhöhe reduziert werden kann.

Der Wirkungsgrad der Schaufeln konnte durch die von der Optimierung vorgeschlagene Vorwärtspfeilung nur unwesentlich gesteigert werden. Dies gibt Anlass zu der Vermutung, dass der erreichbare Wirkungsgrad eng mit der Verteilung der Schaufellänge und der Belastungsverteilung über dem Radius verknüpft ist, was sich mit Erfahrungen bei der Auslegung von Ventilatoren deckt (Wallis 1983; Lakshminarayana 1996).

Die Optimierung war in der Lage, eine den Pfeilungseffekten angepasste Profilgeometrie zu generieren, was einen Zugang zur Auslegung von Schaufeln mit nicht-konstanter Pfeilung über dem Radius schafft. Demgemäß zeigen die optimierten, gepfeilten Schaufeln Stromlinienbilder, welche denen kompensierter, gepfeilter Schaufeln mit konstanter Pfeilung entsprechen.

Eine besondere Rolle kommt der Form der Eintrittskante im Meridionalschnitt zu. Um einen optimalen Wirkungsgrad zu erreichen, steht die Eintrittskante im Naben- und im Gehäusebereich senkrecht auf die Maschinenachse. Durch eine Neigung der Eintrittskante im Nabenbereich kann der NPSH-Wert zusätzlich verbessert werden, was jedoch auf Kosten des Wirkungsgrades geht.

Diese Beobachtungen zeigen, dass die Mehrzieloptimierung erfolgreich eingesetzt werden konnte, um die wesentlichen Parameter zur Auslegung von gepfeilten Schaufeln hervorstreichen und eine Basis für die Auslegung gepfeilter Schaufeln unter speziellen Anforderungen zu schaffen.

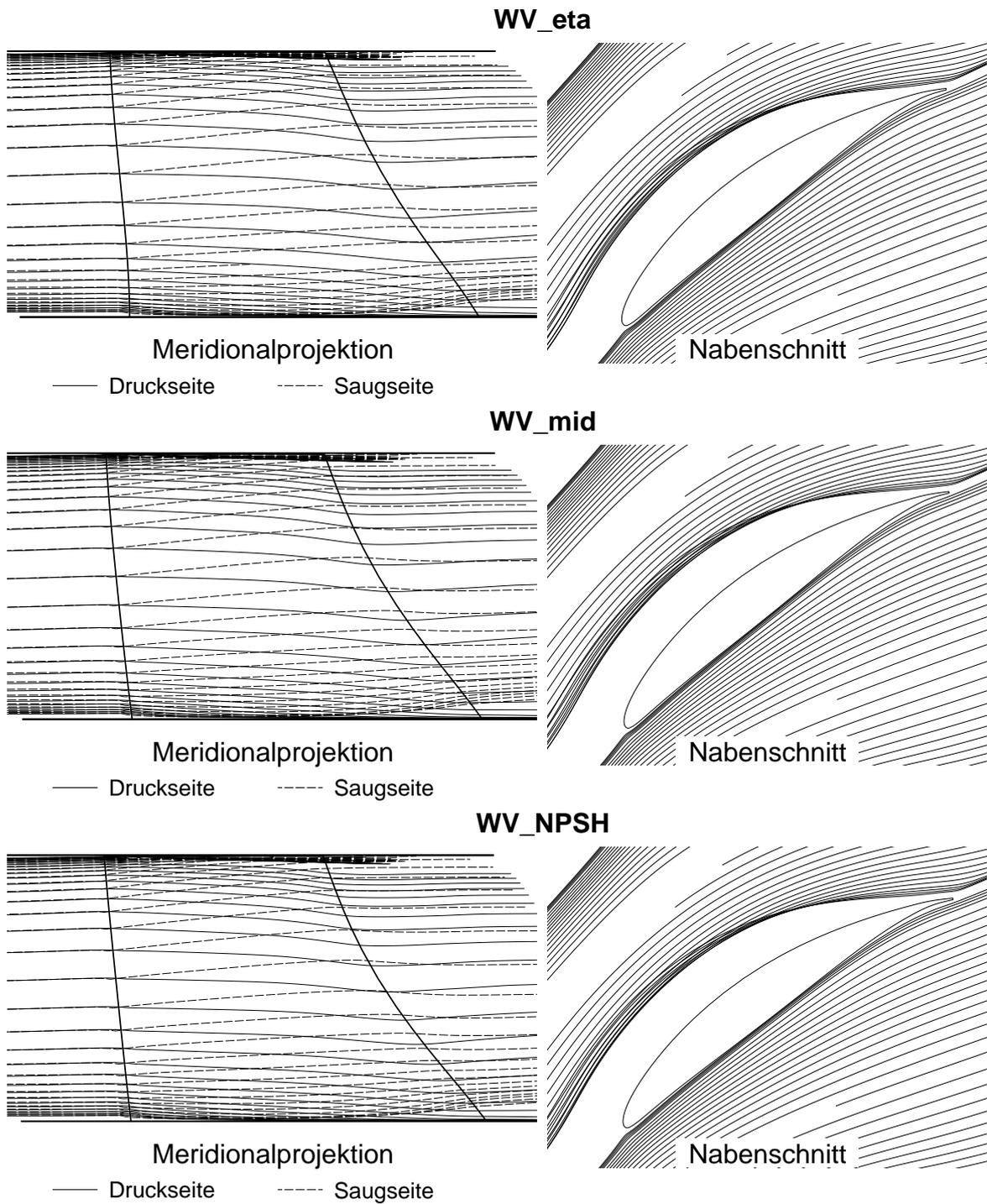


Abbildung 5.18: Vergleich wandnaher Stromlinien auf Saug- und Druckseite der optimierten, gefeiltten Schaufeln.

