

**Experimentelle Untersuchungen zur Aerodynamik
hoch belasteter
Niederdruckturbinen-Beschaufelungen**

von der
Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
der Universität der Bundeswehr München

zur Erlangung des Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Markus Martinstetter

Vorsitzender : Prof. Dr. rer. nat. Michael Pfitzner
1. Berichterstatter : Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis
2. Berichterstatter : Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Tag der Einreichung : 24. November 2009
Tag der Annahme : 9. Dezember 2009
Tag der Promotion : 23. April 2010

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München. Mein Dank gilt dem Institutsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis, für sein in mich gesetztes Vertrauen und die gute Zusammenarbeit, sowie für die freundliche Übernahme der Erst-Berichterstattung dieser Arbeit. Des Weiteren danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir für die unkomplizierte Übernahme des Co-Referats und Herrn Prof. Dr. rer. nat. Michael Pfitzner für den Vorsitz des Prüfungsausschusses.

Als Start ins Berufsleben war die Zeit am Institut in vieler Hinsicht prägend und das im positiven Sinne. Ich danke daher ausnahmslos allen Kolleginnen und Kollegen, mit denen ich zusammenarbeiten durfte und ohne die die gute Arbeitsatmosphäre nicht möglich gewesen wäre. Die Teamarbeit am Institut hat über einige Tiefen während der Arbeit hinweg geholfen. Besonderer Dank gilt an dieser Stelle Herrn Reinaldo Gomes für die Zusammenarbeit am HGK und darüber hinaus. Herrn Marco Schwarze danke ich nicht nur für die CFD-Unterstützung und unzählige fachliche und halbfachliche Diskussionen, sondern auch für eine aus der Zusammenarbeit erwachsene Freundschaft. Herrn Tom Ludewig gilt besonderer Dank für die tägliche fachliche Zusammenarbeit und nicht zuletzt natürlich für das Korrekturlesen dieser Arbeit (und vieler anderer Berichte vorher).

Die Arbeit eines Experimentators wäre nicht möglich ohne die Unterstützung des technischen Personals. Herrn Wilfried Ehrlich danke ich herzlich für viele gemeinsame Tage am HGK und die ständige Unterstützung beim Finden von unkomplizierten Lösungen, den „unmöglichen“ Versuchsaufbau doch noch möglich zu machen. Ebenso gilt mein Dank Herrn Heinz Hampel für die Unterstützung bei den PIV-Messungen. Herrn Wolfgang Lorz möchte ich nicht nur für die bekanntermaßen hervorragende Fertigung danken, sondern besonders auch für die Möglichkeit, sich von Zeit zu Zeit bei einer Tasse Kaffee über verschiedenste Dinge austauschen zu können.

Der größte Dank an dieser Stelle gilt meinem Vater, Herrn Dr. Peter Martinstetter, ohne dessen bedingungslose Unterstützung diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Die Arbeit stellt das Ende eines schönen und erlebnisreichen Lebensabschnitts dar, den ich nicht missen möchte.

Übersicht

Die zur Wirkungsgradsteigerung moderner Flugtriebwerke notwendige, kontinuierliche Erhöhung des Nebenstromverhältnisses führte in den vergangenen Jahren zu gesteigerten Anforderungen an die Niederdruckturbine. Diese stellt heute eine sehr ausgereifte Komponente mit Wirkungsgraden bis 93% dar, trägt jedoch auch mit bis zu einem Drittel zum Gesamtgewicht des Triebwerks bei. Das Ziel, das Gewicht der Niederdruckturbine und somit des Gesamttriebwerks signifikant zu reduzieren führte zu der Überlegung, Gewichtsreduktion durch Schaufeleinsparung umzusetzen. Unvermeidbar ist hierbei jedoch eine Änderung des aerodynamischen Verhaltens der Turbine, was zu neuen Anforderungen an die Profilauslegung führt, die als so genanntes „High Lift Profiling“ bekannt wurden und heute in modernen Triebwerksauslegungen realisiert werden. In der Konsequenz führen diese Überlegungen zu der Idee der Reduktion ganzer Turbinenstufen, ein Konzept, das aufgrund der daraus resultierenden erhöhten Stufenbelastung als „High Stage Loading“ bezeichnet wird. Die aerodynamische Konsequenz hoher Belastung der Niederdruckturbinenbeschaukelungen ist das Auftreten verschiedener Strömungs- und Transitionsphänomene, die teilweise bis heute nicht vollständig erforscht sind. Experimentelle Untersuchungen im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal an mehreren Profilen dieser hoch belasteten Klasse werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt. Zwei für hoch belastete Turbinenstufen ausgelegte Profilschnitte werden untersucht, wobei ein Profil dem Konzept eines weiten Ringraums mit der Konsequenz hoher Umlenkung und moderater Axial-Machzahl, das andere dem Konzept des verringerten Ringraumdurchmessers mit der Konsequenz geringerer Umlenkung und erhöhter Axial-Machzahl entspricht. Die Untersuchungen werden in einem maschinenähnlichen Reynoldszahlspektrum bei konstanter maschinen-typischer Machzahl durchgeführt und umfassen eine Variation der Eintrittsturbulenz, die in früheren Untersuchungen meist als konstant betrachtet wurde. Im Rahmen der Arbeit wird nachgewiesen, dass die Zuströmturbulenz einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf das Verlustverhalten insbesondere bei kleinen Reynoldszahlen ausübt, weshalb zusätzliche Grundlagenuntersuchungen zu diesem Thema durchgeführt werden. Umfangreiche Analysen der zweidimensionalen Strömung im Mittelschnitt des Profils ergibt eine Auslegungsempfehlung für das Konzept des weiten Ringraumdurchmessers. Zudem kann nachgewiesen werden, dass die Totaldruckverluste trotz erhöhter Profilbelastung auf dem Niveau geringer belasteter Turbinenprofile liegen und somit das Konzept des „High Stage Loading“ als vielversprechend angesehen werden kann. Als Folge dieser Ergebnisse wird ein weiteres Profil betrachtet, dessen Belastung

gegenüber den Vergleichsbeschaukelungen durch Vergrößerung von Umlenkung und Teilung um weitere ca. 25% erhöht wurde. Hier zeigen sich die Grenzen der Profilbelastung: Bereits bei hohen Reynoldszahlen treten signifikante, so genannte 'lange' Ablöseblasen auf, die sich bei Reduktion der Reynoldszahl weiter ausbreiten und noch im Arbeitsbereich der Niederdruckturbine zu vollständiger Ablösung führen. Die hieraus resultierenden Totaldruckverluste erreichen für den Einsatz nicht mehr tolerierbare Höhen. Um trotzdem einen Einsatz dieser hoch belasteten Profile realisieren zu können, wird die Idee passiver Turbulatoren aufgegriffen, die durch Einbringen einer gezielten Störung auf der Saugseite des Profils Transition auslösen und somit durch höher turbulente Strömung die Ablöseneigung des Profils reduzieren sollen. Voruntersuchungen mit dem CFD-Strömungslöser MISES trugen zu der Auslegung einer dreidimensionalen Turbulatorgeometrie bei, deren Wirkung experimentell validiert und durch Vergleich mit einer konventionellen zweidimensionalen Stolperkante bewertet wird. Die Ergebnisse zeigen, dass eine signifikante Verlustreduktion durch Einsatz der Turbulatoren auch unter realistischen Betriebsbedingungen möglich ist, zudem wird nachgewiesen, dass eine dreidimensionale Turbulatorstruktur Vorteile bei Betrachtung des gesamten maschinen-relevanten Arbeitsbereiches bietet.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	v
1 Einleitung und Problemstellung	1
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Turbulenz	5
2.2 Transitionsmechanismen	11
2.2.1 Allgemeine Vorbemerkungen	11
2.2.2 Natürliche Transition	12
2.2.3 Bypass-Transition	13
2.2.4 Transition über Ablöseblase	13
2.2.5 Nachlauf-induzierte Transition	15
2.3 Ultra High Lift und Ultra High Stage Loading	16
2.4 Transitionsbeeinflussung in Turbomaschinen	19
2.5 Sekundärströmungen	20
2.6 Ziel der Arbeit	22
3 Versuchsaufbau und Instrumentierung	23
3.1 Versuchsträger	23
3.2 Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal	26
3.3 Erzeuger Instationärer Zuströmung	27
3.4 Einstellung der Zuströmbedingungen	29
3.5 Instrumentierung und Messwerterfassung	30
3.6 Druck-Messtechnik	31
3.7 Hitzdraht-Messtechnik	34
3.8 Particle Image Velocimetry	37
3.9 Strömungsvisualisierung	41
3.10 Messgenauigkeit und Fehler	42
4 Analyse der Zuströmbedingungen	45
4.1 Vorbemerkungen und Basis der Untersuchungen	45
4.2 Seitenwandgrenzschicht der Zuströmung	47
4.3 Abhängigkeit der Zuströmturbulenz von der Kanalhöhe	48
4.4 Untersuchungen zur Isotropie der Zuströmung	52
4.5 Auswertung der Autokorrelationsfunktionen	53

4.6	Integrales Längenmaß und Energiekaskade	55
4.7	Reynoldszahl-Abhängigkeit des Zuströmturbulenzgrades	59
4.8	Entwicklung der Turbulenz bei periodisch instationärer Zuströmung .	60
4.9	Schlussfolgerungen	62
5	Experimentelle Untersuchung zweier hoch belasteter Niederdruck-	
	turbinengitter	63
5.1	Untersuchungen bei stationärer Zuströmung	63
5.2	Untersuchungen bei periodisch instationärer Zuströmung	74
5.3	Beurteilung der Auslegungen	78
6	Transitionsbeeinflussung und 2D-Verlustreduktion	81
6.1	Basisuntersuchungen am Turbinengitter C	81
6.2	Auslegung eines passiven Turbulators	104
6.3	Untersuchung der Turbulatorgeometrien	113
6.4	Schlussfolgerungen und Ausblick	125
7	Zusammenfassung	127
	Literaturverzeichnis	133

Abbildungsverzeichnis

2.1	Turbulenz-Darstellung durch Leonardo Da Vinci (1508)	5
2.2	Energiespektrum nach <i>Bradshaw</i> [11]	8
2.3	Turbulenz in der Niederdruckturbine nach <i>Halstead</i> [36]	10
2.4	Verlauf der natürlichen Transition (nach <i>Römer</i> [82])	12
2.5	Transition über laminare Ablöseblase nach <i>Römer</i> [82]	14
2.6	Turbulenzflecken und beruhigte Zonen	15
2.7	Machzahlverteilung eines konventionellen und High-Lift-Profiles	17
2.8	Abhängigkeit der Verluste von der Reynoldszahl	18
2.9	Sekundärströmungsphänomene im Schaufelgitter	20
2.10	Gesamtverluste im Schaufelgitter	21
3.1	Vergleich der untersuchten Kaskaden	24
3.2	Profildruckverteilungen der untersuchten Turbinengitter	25
3.3	Aufbau des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals	26
3.4	Erzeuger Instationärer Zuströmung - Einbau im HGK	27
3.5	Auswirkungen des Stabnachlaufes auf das Geschwindigkeitsdreieck	29
3.6	Verwendete Turbulenzsiebe IXgK und VIIIK (<i>Kiock et al.</i> [52])	30
3.7	Messtechnik und Datenerfassung	32
3.8	Nachlauf einer Turbinenschaufel	33
3.9	Aufbau einer Drei-Draht-Hitzdrahtsonde der Firma DANTEC	34
3.10	Hitzdraht-Anemometer-System bei instationärer Zuströmung	36
3.11	Prinzipieller Aufbau eines PIV-Systems nach <i>Raffel et al.</i> [79]	38
3.12	Prinzip der Auswertung	39
3.13	Aufbau des PIV-Systems	40
3.14	Installation des PIV-Systems im HGK	41
4.1	Betriebspunktdarstellung im Kennfeld des HGK	46
4.2	Geschwindigkeitsprofil der Seitenwandgrenzschicht	47
4.3	Turbulenzgrad und Homogenität - IXgK	49
4.4	Turbulenzgrad und Homogenität - VIIIK	50
4.5	Turbulenzgrad bei verschiedenen Kanalhöhen	51
4.6	Strukturkoeffizienten bei verschiedenen Turbulenzsieben	52
4.7	Autokorrelationskoeffizienten beider Turbulenzsiebe	54
4.8	Energiespektren der Zuströmung bei unterschiedlichen Turbulenzsieben	56
4.9	Turbulenzgrad bei variiertter Reynoldszahl	59

4.10	Änderung von Zuströmturbulenz, -winkel, -geschwindigkeit	61
5.1	Profildruck- und Nachlaufmessung Turbinengitter A	64
5.2	Variation der Reynoldszahl bei Turbinengitter A	65
5.3	Turbinengitter A - Variierte Zuströmturbulenz	67
5.4	Turbinengitter A - Turbulenzgrad im Nachlauf	68
5.5	Turbinengitter B - Referenz-Betriebspunkt	70
5.6	Totaldruckverluste Turbinengitter A und B	71
5.7	Totaldruckverluste in der Abströmebene A und B	72
5.8	SVO und integrale Verluste in der Abströmebene	74
5.9	Turbinengitter A - Instationäre Zuströmung	76
5.10	Totaldruckverluste Turbinengitter A und B bei instationärer Zuströmung	77
5.11	Einfluss des Hintergrundturbulenzgrades	78
6.1	Profildruck- und Nachlaufmessung Turbinengitter C	82
6.2	Analyse der Ablöseblase	84
6.3	Integrale Totaldruckverlustbeiwerte Turbinengitter C	86
6.4	Konturplots der Kanal- und Nachlaufströmung mit PIV	87
6.5	Vergleich PIV-Fünf-Loch-Sonde	90
6.6	Entwicklung des Abströmwinkels	91
6.7	Auswertung der Saugseitenströmung mit PIV	92
6.8	Totaldruckverlust-Entwicklung im Nachlauf	95
6.9	Profildruck-Verteilungen bei variiertem Zuström-Turbulenzgrad	96
6.10	Einfluss der Turbulenzgradvariation auf die Totaldruckverluste	97
6.11	PIV-Messung bei $Tu_1 = 2\%$ und $Re_{2th} = 70.000$	98
6.12	Einfluss des EIZ-Einbaus	99
6.13	Integrale Totaldruckverlustbeiwerte	100
6.14	Ausschnitt der Profildruck-Verteilung $Tu_{stat} = 4\%$	101
6.15	Integrale Totaldruckverlustbeiwerte A, B und C	102
6.16	Vergleich der c_p -Verteilungen - Messung und Rechnung	105
6.17	Validierung der CFD-Simulation	106
6.18	Vergleich der Verlustverteilung Experiment - Rechnung	107
6.19	Ergebnisse der MISES-Transitionsstudie	109
6.20	Dimensionierung von Turbulatoren	110
6.21	Turbulatorgeometrie T.ISA1-A	111
6.22	Wirbelsystem am Turbulator T.ISA (schematisch)	112
6.23	Position und Geometrie der Stolperkante	113
6.24	Profildruck-Verteilung mit und ohne Turbulator T.ISA1-A	114
6.25	Totaldruckverlustbeiwerte im Nachlauf T.ISA1-A	115
6.26	Beurteilungsparameter im Nachlauf	116
6.27	Beurteilungsparameter im Nachlauf (red. Turbulenz)	117
6.28	Totaldruckverlust-Entwicklung im Nachlauf	119
6.29	Öl-Anstrichbild des Turbulators T.ISA1-A	120
6.30	Integrale Totaldruckverluste bei instationärer Zuströmung	121
6.31	Integrale Totaldruckverluste, Turbulatorvarianten T.ISA1-A, -B, -C	123
6.32	Verluste im Nachlauf bei verschiedenen Schaufelhöhen	124

Nomenklatur

Größen

Lateinische Buchstaben

A	Fläche
$a_{i,j}$	Kalibrierkoeffizienten
\vec{c}	Geschwindigkeitsvektor
c_f	Reibungsbeiwert
c_p	statischer Druckbeiwert
e	Messebenenabstand
E	Energiespektrum, Ausgangsspannung
f	Frequenz
G	Geschwindigkeitsbetrag
$G(\vec{x}), H(\vec{x})$	Grauwert-Verteilung
H	Höhe des Strömungsquerschnitts
H_{12}	Formfaktor
h	Schaufelhöhe
k	turbulente kinetische Energie, Konstante
l	Profil-Sehnenlänge
m	Exponent des Spektralgesetzes
Ma	Machzahl
N	Zählvariable
n	Kontraktionsverhältnis
p	Druck
q	Staudruck
R	Gaskonstante, Autokorrelationsfunktion
Re	Reynoldszahl
Sr	Strouhalzahl
T	Temperatur, integrales Zeitmaß, Stabperiode
t	Gitterteilung, Zeitvariable
Tu	Turbulenzgrad
u	Traversierkoordinate
u, v, w	Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit
y	wandnormaler Abstand
Zw	Zweifelzahl

Griechische Buchstaben

α	Strömungswinkel in Schaufelhöhenrichtung
β	Strömungswinkel in Umfangsrichtung
Γ	Wirbelstärke
Δ	Änderung einer Größe
δ	Grenzschichtdicke
δ_1	Verdrängungsdicke
δ_2	Impulsverlustdicke
ζ	Totaldruckverlustbeiwert
κ	Isentropenexponent
Λ	integrales Längenmaß
ρ	Dichte
τ	Zeitinkrement, Schubspannung

Indizes und Hochzeichen

1	Gitterzuströmung
2	Gitterabströmung
2th	isentropie Gitterabströmung
aero	aerodynamisch
ax	axial
geo	geometrisch
is	isentrop
iso	isotrop
k	Kammer
M	Messebene
ref	Referenzwert
Stab	EIZ-Stab
t	total
u	lokaler Wert in der Nachlaufmessung
Umg	Umgebung
Vk	Düsenvorkammer des HGKs
W	Wand
x	örtlich

Abkürzungen

AVDR	<u>A</u> xial <u>V</u> elocity <u>D</u> ensity <u>R</u> atio (Axiales Strom-Dichte-Verhältnis)
CCD	<u>C</u> harge <u>C</u> oupled <u>D</u> evice
CFD	<u>C</u> omputational <u>F</u> luid <u>D</u> ynamics
CTA	<u>C</u> onstant <u>T</u> emperature <u>A</u> nomometry
$\Delta h/U^2$	Kenngröße für Stufenbelastung (Enthalpieumsetzung)
DEHS	<u>D</u> i- <u>E</u> thyl- <u>H</u> exyl- <u>S</u> ebacat
DNS	<u>D</u> irekte <u>N</u> umerische <u>S</u> imulation
EIZ	<u>E</u> rzeuger <u>I</u> nstationärer <u>Z</u> uströmung
EW	<u>E</u> cken <u>w</u> irbel
HGK	<u>H</u> ochgeschwindigkeits- <u>G</u> itterwind <u>k</u> anal
HKW	<u>H</u> inter <u>k</u> anten <u>w</u> irbel
Hp	druckseitiger Ast des Hufeisenwirbels
Hs	saugseitiger Ast des Hufeisenwirbels
KW	<u>K</u> anal <u>w</u> irbel
PIV	<u>P</u> article <u>I</u> mage <u>V</u> elocimetry
Q3D	<u>Q</u> uasi- <u>D</u> rei- <u>D</u> imensional
RMS	<u>R</u> oot <u>M</u> ean <u>S</u> quare - quadratisches Mittel
SVO	<u>S</u> treamwise <u>V</u> orticity
TL	<u>T</u> rurbo- <u>L</u> uftstrahltriebwerk
UHSL	<u>U</u> ltra <u>H</u> igh <u>S</u> tage <u>L</u> oading
UniBwM	<u>U</u> niversität der <u>B</u> undes <u>w</u> ehr <u>M</u> ünchen
VITAL	the en <u>V</u> ironmen <u>T</u> AL <u>L</u> y friendly aero engine
WINPANDA	<u>W</u> indows <u>P</u> rogramm zur <u>A</u> utomatisierung von <u>N</u> achlauf- und <u>D</u> ruckverteilungsmessungen inkl. <u>A</u> uswertung
WINSMASH	<u>W</u> indows <u>S</u> oftware zur <u>M</u> essung und <u>A</u> uswertung von <u>S</u> ignalen der <u>H</u> eißfühler- <u>A</u> nomometry
ZTL	<u>Z</u> weistrom- <u>T</u> urbinen- <u>L</u> uftstrahltriebwerk

Einleitung und Problemstellung

Bereits seit rund 60 Jahren spielt die Gasturbine im Antrieb ziviler wie militärischer Luftfahrzeuge eine dominierende Rolle. Die Entwicklung vom Einkreis- (TL-) zum Zweikreis-(ZTL)-Triebwerk sowie eine fortschreitende Optimierung der Aerodynamik wie auch der Verbrennungsvorgänge im Triebwerk führte zu einem sehr ausgereiften System, sowohl hinsichtlich Zuverlässigkeit als auch in Bezug auf Wirkungsgradoptimierung.

Trotz einer kontinuierlichen Verringerung des spezifischen Brennstoffverbrauchs kann diese Entwicklung, insbesondere in Anbetracht der aktuellen Preissituation auf den Ölmärkten, noch nicht beendet sein sondern bietet neuen Entwicklungsbedarf bezüglich Verbrauchsoptimierung. Ein zunehmendes Umweltbewußtsein in Medien und Bevölkerung führt zudem zur Notwendigkeit für die Triebwerkshersteller, ihr öffentliches Ansehen auch durch Erreichen minimaler Emissionswerte sowohl hinsichtlich CO₂- und NO_X-Entwicklung als auch hinsichtlich Lärmemissionsreduktion zu steigern. Zudem dürfen die Anforderungen der Triebwerkskunden bezüglich Gewicht, Wartungsaufwand und Anschaffungs- sowie Betriebskosten nicht außer Acht gelassen werden (vgl. *Steffens und Fritsch* [99]).

Im aktuellen Flugtriebwerksbau dominieren heute Zweistrom-Turboluftstrahltriebwerke (ZTL-Triebwerke) den Markt, deren Gesamtschub durch immer weiter steigende Nebenstromverhältnisse (in aktueller Forschung (2009) bis 10 .. 15) zu bis zu 80% durch den Fan erzeugt wird. Je weiter das Nebenstromverhältnis steigt umso größer werden die technologischen Herausforderungen auch für die Niederdruckturbinen, die für den Antrieb des Fans bestimmt ist: Zum einen sind die möglichen Drehzahlen ohne Einsatz eines Getriebes durch die limitierte Blattspitzengeschwindigkeit des Fans begrenzt, zum anderen kommt dem Wirkungsgrad der Niederdruckturbinen für den Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks entscheidende Bedeutung zu. Nach *Wissler* [111] hat eine einprozentige Erhöhung des Niederdruckturbinen-Wirkungsgrades eine Steigerung des Gesamtwirkungsgrades um bis zu 0,9% und eine Absenkung des spezifischen Treibstoffverbrauches in ähnlicher Größenordnung zur Folge.

Moderne Niederdruckturbinen erreichen Wirkungsgrade von bis zu 93% und liegen somit auf sehr hohen technischen Niveau. Neben der Wirkungsgradsteigerung treten

Ziele wie Gewichtseinsparung und Emissionsverringerung ohne Performanceverluste immer weiter in den Vordergrund. Bezüglich der Gewichtseinsparung, deren Bedeutung aus der Tatsache resultiert, dass bis zu einem Drittel des Triebwerks-Gesamtgewichtes auf die Niederdruckturbine zurückgeführt werden kann, werden verschiedene Ansätze verfolgt: Zum einen wird auf neue Werkstofftechnologien gesetzt, zum anderen werden Untersuchungen zur Reduktion der Schaufel- und Stufenzahl in der Turbine angestellt. Eine solche Schaufelzahlreduktion bei konstanter Arbeitsumsetzung hat jedoch fundamentale Auswirkungen auf die Aerodynamik der verbleibenden Schaufeln: Die Schaufelbelastung steigt mit der Folge, dass die Gefahr einer laminaren oder turbulenten Ablösung im Diffusionsbereich der Saugseite insbesondere bei kleinen Reynoldszahlen steigt, was mit hoher Verlustgenerierung verbunden ist.