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden gepfeilte Laufschaufeln einer axialen Modellpumpe mit einer spezifischen Drehzahl $n_q = 210 \text{ min}^{-1}$ mit numerischen Methoden untersucht und optimiert.

Pfeilung in Turbomaschinen bezeichnet die relative Verschiebung der einzelnen Schaufelschnitte in Richtung der Schaufelsehne. Werden die Profile mit zunehmender Schaufelhöhe entgegen der Strömungsrichtung verschoben, so spricht man von Vorwärtspfeilung, werden sie hingegen in Strömungsrichtung verschoben, dann bezeichnet man die entstehenden Schaufeln als rückwärts gepfeilt.

Der Begriff der Pfeilung entstammt dem Flugzeugbau und wurde von Smith und Yeh (1963) auf Turbomaschinen übertragen, welche auch ein Verfahren zur Kompensation der Randeffekte infolge der Pfeilung vorschlugen. Dieses Kompensationsverfahren wird in dieser Arbeit auf die Behandlung von zwei Kanalbegrenzungen verallgemeinert und auf die Auslegung nach Lieblein (1965) angewandt.

Die numerische Simulation der Schaufelpassage erfolgt mit dem kommerziellen Strömungssimulationsprogramm TASCflow. Das numerische Verfahren wird einem Vergleich mit Messdaten zweier geometrisch ähnlicher Testmaschinen unterzogen, um die Gültigkeit der Vorhersagen der Strömungsrechnung zu überprüfen. Dabei wird festgestellt, dass die numerische Strömungsrechnung insbesondere dazu geeignet ist, verschiedene Schaufelgeometrie miteinander zu vergleichen. Die Fragen nach der Lage des Optimums der Kennlinie und des absoluten Wirkungsgrades einer Pumpe bleiben jedoch weiterhin der Gegenstand experimenteller Untersuchungen, weil die heute üblichen Turbulenzmodelle in diesem Bereich noch keine zuverlässigen Aussagen zulassen.

Der Vergleich von Pumpenlaufschaufeln mit einer konstanten Pfeilung von 45° über der Schaufelhöhe zeigt, dass die Belastungsverteilung über der Schaufelhöhe von der Pfeilung beeinflusst wird, falls die Profilgeometrie nicht kompensiert wird. Werden die Profile jedoch der Pfeilung angepasst, ergibt sich eine ausgeglichene Belastungsverteilung über dem Radius, wobei auch der Stromlinienversatz infolge der Pfeilung symmetrisch zwischen Saug- und Druckseite ausgeprägt ist. Eine Kompensation der rückwärts gepfeilten Schaufel ist dabei unmöglich, weil diese Schaufel starke Ablösetendenzen zeigt.

Eine Studie von vorwärts gepfeilten Schaufeln mit konstanten Pfeilungswinkeln von 10° , 20° und 30° zeigt, dass bis zu einem Pfeilungswinkel von 30° das Kavitationsverhalten gegenüber der ungepfeilten Referenzschaufel verbessert werden kann. Bei größeren Pfeilungswinkeln müssen die Schaufeln jedoch so stark gekrümmt werden, dass das Kavitationsverhalten wieder verschlechtert wird. Der positive Effekt der Vorwärtspfeilung auf den Wirkungsgrad ist nachweisbar, bleibt aber marginal.

Um die Frage nach dem optimalen Verlauf des Pfeilungswinkels über dem Radius zu beurteilen, wird ein Optimierungsverfahren auf Basis der Evolutionsstrategien entwickelt, welches die Optimierung von Schaufelgeometrien hinsichtlich Wirkungsgrad und NPSH-Wert ermöglicht. Die Funktionsfähigkeit des vorgeschlagenen Algorithmus zur Mehrzieloptimierung wird anhand eines mathematischen Testproblems geprüft, für welches Referenzlösungen in der Literatur vorhanden sind.

Zur Beurteilung des Potentials gepfeilter Schaufeln hinsichtlich Wirkungsgrad und NPSH-Wert werden zwei Optimierungsläufe durchgeführt. Bei der Optimierung ungepfeilter Schaufeln wird nur ein geringes Verbesserungspotential gegenüber der Auslegung nach Lieblein (1965) festgestellt. Die Ergebnisse der Optimierung gepfeilter Schaufeln ergeben eine Verbesserung der Schaufeln im NPSH-Wert um 5% der Förderhöhe gegenüber den optimierten, ungepfeilten Schaufeln, wobei auch hier die Verbesserung im Wirkungsgrad nur marginal bleibt. Dabei spielt die Form der Eintrittskante im Meridionalschnitt eine besondere Rolle bei der Abwägung zwischen minimalem NPSH-Wert und größtem Wirkungsgrad.

Literaturverzeichnis

- Aschenbrenner, T. (1998). *Entwurf strömungsoptimaler Beschaukelungen*. Dissertation, TU München.
- Beiler, M. G. (1996). *Untersuchung der dreidimensionalen Strömung durch Axialventilatoren mit gekrümmten Schaufeln*. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 7: Strömungstechnik, Nr. 298. VDI Verlag, Düsseldorf.
- Beyer, H.-G. (1995). Toward a Theory of Evolution Strategies: On the benefits of Sex – The $(\mu/\mu, \lambda)$ Theory. *Evolutionary Computation* 3(1), 81–111.
- Boutier, A. (1994). Accuracy of Laser Velocimetry Measurements. In *VKI Lecture Series 1993-09*. VKI, Rhode-Saint-Genèse.
- Bullock, R. O. and Johnsen, I. A. (1965). Compressor Design System. In I. A. Johnsen and R. O. Bullock (Eds.), *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*, pp. 183–226. NASA SP-36, Washington D.C.
- Czibere, T. (1960). Berechnungsverfahren zum Entwurfe gerader Flügelgitter mit stark gewölbten Profilschaufeln. *Különnyomat Az Acta Technica* 28, 43 – 71 und 241 – 280.
- Fonseca, C. M. and Fleming, P. J. (1993). Genetic Algorithms for Multiobjective Optimization: Formulation, Discussion and Generalization. In *Proc. of the Fifth Int. Conf. on Genetic Algorithms*, pp. 42–50.
- Fonseca, C. M. and Fleming, P. J. (1995). An Overview of Evolutionary Algorithms in Multiobjective Optimization. *Evolutionary Computation* 3(1), 1–16.
- Forstner, M., Lutz, W., Kuhn, K., Glas, W. und Jaberg, H. (2000). Vergleichende Stromfeldmessungen mit LDA und rotierender Drucksonde an einer Axialpumpe mit gepfeilten Schaufeln. In *8. Fachtagung „Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik“, 12. – 14. September 2000, München*, pp. (in Druck). Deutsche Gesellschaft für Laseranemometrie (GALA) e.V.
- Glas, W. und Kuhn, K. (1998). Vergleich der Festigkeit von gepfeilten und ungepfeilten Schaufeln in axialen hydraulischen Turbomaschinen. In *Beitragstexte (V17 bis V39) zum XXX. Kraftwerkstechnischen Kolloquium Dresden, 27. – 28. Oktober*, pp. 110–119.
- Glas, W., Kuhn, K., Forstner, M. and Jaberg, H. (2000). Smoothing and Statistical Evaluation of LDV Data of Turbulent Flows in Rotating and Reciprocating Machinery. *Experiments in Fluids* 29(5), 411–417.

- Goldberg, D. E. and Richardson, J. (1987). Genetic Algorithms with Sharing for Multimodal Function Optimization. In *Proc. of the 2nd Int. Conf. on Genetic Algorithms*, pp. 136–143.
- Goto, A., Takemura, T. and Zangeneh, M. (1996). Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three-Dimensional Inverse Design Method: Part 2 — Experimental Validation. *Journal of Turbomachinery* 118, 544–551.
- Gotthardt, H. (1983). *Theoretische und experimentelle Untersuchung an ebenen Turbinengittern mit Pfeilung und V-Stellung*. Dissertation, TU Braunschweig.
- Gretler, W. and Meile, W. (1997). Calculation of plane turbulent Coette-Pouseuille flows with a modified k - ϵ model. *Fluid Dynamics Research* 21, 263–283.
- Hansen, N. and Ostermeier, A. (1996). Adapting Arbitrary Normal Mutation Distributions in Evolution Strategies: The Covariance Matrix Adaption. In *Proc. of the 1996 IEEE Int. Conf. on Evolutionary Computation (ICEC '96)*, pp. 312–317.
- Hansen, N. and Ostermeier, A. (1997). Convergence Properties of Evolution Strategies with the Derandomized Covariance Matrix Adaption: The $(\mu/\mu_I, \lambda)$ -CMA-ES. In *Proc. of the 5th European Congress on Intelligent Techniques and Soft Computing (EUFIT '97)*, pp. 650–654.
- Horn, J., Nafpliotis, N. and Goldberg, D. E. (1994). A Niche Pareto Genetic Algorithm for Multiobjective Optimization. In *Proc. of the First IEEE Int. Conf. on Evolutionary Computation (ICEC '94)*, pp. 82–87.
- Jakoby, R., Maeng, D. J., Kim, S. and Wittig, S. (1997). 3D LDA-Measurements in Rotating Turbine Disk Systems. In *Proc. of the 7th Int. Conf. "Laser Anemometry - Advances and Applications"*, September 8 – 12 1997, Karlsruhe, pp. 255–262. German Association for Laser Anemometrie (GALA) e.V.
- Jakoby, R., Willmann, W., Kim, S., Dullenkopf, K. und Wittig, S. (1996). LDA-Messungen in rotierenden Bezugssystemen: Einfluß von Geschwindigkeitsgradienten auf die Bestimmung des Turbulenzgrads. In *5. Fachtagung „Lasermethoden in der Messtechnik“*, 11. – 13. September 1996, Berlin, pp. 41.1–41.10. Deutsche Gesellschaft für Laseranemometrie (GALA) e.V.
- Kaplan, V. (1908). *Bau rationeller Francisturbinen-Laufträder*. R. Oldenbourg, München, Berlin.
- Kaplan, V. und Lechner, A. (1931). *Theorie und Bau von Turbinen-Schnellläufern* (2. Aufl.). R. Oldenbourg, München, Berlin.
- Küchemann, D. (1950). On the chordwise Lift Distribution at the Center of Swept Wings. *The Aeronautical Quarterly* II, 146–154.
- Küchemann, D. (1952). A Simple Method of Calculating the Span and Chordwise Loading on Straight and Swept Wings of any Given Aspect Ratio at Subsonic Speeds. *Research Council Reports and Memoranda No. 2935*, 467–518.