Erste Schritte in Richtung hoher Schaufelbelastung wurden durch die Entwicklung des so genannten 'High-Lift-Bladings' nach *Hourmouziadis* [47] möglich. Dieses führt zu dem Auslegungsziel, nicht ausschließlich anliegende Strömung zu erzwingen, sondern das Auftreten einer laminare Ablöseblase zu akzeptieren, die möglichst direkt nach Erreichen des Geschwindigkeitsmaximums induziert wird, um der Strömung im Falle ungestörter Zuströmung genug Lauflänge zum Wiederaanlegen zu bieten. Berücksichtigt man den Einfluss der periodisch auftretenden Nachläufe der stromauf gelegenen Schaufelreihe, führt dieser zu einer Reduktion der Ablöseblasen und damit zu einer Verringerung der Verluste, insbesondere bei kleinen Reynoldszahlen.

Dieses Auslegungsprinzip wurde zwischenzeitlich in den Serieneinsatz übernommen (vgl. *Haselbach et al.* [37]). Neben dieser Konzentration auf die einzelne Schaufel bietet der Designprozess der Niederdruckturbine die Möglichkeit, statt des separierten Profils die ganze Stufe zu betrachten. Diese Betrachtungsweise schließt die Möglichkeiten der Ringraumanpassung mit ein und eröffnet somit weitere Freiheitsgrade bei der Turbinenauslegung. Im Rahmen aktueller internationaler Forschungsprojekte (vgl. *VITAL - Description of Work* [104]) wird dieses Vorgehen als „Ultra High Stage Loading“ bezeichnet. Zu erwähnen ist hierbei jedoch, dass zum Erreichen des Optimierungsziels geringer Schaufelzahl bei hoher Arbeitsumsetzung pro Stufe beide Auslegungskonzepte in Kombination gesehen werden müssen.

Moderne Turbomaschinenauslegung ist geprägt durch den Einsatz numerischer Optimierung basierend auf stationären und instationären Strömungsrechenverfahren. Trotzdem ist jedoch bis heute das Experiment ein unverzichtbarer Bestandteil der Auslegungskette, wenn auch nicht mehr zur Erstellung ganzer Profilkataloge wie in früheren Zeiten, sondern zur Bereitstellung ausgewählter Ergebnisse zur Validierung der Rechenverfahren. In dieser Arbeit werden drei Profile betrachtet, deren Auslegung im Rahmen verschiedener Forschungsprojekte im Hause der MTU Aero Engines GmbH in München erfolgte. Alle betrachteten Profile sind Derivate eines bereits veröffentlichten Basisprofils (vgl. *Homeier* [46], sowie *Entlesberger* [23] und *Gier und Hübner* [32]). Zwei Gitter verfügen über ähnliche, eines über erhöhte Belastungszahlen, sie sind jedoch ausnahmslos der Kategorie hoch belasteter Niederdruckturbinen-Profile zuzuordnen. Problemstellung dieser Arbeit ist zum einen die Analyse der Strömungsphänomene an den betrachteten Schaufelgittern in Abhängigkeit der Zuströmturbulenz sowie unterschiedlicher Reynoldszahlen, zum anderen

eine Darstellung der Möglichkeiten passiver Grenzschichtbeeinflussung zur Reduktion entstehender Totaldruckverluste in einem möglichst weiten maschinen-relevanten Reynoldszahl-Bereich. Zur genauen Betrachtung dieser Phänomene ist eine Analyse der Zuströmbedingungen des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal notwendig. Die Kenntnis dort vorliegender Strömungseigenschaften ist zudem als Randbedingung für numerische Vergleichsuntersuchungen unerlässlich. Insbesondere soll hier der Schwerpunkt auf Eigenschaften kleiner Schwankungsbewegungen in der Strömung (Turbulenz) gelegt werden.

Im Rahmen der Arbeit kommen moderne messtechnische Verfahren sowohl zur stationären (Druckmessung, Geschwindigkeitsmessung), als auch zur instationären (Hitzdraht-Anemometrie, Particle Image Velocimetry) Messwertaufnahme zum Einsatz, um möglichst umfassende Analysen der Strömungsbedingungen durchführen zu können.

Aufgrund von Vertraulichkeitsbestimmungen sind in dieser Arbeit alle Totaldruckverlustbeiwerte normiert dargestellt. Als Normierungsfaktor ist hierbei der experimentell ermittelte integrale Totaldruckverlustbeiwert des Turbinengitters C in der Konfiguration ohne Grenzschichtbeeinflussung (vgl. Kapitel 6) gewählt worden. Diese Wahl ergibt sich aus der besonderen Bedeutung der integralen Totaldruckverluste bei Bewertung der Maßnahmen zur Transitionsbeeinflussung auf diesem Profil. Durch die Festlegung dieser Referenz sind bei Einsatz von Turbulatoren auftretende Verluständerungen deutlicher quantifizierbar. Um eine einheitliche Basis zu liefern sind auch die Verluste der Gitter A und B auf diesen Wert bezogen.

Theoretische Grundlagen

2.1 Turbulenz

Bereits seit Jahrhunderten ist die Strömungsforschung fasziniert von einem bis heute nicht vollständig geklärten Phänomen - der Turbulenz. Bereits Skizzen *Leonardo da Vincis*, die auf das Jahr 1509 datiert werden konnten (vgl. *Bingham* [9]) enthielten Beobachtung und Beschreibung eines durch ein Hindernis in der Strömung entstehenden turbulenten Nachlaufes.

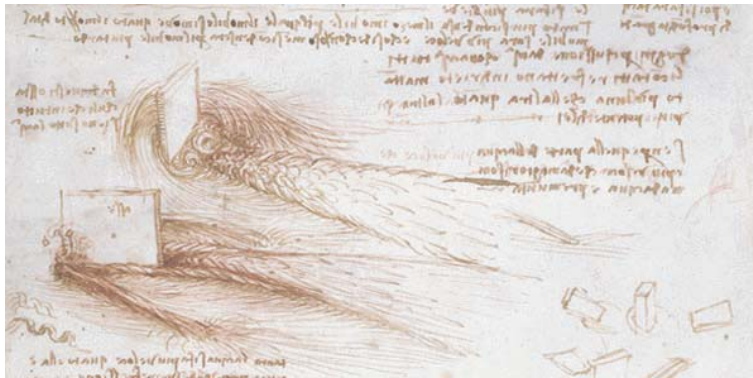


Abbildung 2.1: Turbulenz-Darstellung durch Leonardo Da Vinci (1508)

Da Vinci beschreibt

Observe the motion of the surface of the water, which resembles that of hair, which has two motions, of which one is caused by the weight of the hair, the other by the direction of the curls; thus the water has eddying motions, one part of which is due to the principal current, the other to random and reverse motion. (zitiert nach *Bingham* [9])

In den späteren Jahren entstanden durch Untersuchungen von *Reynolds*, *Prandtl*, von *Kármán*, *Schlichting* und weiteren Forschern mehr und mehr, meist auf experimen-

teller Basis ermittelte, wissenschaftliche Erklärungen für Entstehung, Entwicklung und Abklingen von turbulenten Strukturen in Strömungen (vgl. hierzu einen historischen Abriss der Turbulenzforschung von *Eckert* [20]). Auch in Turbomaschinen-Strömungen kommt der Existenz der Turbulenz eine besondere Bedeutung zu. Hier herrschen, bedingt durch die rotierenden Schaufelreihen, vergleichsweise hohe Turbulenzgrade. Das Verständnis über deren Auswirkungen auf die Schaufelaerodynamik bietet weitere Möglichkeiten der Erklärung und Beeinflussung auftretender Strömungsphänomene.

Um Turbulenz und deren Auswirkungen zu beschreiben ist zunächst eine eindeutige Definition erforderlich. Während in stationärer laminarer Strömung der Geschwindigkeitsvektor, der sich aus den Komponenten u , v , w in den drei Raumrichtungen zusammensetzt, zeitlich konstant ist, so steht er in turbulenter Strömung in Abhängigkeit der Zeit t . Unterschiedliche Fluktuationen in allen Raumrichtungen überlagern sich und sind chaotische, stochastische Prozesse und somit nicht reproduzierbar. Des Weiteren können turbulente Strömungen nach *Hinze* [44] als im Wesentlichen von Zähigkeitskräften beeinflusste Wirbelströmungen bezeichnet werden, die mechanische Energie in Wärme umwandeln und somit dissipativ sind. Gegenüber laminaren Strömungen zeichnen sich turbulente Strömungen durch Phänomene aus, die sowohl unerwünschte Effekte als auch technisch nutzbare Eigenschaften enthalten, so liegt durch die Schwankungsbewegungen normal zur Wand ein höherer Reibungswiderstand vor, jedoch zusätzlich durch den stattfindenden Impulsautausch eine höhere Energetisierung, die bei verzögerter Strömung zu geringerer Ablöseneigung führt.

Formal können turbulente Strömungen durch die Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie in Form der Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben werden. Die Dreidimensionalität und zeitliche Abhängigkeit erschwert die Berechnung. Die lokale Geschwindigkeit $c(t)$ setzt sich zusammen aus den lokalen Geschwindigkeitskomponenten $u(t)$, $v(t)$ und $w(t)$, die wiederum in der gängigen Modellierung aus ihrem jeweiligen zeitlichen Mittelwert (\bar{u} , \bar{v} , \bar{w}) und einer überlagerten Schwankungsgeschwindigkeit (u' , v' , w') beschrieben werden (Reynolds-Mittelung).

Der Geschwindigkeitsbetrag $|G|$ lässt sich somit darstellen zu

$$|G| = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}, \quad (2.1)$$

der Turbulenzgrad lässt sich definieren zu

$$Tu = \frac{1}{|G|} \cdot \sqrt{\frac{1}{3} (u'^2 + v'^2 + w'^2)}. \quad (2.2)$$

Im Fall $u'^2 = v'^2 = w'^2$ spricht man von isotroper Turbulenz und es gilt somit

$$Tu_{iso} = \frac{\sqrt{u'^2}}{|G|}. \quad (2.3)$$

Ebenfalls durch die Schwankungsgrößen kann die turbulente kinetische Energie bestimmt werden zu

$$k = \frac{1}{2} (u'^2 + v'^2 + w'^2). \quad (2.4)$$

Energiekaskaden und Frequenzspektrum

Eine gängige Methode zur Erfassung der Transportvorgänge in turbulenten Strömungen ist die Ermittlung von charakteristischen Längenmaßen. Diese werden durch die kleinsten Wirbelgrößen sowie durch die Größe des Strömungsfeldes begrenzt und treten in einem breiten Spektrum auf, da Wirbel unterschiedlicher Größen entstehen. Während kleine Wirbel aufgrund ihres hohen Anteils am Impulsaustausch mit der Wand die diffusen Längenmaße quer zur Strömungsrichtung bestimmen, werden die großen Turbulenzelemente stark vom Transport durch die Hauptströmung beeinflusst und bestimmen daher die konvektiven Längenmaße in Strömungsrichtung. Das Zusammenwirken der unterschiedlichen Wirbelgrößen (und somit Längenmaße) wird im Allgemeinen mit dem Begriff der „Energiekaskade“ nach *Kolmogorov* [55] bezeichnet: Die Hauptströmung sorgt für eine Deformierung und Streckung der großen Wirbelelemente, was zu einer Erhöhung der Wirbelstärke führt. Aus der Hauptströmung wird Energie dem Wirbel zugeführt, die mit fortschreitendem Zerfall des großen Wirbels an kleinere weiter gegeben wird. Dies führt zur kontinuierlichen Bildung neuer Wirbel mit kleiner Abmessung, jedoch großer Wirbelstärke. Diese wiederum geben die Energie an die Elemente nächst kleinerer Ordnung ab, was den Begriff der Energiekaskade erklärt. Dies geschieht so lange, bis die Geschwindigkeitsgradienten im Vergleich zu den Wirbelabmessungen so groß sind, dass viskose Kräfte dominieren und die zugeführte mechanische Energie vollständig in Wärme dissipiert.

Dieser Vorgang der Energiekaskade lässt sich quantitativ durch eine Spektralanalyse der Turbulenzbewegung erfassen. *Bradshaw* [11] beschreibt diese Darstellung des Energiespektrums schematisch wie in Abb. 2.2 dargestellt. Bei logarithmischer Auftragung der Energie $E(f)$ über den auftretenden Frequenzen können verschiedene Bereiche charakterisiert werden: Bei niedrigen Frequenzen liegt ein nahezu konstantes hohes Energieniveau vor, was darauf hinweist, dass niederfrequente Turbulenzelemente den Hauptteil der Energie beinhalten. Dies entspricht den großen Turbulenzelementen (energiereicher Spektralbereich). Im anschließenden Bereich nimmt die Energie mit steigender Frequenz stetig ab, hier entspricht die Energiezufuhr von den großen Wirbeln dem Energietransfer beim Zerfall in nächstkleinere Wirbel (Inertialbereich). Den dritten Bereich stellt der Dissipationsbereich dar, hier wird die turbulente kinetische Energie bei sehr hohen Frequenzen in Wärme überführt.

Die Taylor'sche Hypothese (*Taylor* [102]) beschreibt die Modellbildung, dass in einem homogenen Geschwindigkeitsfeld mit hinreichend großer Hauptstromgeschwindigkeit das Geschehen an einem Ort mit dem Geschehen an einem anderen Ort zu einem früheren Zeitpunkt korrespondiert. Die Taylor'sche Hypothese wird daher eindimensional in Hauptströmungsrichtung als

$$\frac{\partial}{\partial x_i} = -\frac{1}{u_i} \cdot \frac{\partial}{\partial t} \quad (2.5)$$

beschrieben.

Unter Anwendung dieser Hypothese lässt sich das Frequenzspektrum $E_i(f)$ in ein Wellenzahlspektrum $E(k_i)$ überführen

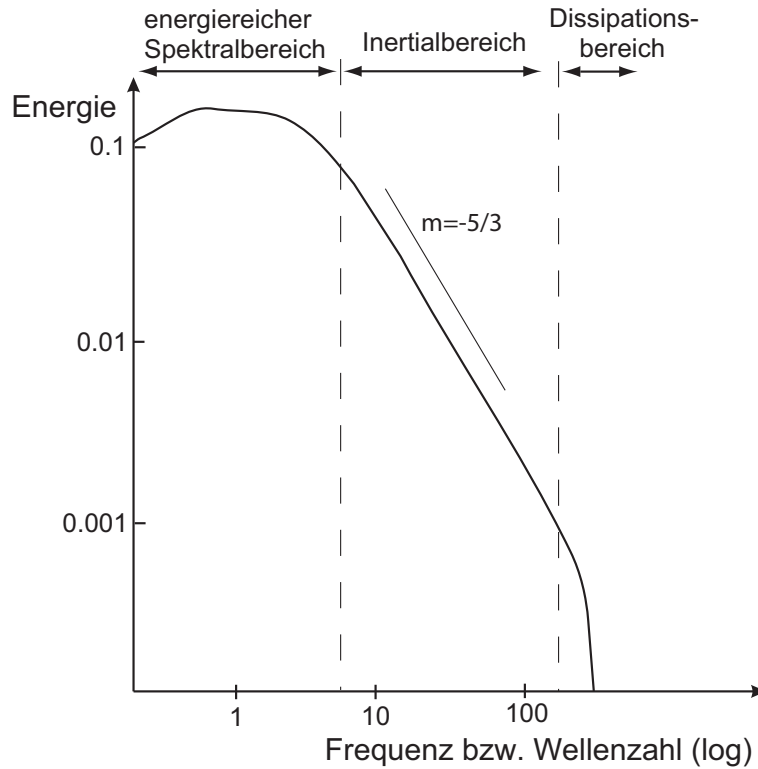


Abbildung 2.2: Energiespektrum nach Bradshaw [11]

$$k_i = \frac{2\pi f}{\overline{u_i}} \quad (2.6)$$

$$E(k_i) = \frac{\overline{u_i}}{2\pi} E_i(f) \quad (2.7)$$

Nach Hinze [44] kann die Wellenzahl auch als Kehrwert einer Länge aufgefasst werden, durch die man direkte Rückschlüsse auf die Größe der Turbulenzelemente schließen kann.

Die Integration dieses eindimensionalen Wellenzahlspektrums führt zum jeweiligen Beitrag zur turbulenten kinetischen Energie getrennt nach Raumrichtung

$$\int_0^{\infty} E(k_i) dk = \overline{u_i'^2}. \quad (2.8)$$

Im Inertialbereich sind die turbulenten Energieverteilungsprozesse statistisch unabhängig vom Bereich der energietragenden Elemente und dem bei höheren Frequenzen folgenden Dissipationsbereich. Der Energieabfall folgt der Beziehung

$$E(f) \propto f^m, \quad (2.9)$$

was sich im doppelt-logarithmischen Diagramm als Gerade mit der Steigung m darstellt (vgl. Abb. 2.2).

Unter der Voraussetzung isotroper Turbulenz gilt für den Inertialbereich das so genannte Kolmogoroff'sche Spektrums-Gesetz (auch „-5/3-Gesetz“)

$$E(k) = A\epsilon^{\frac{2}{3}}k^{-\frac{5}{3}} \quad (2.10)$$

mit universeller Konstante A . Bei anisotroper Strömung weicht der Exponent teilweise deutlich von $-5/3$ ab, was bei der Analyse der Turbulenzmessungen (Kapitel 4) betrachtet wird.

Berechnung des Längenmaßes

Wie bereits beschrieben lassen sich die Größen der Turbulenzelemente durch Längenmaße angeben. In der Praxis lassen sich durch hinreichend hochfrequente Messungen Signale im Zeitbereich aufnehmen. Messungen zum Zeitpunkt t und einem Zeitpunkt $t + \tau$ erlauben die Bestimmung der zeitlichen Autokorrelationsfunktion $R(\tau)$

$$R_i(\tau) = \frac{\overline{u'_i(t) \cdot u'_i(t + \tau)}}{\overline{u'_i(t)^2}}. \quad (2.11)$$

Durch Integration ergibt sich das integrale Zeitmaß

$$T_i = \int_0^{\infty} R_i(\tau) d\tau. \quad (2.12)$$

Nun kann unter Anwendung der Taylor-Hypothese das integrale Längenmaß¹ aus der Hauptstromgeschwindigkeit \bar{u} zu

$$\lambda_i = \bar{u} \cdot T_i \quad (2.13)$$

berechnet werden.

Vorteile bietet jedoch im Falle stärkerer Oszillation der Autokorrelationsfunktion nach *Hilgenfeld* [42] die Berechnung des integralen Längenmaßes aus dem Energiespektrum $E(f)$. Hierfür gilt nach *Hinze* [44] der Zusammenhang

$$\lambda_i = \frac{\bar{u} \cdot E(f=0)}{4 \cdot \overline{u'^2}} \quad (2.14)$$

¹Das Integral-Längenmaß (oder auch Makro-Längenmaß) gibt eine Vorstellung von der mittleren Größe der Turbulenzballen. Im Gegensatz dazu steht die Berechnung des Mikro-Längenmaßes (oder auch Kolmogorov-Länge), das die Feinstruktur der Turbulenz angibt. In dieser Arbeit wird nur das Integral-Längenmaß betrachtet, da die Berechnung des Mikro-Längenmaßes eine höhere Aufnahme Frequenz bis 500kHz erfordern würde.

Turbulenz in der Niederdruckturbinen

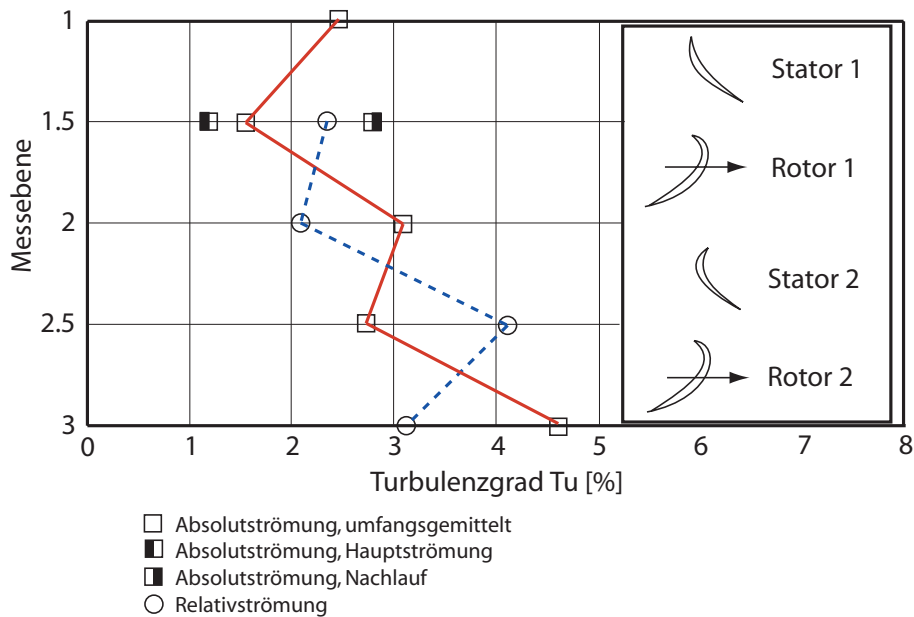


Abbildung 2.3: Turbulenz in der Niederdruckturbinen nach *Halstead* [36]

Zur Simulation realistischer Strömungszustände muss insbesondere bei Niederdruckturbinen-Profilen im Windkanal ein realistischer Zuströmturbulenzgrad erzeugt werden. Messungen hierzu wurden durch *Halstead* [36] durchgeführt, der in verschiedenen Messebenen der ersten zwei Stufen einer Versuchsturbinen auftretende Turbulenzgrade untersuchte. Das Ergebnis seiner Untersuchungen ist in Abb. 2.3 reproduziert: Betrachtet man den umfangsgemittelten Turbulenzgrad, so zeigt sich, dass dieser im Absolutsystem durch die Beschleunigung im ersten Leitrad sinkt, jedoch im ersten Rotor signifikant anwächst. Diese Beobachtung wiederholt sich für die zweite Stufe, es wird ein kontinuierlicher Anstieg des Turbulenzniveaus durch die Turbinen ersichtlich. *Halstead* begründet diesen Anstieg mit dem „Auffüllen“ der turbulenzberuhigten freien Strömung zwischen den Nachläufen mit den Nachläufen voranstehender Stufen. Je nach vorliegender Stufe können so in mehrstufigen Turbinen Turbulenzgrade bis zu 9% und höher erreicht werden.

In Messbene 1,5 vor dem ersten Laufrad der untersuchten Turbinen wurde ein Hintergrundturbulenzgrad von ca. 1% ermittelt, der Turbulenzgrad innerhalb des Nachlaufes des Leitrades beträgt ca. 3%. Diese deutliche Steigerung korrespondiert mit den Untersuchungen von *Pfeil* [77] und den daraus resultierenden Erkenntnissen über die Simulation der Nachlaufdellen durch zylindrische Stäbe.

Der zur realistischen Betrachtung des aerodynamischen Verhaltens einzustellende Zuströmturbulenzgrad bei Schaufelgitter-Untersuchungen variiert somit mit dem zu untersuchenden Profil und dessen geplanten Einsatzort in der Turbinen. Die Realisierung hoher Turbulenzgrade im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal ist in Abschnitt 3.4 beschrieben.