- Küchemann, D. (1953). The Distribution of Lift over the Surface of Swept Wings. *The Aeronautical Quarterly IV*, 261–278.
- Kniely, W. (1983). *Beitrag zur programmierten Strömungsrechnung im Francis-Schnellläufer*. Dissertation, TU Graz.
- Kuhn, K. (2000). *Experimentelle Untersuchung einer Axialpumpe und Rohrturbine mit gepfeilten Schaufeln*. Dissertation, TU Graz.
- Kuhn, K., Ramusch, A., Forstner, M., Glas, W. und Jaberg, H. (1999). LDV-Messungen in einer Axialpumpe mit gepfeilten Schaufeln. In *7. Fachtagung „Lasermethoden in der Strömungsmeßtechnik“*, 27. – 29. September 1999, Saint-Louis, Aachen, pp. 16.1–16.6. Deutsche Gesellschaft für Laseranemometrie (GALA) e.V.: Shaker Verlag.
- Lakshminarayana, B. (1996). *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. John Wiley, New York.
- Lauder, B. E. and Spalding, D. B. (1974). The Numerical Computation of Turbulent Flow. *Comp. Meth. in Appl. Mech. and Eng.* 3, 269–289.
- Lewis, R. I. and Hill, J. M. (1971). The Influence of Sweep and Dihedral in Turbomachinery blade rows. *Journal Mechanical Engineering Science* 13(4), 266–285.
- Lieblein, S. (1965). Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades. In I. A. Johnsen and R. O. Bullock (Eds.), *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*, pp. 183–226. NASA SP-36, Washington D.C.
- Lutz, T. and Wagner, S. (1998). Drag Reduction and Shape Optimization of Airship Bodies. *Journal of Aircraft* 35(3).
- Mahfoud, S. W. (1995). A Comparison of Parallel and Sequential Niching Methods. In *Proc. of the Sixth Int. Conf. on Genetic Algorithms*, pp. 41–49.
- Meixner, H. (1995). *Vergleichende LDA-Messung an ungesichelten und gesichelten Axialventilatoren*. VDI Fortschrittberichte. VDI Verlag, Düsseldorf.
- Members of AEA (1999, July). *CFX-TASCflow Theory Documentation Version 2.9*. AEA Technology Engineering Software Limited, Waterloo, Ontario, Canada N2L 5Z4.
- Miller, B. L. and Shaw, M. J. (1996). Genetic Algorithms with dynamic niche sharing for multimodal function optimization. In *Proc. of the 1996 IEEE Int. Conf. on Evolutionary Computation (ICEC '96)*, pp. 786–791.
- Müller, S. D., Walther, J. H. and Koumoutsakos, P. D. (2000). Evolution strategies for Film Cooling Optimization. *AIAA Journal*, (in press).
- Nissen, V. (1997). *Einführung in evolutionäre Algorithmen*. Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden.
- Obayashi, S. (1997). Pareto Genetic Algorithm for Aerodynamic Design Using the Navier-Stokes Equations. In D. Quagliarella, J. Périaux, C. Poloni, and G. Winter (Eds.), *Genetic Algorithms and Evolution Strategies in Engineering and Computer Science*, pp. 245–266. John Wiley and Sons, New York.

- Pierret, S. and Van den Braembussche, R. A. (1999). Turbomachinery Blade Design Using a Navier-Stokes Solver and Artificial Neural Network. *Journal of Turbomachinery* 121, 326–332.
- Poloni, C. and Pediroda, V. (1997). GA coupled with computationally expensive simulations: tools to improve efficiency. In D. Quagliarella, J. Périaux, C. Poloni, and G. Winter (Eds.), *Genetic Algorithms and Evolution Strategies in Engineering and Computer Science*, pp. 267–288. John Wiley and Sons, New York.
- Prandtl, L., Wieselsberger, C. und Betz, A. (1925). *Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen* (3. Aufl.). R. Oldenbourg, München, Berlin.
- Rechenberg, I. (1994). *Evolutionsstrategie '94*. frommann-holzboog, Stuttgart.
- Rodi, W. (1993). *Turbulence Models and Their Application in Hydraulics* (3rd ed.). IAHR Monograph Series. A.A. Balkema, Rotterdam.
- Rodi, W. und Scheurer, G. (1982). Ein Programm zur Berechnung der Wärmeübergangszahlen an Gasturbinenschaufeln. Technischer Bericht FVV-Vorhaben Nr. 241, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe.
- Scheurer, G. (1983). *Entwicklung eines Verfahrens zur Berechnung zweidimensionaler Grenzschichten an Gasturbinenschaufeln*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH).
- Schiller, F. (1984). *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der Belastungsgrenze bei hochbelasteten Axialventilatoren*. Dissertation, TU Braunschweig.
- Schlichting, H. und Gersten, K. (1997). *Grenzschicht-Theorie* (9. Aufl.). Springer-Verlag.
- Schlichting, H. und Truckenbrodt, E. (1962). *Aerodynamik des Flugzeugs*. Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg.
- Scholz, N. (1965). *Aerodynamik der Schaufelgitter*. Verlag G. Braun, Karlsruhe.
- Smith, L. M. and Yeh, H. (1963). Sweep and Dihedral Effects in Axial-Flow Turbomachinery. *Journal of Basic Engineering* 85, 401–416.
- Srinivas, N. and Deb, K. (1995). Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms. *Evolutionary Computation* 2(3), 221–248.
- Stahlecker, D., Csikos, D. and Gyarmathy, G. (1997). An evaluation strategy of Laser Doppler Velocimetry systems for high subsonic radial compressors. In *Proc. of the 7th Int. Conf. "Laser Anemometry - Advances and Applications"*, September 8 – 12 1997, Karlsruhe, pp. 289–298. German Association for Laser Anemometrie (GALA) e.V.
- Stark, U., Bookjans, W. und Mauß, M. (1999). *Kennlinienberechnung für Axialventilatoren mit gesichelten Schaufeln*. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 7: Strömungstechnik, Nr. 356. VDI Verlag, Düsseldorf.
- Stark, U. und Gotthardt, H. (1978, August). Theoretische und experimentelle Untersuchungen an konischen Turbinengittern, Teil I. Technischer Bericht 78/2, Institut für Strömungsmechanik, TU Braunschweig.

- Steuer, R. E. (1986). *Multiple criteria optimization: Theory computation and application*. Wiley Series in Probability and Mathematical Statistics. John Wiley and Sons, New York.
- Stütz, W. (1992). Einfluß der Sichelung auf das aerodynamische Verhalten von Axialventilatoren. In K. O. Felsch, H. Marcinowski, und J. Zierrep (Hrsg.), *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen – Mitteilungen des Instituts für Strömungslehre und Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) 44/92*, pp. 1–58. G. Braun, Karlsruhe.
- Thaler, G., Kuhn, K. und Jaberg, H. (2000). Sekundärströmung in Schaufel(ring)gittern mit Pfeilung und V-Stellung – eine Literaturstudie. *Forschung im Ingenieurwesen* 65, 236–246.
- Thomson, D., Watson, K., Norden, C., Gorrell, S. and Braisted, W. (1994). Assessment of Organic Matrix Composites for a Forward Swept Fan Stage. *AIAA Paper: AIAA-94-1353-CP*.
- Trigg, M. A., Tubby, G. R. and Sheard, A. G. (1999). Automatic Genetic Optimization Approach to Two-Dimensional Blade Profile Design for Steam Turbines. *Journal of Turbomachinery* 121, 11–17.
- Vad, J. and Bencze, F. (1998). Three-Dimensional Flow in Axial Flow Fans of Non-Free Vortex Design. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow* 19, 601–607.
- Wallis, R. A. (1983). *Axial Flow Fans and Ducts*. John Wiley, New York.
- Wright, T. and Simmons, W. E. (1990). Blade Sweep for Low-Speed Axial Fans. *ASME Journal of Turbomachinery* 112, 151–158.
- Yamaguchi, N., Tominaga, T., Hattori, S. and Mitsuhashi, T. (1991). Secondary Loss Reduction by Forward-skewing of Axial Compressor Rotor Blading. In *Proceedings of the 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress*, pp. II-62 – II-68.
- Yulin, W. (1997). Hydraulic Design of Axial Flow Turbines. In H. C. R. Krishna (Ed.), *Hydraulic Design of Hydraulic Machinery*. Avebury, Aldershot.
- Zangeneh, M. (1996). Inverse Design of Centrifugal Compressor Vaned Diffusers in Inlet Shear Flow. *Journal of Turbomachinery* 118, 385–393.
- Zangeneh, M., Goto, A. and Takemura, T. (1996). Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three-Dimensional Inverse Design Method: Part 1 — Design and Numerical Validation. *Journal of Turbomachinery* 118, 536–543.
- Zierke, W. C., Straka, W. A. and Taylor, P. D. (1993, November). The high Reynolds Number Flow through an Axial-Flow Pump. Technical Report TR 93-12, Applied Research Laboratory – The Pennsylvania State University.

Anhang A

Geometriedaten der modifizierten Schaufeln

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene gepfeilte Schaufeln vergleichend untersucht. Da im Haupttext die detaillierten Geometriedaten keinen Platz gefunden haben, wird in diesen Anhang das entsprechende Zahlenmaterial wiedergegeben, um die Übertragung der Geometriedaten für die Konstruktion zu erleichtern.