2.2 Transitionsmechanismen

Zum Verständnis der Transition und ihrer Auswirkungen muss zunächst der Fokus auf die so genannte Profilm Grenzschicht gelegt werden. Bedingt durch die Reibung der wandnächsten Teilchen entsteht an der Oberfläche eines umströmten Körpers ein Geschwindigkeitsprofil, das von Null direkt an der Oberfläche (Haftungsbedingung) auf den Wert der freien Außenströmung anwächst. Folgt dieses Geschwindigkeitsprofil geordneten Bahnen ohne Querströmungen so spricht man von laminarer Grenzschicht. Mit zunehmender Reynoldszahl wird das Verhalten der Teilchen ungeordnet, es kommt zu einer Durchmischung der Teilchen untereinander. Ab einer kritischen Reynoldszahl kommt es zu einem ungeordneten, chaotischen Zustand, man spricht von turbulenter Strömungszustand. Der Wechsel von laminarer zu turbulenter Strömung wird als Transition bezeichnet.

Da Position und Verlauf der Grenzschichtentwicklung auf einem Schaufelprofil wesentlich das Verlustverhalten bestimmen, sollen am bekannten Beispiel der ebenen Platte die Mechanismen des Grenzschichtumschlags dargestellt werden. Man unterscheidet die Transitionsarten „natürliche Transition“, „Bypass-Transition“, „Transition über laminare Ablöseblase“, „nachlaufinduzierte Transition“ und „stoßinduzierte Transition“, wobei letztere aufgrund rein subsonischer Geschwindigkeiten auf den untersuchten Profilen hier nicht weiter thematisiert wird. Das Auftreten der jeweiligen Mechanismen ist nach *Dunham* [19] von Zuströmturbulenzgrad, Druckgradienten, Impulsverlustdicke und Oberflächenrauheit abhängig.

Zu erwähnen ist an dieser Stelle, dass sich die dargestellten Mechanismen ausschließlich auf den Fall stationärer Zuströmung beziehen. Im Fall instationärer Zuströmung kann es je nach lokalem Strömungszustand zu einer Abwechslung oder auch Vermischung mehrerer Transitionsmechanismen kommen. Eine detailliertere Literaturrecherche zum Thema Transitionsmechanismen und Beeinflussung derselben kann der Arbeit von *Reichardt* [81] entnommen werden.

2.2.1 Allgemeine Vorbemerkungen

Bevor auf die jeweiligen Transitionsmechanismen im Detail eingegangen wird, sollen an dieser Stelle die Parameter erwähnt werden, die Einfluss auf das Transitionsverhalten, weitgehend unabhängig vom Transitionsmechanismus, ausüben. Die Transition kann nach *Abu-Ghannam und Shaw* [1] beeinflusst werden durch Änderung von:

- Turbulenzgrad der Außenströmung,
- Reynoldszahl,
- Druckgradient der Außenströmung,
- Machzahl der Anströmung,
- Oberflächenrauigkeit,
- Oberflächentemperatur,
- Oberflächenkrümmung,
- Modellvibration.

Systematische Untersuchungen haben ergeben, dass nicht absolute Werte der oben genannten Parameter einen vorhersagbaren Einfluss auf die Transition ausüben, vielmehr ist der Verlauf der Parameter über die Grenzschicht entscheidend für das Umschlagsverhalten. *Abu-Ghannam und Shaw* [1] sprechen hier von der Vorgeschichte der Grenzschicht.

Bei den vorliegenden Untersuchungen im Windkanal können die Parameter Reynoldszahl und Zuströmturbulenzgrad unabhängig untersucht werden, die Machzahl wird hierbei weitgehend konstant gehalten. Druckgradient und Krümmung werden durch die Oberfläche der zu untersuchenden Schaufel vorgegeben, Einfluss von Rauigkeit und Vibrationseinfluss werden bei den hier durchgeführten Untersuchungen vernachlässigt und durch unveränderten Versuchsaufbau möglichst konstant gehalten.

2.2.2 Natürliche Transition

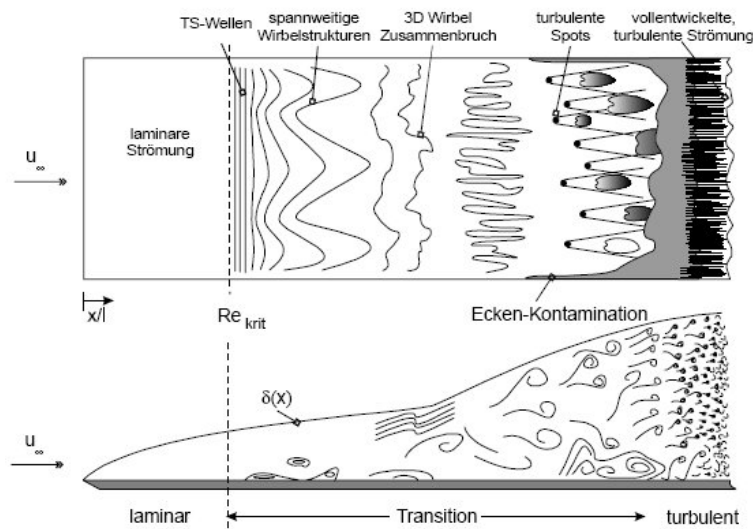


Abbildung 2.4: Verlauf der natürlichen Transition (nach Römer [82])

Für niedrige Turbulenzgrade ($Tu < 1\%$) erfolgt der Grenzschichtumschlag an einer nicht weiter beeinflussten ebenen Platte über die so genannte natürliche Transition nach *White* [110], die in Abb. 2.4 dargestellt ist. Hierbei werden in laminarer Strömung bei Erreichen der kritischen Reynoldszahl Frequenzen von ca. 5kHz angeregt, die so genannte Tollmien-Schlichting-Wellen bilden. Diese zweidimensionalen Störungen bewegen sich nach *Halstead et al.* [35] mit 30 - 35% der Zuströmgeschwindigkeit stromab. Durch Anwachsen der Schwingungsamplitude breiten sich die Wellen aus und führen zu nichtlinearen, dreidimensionalen Instabilitäten. Schließlich kommt es zur Ausbildung so genannter „Turbulent Spots“ (turbulente Flecken), die in der Folge zu einer vollturbulenten Grenzschicht zusammenwachsen. Charakteristische Werte zur Lokalisierung der Transition stellen zum einen die Schubspannung, zum anderen der Formfaktor dar. Die Position des Schubspannungsminimums wird im Allgemeinen als Startpunkt der Transition angesehen, das Transitionsende wird an der Position

des Schubspannungsmaximums lokalisiert. Durch den überproportionalen Anstieg der Impulsverlustdicke nimmt der Formfaktor über den Transitionsverlauf stark ab. Problematisch stellt sich die Erfassung dieser Punkte in experimentellen Messungen dar, da hierfür umfangreiche instationäre Messtechniken notwendig sind.

2.2.3 Bypass-Transition

Eine Anhebung von Zuströmturbulenz oder Oberflächenrauigkeit führt nach *Mayle* [72] zu einem Überspringen der drei ersten Transitionsphasen nach Abb. 2.4, so dass direkt turbulente Flecken ausgebildet werden. Diese breiten sich ausgehend von ihrem ersten Auftreten in einem Winkel von ca. 22° stromab aus. Die Vorderkanten der Flecken nehmen dabei eine Ausbreitungsgeschwindigkeit von ca. 88% der Hauptstromgeschwindigkeit ein, die Hinterkanten jedoch nur 50%, so dass sich eine örtliche Ausbreitung der Turbulenz mit fortschreitender Zeit entwickelt. Genauere Untersuchungen dieser Vorgänge sind unter anderem durch *Schulte und Hodson* [91] und *Halstead et al.* [35] durchgeführt worden.

2.2.4 Transition über Ablöseblase

In Gebieten mit starker Verzögerung oder bei kleiner Reynoldszahl tritt das Phänomen der laminaren Ablösung auf. Hierbei kann die laminare Grenzschicht der Kontur nicht weiter folgen, es kommt zu einer Ablösung von der Profloberfläche.

Römer [82] hat ausführlich die auftretenden Mechanismen beschrieben: Nach Unterschreiten der Stabilitätsgrenze löst die Grenzschicht am Ablösepunkt von der Oberfläche ab (vgl. Abb. 2.5). Eine dabei auftretende freie Scherschicht platzt aufgrund in ihr auftretender Kelvin-Helmholtz-Instabilitäten auf. Dies wird begleitet durch eine Ausdehnung des Primärwirbels (vortex shedding), sowie eines Fluidaustausches mit der Hauptströmung (Sekundärwirbel). Die in der Scherschicht entstehende Turbulenzproduktion wird durch diese Vorgänge beschleunigt, so dass sich auf vergleichsweise kurzer Strecke eine vollturbulente Strömung entwickelt. Durch die hierdurch auftretende Energetisierung der Strömung erfolgt eine Stabilisierung der Grenzschicht, die somit wieder dem Druckgradienten folgen kann und an der Oberfläche wieder anlegt. Es entsteht eine laminare Ablöseblase. Hierbei wird unterschieden zwischen kurzen und langen Ablöseblasen. Kurze Ablöseblasen entstehen nach *Hatman und Wang* [38] bei mittleren positiven Druckgradienten. Durch den erwähnten Fluidaustausch mit der Hauptströmung erfolgt eine starke Turbulenzerhöhung und somit schnelle Transition. Lange Ablöseblasen sind auf sehr starke Druckgradienten zurück zu führen. Gegenüber dem Fall kurzer Ablöseblase bleibt der Primärwirbel erhalten und es bildet sich ein zweites wandnahes Gebiet mit langsamem Fluid innerhalb der Blase. Dies verzögert die Transition und führt zu einem späteren Wiederanlegen. Lange Ablöseblasen bewirken eine wesentlich stärkeren Beeinflussung der Profildruckverteilung.

Charakteristische Punkte der Ablöseblase sind nach *Römer* [82] der Ablösepunkt, der Transitionsunkt, sowie der Wiederanlegepunkt. Die Festlegung dieser drei Punkte aus experimentellen Untersuchungen erfolgt im Allgemeinen anhand der Profildruckverteilung (siehe hierzu auch *Ladwig* [57]), wie aus Abb. 2.5 ersichtlich. Hierzu wird

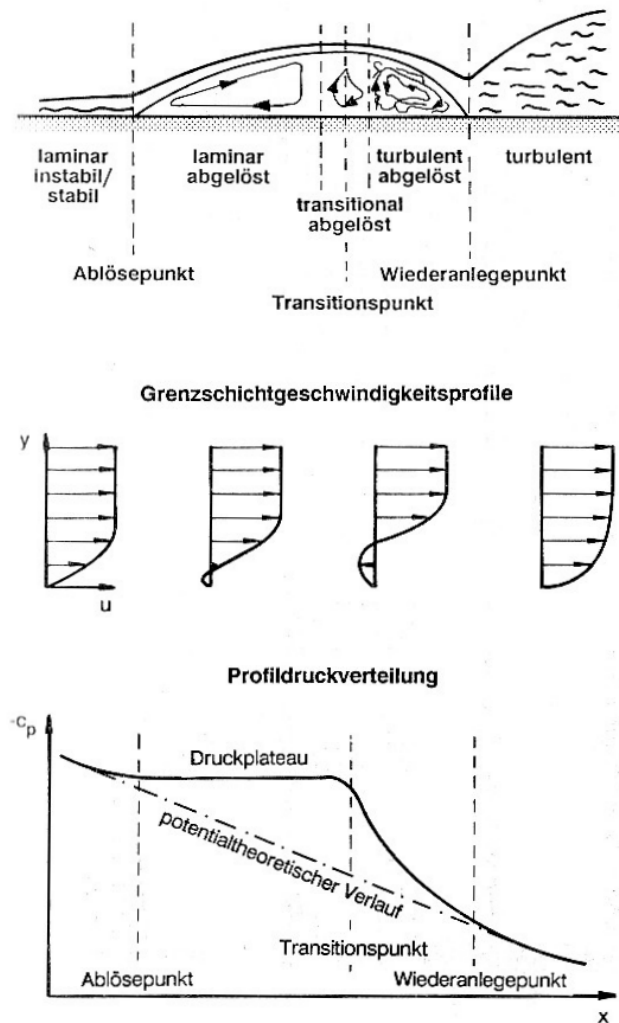


Abbildung 2.5: Transition über laminare Ablöseblase nach Römer [82]

ein Vergleich der realen mit der potentialtheoretischen Druckverteilung angestellt, der Ablösepunkt wird als Punkt des Beginns eines Druckplateaus definiert. Der Umschlagpunkt wird als Punkt des Abknickens des Druckplateaus in Richtung höherer statischer Drücke angesehen, der Wiederanlegepunkt wird definiert als Schnittpunkt zwischen realer und potentialtheoretischer Druckverteilung. Diese Interpretation ist jedoch zum einen durch das nicht immer deutliche Auftreten des Druckplateaus - insbesondere bei kurzen Ablöseblasen -, zum anderen durch die begrenzte Anzahl von Druckmessstellen vergleichsweise ungenau. Für eine qualitative Betrachtung der Ablöseblase und ihrer Ausprägung ist diese Methode jedoch ausreichend.

2.2.5 Nachlauf-induzierte Transition

Der Einfluss der stromauf befindlichen Rotor- bzw. Statorreihe in Turbomaschinen führt zur Überlagerung der genannten Transitionsformen durch den periodisch auftretenden hohen Turbulenzgrad der Nachläufe. Man spricht hierbei von Nachlauf-induzierter Transition („wake-induced transition“). Die Theorie basiert u.a. auf Untersuchungen von *Pfeil und Eifler* [77] und *Schröder* [89] und wurde in vielen Publikationen auf turbomaschinen-relevante Fälle angewendet.

Es handelt sich um eine durch das Auftreffen von Nachläufen getriggerte Bypass-Transition (vgl. 2.2.3) auf der Schaufeloberfläche. Liegt zwischen den auftreffenden Nachläufen eine laminare Ablöseblase vor, so kann diese periodisch reduziert bzw. unterdrückt werden, da der turbulente Umschlag bereits stromauf erfolgt und die Ablöseneigung reduziert.

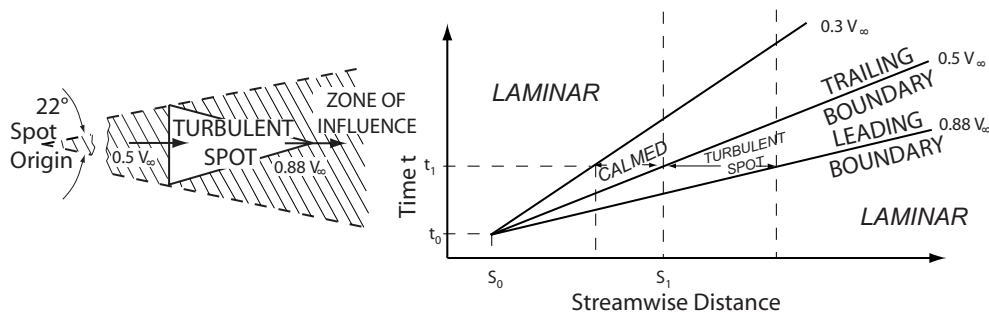


Abbildung 2.6: Verlauf von Turbulenzflecken und Entstehung von beruhigten Zonen nach *Halstead et al.* [35]

Bei Betrachtung der Nachlauf-induzierten Transition ist besonders die Rolle so genannter beruhigter Bereiche hervorzuheben, die zeitlich unmittelbar auf einen turbulenten Fleck folgen (vgl. Abb. 2.6) und u.a. durch *Schulte* [92] näher untersucht wurden. Diese Zone ist gekennzeichnet durch ein volles, einer laminaren Grenzschicht ähnliches, Geschwindigkeitsprofil, wodurch sie Störungen der Außenströmung dämpft und so den Transitionsbeginn verzögert bzw. Ablösung verhindert. Über die genauen Mechanismen bei Entstehung und Verlauf der beruhigten Zonen gibt es in der Forschung unterschiedliche Auffassungen. Eine Theorie geht von unterschiedlichen Fortpflanzungsgeschwindigkeiten von Tollmien-Schlichting-Wellen und turbulenten Flecken aus. Die Flecken wandern schneller als nachfolgende Wellen Instabilitäten generieren. Eine andere Theorie sieht die beruhigte Zone als instationäre Antwort der Grenzschicht auf den schnellen Turbulenzabfall nach einem turbulenten Flecken. Sicher ist hingegen, dass das Auftreten zu einer Beruhigung der Strömungsphänomene und einer Reduktion der Verluste beiträgt.

2.3 Ultra High Lift und Ultra High Stage Loading

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei Basisprofile untersucht, die hinsichtlich ihres Auslegungskonzeptes als „Ultra High Stage Loading“-Profile bezeichnet werden. Dies beschreibt die Konsequenz des Ansatzes, bei gleicher oder gar erhöhter Turbinenleistung einzelne Stufen einzusparen, um somit Kosten- und Gewichtsvorteile zu erzielen. Hierbei ist das „High Stage Loading“ begrifflich von dem seit einigen Jahren verfolgten Auslegungskonzept des „High Lift Profiling“ zu unterscheiden. Bezüglich der Begriffe sollen an dieser Stelle die Definitionen von *Gier und Hübner* [32] und *Schröder* [90] herangezogen werden.

Bekanntermaßen lassen sich Lärminderung und Wirtschaftlichkeitssteigerung durch Erhöhung des Nebenstromverhältnisses von ZTL-Triebwerken realisieren. Dies erfordert größere Fan-Durchmesser und begrenzt bei direkt betriebenen Fan durch eine maximale Umfangsgeschwindigkeit der Fanspitzen die Drehzahl der Niederdruckturbinen. Die erforderliche Leistung der Niederdruckturbinen kann somit entweder durch eine Erhöhung der Stufenzahl oder durch eine Erhöhung der Stufenbelastung erreicht werden. Letztere umfasst das Konzept des High Stage Loadings, bei dem nicht nur die einzelne Schaufel, sondern Parameter der Gesamtturbine (somit auch beispielsweise die Ringraumgeometrie) in die Auslegung einfließen. Der als Belastungszahl herangezogene Parameter der Enthalpieumsetzung $\Delta h/U^2$ steigt hierbei auf Werte um $\Delta h/U^2 = 3$ gegenüber 2 bei herkömmlicher Turbinenauslegung (vgl. *Dénos et al.* [16]). Eine solche signifikante Erhöhung der Stufenbelastung führt zur Notwendigkeit der Anpassung der Turbinenschaufel-Geometrie an die veränderte Aerodynamik, insbesondere durch erhöhte Umlenkung, erhöhtes Mach-Zahl-Niveau, sowie geringere Beschleunigung. In der Konsequenz führen all diese genannten aerodynamischen Veränderungen zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades der Turbinen, die den positiven Effekten durch die Stufenzahlreduktion gegenüber steht. Diesem verringerten Wirkungsgrad soll zum einen durch veränderte Auslegungsverfahren, sowie zum anderen durch Einsatz wirkungsgrad-erhöhender Maßnahmen wie Turbulatoren und Wandkonturierung entgegen gewirkt werden.

Untersuchungen bei hoher Stufenbelastung wurden in den 70er Jahren durch *Webster* [107] durchgeführt. Diese Untersuchungen zeigten, dass extreme Steigerungen der Stufenbelastung möglich sind, die erzielbaren Wirkungsgrade jedoch inakzeptabel für den Serieneinsatz sind. Spätere Versuche mit moderater erhöhter Stufenbelastung zeigten jedoch das Potential dieser Entwicklung auf, so beschreiben *Gier und Hübner* [32] die Entwicklung einer Versuchsturbinen mit einem Belastungsfaktor $\Delta h/U^2 = 2,6$ mit viel versprechenden Ergebnissen.

Eine Erhöhung der Stufenbelastung bei gleicher Schaufelzahl pro Stufe bedeutet konsequenterweise auch eine höhere Belastung der Einzelschaufel und somit eine Beeinflussung des Verlustverhaltens. Bereits frühe Untersuchungen haben ergeben, dass das Verlustverhalten eines Profils primär durch den Zustand der Grenzschicht beeinflusst wird. Bei turbulenter Strömung führt ein Energieaustausch quer zur Hauptströmungsrichtung zu einer erhöhten Reibung und somit zu größeren Totaldruckverlusten. Besondere Bedeutung für die Verlustproduktion einer typischen Niederdruckturbinen-Schaufel hat die saugseitige Grenzschicht. Nach *Banieghbal et*

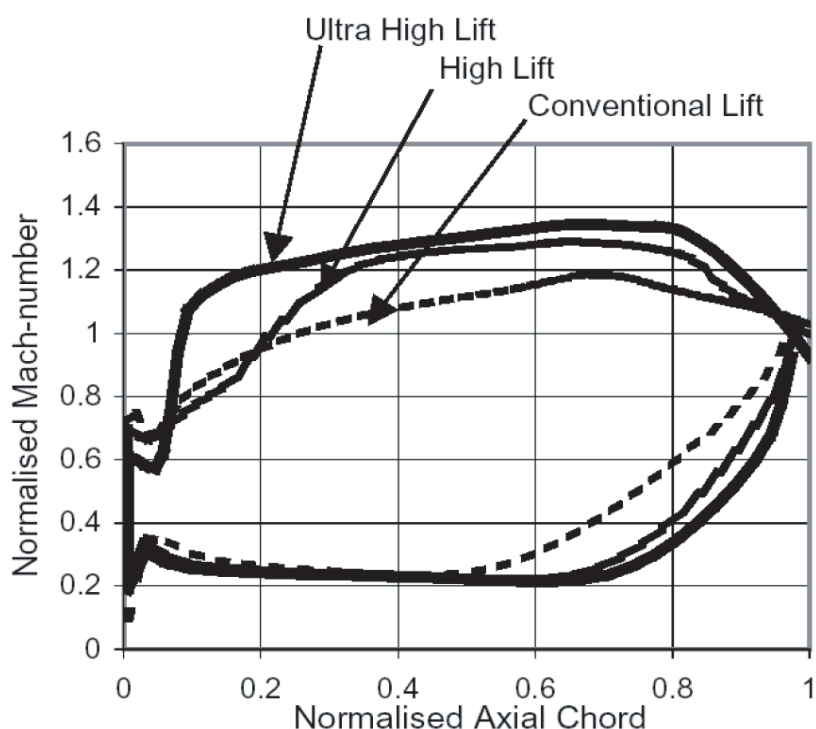


Abbildung 2.7: Schematische Profil-Machzahlverteilung eines konventionellen, High Lift- und Ultra High Lift-Profiles nach *Haselbach et al.* [37]

al. [8] produzieren Hinterkanten- und Mischungsverluste etwa 20% der Gesamtverluste eines Profils, weitere 20% entstehen durch Reibungsvorgänge in der druckseitigen Grenzschicht. Die übrigen 60% der Gesamtverluste werden durch die Grenzschicht der Saugseite hervorgerufen.