A.1 Kompensierte Schaufel WSVC45I

Dies ist die nach Abschnitt 1.3.2 kompensierte vorwärts gepfeilte Schaufel, welche in Abschnitt 3.2 behandelt wird. Tabelle A.1 gibt die wichtigsten Geometrieparameter dieser Schaufel mit einem konstanten Pfeilungswinkel $\lambda = -45^\circ$ über dem Radius wieder.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	30.10	29.65	27.10	23.14	19.91	19.05	19.20
Incidence-Winkel	ι [°]	-7.26	-6.42	-4.48	-4.09	-3.97	-2.65	-2.02
Austrittswinkel	β_2 [°]	75.00	70.46	55.65	43.89	38.28	37.17	37.26
Deviation-Winkel	δ [°]	9.40	9.56	8.78	7.67	8.71	11.35	12.22
Staffelungswinkel	β_s [°]	52.55	50.05	41.38	33.51	29.09	28.11	28.23
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.799	1.631	1.135	0.823	0.728	0.718	0.716
Pfeilungswinkel	λ [°]	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45

Tabelle A.1: Profildaten der vorwärts gepfeilten Schaufel **WSVC45I**.

A.2 Kompensierte Schaufel WSVC45

Diese Schaufel basiert auf der Schaufel **WSVC45I**, wobei hier die Deviation-Winkel so angepasst wurden, dass der Drall der unepfeilten Referenzschaufel **WUC00** erreicht wird und

somit die Förderhöhe mit der Originalauslegung übereinstimmt. In Tabelle A.2 sind die wichtigsten Geometrieparameter dieser Schaufel zusammengefasst.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	30.10	29.65	27.10	23.14	19.91	19.05	19.20
Incidence-Winkel	ι [°]	-7.26	-6.42	-4.48	-4.10	-3.97	-2.65	-2.02
Austrittswinkel	β_2 [°]	73.59	69.17	54.75	43.36	38.00	37.02	37.13
Deviation-Winkel	δ [°]	8.00	8.26	7.88	7.15	8.44	11.20	12.09
Staffelungswinkel	β_s [°]	51.84	49.41	40.93	33.25	28.95	28.04	28.17
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.741	1.579	1.099	0.802	0.717	0.712	0.711
Pfeilungswinkel	λ [°]	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45

Tabelle A.2: Profildaten der vorwärts gepfeilten Schaufel **WSVC45**.

A.3 Kompensierte Schaufel **WSRC40I**

Dies ist die nach Abschnitt 1.3.2 kompensierte rückwärts gepfeilte Schaufel, welche in Abschnitt 3.2 behandelt wird. Tabelle A.3 gibt die wichtigsten Geometrieparameter dieser Schaufel mit einem konstanten Pfeilungswinkel $\lambda = 40^\circ$ über dem Radius wieder. Dieser Pfeilungswinkel musste gewählt werden, weil bei einer Pfeilung von 45° die Schaufel so stark verwunden ist, dass es unmöglich war, ein Rechengitter mit positiven Zellvolumina zu generieren.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	41.77	39.23	31.04	23.73	17.47	11.69	9.99
Incidence-Winkel	ι [°]	4.41	3.16	-0.54	-3.50	-6.40	-10.01	-11.23
Austrittswinkel	β_2 [°]	84.60	78.04	57.89	43.12	34.67	28.65	26.86
Deviation-Winkel	δ [°]	19.01	17.14	11.02	6.90	5.11	2.82	1.82
Staffelungswinkel	β_s [°]	63.18	58.64	44.47	33.43	26.07	20.17	18.42
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.714	1.550	1.067	0.768	0.682	0.672	0.669
Pfeilungswinkel	λ [°]	40	40	40	40	40	40	40

Tabelle A.3: Profildaten der rückwärts gepfeilten Schaufel **WSRC40I**.

A.4 Kompensierte vorwärts gepfeilte Schaufeln

Die Schaufeln, deren Geometriedaten in den Tabellen A.4–A.6 zusammengefasst wurden, sind auf dem gleichen Wege wie die Schaufel **WSVC45** konstruiert worden. Diese Schaufeln

wurden in Abschnitt 3.3 besprochen und zeichnen sich durch konstante Pfeilungswinkel von 10,20 bzw. 30° über dem Radius aus.

A.5 Optimierte, ungepfeilte Schaufeln

In den Tabellen A.7–A.9 sind die Geometriedaten der optimierten, ungepfeilten Schaufeln aufgelistet, welche in Kapitel 5 für Detailuntersuchungen aus den Ergebnissen der Optimierung aus Abschnitt 4.4.1 ausgesucht wurden. Die Betriebsdaten dieser Schaufeln können der Abbildung 5.1 entnommen werden.

Tabelle A.7 zeigt die Daten der Schaufel **WU_eta**, welche in der Optimierung den besten Wirkungsgrad erzielte. Die **WU_mid**, deren Daten in Tabelle A.8 zusammengefasst sind, bietet einen Kompromiss zwischen Wirkungsgrad und NPSH-Wert. Den besten NPSH-Wert lieferte die Schaufel **WU_NPSH**, deren Geometrie der Tabelle A.9 entnommen werden kann.

A.6 Optimierte, gepfeilte Schaufeln

In den Tabellen A.10– A.12 sind die Geometriedaten der optimierten, gepfeilten Schaufeln aufgelistet, welche in Kapitel 5 für Detailuntersuchungen aus den Ergebnissen der Optimierung aus Abschnitt 4.4.2 ausgesucht wurden. Die Betriebsdaten dieser Schaufeln können der Abbildung 5.1 entnommen werden.

Tabelle A.10 zeigt die Daten der Schaufel **WV_eta**, welche in der Optimierung den besten Wirkungsgrad erzielte. Die **WV_mid**, deren Daten in Tabelle A.11 zusammengefasst sind, bietet einen Kompromiss zwischen Wirkungsgrad und NPSH-Wert. Den besten NPSH-Wert lieferte die Schaufel **WV_NPSH**, deren Geometrie der Tabelle A.12 entnommen werden kann.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	38.06	36.60	31.21	25.42	20.65	17.61	16.97
Incidence-Winkel	ι [°]	0.70	0.53	-0.38	-1.82	-3.22	-4.09	-4.25
Austrittswinkel	β_2 [°]	76.16	70.83	54.08	41.46	34.81	31.44	30.62
Deviation-Winkel	δ [°]	10.56	9.93	7.22	5.24	5.25	5.61	5.58
Staffelungswinkel	β_s [°]	57.11	53.71	42.65	33.44	27.73	24.53	23.80
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.521	1.364	0.908	0.635	0.561	0.547	0.541
Pfeilungswinkel	λ [°]	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10

Tabelle A.4: Profildaten der vorwärts gepfeilten Schaufel **WSVC10**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	36.63	35.39	30.60	25.17	20.72	18.17	17.70
Incidence-Winkel	ι [°]	-0.73	-0.68	-0.99	-2.07	-3.15	-3.53	-3.52
Austrittswinkel	β_2 [°]	74.76	69.72	53.79	41.66	35.37	32.48	31.84
Deviation-Winkel	δ [°]	9.17	8.82	6.92	5.45	5.81	6.65	6.80
Staffelungswinkel	β_s [°]	55.70	52.56	42.19	33.41	28.05	25.32	24.77
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.522	1.368	0.920	0.654	0.580	0.567	0.560
Pfeilungswinkel	λ [°]	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20

Tabelle A.5: Profildaten der vorwärts gepfeilten Schaufel **WSVC20**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	34.70	33.72	29.65	24.68	20.62	18.62	18.36
Incidence-Winkel	ι [°]	-2.66	-2.35	-1.94	-2.56	-3.26	-3.08	-2.86
Austrittswinkel	β_2 [°]	74.33	69.48	53.99	42.07	36.07	33.80	33.42
Deviation-Winkel	δ [°]	8.74	8.58	7.13	5.85	6.50	7.98	8.38
Staffelungswinkel	β_s [°]	54.52	51.60	41.82	33.37	28.34	26.21	25.89
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.583	1.426	0.967	0.689	0.612	0.601	0.596
Pfeilungswinkel	λ [°]	-30	-30	-30	-30	-30	-30	-30

Tabelle A.6: Profildaten der vorwärts gepfeilten Schaufel **WSVC30**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	36.07	34.87	30.45	25.59	21.14	17.72	16.87
Incidence-Winkel	ι [°]	-1.29	-1.20	-1.13	-1.65	-2.73	-3.98	-4.35
Austrittswinkel	β_2 [°]	71.84	67.20	52.74	41.77	35.35	31.04	29.83
Deviation-Winkel	δ [°]	6.25	6.30	5.87	5.56	5.79	5.21	4.79
Staffelungswinkel	β_s [°]	53.96	51.03	41.60	33.68	28.25	24.38	23.35
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.426	1.287	0.884	0.641	0.563	0.527	0.513
Pfeilungswinkel	λ [°]	0	0	0	0	0	0	0

Tabelle A.7: Profildaten der ungefeilten Schaufel **WU_eta**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	37.53	36.38	31.76	26.17	21.07	17.62	16.87
Incidence-Winkel	ι [°]	0.17	0.31	0.18	-1.07	-2.80	-4.08	-4.35
Austrittswinkel	β_2 [°]	74.12	69.41	54.22	41.90	34.45	30.16	29.13
Deviation-Winkel	δ [°]	8.53	8.51	7.35	5.68	4.89	4.33	4.09
Staffelungswinkel	β_s [°]	55.83	52.89	42.99	34.03	27.76	23.89	23.00
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.459	1.316	0.891	0.623	0.530	0.496	0.485
Pfeilungswinkel	λ [°]	0	0	0	0	0	0	0

Tabelle A.8: Profildaten der ungefeilten Schaufel **WU_mid**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	37.80	36.60	31.83	26.09	20.95	17.58	16.87
Incidence-Winkel	ι [°]	0.44	0.53	0.24	-1.14	-2.92	-4.13	-4.35
Austrittswinkel	β_2 [°]	76.53	71.44	54.99	41.72	34.02	29.98	29.08
Deviation-Winkel	δ [°]	10.94	10.53	8.12	5.51	4.45	4.16	4.04
Staffelungswinkel	β_s [°]	57.17	54.02	43.41	33.91	27.49	23.78	22.97
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.547	1.389	0.919	0.619	0.517	0.491	0.484
Pfeilungswinkel	λ [°]	0	0	0	0	0	0	0