Konventionelle Turbinenauslegung (vgl. *Fottner* [25]) hatte daher das Ziel, eine möglichst große laminare Lauflänge auf der Oberfläche der Saugseite sicherzustellen und den laminar-turbulenten Umschlag möglichst nahe der Hinterkante zu realisieren. Die Tatsache, dass diese Theorie auf der Annahme rein stationärer Zuströmung basiert und somit nicht vollständig den Gegebenheiten einer realen Maschine Rechnung trägt, führte in den folgenden Jahren zu gezielteren Untersuchungen unter turbomaschinenähnlicheren Bedingungen. Hier kommt insbesondere der Rotor-Stator-Interaktion große Bedeutung zu, da herausgearbeitet werden konnte, dass der Nachlauf der vorhergehenden Schaufereihe einen nicht unerheblichen Einfluss auf das Verlustverhalten der betrachteten Schaufel ausübt (vgl. *Hourmouziadis* [47]). Somit wurde erkannt, dass die Transition keinen stationären sondern einen periodisch instationären Prozess darstellt, der bei richtiger Profilauslegung zur positiven Beeinflussung des Verlustverhaltens genutzt werden kann. Die Auslegungsphilosophie wurde gegenüber den konventionellen Profilen derart geändert, dass eine Strömungsablösung im Diffusionsbereich der Saugseite in Grenzen akzeptiert wird, da der periodische Einfall der Nachläufe der vorherigen Stufe zu einer periodischen Reduktion der Ablösung und auch im zeitlichen Mittel zu einer Verlustreduktion führt. Durch diese Auslegungsphi-

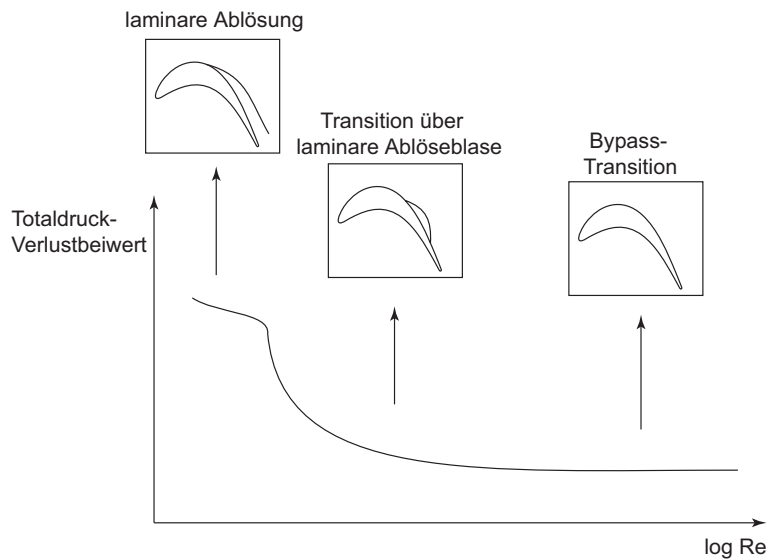


Abbildung 2.8: Abhängigkeit der Verluste und der Transitionsart von der Reynoldszahl (nach *Mayle* [73])

iosophie können im Designprozess höhere Profilbelastungen realisiert werden.

Dies wird deutlich bei Betrachtung einer schematischen Profil-Machzahlverteilung nach *Haselbach et al.* [37] in Abb. 2.7. Dargestellt sind hier die typischen Merkmale einer Profil-Machzahlverteilung bei erhöhter Profilbelastung: Eine saugseitig starke Beschleunigung der Strömung an der Vorderkante gefolgt von einer moderaten Beschleunigung bis zum vergleichsweise weit stromab liegenden Geschwindigkeitsmaximum. Die Verzögerungsgradienten sind deutlich stärker ausgeprägt, in diesem Bereich wird die bereits erwähnte laminare Ablöseblase toleriert. Der Grenzschichtumschlag findet innerhalb der Ablöseblase statt (vgl. Abschnitt 2.2.4).

Die Bedeutung der Strömungsvorgänge auf dem hinteren saugseitigen Bereich einer Schaufel auf das Verlustverhalten wurde durch *Mayle* [73], wie in Abb. 2.8 gezeigt, in Abhängigkeit der Reynoldszahl dargestellt. Die besondere Problematik bei Betrachtung einer Niederdruckturbinen-Schaufel liegt darin, dass in dieser Triebwerkskomponente vergleichsweise kleine Reynoldszahlen auftreten und damit die Gefahr besteht, in den Bereich vollständig abgelöster Strömung und damit hoher Verluste nach Abb. 2.8 zu geraten.

Bereits seit mehreren Jahren werden Untersuchungen an derartigen aerodynamisch hoch belasteten Niederdruck-Turbinengittern durchgeführt, die insbesondere die Einflüsse der Rotor-Stator-Interaktion bei kleinen Reynoldszahlen berücksichtigen. Exemplarisch seien hier Arbeiten von *Ladwig* [57] (Voruntersuchungen mit stehendem Stabgitter), *Brunner* [13], *Stadtmüller* [98] sowie *Howell* [48] und *Stieger* [100] genannt.

2.4 Transitionsbeeinflussung in Turbomaschinen

Die im vorigen Abschnitt erwähnte stetige Erhöhung der Profilbelastung führt gerade in den letzten Jahren zu verstärkten Überlegungen, die verlusterzeugende saugseitige Ablösung zusätzlich zur Rotor-Stator-Interaktion durch aktive oder passive Maßnahmen zur Grenzschichtbeeinflussung zu reduzieren und somit das Potential der High-Lift- / High-Stage-Loading-Konzepte weiter zu erhöhen.

Die Erkenntnis, dass durch passive Störelemente Grenzschichtumschlag provoziert werden kann, basiert auf Untersuchungen von *Prandtl* [78], der durch Anlegen eines Drahtes um eine angeströmte Kugel einen laminar-turbulenten Umschlag erzwingen konnte. Dieses Prinzip der so genannten Stolperkante wurde insbesondere in der Tragflügel-Auslegung erfolgreich angewendet (vgl. *Schlichting und Truckenbrodt* [84]). Bereits *Scholz* [86] beschreibt theoretisch die Erzwingung der Transition mit Hilfe einer „einzelnen Rauigkeitsstörung (z.B. sogenannter Stolperdraht)“ auch für Turbomaschinen-Beschaufelungen.

Bis heute werden diese Maßnahmen vorwiegend in der Tragflügel-Aerodynamik angewendet, meist mit dem Ziel, die Querruderwirksamkeit nahe am überzogenen Flugzustand zu erhöhen. Die Anwendung dieser Turbulatorelemente in der Turbomaschine stellt eine besondere Herausforderung dar, da realistisches Zuströmturbulenz-Niveau, Einfluss der periodisch instationären Zuströmung sowie der Betrieb über einen großen Reynoldszahl-Bereich berücksichtigt werden müssen. Zudem ist die Applikation der Maßnahmen auf die geometrisch gegenüber einem Tragflügel sehr kleinen und ggf. schmutzbehafteten Turbomaschinen-Schaufeln hinsichtlich Realisierbarkeit zu prüfen.

Sehr umfangreiche Untersuchungen zum Einsatz von Turbulatoren auf Profilen bei kleinen Reynoldszahlen führte *Lake* [58] bei stationärer Zuströmung durch. Im Bereich sehr kleiner Reynoldszahlen ($Re_2 = 25.000$ und $Re_2 = 50.000$) untersuchten *Van Treuren et al.* [103] die Wirkung von Wirbelgeneratoren und erzwangen so ein Wiederanlegen der Strömung mit geringfügiger Verlustreduktion, jedoch ohne Berücksichtigung der Rotor-Stator-Interaktion. Ebenfalls unter stationären Zuströmbedingungen wurden Untersuchungen von *Volino* [105] durchgeführt, die schwerpunktmäßig die Dimensionierung eines Stolperdrahtes behandeln. Weitere experimentelle Untersuchungen zum Einsatz passiver Strömungsbeeinflussung am bekannten Profil T106C wurden durch *Zhang und Hodson* [115] und *Himmel et al.* [43] erst in letzter Zeit durchgeführt.

Aus den vorgenannten Untersuchungen ergibt sich für diese Arbeit als Ausgangsbasis die Frage, ob dreidimensionale Turbulatorelemente bei einem hoch belasteten Schaufelgitter unter Berücksichtigung realistischer Parameter wie Zuströmturbulenz und Rotor-Stator-Interaktion Vorteile gegenüber einer einfachen Geometrie wie beispielsweise einer Stolperkante bieten. Des Weiteren sollen Studien zur Anordnung der Turbulatorelemente dargestellt werden und die Möglichkeit des Einsatzes numerischer Untersuchungen mit dem Quasi-3D-Code MISES evaluiert werden.

2.5 Sekundärströmungen

Neben den bisher genannten und in dieser Arbeit schwerpunktmäßig betrachteten Verlusten am zweidimensionalen Profilschnitt treten in Turbomaschinen noch weitere signifikante Verluste auf: So genannte Sekundärströmungen, dreidimensionale Strömungseffekte, die eine Inhomogenisierung der Abströmung und somit eine Fehlanströmung der nächsten Schaufelreihe bewirken können.

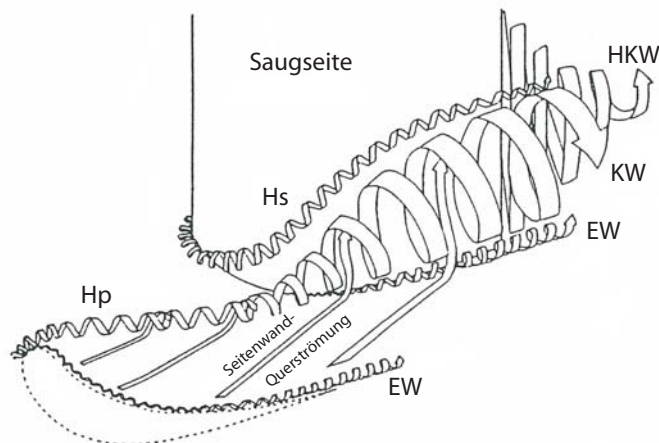


Abbildung 2.9: Sekundärströmungsphänomene im Schaufelgitter (nach Kawai [50])

Die in Turbomaschinenbeschaufelungen auftretenden Oberflächenkrümmungen, Druckgradienten und Spalteinflüsse führen zu einer Abweichung der realen von der idealen Strömung². Während der Mittelschnitt des Schaufelgitters aufgrund des großen Höhen-Seitenverhältnisses der untersuchten Schaufeln als sekundärströmungsfrei angesehen werden kann³, treten in den Randbereichen zusätzliche Strömungseffekte zu Tage, die auf die anwachsende Seitenwandgrenzschicht und deren Wechselwirkung mit der Profilgrenzschicht zurück zu führen sind. Um eine Einordnung der komplexen Strömung zu erleichtern, werden die auftretenden Phänomene in Kanalwirbel, Hufeisenwirbel, Eckenwirbel und Hinterkantenwirbel unterschieden, deren Auftreten im Schaufelgitter in Abb. 2.9 zusammenfassend dargestellt ist: Ein Kanalwirbel entsteht in jeder Strömung mit reibungsbehafteten Seitenwänden, in dem eine Umlenkung stattfindet. Durch die Umlenkung entsteht quer zur Strömungsrichtung ein zum Krümmungsmittelpunkt gerichteter Druckgradient. Dieser radiale Druckgradient wird der Grenzschicht aufgeprägt mit der Folge, dass sich zur Erhaltung des radialen Gleichgewichtes der Krümmungsradius der Bahn eines Fluidelements verringert. Es kommt zu einer Ablenkung der Fluidteilchen in Richtung Saugseite und aus Kontinuitätsgründen zwangsläufig auch zu einer umgekehrten Strömung von Saug- zu Druckseite. Somit

²Die ideale Strömung wird in der Regel als Primärströmung bezeichnet.

³Der Nachweis wird für die Gitter A und B in Abschnitt 5.1 und für Gitter C in Abschnitt 6.1 erbracht.

entsteht im Schaufelkanal ein Wirbel, der als Kanalwirbel (KW) bezeichnet wird. Trifft eine Grenzschichtströmung auf ein stumpfes Hindernis, so entsteht vor dem Hindernis eine stromauf gerichtete Potentialwirkung. Der Druckgradient in Strömungsrichtung führt zum Ablösen der Seitenwandgrenzschicht und zum Aufrollen derselben. Der entstehende Wirbel fließt beidseitig hufeisenförmig um das Hindernis. In Abb. 2.9 ist der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels, der durch den Kanalwirbel in Richtung Schaufelmitte abgedrängt wird, als H_s gekennzeichnet. Die Bezeichnung H_p zeigt den druckseitigen Ast, der durch Querströmungen an der Seitenwand in die Kanalmitte abgedrängt wird und sich mit dem Kanalwirbel verbindet.

Im Falle hoher Belastung des seitenwandnahen Profilschnittes kann zudem der Eckenwirbel (EW) entstehen. Trifft das zum Kanalwirbel gehörende Grenzschichtmaterial unter einem stumpfen Winkel auf die Profilsaugseite, entsteht der gleiche Mechanismus wie beim Aufrollen des Hufeisenwirbels. Der Eckenwirbel rotiert gegenläufig zum Kanalwirbel und ist in der Regel eher klein ausgeprägt. Im Schaufelgitter sorgt der Eckenwirbel für ein Abdrängen des Kanal- und Hufeisenwirbels in Schaufelhöhenrichtung und fördert damit die räumlich Ausbreitung der Sekundärströmungen.

Durch Scherwirkung kann beim Aufeinandertreffen von druck- und saugseitigem Kanalwirbel stromab der Hinterkante ein so genannter Hinterkantenwirbel (HKW) entstehen. Ob und in welcher Intensität er sich bildet, hängt von der Stärke der Scherwirkung der Kanalwirbel ab. Die einzelnen Phänomene treten in Turbomaschinen nie separiert auf, sondern müssen stets in Kombination gesehen werden, hierzu sind in der Vergangenheit unter anderem durch *Kawai et al.* [50], *Sieverding* [96], *Wang et al.* [106] oder *Weiß* [108] Grundlagenuntersuchungen sowie Anwendungen auf turbomaschinenrelevante Fälle durchgeführt worden.

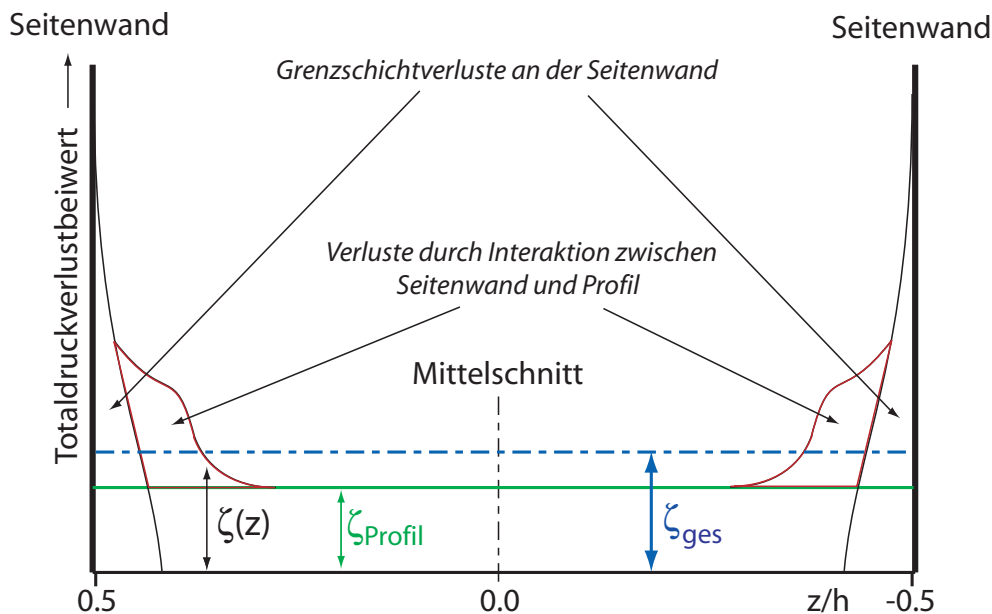


Abbildung 2.10: Gesamtverluste im Schaufelgitter nach *Hergt et al.* [41]

Die dargestellten Wirbel tragen in Kombination mit den zweidimensionalen Profilverlusten zur Erhöhung der Gesamtverluste des Schaufelgitters bei und können ein Drittel dieser ausmachen (Fottner [25]). Schematisch werden die lokalen Verluste über die jeweilige Schaufelhöhe durch Hergt *et al.* [41] dargestellt, wie in Abb. 2.10 reproduziert: Während im Mittelschnitt nur die zweidimensionalen Profilverluste auftreten, kommt es in Richtung beider Seitenwände zu einem deutlichen Verlustanstieg bedingt zum einen durch die Seitenwandgrenzschicht, zum anderen durch die Interaktion zwischen Seitenwand- und Profilverlustgrenzschicht. Ein integraler Gesamtverlustbeiwert kann durch Mittelung aller gemessenen und über eine Teilung integrierter Verlustbeiwerte bestimmt werden und liegt naturgemäß oberhalb der reinen Profilverluste (blaue Strich-Punkt-Linie). Dieser Gesamtverlust setzt sich somit aus drei Verlustquellen zusammen: Den reibungsbedingten Profilverlusten eines Profils unendlicher Streckung, den Verlusten innerhalb der Seitenwandgrenzschicht und den Verlusten durch Wechselwirkung zwischen Seitenwand- und Profilverlustgrenzschicht.

Für die Interpretation der nachfolgend dargestellten Ergebnisse ist darauf hinzuweisen, dass alle im Mittelschnitt durchgeführten Untersuchungen lediglich die Profilverluste sowie Mischungsverluste zwischen Hinterkante und Messebene beinhalten. Da die Sekundärströmungen nach *Martinstetter* [67] eine starke Reynoldszahl-Abhängigkeit zeigen, wären zur Berücksichtigung der Gesamtverluste zeit- und kostenintensive Feldtraversen in allen Betriebspunkten notwendig gewesen, die aufgrund der Vielzahl der Messungen nicht möglich waren. Lediglich bei Interpretation des Sekundärströmungsverhaltens der Turbinengitter A und B wurden die Gesamtverluste exemplarisch im Referenz-Betriebspunkt ermittelt, um einen Eindruck des Anteils der Sekundärströmungsverluste zu erhalten.

2.6 Ziel der Arbeit

Die Betrachtung der oben genannten theoretischen Grundlagen und Literaturquellen führt zu der Erkenntnis, dass moderne Turbinenentwicklung Potential für Gewichtsreduktion insbesondere durch Anwendung des „High Stage Loading“-Konzeptes bietet. Die hieraus resultierenden aerodynamischen Herausforderungen sind noch nicht vollständig gelöst und werfen Fragen auf, die im Rahmen dieser Arbeit behandelt werden sollen:

- Wie beeinflussen Niederdruckturbinen-Profil-Auslegungen mit erhöhter Profilbelastung das Verlustverhalten und auftretende Sekundärströmungen?
- Welche Einflüsse hat der Zuströmturbulenzgrad auf das Verlustverhalten von Niederdruckturbinen-Gittern, insbesondere im maschinenrelevanten Reynoldszahlbereich?
- Welche Möglichkeiten gibt es, mittels passiver Grenzschichtbeeinflussung das Verlustverhalten eines Niederdruckturbinen-Gitters positiv zu beeinflussen?

Versuchsaufbau und Instrumentierung

Trotz ständig steigender Rechnerleistung und fortschreitender Qualität der numerischen Modellierung sind experimentelle Untersuchungen bis heute unerlässlich für eine zuverlässige Turbinenauslegung. Hier bietet der Gitterversuch aufgrund seiner verglichen mit einem rotierenden Versuchsträger relativ guten Zugänglichkeit sowie der Möglichkeit, Phänomene unter Beachtung der Ähnlichkeitsgesetze skaliert zu betrachten, bis heute unverzichtbare Ergebnisse. Im Folgenden seien die in dieser Arbeit verwendeten Versuchsträger sowie experimenteller Aufbau und Messtechnik dargestellt.

3.1 Versuchsträger

Die drei im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Turbinenschaufel-Kaskaden werden im Folgenden als Turbinengitter A, B und C bezeichnet. Abb. 3.1 zeigt jeweils drei geringfügig verzerrt dargestellte Profile mit realen Teilungsverhältnissen. Des Weiteren ist der Abbildung die Definition der geometrischen Parameter sowie der Strömungsgrößen, wie sie am Institut für Strahlantriebe (ISA) geläufig sind, zu entnehmen. Am linken Bildrand sind Teilung, Umfangsgeschwindigkeits-Vektor sowie Durchmesser der Stäbe zur Simulation periodisch instationärer Zuströmung angegeben (vgl. Abschnitt 3.3).

Bei den untersuchten Turbinengittern handelt es sich um zwei Basiskonfigurationen (Turbinengitter A und B), die im Rahmen des Ultra High Stage Loading (UHSL) Auslegungskonzeptes durch die Firma MTU Aero Engines in München entwickelt wurden (zum Auslegungskonzept vgl. Abschnitt 2.3). Hierbei repräsentiert Turbinengitter A den Auslegungsansatz eines großen Strömungskanals bei moderater Axialgeschwindigkeit der Strömung. Die für eine UHSL-Auslegung realistische Belastung wurde durch eine verglichen mit konventionellen Profilen hohe Umlenkung ($\Delta\beta > 100^\circ$) und ein Teilungsverhältnis von $t/l = 0,785$ erreicht.

Uneinigkeit besteht in verschiedenen Veröffentlichungen über die genaue Definition eines Belastungskriteriums für Turbinenprofile. Insbesondere der im Allgemeinen an-

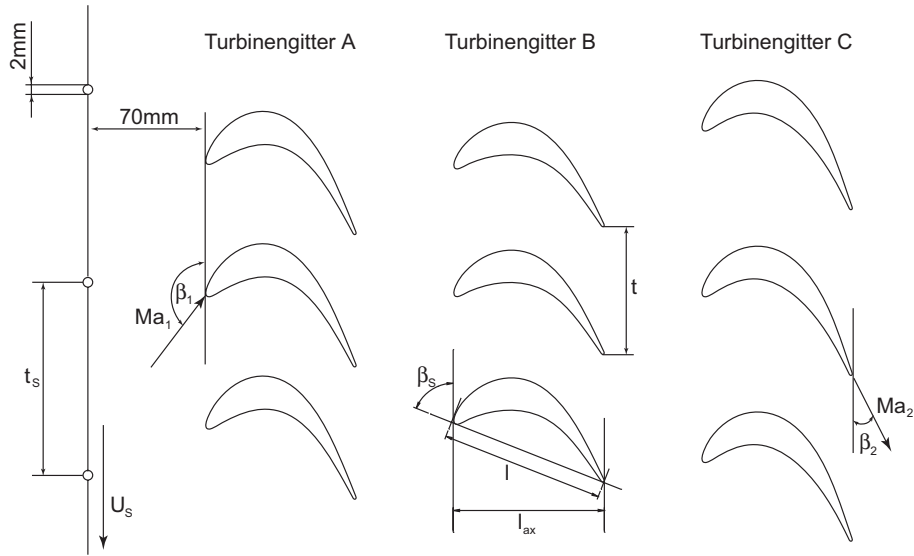


Abbildung 3.1: Vergleich der drei untersuchten Kaskaden und geometrische Größen nach ISA-Definition

geführte Zweifel-Parameter führt bei fachlichen Diskussionen des Öffneren zu Missverständnissen, da seine Definition in mehreren Quellen unterschiedlich dargestellt wird. Zweifel [117] beschreibt keine vollständige kompressible Form dieses Parameters, somit kam es in der Folgezeit zu mehreren unterschiedlichen Definitionen (vgl. Gier et al. [31]).

Die häufigste in der Literatur anzutreffende Formulierung der Zweifel-Zahl vernachlässigt die Kompressibilitätseffekte und berechnet sich zu

$$Zw_{inkomp} = 2 (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) \cos^2 \alpha_2 \cdot t / l_{ax}. \quad (3.1)$$

Hierbei gilt $\alpha_1 = \beta_{1,ISA} - 90^\circ$ sowie $\alpha_2 = -90^\circ - \beta_{1,ISA}$ mit den Winkeldefinitionen nach Abb. 3.1.

Um Kompressibilitätseffekte bei der Beurteilung der Belastung der hier untersuchten Schaufelgitter berücksichtigen zu können, sei an dieser Stelle auf eine weitere Definition der Zweifel-Zahl zurück gegriffen, wie sie durch Gier et al. [31] hergeleitet und veröffentlicht wurde:

$$Zw = \frac{t}{l_{ax}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot c_{ax2}^2 \left(\tan \alpha_2 - \frac{c_{ax1}}{c_{ax2}} \cdot \frac{A_{ax2}}{A_{ax1}} \tan \alpha_1 \right)}{(p_{t1} - p_2)} \quad (3.2)$$

Hierbei hängt die Definition der Zweifel-Zahl neben den geometrischen Faktoren Teilung t und axiale Sehnenlänge l_{ax} von dem Flächenverhältnis A_{ax1}/A_{ax2} sowie von den betriebspunktabhängigen Parametern Austrittsdichte ρ_2 , den oben definierten Strömungswinkeln α_1 und α_2 sowie der Differenz zwischen Totaldruck am Gittereintritt p_{t1} und statischem Druck am Gitteraustritt p_2 ab. Letztere ist ausschließlich eine

Funktion von Machzahl und Gaskonstante κ .