Tabelle A.9: Profildaten der ungefeilten Schaufel **WU_NPSH**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	36.25	35.13	30.86	26.06	22.10	19.73	19.27
Incidence-Winkel	ι [°]	-1.11	-0.94	-0.73	-1.18	-1.78	-1.97	-1.94
Austrittswinkel	β_2 [°]	70.68	66.30	52.52	42.00	36.11	32.68	31.79
Deviation-Winkel	δ [°]	5.09	5.40	5.65	5.78	6.55	6.85	6.75
Staffelungswinkel	β_s [°]	53.46	50.71	41.69	34.03	29.10	26.21	25.53
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.372	1.241	0.859	0.632	0.555	0.513	0.496
Pfeilungswinkel	λ [°]	-15.35	-17.30	-23.17	-26.42	-25.48	-22.00	-20.77

Tabelle A.10: Profildaten der vorwärts gefeiltten Schaufel **WV_eta**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	35.87	34.84	30.80	26.16	22.34	20.20	19.82
Incidence-Winkel	ι [°]	-1.49	-1.23	-0.79	-1.08	-1.53	-1.50	-1.40
Austrittswinkel	β_2 [°]	71.31	66.87	52.75	41.77	35.78	32.80	32.14
Deviation-Winkel	δ [°]	5.72	5.97	5.88	5.56	6.22	6.98	7.09
Staffelungswinkel	β_s [°]	53.59	50.86	41.77	33.96	29.06	26.50	25.98
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.413	1.275	0.871	0.619	0.532	0.499	0.488
Pfeilungswinkel	λ [°]	-22.66	-23.38	-25.64	-26.54	-24.53	-20.28	-18.80

Tabelle A.11: Profildaten der vorwärts gefeiltten Schaufel **WV_mid**.

Schaufelschnitt		1	2	3	4	5	6	7
rel. Schaufelhöhe	ζ [%]	0	5	25	50	75	95	100
Eintrittswinkel	β_1 [°]	37.07	35.87	31.36	26.40	22.48	20.33	19.95
Incidence-Winkel	ι [°]	-0.29	-0.19	-0.23	-0.84	-1.40	-1.37	-1.26
Austrittswinkel	β_2 [°]	72.59	67.91	53.03	41.51	35.45	32.74	32.19
Deviation-Winkel	δ [°]	7.00	7.01	6.16	5.30	5.89	6.92	7.14
Staffelungswinkel	β_s [°]	54.83	51.89	42.19	33.96	28.97	26.54	26.07
Auftriebsbeiwert	c_{A0} [-]	1.416	1.276	0.860	0.599	0.514	0.491	0.484
Pfeilungswinkel	λ [°]	-23.06	-23.86	-26.23	-27.16	-25.57	-22.32	-21.21

Tabelle A.12: Profildaten der vorwärts gefeiltten Schaufel **WV_NPSH**.

Anhang B

Ausblick

“The final results should be blended with engineering judgement.”
(Smith und Yeh 1963)

Im Rahmen der Zusammenstellung der vorliegenden Arbeit haben sich dem Autor immer wieder Fragen gestellt, welche über den gesteckten Rahmen hinausgehen, aber dennoch der Bearbeitung mit den erarbeiteten Werkzeugen zugänglich sind. Daher soll die folgende Zusammenstellung Anregungen für weitere Arbeiten enthalten, wobei die Aufzählung weder den Anspruch nach Vollständigkeit erhebt noch als bindend zu erachten ist.

- Die Bestimmung der optimalen Schaufellänge für einen gewählten Betriebspunkt stellt eine Abwägung zwischen optimalen Wirkungsgrad und NPSH-Wert dar. Kurze Schaufeln haben einen hohen Wirkungsgrad, solange deren Belastung nicht die Abrissgrenze erreicht. Sind die Profile dagegen länger, kann die Energie „sanfter“ umgesetzt werden, was auch die Druckabsenkung auf der Saugseite reduziert und somit das Kavitationsverhalten positiv beeinflusst.
- Die Auslegung von Axialmaschinen mit einem Drallaufbau, der über dem Radius zunimmt, erzeugt einen ähnlichen Stromlinienversatz wie gepfeilte Schaufeln. Es ist vorstellbar, dass man eine Kombination beider Auslegungsstrategien im Sinne einer weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades einsetzen kann. Auch hier liegt eine Abwägung zwischen Wirkungsgrad und NPSH-Wert vor. Wird nämlich in den Außenschnitten ein großer Drall erzeugt verlangt dies entweder nach langen Profilen oder der NPSH-Wert steigt.
- Bei allen Vorschlägen zur Optimierung stellt sich die Frage, ob eine Hydraulik, welche im Betriebspunkt an der Grenze des Machbaren agiert, zwangsläufig ein günstiges Teillastverhalten hat. Selbst bei den in dieser Arbeit präsentierten Schaufeln stellt sich die Frage, ob kompensierte, gepfeilte Schaufelgeometrie dieselben günstigen Effekte im Teillastverhalten haben, wie die vermessenen unkompensierten Geometrien. Daher sollte ein Fernziel sein, die Schaufeln bei einer Optimierung in mehreren Betriebspunkten zu simulieren, wozu natürlich weitere Verbesserungen der vorhandenen Turbulenz- und Wandschichtmodelle wünschenswert wären.