Legt man die letztgenannte Definition zugrunde und bezieht sie auf den Auslegungsbetriebspunkt, so erhält man für Turbinengitter A eine Zweifelzahl knapp unter $Zw = 1,0$. Im Vergleich hierzu liegt der Wert unter Verwendung der inkompressiblen Formulierung leicht höher $Zw_{inkomp} > 1,0$. Durch die Berücksichtigung der Kompressibilität verringert sich die Zweifelzahl bei den in dieser Arbeit betrachteten Schaufelgittern um ca. 3-6%.

Als zweites Basisgitter für das Designkonzept des Ultra High Stage Loadings wurde das Turbinengitter B herangezogen. Dieses Gitter ist ein gegenüber Gitter A nur leicht höher belastetes Profil, verfügt jedoch über eine um ca. 10° reduzierte Umlenkung. Das Teilungsverhältnis bleibt konstant, jedoch ist die isentrope Abströmmachzahl dieses Profils gegenüber Kaskade A um 10% erhöht. Dies führt zu einer leichten Erhöhung der kompressibel formulierten Zweifelzahl auf einen Wert knapp über $Zw = 1,0$. Das Auslegungskonzept basiert auf der Annahme eines kleineren Ringraums innerhalb der realen Maschine, was zu der erhöhten Axial-Machzahl führt. Die Auslegungs-Reynoldszahl bleibt in beiden Fällen konstant bei $Re_{2th} = 200.000$.

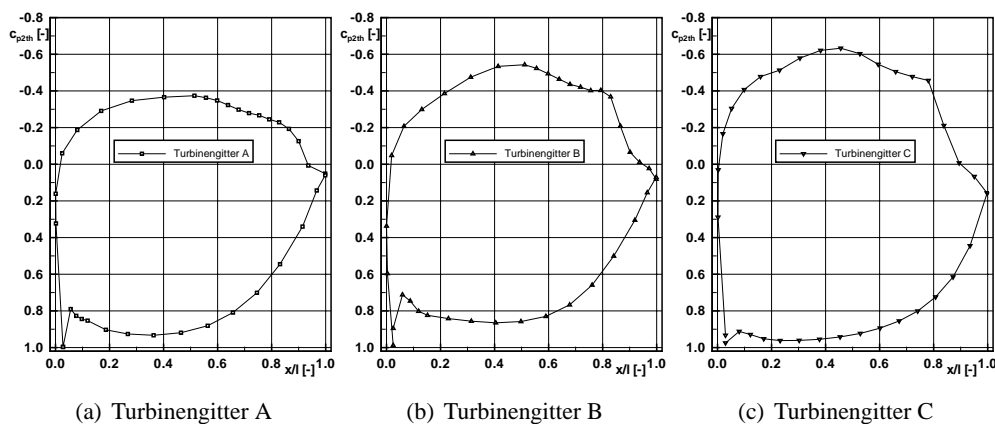


Abbildung 3.2: Profildruckverteilungen der drei untersuchten Turbinengitter im jeweiligen Referenz-Betriebspunkt ($Re_{2th} = 200.000$ (alle Gitter); $Ma_{2th} = 0,6$ (A und C), $0,66$ (B))

An diesen beiden Gittern wurden zunächst Voruntersuchungen zu einem Ziel dieser Arbeit, der Untersuchung des Transitionsverhaltens unter Berücksichtigung der Zuströmturbulenz, durchgeführt. Um im nächsten Schritt weitere Detailergebnisse zu erhalten, wurde ein drittes Turbinengitter in die Untersuchungen einbezogen, hier Turbinengitter C genannt. Dieses Gitter weist eine zwischen den Basisgittern A und B liegende Umlenkung auf, unter anderem die auf $t/l = 0,96$ erhöhte Teilung führt zu einer um ca. 20% erhöhten Belastung (Zweifelzahl nach kompressibler Formulierung $Zw \approx 1,2$). Eine Erhöhung der Teilung ist hinsichtlich des Optimierungspotentials der Niederdruckturbinen ein sinnvoller Ansatz, da nach *Curtis et al.* [14] die Kosten-

einsparung als proportional zur Teilungsvergrößerung gesehen werden kann.

Wie aus der Gegenüberstellung der jeweiligen Profildruckverteilungen im Referenz-Betriebspunkt in Abb. 3.2 ersichtlich, verfügt Turbinengitter C über eine deutlich stärker ausgeprägte Ablöseblase auf der Saugseite, auch bei höheren Reynoldszahlen, aufgrund der stärkeren Verzögerung im Bereich stromab des Geschwindigkeitsmaximums. Aus diesem Grund bietet dieses Gitter bessere Möglichkeiten einer Detailuntersuchung der Strömungsvorgänge im Diffusionsbereich. An diesem Gitter werden Möglichkeiten der passiven Grenzschichtbeeinflussung untersucht und dargestellt.

Eine Besonderheit aller drei Schaufelgitter stellt die Auslegung des Schaufelkanals mit divergierender Stromröhre dar. Dies wird bei Fertigung der Versuchsträger mit Hilfe divergenter Seitenwände realisiert und führt zu einem Beschleunigungsverhältnis von 1,6 für die Kaskaden A und B sowie 1,7 für Kaskade C. Somit werden realistische Beschleunigungsverhältnisse erreicht, wie sie in Niederdruckturbinen zu erwarten sind. Diese Tatsache muss auch bei der numerischen Simulation beachtet werden, hierauf wird in einem späteren Kapitel näher eingegangen.

3.2 Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

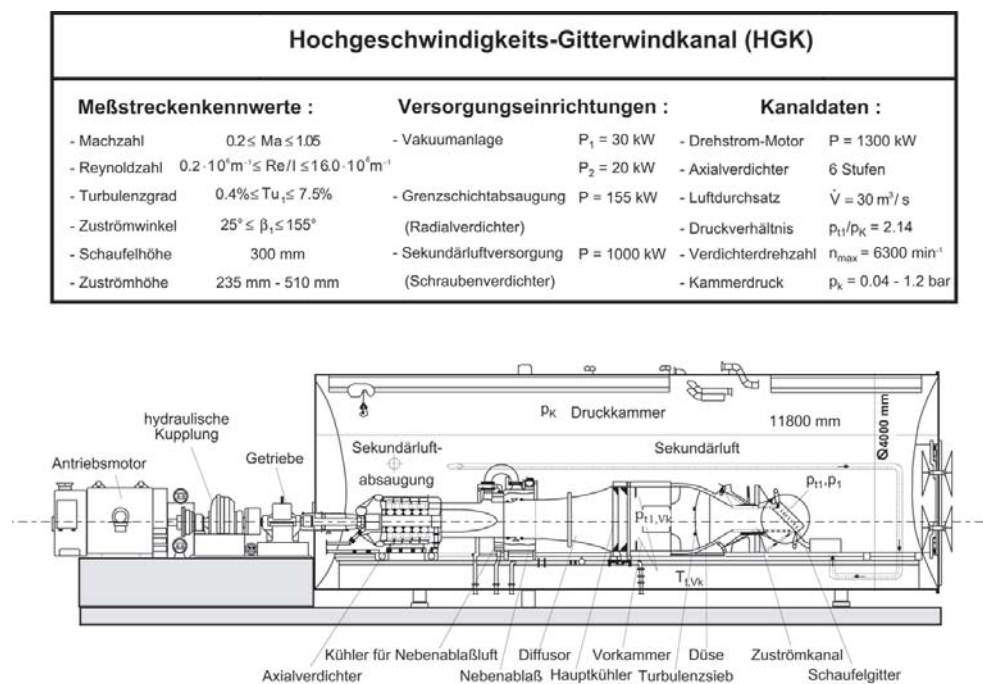


Abbildung 3.3: Aufbau des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals

Der in Abb. 3.3 dargestellte Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK) ist einer

der wenigen Gitterwindkanäle, in dem durch eine unabhängige Variation der Machzahl (Ähnlichkeitskenngröße für den Einfluss der Kompressibilität) und der Reynoldszahl (Ähnlichkeitskenngröße für den Einfluss der Zähigkeit) Untersuchungen unter realistischen Umgebungsbedingungen durchgeführt werden können. Diese Variation der Kenngrößen erfolgt durch die Einstellung des Staudruckes verbunden mit einer entsprechenden Wahl des Druckniveaus des in einer Druckkammer angeordneten Windkanals und durch eine unabhängige Einstellung der Temperatur (vgl. *Ladwig* [56], *Scholz und Hopkes* [87], *Sturm und Fottner* [101]). Aus diesem Grund lassen sich in dieser Versuchsanlage Messungen unter turbomaschinenähnlichen Bedingungen durchführen, wodurch die Übertragbarkeit von Ergebnissen am Schaufelgittermodell auf die realen Verhältnisse in Turbomaschinenbeschaufelungen gewährleistet ist. Ein sechsstufiger Axialverdichter wird durch einen außerhalb der Drucktonne angeordneten Drehstrommotor mit einer Leistung von 1,3MW über eine Turbokupplung, die zur Drehzahlregelung dient, angetrieben. Die dabei durch Dissipation zugeführte Wärme wird über ein umfangreiches Kühlsystem abgeführt, um Messungen bei konstanter Temperatur zu ermöglichen. Die getrennte Einstellung des Druckniveaus, der Temperatur und der Verdichterleistung erlaubt innerhalb bestimmter Grenzen Untersuchungen bei beliebigen Mach- und Reynoldszahl-Kombinationen.

3.3 Erzeuger Instationärer Zuströmung

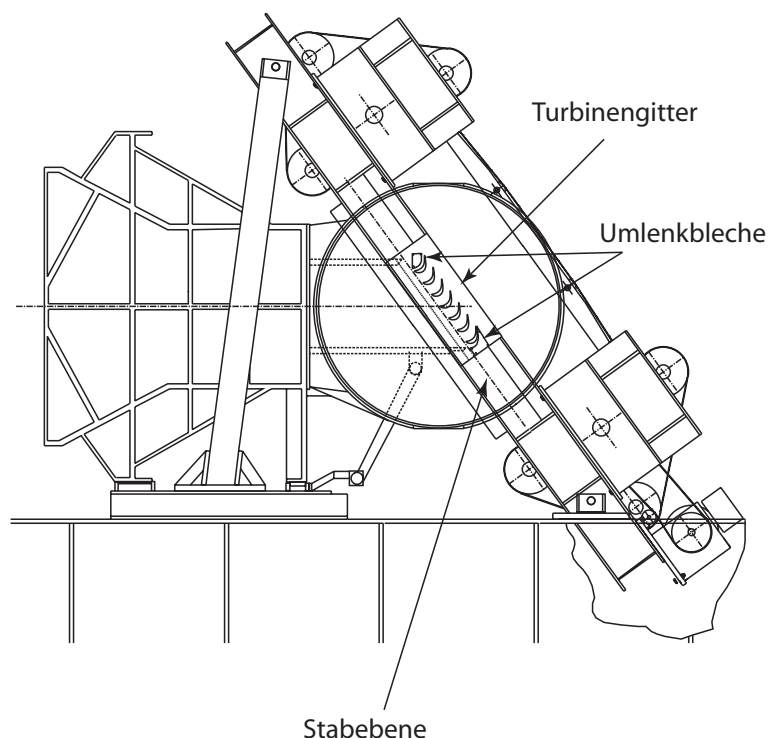


Abbildung 3.4: Erzeuger Instationärer Zuströmung - Einbau im HGK

Zur realistischen Simulation der aerodynamischen Vorgänge in rotierenden Turbomaschinen reicht eine rein stationäre Betrachtung der Strömungsvorgänge nicht aus. Die von vorhergehenden Schaufelreihen abschwimmenden Nachläufe sorgen für eine periodisch instationäre Zuströmung, die nach *Pfeil und Eifler* [77] durch Stabnachläufe mit ähnlichem Totaldruckverlust simuliert werden können. Für Untersuchungen im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal wurde durch *Acton et al.* [2] ein Erzeuger Instationärer Zuströmung (EIZ) entwickelt, durch den zylindrische Stäbe parallel zur Gittereintrittsebene durch die Zuströmung bewegt werden. Dies geschieht durch die Befestigung der Stäbe in zwei parallel zu einander verlaufenden Zahnriemen, die über Zahnscheiben derart geführt werden, dass die Stäbe einen Abstand von ca. 70mm von der Gittereintrittsebene aufweisen (vgl. Abb. 3.1). Die Stabteilung kann in 40mm-Schritten variiert werden. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen wurde eine Teilung von 80mm gewählt, da diese zum einen eine Annäherung an die reale Schaufelgitterteilung darstellt und zum anderen einen sicheren Betrieb des EIZ bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit gewährleistet. Die Rückführung der Stäbe durch die Abströmung erfolgt im ausreichenden Abstand vom Schaufelgitter, so dass die Messungen in der Abströmebene hierdurch nicht beeinflusst werden. Der Antriebsmotor des EIZ erreicht eine maximale Drehzahl von 3000 U/min bei einer maximalen Leistung von ca. 10kW. Der Motor ist mit einer Genauigkeit von 0,1 U/min einstellbar und wird über Sollwertgeber und Drehzahlanzeige gesteuert. Somit kann eine genaue Einstellung der Stab-Umfangsgeschwindigkeit gewährleistet werden, die jedoch aufgrund der auftretenden Fliehkräfte bei Umlenkung der Stäbe auf 40m/s begrenzt ist.

Die Auswirkungen der Stabnachläufe auf die Zuströmung in der Gittereintrittsebene sind durch das Geschwindigkeitsdreieck in Abb. 3.5 dargestellt: Zum einen weist die Zuströmung im Nachlauf ein Geschwindigkeitsdefizit auf, zum anderen kommt es zu einer periodischen Veränderung des Zuströmwinkels. Als zusätzlicher Parameter kann die Nachlaufdelle durch die darin enthaltene Turbulenzintensität beschrieben werden. Voruntersuchungen von *Acton* [4] haben ergeben, dass durch Wahl eines Stabdurchmessers von 2mm eine realitätsnahe Simulation der Rotor-Stator-Interaktion möglich ist.

Eine wichtige Ähnlichkeitskenngröße für periodisch instationäre Strömung stellt die Strouhalzahl dar. Sie ist definiert als Verhältnis des Produktes von Wirbelablösefrequenz f und Größe des umströmten Körpers l zu der Strömungsgeschwindigkeit, hier der Axialgeschwindigkeit c_{ax} :

$$Sr = \frac{f \cdot l}{c_{ax}} = \frac{U}{t} \cdot \frac{l}{c_{ax}} = \frac{l}{t} \cdot \frac{1}{\Phi} \quad (3.3)$$

wobei $\Phi = c_{ax}/U$ als Durchflusszahl bezeichnet wird. Realistische Strouhalzahlen für moderne Niederdruckturbinen liegen in der Größenordnung $Sr \approx 0,9$, realistische Durchflusszahlen bei $\Phi \approx 0,85$. Aufgrund der Begrenzung der maximalen Drehzahl des EIZ auf eine Stab-Umfangsgeschwindigkeit von $U_{Stab} = 40m/s$ bei einer Stabteilung von $t_{Stab} = 80mm$ können realistische Strouhal- und Durchflusszahlen nicht erreicht werden, da hier deutlich höhere Umfangsgeschwindigkeiten erforderlich wären. Nach *Brunner et al.* [12] sowie *Himmel et al.* [43] sind jedoch trotz dieser Abweichung zwischen simuliertem und realem Geschwindigkeitsdreieck grundlegende

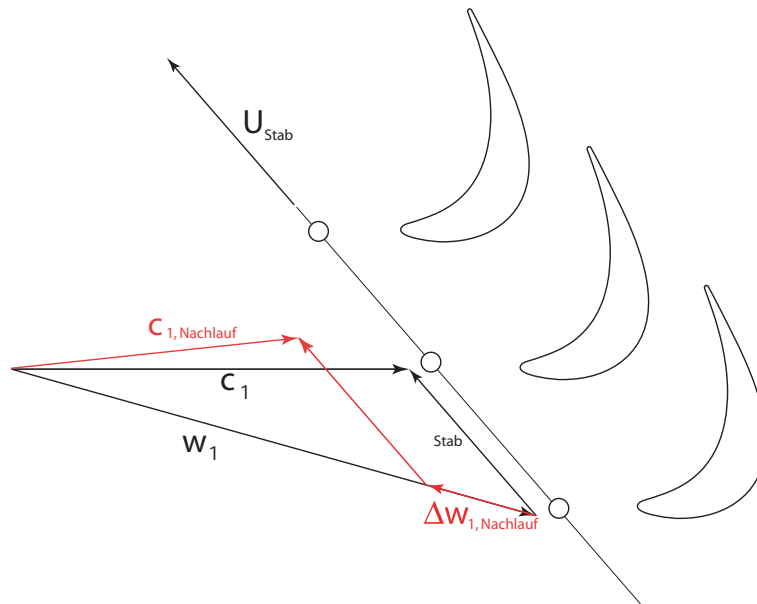


Abbildung 3.5: Auswirkungen des Stabnachlaufes auf das Geschwindigkeitsdreieck

Untersuchungen der Rotor-Stator-Interaktion möglich.

3.4 Einstellung der Zuströmbedingungen

Im Gegensatz zu Untersuchungen an Laminarprofilen, wie sie beispielsweise im Tragflügelbau Einsatz finden, werden Schaufelgitteruntersuchungen im Turbomaschinenbereich nicht bei minimaler Zuströmturbulenz, sondern bei einem definierten höheren Turbulenzniveau durchgeführt. Die in realen Maschinen vorkommenden Zuströmturbulenzgrade sind in Abschnitt 2.1 beschrieben. Ziel ist es bei den vorliegenden Untersuchungen, möglichst realistische Turbulenzgrade im Windkanal zu erzeugen und durch Variation derselben den Einfluss der Zuströmturbulenz auf das aerodynamische Verhalten der Schaufelgitter zu untersuchen.

Die Einstellung des Zuströmturbulenzgrades im HGK erfolgt mit Hilfe passiver Turbulenzsiebe. Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei verschiedene Turbulenzsiebe verwendet, das Sieb IXgK, welches unter den gegebenen Versuchsbedingungen einen Zuströmturbulenzgrad von ca. 4% erzeugt sowie das Sieb VIIIK, welches einen Zuströmturbulenzgrad von ca. 2% generiert. Die Siebe sind 1400mm stromauf des Düsenaustritts im Anfangsbereich der Zuströmdüse eingebaut (vgl. Abb. 3.3). Eine genauere Analyse hinsichtlich Turbulenzgrad und Homogenität des Strömungsfeldes wird in Abschnitt 2.1 durchgeführt.

Abb. 3.6 zeigt die Geometrie der Turbulenzsiebe, die von *Kiock et al.* [52] ausgelegt wurden. Das Wirkprinzip beider Turbulenzsiebe basiert auf der Störung der freien Strömung durch Stäbe unterschiedlicher Dicke und Anordnung und der hierdurch erzeugten Kármánschen Wirbelstrassen. Die Anordnung der Siebe deutlich stromauf des

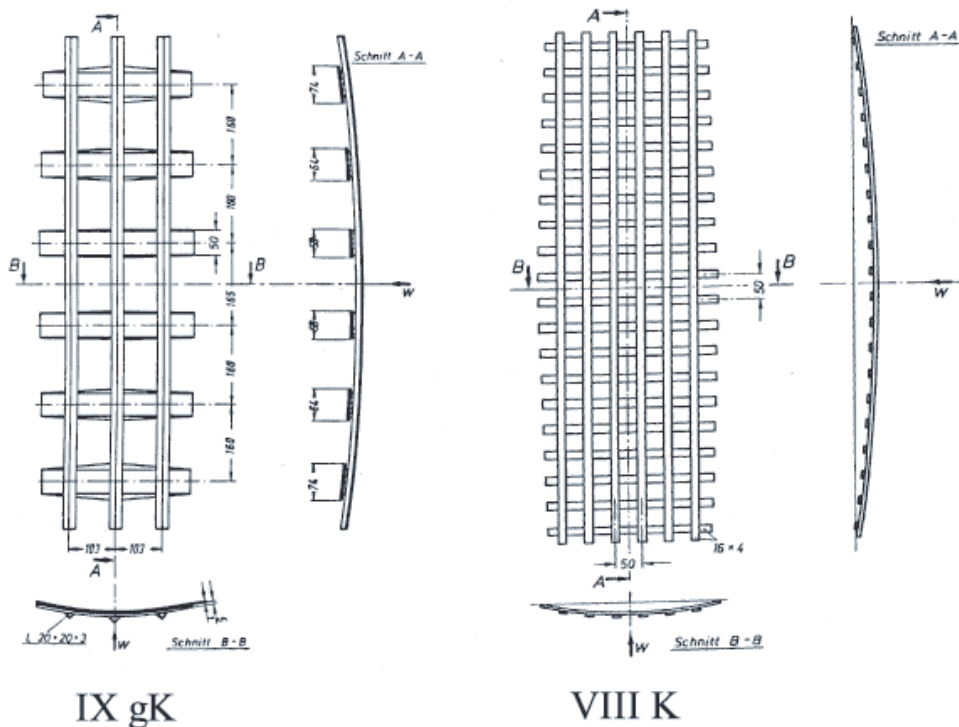


Abbildung 3.6: Verwendete Turbulenzsiebe IXgK und VIIIK (Kiock et al. [52])

Düsenaustritts führt durch die Querschnittskontraktion zu einer Dämpfung der Wirbelstrassen und zur Erzeugung eines möglichst homogenen Strömungsfeldes. Ein Einsatz des Windkanals ohne eingebautes Turbulenzsieb erscheint nach Voruntersuchungen nicht ratsam, da die Turbulenzsiebe sich zum Erreichen eines homogenen Strömungsfeldes als notwendig erwiesen haben.

3.5 Instrumentierung und Messwernerfassung

Um die gewünschten Betriebsbedingungen (Machzahl und Reynoldszahl) einstellen zu können, sind verschiedene Messwerte, sowohl in der Zuströmung als auch in der Abströmung des Schaufelgitters erforderlich. Diese Werte werden auch zur Berechnung von Profildruckverteilung und Totaldruckverlustbeiwerten heran gezogen.

In der Zuströmung des Gitters wird der statische Druck p_1 durch Druckbohrungen innerhalb der in Strömungsrichtung rechten Kanalseitenwand 40mm stromauf des Düsenaustritts gemessen. Eine äquidistante Verteilung der statischen Druckbohrungen über die Kanalhöhe sorgt für eine Kontrolle der Periodizität der Zuströmung, der zur Berechnung der integralen Werte benötigte statische Druck der Zuströmung p_1 wird durch Mittelung der drei in der Kanalmitte angeordneten Druckbohrungen bestimmt.

In dieser Arbeit werden ausschließlich Turbinengitter betrachtet, somit liegen die Bezugsgrößen in allen Fällen definitionsgemäß in der Abströmung. Da im Gitteraustritt

keine Messung des statischen Druckes möglich ist, werden alle in dieser Arbeit verwendeten Bezugsgrößen als theoretische Abströmgrößen formuliert. Hierbei ersetzt der statische Druck innerhalb der Drucktonne p_k den statischen Druck der Abströmung p_2 . Des Weiteren wird der Referenz-Staudruck als theoretischer Abströmstaudruck mit Hilfe der Definitionsgleichung

$$q_{2th} = p_{t1} - p_k \quad (3.4)$$

bestimmt.

Der Totaldruck der Zuströmung wird mit Hilfe einer Pitot-Sonde erfasst, die ebenfalls 40mm stromauf des Düsenaustritts angeordnet ist. Ein Abstand der Sonde von 50mm zur Seitenwand garantiert eine störungsfreie Messung außerhalb der Seitenwandgrenzschicht.

Die ebenfalls zur Einstellung der Betriebsparameter notwendige Totaltemperatur wird als Mittelwert aus vier PT100-Widerstandsthermometern gebildet, die in der Vorkammer des Windkanals angeordnet sind. Unter Annahme adiabater Düsenströmung ist dieser Wert gleich der Totaltemperatur im Gittereintritt.

Der statische Druck innerhalb der Druckkammer des HGK wird an einer strömungsberuhigten Stelle als Differenz zum Umgebungsdruck p_{Umg} gemessen, welcher als einziger Absolutdruck vorliegt. Dieser wird durch ein regelmäßig geeichtes Barometer bei definierter Umgebungstemperatur in der Messwarte aufgenommen.

Eine Gesamtübersicht der Messtechnik sowie der Datenerfassungsanlage am HGK kann Abb. 3.7 entnommen werden, die im Folgenden näher erläutert wird.

3.6 Druck-Messtechnik

Die Erfassung der Drücke erfolgt am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal über ein Druckmesssystem der Firma Esterline Pressure Systems. Zur Aufnahme von Fünf-Loch-Sonden- und Kanaleinstell-Drücken werden im Druckbereich zwischen $0,36\text{psi}$ und 15psi angepasste Druckaufnehmer vom Typ NetScanner 9816/98RK verwendet. Hierbei können die relevanten Drücke zur Minimierung des Messfehlers direkt gegeneinander als Differenzdrücke gemessen werden, der einzige gemessene Absolutdruck wird in der Messwarte ermittelt. Die Drücke zur Berechnung der Profildruck- bzw. -Machzahlverteilung werden mit baugleichen Druckaufnehmern mit einem Arbeitsbereich von 5psi als Differenzdruck zum statischen Druck innerhalb der Tonne des HGK p_k gemessen.

Die so genannte Standardmesstechnik umfasst am Institut für Strahlantriebe Nachlauftraversierungen mit Fünf-Loch-Sonde sowie die Erfassung der Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche, die in der Regel im Mittelschnitt ausgeführt werden. Die Steuerung erfolgt mit Hilfe des Programms WINPANDA (Windows Programm zur Automatisierung von Nachlauf- und Druckverteilungsmessung incl. Auswertung, vgl. *Ganzert* [28]).

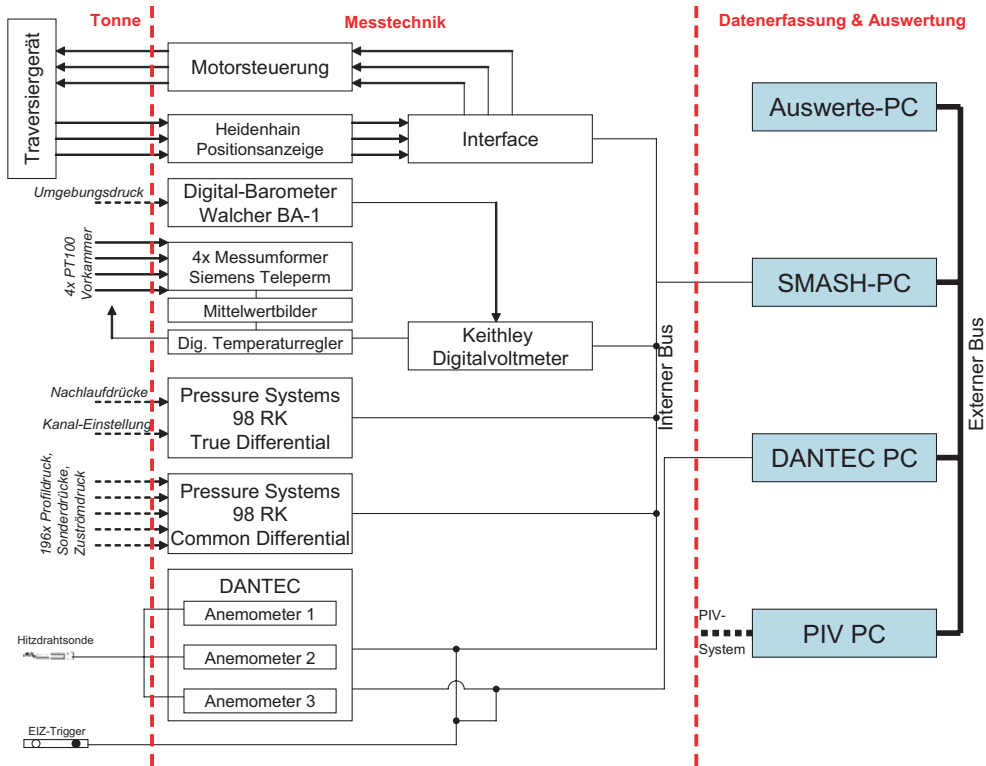


Abbildung 3.7: Messtechnik und Datenerfassung im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

Aus der Information des lokalen statischen Druckes an der Stelle x auf der Profilloberfläche kann die lokale isentrope Machzahl $Ma_{is,x}$ sowie der lokale Druckbeiwert $c_{p,x}$ bestimmt werden zu

$$Ma_{is,x} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{t1}}{p_x} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]}, \quad (3.5)$$

$$c_{p,x} = \frac{p_x - p_k}{p_{t1} - p_k}. \quad (3.6)$$

Aufgetragen über die jeweiligen Messpositionen lassen sich aus der Profildruck- bzw. Machzahlverteilung die aerodynamische Belastung sowie Informationen über die Grenzschichtentwicklung und das eventuelle Auftreten von Ablösephänomenen erlangen.

Zur Bestimmung der Umlenk- und Verlusteigenschaften des Schaufelgitters werden Nachlauftraversen mit einer geraden Fünf-Loch-Sonde (Arnold und Ernst [6]) in einer definierten Abströmebene nach Abb. 3.8 durchgeführt. Durch Traversierung der Sonde in einer zur Gitteraustrittsebene parallelen Ebene (Standard-Messebenenabstand $e_M/l = 0,35$) werden die örtlichen Abströmgrößen Totaldruck $p_{t2,u}$, statischer Druck

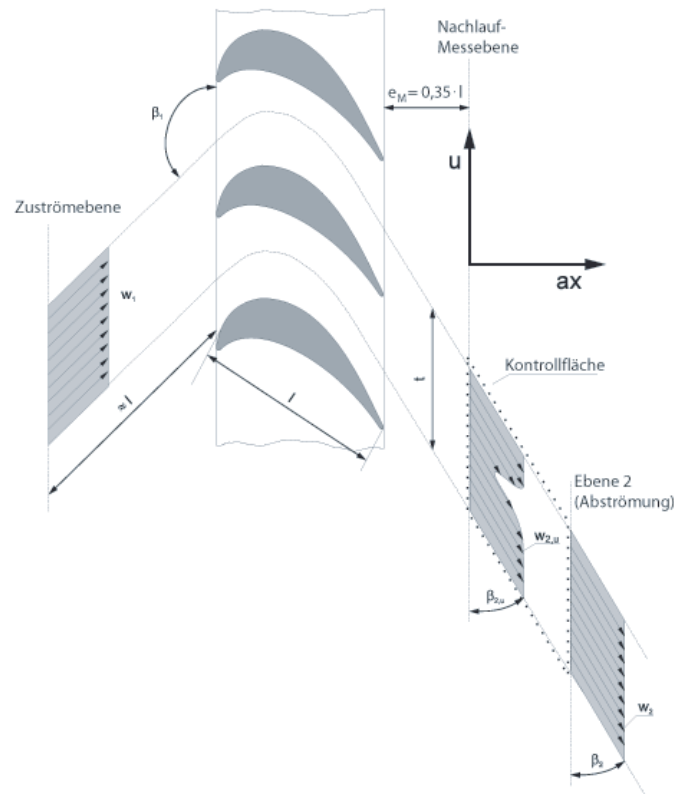


Abbildung 3.8: Definition von Kontrollflächen und Verlauf des Nachlaufes hinter einer Turbinenschaufel

$p_{2,u}$, Abströmwinkel $\beta_{2,u}$ bestimmt. Hieraus kann der jeweilige lokale Totaldruckverlustbeiwert zu

$$\zeta_u = \frac{p_{t1} - p_{t2,u}}{p_{t1} - p_k} \quad (3.7)$$

bestimmt werden.

Eine Integration⁴ der aufgenommenen Werte über eine Gitterteilung führt zu den integralen Beurteilungsparametern:

- aerodynamische Umlenkung $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$
- statische Druckumsetzung $\frac{\Delta p}{q_{2th}} = \frac{p_1 - p_2}{p_{t1} - p_k}$
- Totaldruckverlustbeiwert $\zeta = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_k}$
- axiales Stromdichteverhältnis (AVDR) $\Omega = \frac{\rho_2 \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1}$

⁴Die Integration erfolgt mittels einer Flächenintegration nach *Eltermann* [21].

3.7 Hitzdraht-Messtechnik

Zur instationären Erfassung von Strömungsvorgängen (insbesondere in der Zuströmung) wurde im Rahmen dieser Arbeit die Hitzdraht-Anemometrie eingesetzt. Diese Messtechnik bietet die Möglichkeit, hoch aufgelöst auch kleine Schwankungsgeschwindigkeiten in allen drei Raumrichtungen zu erfassen.

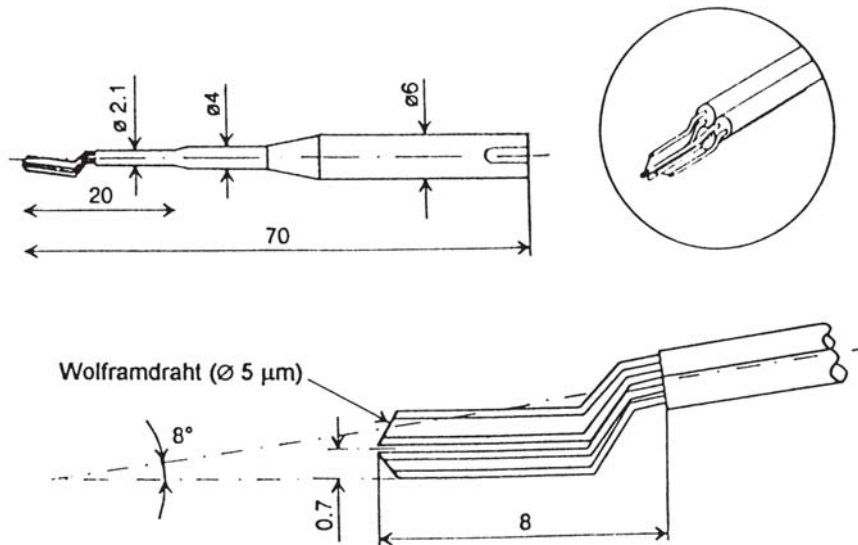


Abbildung 3.9: Aufbau einer Drei-Draht-Hitzdrahtsonde der Firma DANTEC

Die Hitzdraht-Anemometrie wird am Institut für Strahlantriebe als Constant Temperature Anemometry (CTA) betrieben und basiert auf der Kühlung eines überhitzten Sensors, der aus dünnen Wolframdrähten ($d = 5\mu m$) besteht, die zwischen Stiften aufgespannt sind, wie in Abb. 3.9 dargestellt. Jeder Draht ist Teil einer separaten Wheatston'schen Brückenschaltung, die bei Änderung des Drahtwiderstandes durch die Temperaturänderung verstimmt wird. Durch Erhöhung der Spannung wird die Temperatur wieder auf einen vorgegebenen Wert nachgeregelt. Diese Spannungsänderung kann direkt mit der Strömungsgeschwindigkeit am Sensor verknüpft werden kann. Dies geschieht mit Hilfe des King'schen Gesetzes (vgl. *King* [51])

$$E^2 = A + B \cdot u^n \quad (3.8)$$

mit der Brückenspannung E , der Strömungsgeschwindigkeit u sowie den von den Umgebungsbedingungen am Hitzdraht abhängigen Konstanten A , B und n .

Um den Einfluss der Kompressibilität zu berücksichtigen, wird die Kalibrierung der Sonde auf jede einzelne Messposition vorgenommen. Dies erfolgt mittels Übertragung der bekannten Mach- und Reynoldszahlkombinationen am Messort auf die Strömungsverhältnisse in einer in der Drucktonne des HGK angeordneten Freistrah-

Kalibrierdüse.

Die zum Einsatz kommende Kalibrierung basiert auf einem Verfahren von *Rosemann* [83], welches eine Trennung von Geschwindigkeits- und Richtungskalibrierung aufweist und somit eine Kalibrierung unabhängig von der Anordnung der Drähte im Sondenkopf ermöglicht. Hierbei wird der Zusammenhang zwischen Anemometer-Spannung E , effektiver Kühlgeschwindigkeit u_{eff} und Geschwindigkeitsbetrag $|G|$ für jeden Draht ($i = 1$ für 1-Draht-, $i = 3$ für 3-Draht-Sonden) durch ein Polynom vierten Grades beschrieben

$$u_{eff,i} = k_{0,i} + k_{1,i}E + k_{2,i}E^2 + k_{3,i}E^3 + k_{4,i}E^4 = |G|. \quad (3.9)$$

Zur Bestimmung des dreidimensionalen Strömungsvektors ist zusätzlich eine Kalibrierung der Richtungsabhängigkeit erforderlich. Dies erfolgt durch das Polynom

$$u_{eff,i}^2 = a_{0,i}u^2 + a_{1,i}uv + a_{2,i}uw + a_{3,i}v^2 + a_{4,i}vw + a_{5,i}w^2. \quad (3.10)$$

Die Kalibrierkoeffizienten $k_{j,i}$ und $a_{j,i}$ werden durch Aufstellen eines linearen Gleichungssystems aus den Kalibrierdaten ermittelt.

Die Geschwindigkeitskomponenten in den drei Raumrichtungen können aus dem Geschwindigkeitsbetrag $|G|$ sowie der Lage der Sonde (Schiebewinkel α , Anstellwinkel β) bestimmt werden:

$$u = |G| \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta, \quad (3.11)$$

$$v = |G| \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta, \quad (3.12)$$

$$w = |G| \cdot \sin \alpha. \quad (3.13)$$

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein Streamline CTA-System der Firma DANTEC DYNAMICS verwendet. Die Steuerung der Anemometerbrücken (Brückenabgleich und Signalkonditionierung) erfolgte mit Hilfe des kommerziellen Programms StreamWare, die eigentliche Messwertaufnahme mit dem hauseigenen Programm SMASH (vgl. *Wolff* [112]). Mit dieser Software ist sowohl eine Messung bei stationärer Zuströmung als auch eine Triggerung der Messwertaufnahme durch eine am Erzeuger Instationärer Zuströmung angebrachte Lichtschranke möglich.

Der schematische Aufbau der Messtechnik ist am Beispiel der Zuströmturbulenzmessung bei instationärer Zuströmung in Abb. 3.10 dargestellt. Die Messsignale wurden mit einer Frequenz von 60kHz über eine Messdauer von 2s aufgenommen und zur Vermeidung von Aliasing-Effekten mit 30kHz tiefpass-gefiltert. Mit Hilfe der aus der Kalibrierung bekannten Koeffizienten werden die Geschwindigkeitskomponenten bestimmt.

Eine besondere Herausforderung stellt die Auswertung der Messsignale bei instationärer Zuströmung dar, da hier eine Kombination aus periodisch instationären Geschwindigkeitsänderungen und stochastischen turbulenten Störungen vorliegt. Die

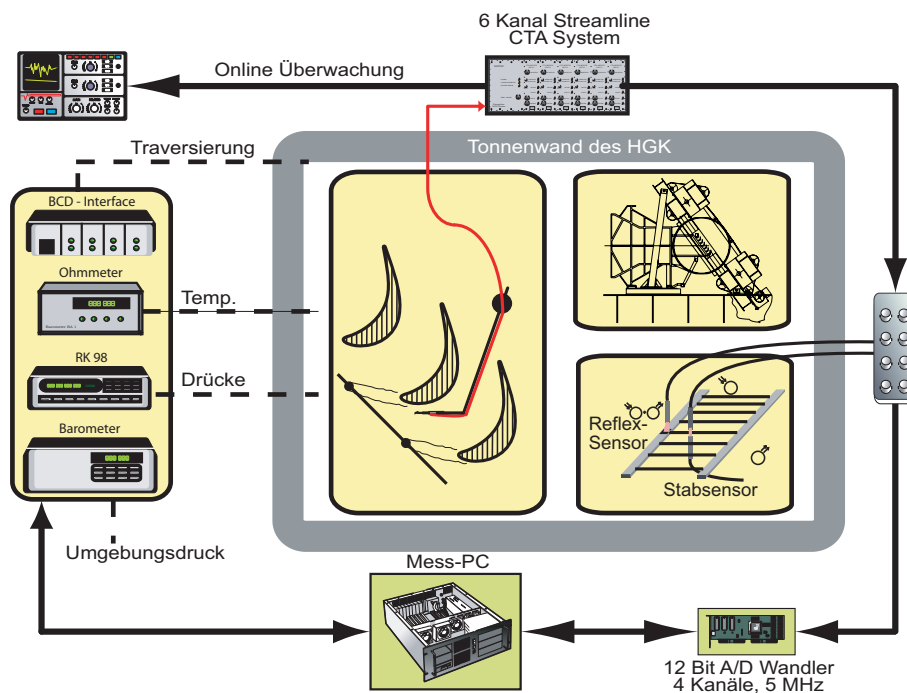


Abbildung 3.10: Aufbau des Hitzdraht-Anemometer-Systems bei instationärer Zuströmung (Modifiziert nach Wolff [113])

Auswertung muss hierbei periodische Schwankungen von stochastischen trennen, wofür auf die phasengebundene Mittelwertbildung nach *Lakshminarayana und Poncet* [59] zurückgegriffen wird. Die Phase stellt bei den hier vorliegenden Untersuchungen der Umlauf eines EIZ-Stabes dar, bei allen Messungen wurden $N = 150$ Messblöcke bei einer Umlaufgeschwindigkeit des EIZ von 40m/s aufgenommen.

Das Mittelungsverfahren teilt das zeitabhängige Signal $b(t)$ in einen periodischen und einen turbulenten Anteil

$$b(t) = \tilde{b}(t) + b'(t), \quad (3.14)$$

wobei der periodische Anteil den Mittelwert

$$\tilde{b}(t) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N b_j(t) \quad (3.15)$$

der Signale zu einem festen Zeitpunkt t der Periode darstellt. N bezeichnet die Anzahl der Perioden. Somit ergibt sich die momentane stochastische Schwankung zu

$$b'_j(t) = b_j(t) - \tilde{b}_j(t). \quad (3.16)$$

Zur Mittelwertbildung über die aufgenommenen Messsignale kann der quadratische Mittelwert („RMS-Wert“) herangezogen werden, der sich aus den bekannten Größen zu

$$b_{RMS} = \left(\frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^N (b_j(t) - \tilde{b}_j(t))^2 \right)^{0,5} \quad (3.17)$$

berechnet. Die Mittelung über den turbulenten Anteil der Strömungsgeschwindigkeit

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N b'_j(t) = 0 \quad (3.18)$$

strebt für hinreichend große N gegen Null, somit lässt sich die Separierung von periodischen und stochastischen Schwankungen realisieren. Aus diesen Auswertungen lassen sich die folgenden Strömungsgrößen bestimmen:

- Geschwindigkeitskomponenten $u(t), v(t), w(t)$
- Geschwindigkeitsbetrag $G(t) = \sqrt{u^2(t) + v^2(t) + w^2(t)}$
- Strömungswinkel in radialer Richtung $\alpha(t) = \arctan \frac{w(t)}{\sqrt{u^2(t) + v^2(t)}}$
- Strömungswinkel in Umfangsrichtung $\beta(t) = \arctan \frac{v(t)}{u(t)}$
- lokaler Turbulenzgrad $Tu(t) = \frac{1}{G(t)} \sqrt{\frac{1}{3} (u'^2 + v'^2 + w'^2)}$

Für eine genaue Beschreibung der Messtechnik sowie der Auswerterroutinen sei auf *Wolff* [112] verwiesen.

3.8 Particle Image Velocimetry

Eine neue, erstmals am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal eingesetzte, Messtechnik stellt die Particle Image Velocimetry (PIV) dar. Hierbei handelt es sich um ein optisches berührungsloses Messverfahren, welches die Möglichkeit bietet, Geschwindigkeitsfelder zwei- bzw. dreidimensional (Stereo-PIV) zu vermessen und in kurzer Zeit ein Strömungsfeld zu berechnen. Gegenüber der zuvor beschriebenen Hitzdraht-Anemometrie sind zum einen flächige Messungen möglich, zum anderen muss keine Sonde in das Strömungsfeld eingeführt werden, so dass Störungen und Fehler durch das Sondenvolumen ausgeschlossen sind. Die Ergebnisse in dieser Arbeit zeigen einen ersten Aufbau der Messtechnik mit zweidimensionaler Messaufgabe im Mittelschnitt des Schaufelprofils, eine weitere Implementierung der Messtechnik, auch als Stereo-PIV-System mit zwei Kameras, ist für die nahe Zukunft (Stand: 2009) vorgesehen.

Prinzipien der Particle Image Velocimetry

Abb. 3.11 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines zweidimensionalen PIV-Systems. Hierbei beleuchtet ein energiereicher Doppelpuls-Laser einen Messbereich zweimal

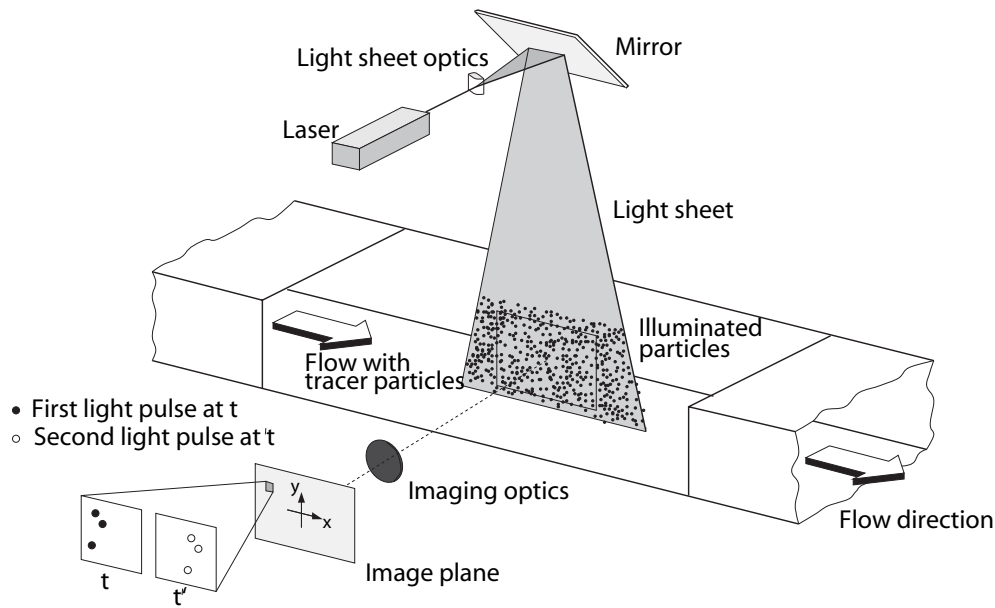


Abbildung 3.11: Prinzipieller Aufbau eines PIV-Systems nach Raffel et al. [79]

hintereinander mit definierter, gegenüber der Strömungsgeschwindigkeit kurzer, Verzögerungszeit. Im Vorfeld wurde das Fluid mit Tracer-Partikeln angereichert, um eine Sichtbarmachung der Strömung zu ermöglichen. Mit Hilfe einer CCD-Kamera werden die Lichtschnitte abgebildet und mit einem Auswertalgorithmus kann der räumliche Versatz der Partikel zueinander zwischen erster und zweiter Aufnahme bestimmt werden. Durch Berücksichtigung des bekannten Zeitintervalls zwischen den Aufnahmen kann ein Geschwindigkeitsvektor ermittelt werden. Hierbei ist sicher zu stellen, dass die Partikel hinreichend klein sind, um die Strömung nicht zu beeinflussen und ihr ohne Schlupf zu folgen. Die Strömungsgeschwindigkeit zwischen den beiden Aufnahmen muss des weiteren konstant bleibt. Im Folgenden wird zunächst das Auswertverfahren (Post-Processing) beschrieben, dann die Implementierung der Messtechnik im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal.

Auswertverfahren

Die aufgenommenen Bilder werden hinsichtlich ihrer Grauwertverteilung analysiert. Es erfolgt eine Einteilung der Auswertefläche in mehrere äquidistante Felder, in denen aus der Grauwertverteilung die Positionen der Tracer-Partikel bestimmt werden. Die Korrelation der Bilder zum Zeitpunkt t (1. Laserpuls, Grauwerte $G(\vec{x})$) und zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ (2. Laserpuls, Grauwerte $H(\vec{x})$) erfolgt nach Raffel et al. [79] mit Hilfe der Kreuzkorrelationsfunktion

$$R_{GH}(\vec{s}) = [G(\vec{x}), H(\vec{x} + \vec{s})] = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} G(\vec{x}) \cdot H(\vec{x} + \vec{s}) d\vec{x} \quad (3.19)$$

wobei A_i die Fläche des ausgewerteten Feldes, \vec{x} die Koordinate und \vec{s} den Verschie-

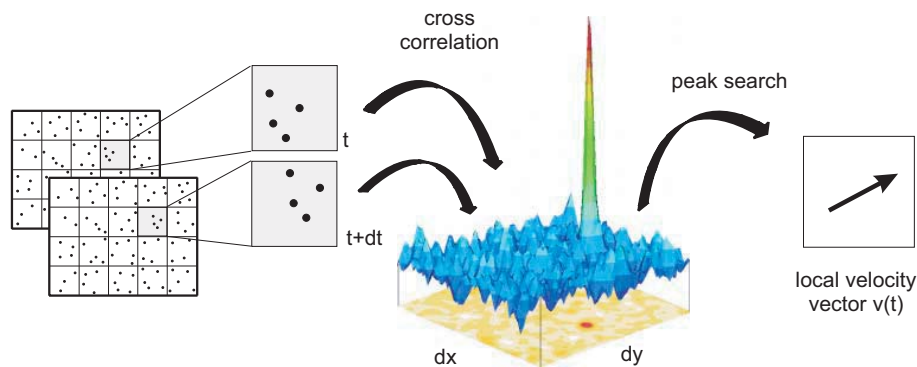


Abbildung 3.12: Prinzip der Auswertung mittels Kreuz-Korrelation (Quelle: *LaVision* [60])

bungsvektor beschreibt. Der Verschiebevektor \vec{s} ergibt sich aus dem Maximum des Korrelationsfeldes (vgl. Abb. 3.12), die Berechnung im praktischen Einsatz erfolgt in der Regel über Transformation der Grauwerte in den Frequenzbereich mittels Fast-Fourier-Transformation, Berechnung des Produktes zwischen erstem Bild und konjugiert Komplexem des zweiten Bildes sowie Rücktransformation des Ergebnisses in den Zeitbereich.

Nach Durchführung der Kreuzkorrelation für alle zu berechnenden Felder wird ein Vektorfeld mit einem Verschiebungsvektor pro Auswerte-Feld generiert. Aus dem entstandenen Vektorfeld können durch einfache Algorithmen räumliche Geschwindigkeitsderivate wie Wirbelstärke, Divergenz und Rotation bestimmt werden. Weiterführende Beschreibungen der Auswertemethoden können den Büchern von *Raffel et al.* [79] oder *Nitsche und Brunn* [76] entnommen werden.

Aufbau im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

Für den Einsatz der PIV-Messtechnik im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal kommt ein zweidimensionales PIV-System der Firma LAVISION zum Einsatz, dessen Anschluss an die bestehende Messkette nach Abb. 3.7 in Abb. 3.13 dargestellt ist. Es besteht im Wesentlichen aus einer Kamera, einem Nd:YAG-Doppelpulslaser, einem Aerosolgenerator zur Erzeugung der Tracer-Partikel, einer Lichtschnittoptik sowie einer Steuerungs- und Auswertesoftware.

Zur Bildaufnahme wird eine CCD-Kamera vom Typ ImagerProPlus4M mit maximaler Auflösung von 2048x2048 Pixeln eingesetzt, die zur schnellen Datenaufnahme mit einem internen 1GB-Speicher ausgerüstet ist. Das Lasersystem besteht aus einem Doppelpulslaser der Firma Litron mit einer Ausgabeleistung von 300mJ und einer erzeugten Wellenlänge von 532nm. Die maximale Pulsfrequenz beträgt 15Hz. Aufgrund der Umgebungsbedingungen innerhalb der Drucktonne des HGK wird der Laser außerhalb positioniert. Die Lichtführung zur Messstrecke erfolgt über eine Lichtschnittoptik mit frei laufendem Laserstrahl, der über mehrere Umlenkspiegel positioniert wird. Die Anpassung des Lichtschnitts an die Versuchsbedingungen erfolgt mit einer vor der Messstrecke angebrachten Divergenzlinse. Der Aerosolgenerator erzeugt Seeding-Partikel

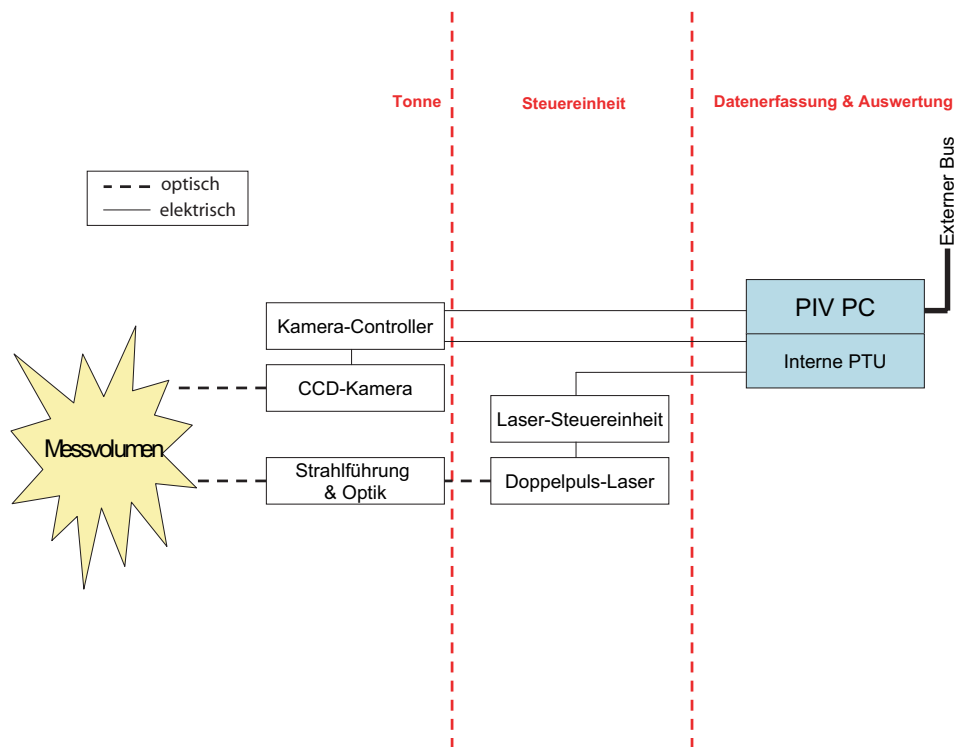


Abbildung 3.13: Aufbau des PIV-Systems (Anschluss an Messkette nach Abb. 3.7)

aus Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat (DEHS) mit einem Durchmesser $< 1\mu m$, die direkt in die Drucktonne des HGK eingeführt werden und durch die dort herrschende Luftströmung hinreichend verteilt werden. Zur Steuerung und Auswertung der Messungen wird das Programmpaket DAVIS der Firma LAVISION verwendet.

Die Installation der PIV-Systemkomponenten in der Messstrecke des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals ist in Abb. 3.14 dargestellt. Der außerhalb des Luftstroms angeordnete Lichtführungsarm führt den noch konzentrierten Laserstrahl der Lichtschnittoptik zu, die am unteren Ende des Gitterträgers angebracht ist. Die Optik fächert den Strahl zu einem Lichtschnitt auf und beleuchtet den Bereich der Abströmung des Schaufelgitters im Mittelschnitt. Um Reflexionen weitgehend zu vermeiden wird der Lichtschnitt als „schleifender Schnitt“ an die Schaufel gesetzt, somit ist eine Vermessung des Nachlaufes sowie von Teilen der saugseitigen wandnahen Strömung möglich. Zudem verringert eine Einfärbung der Schaufeln und Seitenwand mit Licht-absorbierender Farbe mögliche Reflexions-Störungen. Mögliche Schattenwürfe müssen in der Auswertung berücksichtigt werden, da in diesen Bereichen Fehlvektoren berechnet werden können. Die CCD-Kamera ist seitlich des Windkanals mit Blickachse senkrecht auf den Lichtschnitt angebracht und wird mittels Objektiv-einstellung und Filter auf den Mittelschnitt fokussiert. Der Installation der Kamera innerhalb der Tonne des Windkanals ging eine Testreihe mit einer baugleichen Kamera vorweg, in der experimentell die Einflüsse von Temperatur und Unterdruck auf die Bildqualität ermittelt wurden (*Martinstetter* [69]). Diese ergab keine Störungen

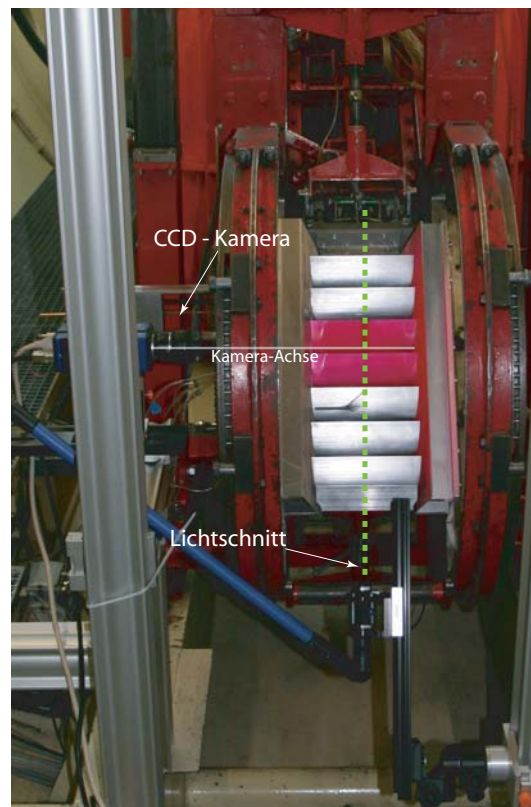


Abbildung 3.14: Installation des PIV-Systems im HGK

des Kamerabildes im eingesetzten Druck- und Temperaturbereich, weshalb Einflüsse auf die Messungen durch Spannungsstörungen im CCD-Chip ausgeschlossen werden können.

Eine detaillierte Beschreibung des Einbaus der Messtechnik in den HGK kann der Arbeit von *Hein* [39] entnommen werden.

3.9 Strömungsvisualisierung

Zur Unterstützung der vorab beschriebenen quantitativen Messtechniken ist Strömungsvisualisierung ein insbesondere bei der Untersuchung von Sekundärströmungen sehr wichtiges Hilfsmittel. Während bei kleinen Geschwindigkeiten und niedrigen Turbulenzgraden Rauchvisualisierung bevorzugt wird, werden im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal aufgrund der Strömungsbedingungen vorwiegend oberflächengebundene Techniken wie die Öl-Anstrichtechnik verwendet. Hierbei werden Schaufeloberfläche und Seitenwand mit einem Gemisch aus Weißöl, Petroleum und gelbem, fluoreszierendem Pulver bestrichen. Die an den Oberflächen wirkenden Schubspannungen führen zu einem Farbabtrag, aus dessen Stärke auf die Stärke der Schubspannung geschlossen werden kann. Somit ergeben sich aus den

Wandstromlinien die Integralkurven des Richtungsfeldes der Wandschubspannung. Diese Technik wurde durch *Weiß* [109] am HGK eingeführt. Zum einen ist eine Beobachtung der Strömungsverläufe direkt während des Versuchs mittels Online-Monitoring (Kamera in der Drucktonne) möglich, eine mit hinreichender Auflösung ausgestattete Kamera stand jedoch während der hier beschriebenen Messungen nicht zur Verfügung. Zum anderen kann nach Antrocknen der Farbe und kontrolliertem Herunterfahren des Windkanals das Anstrichbild mittels selbstklebender Folie von der Oberfläche abgezogen und unter UV-Licht fotografiert werden. Eine anschließende Übertragung der Oberflächenkoordinaten in das hier verwendete bitangentiale Koordinatensystem lässt eine Positionsbestimmung der abgebildeten Strömungsphänomene zu. Ist das Abziehen mit Folie nicht möglich (beispielsweise bei dreidimensional gestalteten Schaufeln oder Turbulatorelementen auf der Oberfläche), so muss die Schaufel direkt abfotografiert werden, was zum einen die Positionszuordnung erschwert, zum anderen die Bildqualität durch Reflexionen an der metallischen Schaufeloberfläche reduziert.

Zu beachten ist, dass die Öl-Anstrichmethode lediglich ein zweidimensionales Abbild der Strömungsverhältnisse an der Oberfläche zulässt. Insbesondere bei Untersuchung von Sekundärströmungsphänomenen sind daher Anstrichbilder nicht separiert, sondern zusammen mit Strömungsfeld- und Druckverteilungsmessungen als Gesamtbild zu betrachten.

Zur Auswertung von Öl-Anstrichbildern sind in der Literatur diverse Quellen zu finden, in dieser Arbeit werden bezüglich der Formalismen die grundlegenden Arbeiten von *Sieverding* [96] herangezogen.

3.10 Messgenauigkeit und Fehler

Zur Beurteilung der Messergebnisse ist eine Betrachtung der Dimension auftretender Messfehler notwendig. Hierzu sollen durch die Kanaleinstellung bedingte Ungenauigkeiten von Fehlern durch die Messtechnik separiert betrachtet werden.

Einstellgenauigkeit

Die Betriebspunkteinstellung im HGK erfolgt über die absolute Messung des Umgebungsdruckes und die Einstellung von statischem Kammerdruck und Staudruck als Differenzdrücke. Zudem erfolgt die Regelung der Totaltemperatur in der Vorkammer durch das Kühlsystem des HGK.

Der Umgebungsdruck p_{Um} wird als Absolutdruck mit einem Präzisionsbarometer in der Messwarte mit einem maximalen Fehler von $\Delta p_{Um} = \pm 0,1035 hPa$ gemessen.

Messgröße	Messwert	maximaler Messfehler	Einstellgenauigkeit
Kammerdruck	$p_{Um} - p_K$	$\pm 0,1674 hPa$	$\pm 2 hPa$
Staudruck	$p_{t1} - p_K$	$\pm 0,1724 hPa$	$\pm 1 hPa$
Totaltemperatur	$T_{t,Vk}$	$\pm 0,2 K$	$\pm 0,4 K$

Die Angaben zum maximalen Fehler basieren auf den für die jeweiligen Druckaufnehmer durch die letzte Kalibrierung ermittelten maximalen Fehler, die Angaben zur Einstellgenauigkeit der Betriebsgrößen sind *Sturm und Fottner* [101] entnommen.

Stichprobenartige Hygrometer-Messungen ergaben für den Innenraum der Drucktonne während des Messbetriebes bei konstanter Totaltemperatur eine mit abnehmendem Druck leicht fallende relative Luftfeuchtigkeit zwischen 15% und 20% bei den vorliegenden Betriebspunkten, somit kann ein Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Messungen ausgeschlossen werden.

Die verwendeten Sonden wurden mit Hilfe eines im Windkanal befindlichen Traversiergerätes positioniert. Hierbei liegt die Positioniergenauigkeit der Hitzdraht- und Nachlaufsonden nach *Ladwig* [57] bei $\pm 0,04mm$ bzw. $\pm 0,02^\circ$.

Messung des Totaldruckverlustes

Zur Ermittlung des Fehlers der Totaldruckverlustbeiwert-Bestimmung werden die Fehler der Druckdifferenzen $p_{t1} - p_k$ und $p_{t1} - p_{t2}$ heran gezogen und zur Bestimmung des relativen Fehlers mittels Gauß'scher Fehlerfortpflanzung verknüpft. Der Staudruck $q_{2th} = p_{t1} - p_k$ wird direkt als Differenzdruck gemessen, hier geht lediglich der Fehler des Druckaufnehmers in die Berechnung ein. Für den Fehler der Druckdifferenz $p_{t1} - p_{t2}$ ist zusätzlich ein Kalibrierfehler zu berücksichtigen, der jedoch an dieser Stelle aufgrund mangelnder Informationen über das Kalibrierpolynom nicht mit hinreichender Genauigkeit angegeben werden kann. Berücksichtigt man ausschließlich die Unsicherheiten der jeweils genutzten Messaufnehmer, so erhält man die Genauigkeit des Totaldruckverlustbeiwertes zu

$$\Delta\zeta = \sqrt{\frac{(\Delta(p_{t1} - p_{t2}))^2 + (\zeta \cdot \Delta(p_{t1} - p_k))^2}{(p_{t1} - p_k)^2}}. \quad (3.20)$$

Der Messfehler zeigt eine deutliche Abhängigkeit von der Reynoldszahl, da die Druckdifferenzen mit steigender Reynoldszahl zunehmen und somit der Fehler reduziert wird. Aus diesem Grund kann an dieser Stelle kein allgemeingültiger Wert angegeben werden, die Messfehler liegen im Allgemeinen jedoch zwischen $(\Delta\zeta/\zeta) < 4\%$ für kleine und $(\Delta\zeta/\zeta) < 2\%$ für große Reynoldszahlen.

Messung der Profildruckverteilung

Die Profildruckverteilung wird für alle Druckbohrungen mit einem Druckbereich von $5psi$ durchgeführt. Diese verfügen über einen maximalen Fehler von $\pm 0,1724hPa$ und es kann der Fehler für die jeweilige Messstelle bestimmt werden zu

$$\Delta c_p = \sqrt{\frac{(\Delta(p_x - p_k))^2 + (c_p \cdot \Delta(P_{t1} - p_k))^2}{(p_{t1} - p_k)^2}}. \quad (3.21)$$

Bei den örtlichen Druckbeiwerten kommt es somit zu relativen Fehlern in der Größenordnung $(\Delta c_p/c_p) < 0,2\%$.

Messung des Turbulenzgrades

Die Bestimmung des Messfehlers der Hitzdrahtmessungen ist deutlich schwieriger, da sich viele Einflussfaktoren einer genauen Quantifizierung entziehen. Hier seien Kalibrierunsicherheiten, Temperaturschwankungen und Fehler bei der A/D-Wandlung zu erwähnen.

Es ergibt sich nach *Wunderwald* [114] für den Betrag des Geschwindigkeitsvektors $|G|$ ein relativer Fehler von $< 2\%$ und für den Strömungswinkel ein absoluter Fehler von $\pm 2^\circ$. Hinzu kommt ein auf der endlichen Zahl von Stützstellen basierender Linearisierungsfehler in der Kalibrierfunktion von $\leq 1\%$.

Temperaturschwankungen in der Zuströmung im Bereich $\pm 1K$ können nach Herstellerangaben zu einem Fehler $\pm 1\%$ beim gemessenen Geschwindigkeitsvektor führen. Zusätzlich ist eine einbauspezifische Fehlerquelle zu berücksichtigen: Durch den notwendigen Umbau der Sonde zwischen Kalibrierdüse und Windkanal kann sich die Sondenlage gegenüber der Zuströmung zwischen Kalibrierung und Messung geringfügig ändern. Diese Änderung wird bei der Messauswertung nicht berücksichtigt. Letztere Fehler sind nicht quantifizierbar, verfälschen aber bei hinreichend genauem Sondereinbau die Messung nicht signifikant, wie aus früheren Messungen bekannt ist.

Messung mit Particle Image Velocimetry

Bei den durchgeführten PIV-Messungen lag die Anzahl der durchschnittlich pro Auswertefenster ermittelten Partikel bei 20. Die Größe der Korrelationsfenster lag bei 64×64 Pixel, wobei der Pixelversatz zwischen den beiden Aufnahmen auf maximal $1/8$ der Messfenstergröße eingestellt wurde. Der Geschwindigkeitsunterschied in einem Auswertefenster lag bei maximal $2,5\%$, all diese Faktoren entsprechen den nach *Kapulla* [49] vorliegenden Vorgaben für akkurate PIV-Messungen.

Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Messung wurde bei einem Tonneninnendruck von $p_k = 202,4hPa$, einem Zuströmstaudruck von $q_{2th} = 55,8hPa$ und einer Totaltemperatur der Strömung $T_{t,vK} = 40^\circ C$ ⁵ Redundanzmessungen bei konstanten Betriebsbedingungen durchgeführt. Betriebspunktdrift und Ungenauigkeiten beim Einbau (statistische Fehler) können somit ausgeschlossen werden. Die Messungen ergeben eine absolute mittlere Abweichung der Geschwindigkeitsvektoren von $\Delta c = 1,05m/s$ sowie der Winkel von $\Delta\beta = 0,04^\circ$.

Nach Auswertungen aller Betriebspunkte von *Hein* [39] ergibt sich für den ermittelten Geschwindigkeitsbetrag der Messung eine Standardabweichung von $\pm 1,29m/s$ (entspricht ca. 1%) sowie für die Winkelbestimmung ein Fehler von $< 1\%$ ($\pm 0,16^\circ$). Verglichen mit der Messgenauigkeit der Fünf-Loch-Sonde sind mit dem PIV-System hinsichtlich Geschwindigkeitsbetrag und Winkel genauere Ergebnisse zu erwarten.

⁵Diese Werte entsprechen dem Referenzbetriebspunkt des Turbinengitters C, an dem die PIV-Messungen durchgeführt wurden.

Analyse der Zuströmbedingungen

4.1 Vorbemerkungen und Basis der Untersuchungen

Wie bereits aus früheren Untersuchungen bekannt ist (vgl. Römer [82], Wunderwald [114], Zhang und Hodson [116] und Martinstetter *et al.* [71]), stellt die Zuströmturbulenz einen nicht zu vernachlässigen Einflussfaktor für das aerodynamische Verhalten von Schaufelgittern, insbesondere von Niederdruckturbinengittern, dar. In Turbomaschinen treten nach Fraser und Gardiner [27] Turbulenzgrade bis ca. 9% auf, lokal sind auch höhere Werte möglich (vgl. Abschnitt 2.1). Das Turbulenzniveau der Zuströmung beeinflusst das Grenzschichtverhalten insbesondere bei Vorliegen von Strömungsphänomenen, bei denen kleine Störungen große Auswirkungen haben können, beispielsweise Ablöseblasen oder Stoß-Grenzschicht-Interaktionen. Ziel ist es daher, auch im Gitterwindkanal ähnliche Turbulenzgrade wie in der Turbomaschine zu erzeugen, wobei der gleichmäßigen Verteilung der Turbulenz in der Eintrittsebene des Gitters eine besondere Bedeutung zukommt. Kenntnisse über die Turbulenzstruktur sind des Weiteren unverzichtbare Informationen für die Verwendung der Messdaten zu Validierungszwecken in numerischen Strömungslösern.

Den Betrachtungen der Auswirkungen dieser unterschiedlichen Turbulenzniveaus sei daher an dieser Stelle eine allgemeine Analyse der Zuströmturbulenz im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal voran gestellt. Aufgrund der begrenzten Zugänglichkeit der Messdüse des HGK bei eingebautem Schaufelgitter wurden meist Zuströmturbulenzgradmessungen an wenigen ausgewählten Punkten in der Zuströmung durchgeführt. Die Aussagekraft solch punktueller Messungen ist jedoch begrenzt, da keine Informationen über Homogenität des Strömungsfeldes und Turbulenzentwicklung vorliegen. Aus diesem Grund wurden die Messungen ohne eingebautes Schaufelgitter bei einem Betriebspunkt entsprechend einer Zuström-Machzahl $Ma_1 = 0,42$ und einer sehnellängen-bezogenen Reynoldszahl $Re_1/l = 2,43 \cdot 10^6 m^{-1}$ durchgeführt. Diese Werte stellen charakteristische Zuströmgrößen im Auslegungspunkt der in dieser Arbeit untersuchten hoch belasteten Schaufelgitter dar. Abb. 4.1 zeigt die Lage des Betriebspunktes im Kennfeld des HGK und zeigt, dass die Messungen für alle Kanalhöhen im Arbeitsbereich des Windkanals durchgeführt wurden. Zusätz-

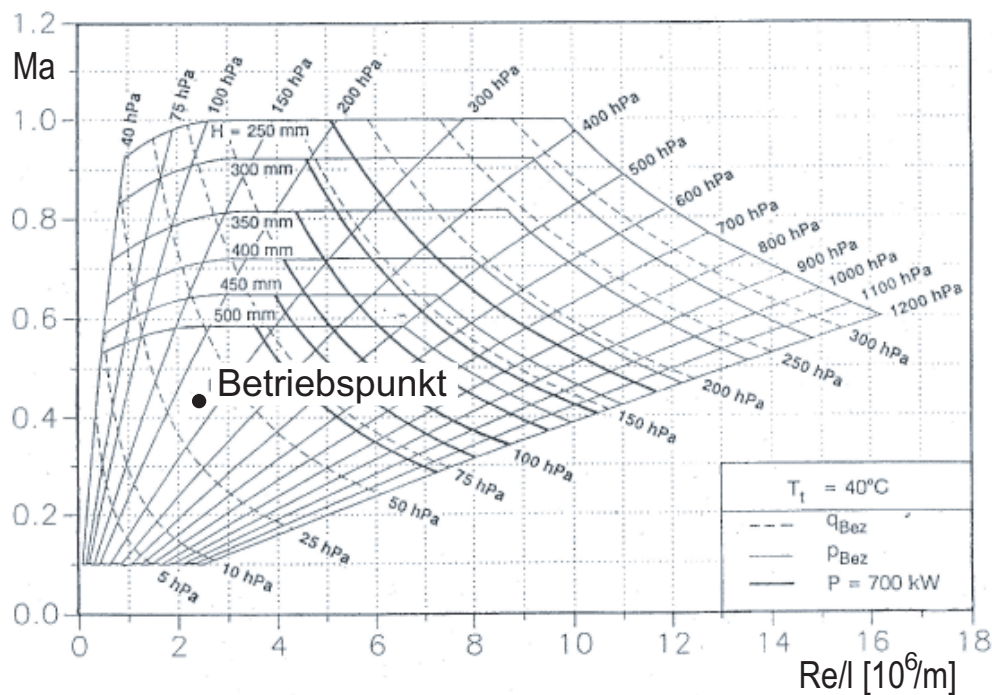


Abbildung 4.1: Betriebspunktdarstellung im Kennfeld des HGK

lich wurde eine Betriebspunktvariation durchgeführt, um eine eventuelle Änderung der Turbulenzverhältnisse mit der Strömungsgröße Reynoldszahl zu erfassen. Die Ergebnisse sind somit repräsentativ für alle im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Schaufelgitter und Betriebspunkte.

Erste Untersuchungen zum Zuströmturbulenzgrad des HGK stammen von *Kiock et al.* [53]. Zur leichteren Abschätzung des entstehenden Zuströmturbulenzgrades bei Verwendung verschiedener Turbulenzsiebe am HGK (vgl. hierzu Abschnitt 3.4) wurde von *Kiock* [53] eine Korrelation unter Berücksichtigung der eingestellten Kanalhöhe sowie des Betriebspunktes aufgestellt. Bereits bei Untersuchungen von *Römer* [82] traten Widersprüche gegenüber diesen Ergebnissen auf. Ob diese Widersprüche auf die zwischenzeitliche Verlegung des Kanals von Braunschweig nach München und damit einher gehende Umbaumaßnahmen zurück zu führen sind, blieb ungeklärt. 1994 wurden von *Acton* [3] Überlegungen zur Konstruktion neuer Turbulenzsiebe angestellt, die jedoch nicht den Erwartungen entsprachen und in der Folge nicht weiter betrachtet wurden. Weiterführende Turbulenzanalysen bei eingebautem Schaufelgitter hat *Hilgenfeld* [42] durchgeführt, die in diesem Zusammenhang eingeführte Frequenzanalyse der Hitzdrahtsignale in der Zuströmung wird in dieser Arbeit aufgegriffen und erweitert.

4.2 Seitenwandgrenzschicht der Zuströmung

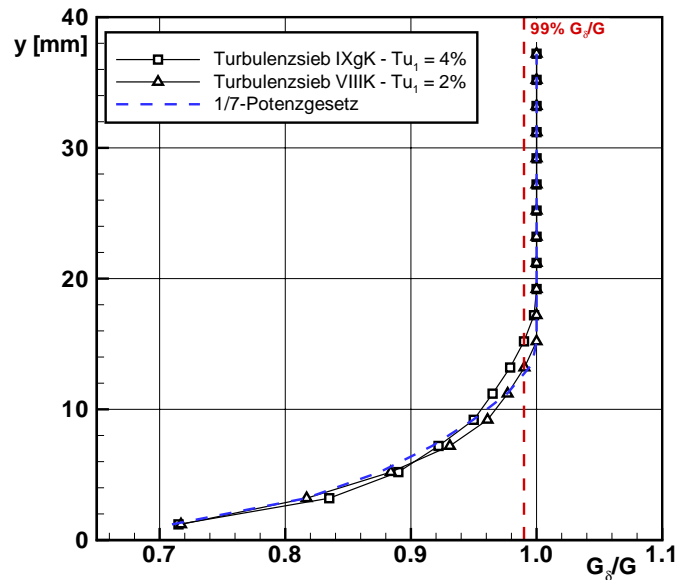


Abbildung 4.2: Geschwindigkeitsprofil der Seitenwandgrenzschicht

Zur Bestimmung der Ausprägung der Seitenwandgrenzschicht wurde das Grenzschichtprofil 70mm stromauf des Gittereintritts und 55mm oberhalb der Kanalmitte mit einem Pitot-Kamm vermessen. Abb. 4.2 zeigt das ermittelte Geschwindigkeitsprofil im Vergleich zu einem mit Hilfe des $1/7$ -Potenz-Gesetzes auf die ebene Plattenströmung übertragenen Verlauf. Die Grenzschichtdicke sei an dieser Stelle nach *Schlichting* [85] als derjenige Wandabstand definiert, an dem sich die Geschwindigkeit um 1% von der Geschwindigkeit der Außenströmung unterscheidet. Die Position ist in Abb. 4.2 durch eine gestrichelte Linie kenntlich gemacht.

In beiden Fällen liegt ein turbulenter Grenzschichtzustand vor, bei höherer Zuströmerturbulenz wächst die Grenzschichtdicke leicht an. Bei Einsatz des Turbulenzsiebes VIIIK liegt der Grenzschichttrand bei $y = 13,2\text{mm}$, bei Turbulenzsieb IXgK verschiebt sich der Grenzschichttrand auf $y = 15,2\text{mm}$. Auffällig ist die gute Übereinstimmung des Grenzschichtprofils bei geringer Zuströmerturbulenz mit der Theorie ($1/7$ -Potenz-Gesetz), dies entspricht den Aussagen *Schlichtings* [85], dass für die einwandfreie Übertragbarkeit dieses theoretischen Modells ein möglichst geringer Freistromturbulenzgrad anzustreben ist. Die Übereinstimmung zeigt deutlich, dass die für numerische Vergleichsrechnungen gängige Annahme eines aus der Theorie abgeleiteten Grenzschichtzuwachses an der Seitenwand hinreichend genau ist. Des Weiteren lassen sich für die folgenden Schaufelgittermessungen die Schlussfolgerungen ableiten, dass zum einen die Messstelle des Zuström-Totdruckes mit 50mm Seitenwandabstand deutlich außerhalb der Seitenwandgrenzschicht liegt, zum anderen aufgrund des vergleichsweise großen Schaufel-Höhen-Verhältnisses im HGK eine hinreichende von Seitenwandeffekten unbeeinflusste Zuströmung vorliegt.

4.3 Abhängigkeit der Zuströmturbulenz von der Kanalhöhe

Um eine möglichst genaue Messung der durch das Schaufelgitter verursachten Strömungsphänomene zu gewährleisten, ist eine möglichst homogene Zuströmung sicherzustellen. Die durch die Streben des Turbulenzsiebes 1400mm stromauf des Düsenaustritts erzeugten Nachläufe müssen hierzu bis zum Auftreffen auf den Versuchsträger soweit vermischt werden, dass sich ein homogenes Turbulenzfeld ausbildet. Dies geschieht zum einen durch Mischungsvorgänge über die Lauflänge zum anderen durch Dämpfungsvorgänge aufgrund der Kanalkontraktion in der Düse. Um die Einflussfaktoren näher quantifizieren zu können, kann auf Korrelationen zurückgegriffen werden. Die Dämpfung der Turbulenz durch die Lauflänge der Strömung kann ausgehend von einem Turbulenzniveau Tu_0 direkt hinter dem Turbulenzerzeuger durch die Beziehung von *Baines und Peterson* [7]

$$\frac{Tu}{Tu_0} = \left(\frac{t}{0,06s} + 1 \right)^{-\frac{5}{7}} \quad (4.1)$$

in Abhängigkeit der Laufzeit t bestimmt werden. Für den oben genannten Betriebspunkt bei einer Zuström-Machzahl von $Ma = 0,42$ ergibt sich für die Lauflänge von 1400mm eine Dämpfung der Turbulenz auf $Tu/Tu_0 = 0,905$.

Den größeren Anteil stellt die Dämpfung durch die vorliegende Kanalkontraktion, die mittels der Korrelation von *Rannacher* [80]

$$\frac{Tu}{Tu_0} = \frac{\sqrt{\frac{1}{3} \left(2n + \frac{1}{n^2} \right)}}{n} \quad (4.2)$$

berechnet werden kann. Für die möglichen Kontraktionsverhältnisse im HGK, die abhängig von der eingestellten Kanalhöhe zwischen $H_0/H = 2,23$ (für Kanalhöhe $H = 500mm$) und $H_0/H = 4,47$ (für Kanalhöhe $H = 250mm$) liegen, ergeben sich Dämpfungen auf $Tu/Tu_0 = 0,559..0,387$. Somit stellt die Kanalkontraktion den weitaus größeren Anteil zur Ausdämpfung der Turbulenz. Dies erklärt die in der Literatur auftretenden Unterschiede im Zuströmturbulenzgrad bei verschiedenen Messungen im HGK. Die abhängig von Gitterträgergeometrie und Zuströmwinkel eingestellte Kanalhöhe stellt somit einen gewichtigen Einflussfaktor für die erzielbare Zuströmturbulenz dar.

Um die Überprüfung des Zustandes der Zuströmung unabhängig von eventueller Potentialwirkung eines Schaufelgitters zu halten erfolgt eine Traversierung mit 3D-Hitzdrahtsonde bei offener Kanaldüse. Die Messebene entspricht der Position der statischen Druckbohrungen zur Ermittlung des Druckes p_1 40mm stromauf des Düsenaustritts.

Ein Konturplot der gemessenen Zuströmturbulenz ist für die Kanalhöhen $H = 250mm$, $H = 375mm$ und $H = 500mm$ bei Einsatz des grobmaschigen Siebes IXgK in Abb. 4.3 gegeben. Hierbei wurde ein Feld von $u = \pm 50mm$ in Umfangsrichtung und $z = \pm 20mm$ in radialer Richtung traversiert, die Null-Koordinate stellt

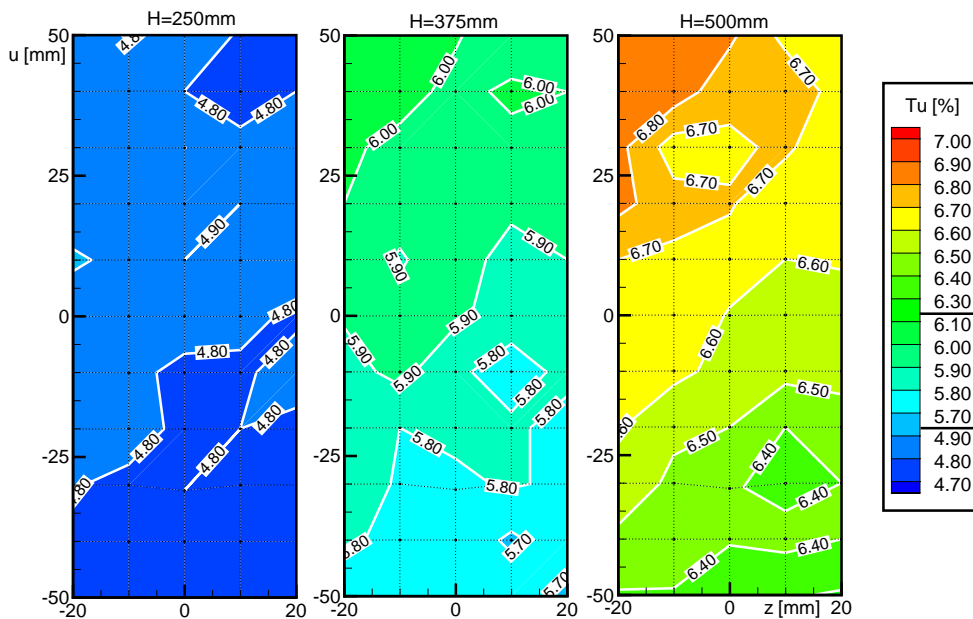


Abbildung 4.3: Turbulenzgrad und Homogenität der Zuströmturbulenz bei verschiedenen Kanalhöhen (Turbulenzsieb IXgK)

den Kanalmittelpunkt dar. Dies entspricht für alle untersuchten Gitter der Zuströmung der mittleren Schaufel (Messschaufel) und stellt somit die charakteristischen Eintrittsbedingungen für die hier gezeigten Schaufelgittermessungen dar. Deutlich ersichtlich sind die Auswirkungen der stärkeren Kanalkontraktion bei kleiner Kanalhöhe: Das Turbulenzniveau nimmt durch die stärkere Dämpfung ab, zudem kommt es zu einer Homogenisierung der Strömung. Während bei kleiner Kanalhöhe bei Turbulenzsieb IXgK eine Abweichung der Turbulenzgrade von $\Delta Tu \pm 0,1\%$ vorliegt, erhöht sich die Streuung bei großer Kanalhöhe im gleichen Messbereich auf $\Delta Tu = \pm 0,35\%$. Der mittlere Zuströmturbulenzgrad steigt von $Tu = 4,8\%$ ($H = 250mm$) auf $Tu = 6,59\%$ ($H = 500mm$). Die hier gezeigten Werte stellen die größten mit den momentan verfügbaren Turbulenzsieben erreichbaren Turbulenzgrade dar.

Abb. 4.4 beschreibt die Konturplots der Zuströmturbulenzgrade bei Einsatz des Turbulenzsiebes VIIIK. Bedingt durch die geringeren Stabdicken des Turbulenzerzeugers (vgl. hierzu Abb. 3.6) nimmt die Stärke der abschwimmenden Wirbelstrassen ab, das in der nachfolgenden vermischten Strömung auftretende Turbulenzniveau sinkt deutlich gegenüber dem Fall des Turbulenzsiebes IXgK. Der Zuströmturbulenzgrad bei kleiner Kanalhöhe sinkt auf einen mittleren Wert von $Tu = 2,4\%$ und steigt mit ansteigender Kanalhöhe auf $Tu = 3,1\%$ bei größter Kanalhöhe. Auch hier ist wieder deutlich sichtbar, dass die Homogenität der Strömung mit zunehmender Dämpfung der Turbulenz zunimmt, jedoch liegen für alle Kanalhöhen die Inhomogenitäten in akzeptablen Bereichen.

Eine Vorabschätzung der auftretenden Zuströmturbulenzgrade in Abhängigkeit von

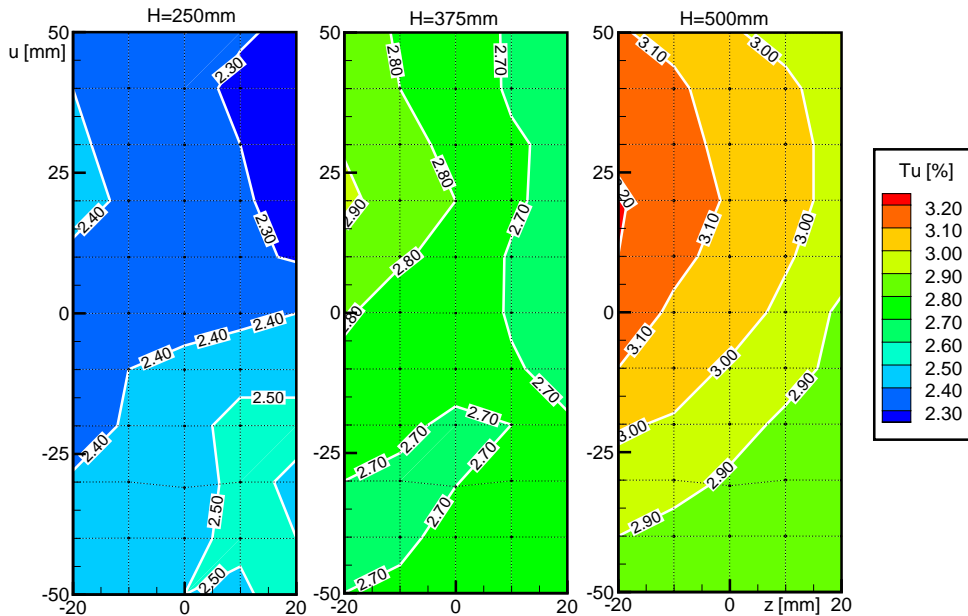


Abbildung 4.4: Turbulenzgrad und Homogenität der Zuströmturbulenz bei verschiedenen Kanalhöhen (Turbulenzsieb VIIIK)

Betriebspunkt und Höhe der Zuströmdüse wurde bereits 1982 von *Kiock et al.* [52] veröffentlicht. Auch diese Korrelation sagt den Anstieg der Zuströmturbulenz mit steigender Kanalhöhe voraus, übertreibt jedoch die zu erwartenden Turbulenzgrade insbesondere bei großen Kanalhöhen (*Kiock* [54]). Aus diesem Grunde wurde die Korrelation am Beispiel des Turbulenzsiebes IXgK überprüft und in Abb. 4.5 als Vergleich zu den gemessenen Werten aufgetragen. Deutlich ersichtlich ist der zu starke Anstieg der Zuströmturbulenz bei großer Kanalhöhe, die nach der Korrelation erwarteten Turbulenzgrade um $Tu = 9\%$ können in den Messungen nicht verifiziert werden. Eine wesentlich bessere Übereinstimmung zeigt sich, wenn man als Ausgangsbasis eine durch *Laws und Livesey* [61] veröffentlichte empirische Korrelation für den Ausgangsturbulenzgrad basierend auf der Geometrie des Turbulenzerzeugers, dessen Verlustbeiwert und der Lauflänge der Strömung verwendet. Wendet man hierauf Gleichung 4.2 an, so erhält man eine gute Abschätzung des Abklingverhaltens des Turbulenzgrades bei unterschiedlichen Kanalhöhen, wie in Abb. 4.5 für beide verwendeten Turbulenzsiebe aufgetragen.

Hinsichtlich der Übertragbarkeit der hier angeführten Turbulenzgrade auf die Zuströmung bei den in dieser Arbeit beschriebenen Schaufelgittermessungen ist zusätzlich zu erwähnen, dass aufgrund der Divergenz der Seitenwände der untersuchten Gitterträger eine zusätzliche Kanalkontraktion in der Zuströmung notwendig ist. Diese wird durch den Einsatz von Holzseitenwänden realisiert, die die Kanalbreite (Schaufelhöhenrichtung) von den möglichen 300mm auf 160mm verringert. Dies führt zu einer weiteren signifikanten Kontraktion der Zuströmdüse, die bei den obigen Messungen nicht berücksichtigt wurde. Punktuelle Messungen des Zuströmturbulenzgrades bei

4.3 Abhängigkeit der Zuströmturbulenz von der Kanalhöhe

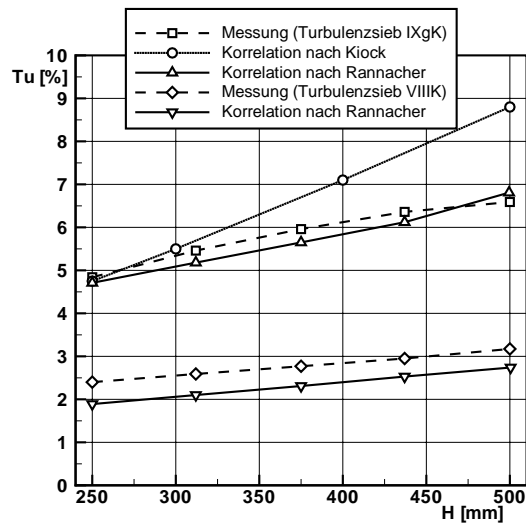


Abbildung 4.5: Vergleich zwischen Messung und Korrelation zum Verhalten des Turbulenzgrades bei veränderter Kanalhöhe

den verschiedenen hier untersuchten Schaufelgittern ergaben Zuströmturbulenzgrade von $Tu_1 \approx 2\%$ für das Turbulenzsieb VIIIK und $Tu_1 \approx 4\%$ für das Turbulenzsieb IXgK. Dies korreliert mit Berechnungen nach Gleichung 4.2. Eine flächenmäßige Erfassung der Turbulenzgrade unter den genauen Einbaubedingungen war aufgrund der begrenzten Zugänglichkeit des HGK nicht möglich. Daher und um eine Allgemeingültigkeit der Messungen sicherzustellen, wurde entschieden die Messungen bei ähnlicher Einbausituation ohne den Einsatz der Holzseitenwände großflächiger durchzuführen.

Die punktuell gemessenen Zuströmturbulenzgrade für die in dieser Arbeit untersuchten Schaufelgitter betragen im jeweiligen Auslegungsbetriebspunkt mit eingebauten Seitenwänden und eingebautem Schaufelgitter im Mittelschnitt

Schaufelgitter	Turbulenzsieb IXgK	Turbulenzsieb VIIIK
Turbinengitter A	3,91%	2,11%
Turbinengitter B	3,95%	2,10%
Turbinengitter C	3,85%*	1,97%*

Die mit * gekennzeichneten Werte sind dem Institutsbericht von *Ludewig* [64] entnommen und wurden bei gegenüber den anderen Messungen leicht erhöhter Reynoldszahl durchgeführt (vgl. zum Einfluss Abschnitt 4.7).

Im Vergleich mit den durch *Halstead* [36] (vgl. Abb. 2.3) ermittelten Turbulenzgraden in der rotierenden Maschine ist die im Windkanal erzeugte Turbulenz realistisch für die Umgebungsbedingungen der ersten beiden Stufen einer Niederdruckturbine. Stromab liegende Stufen werden durch höhere Turbulenz beeinflusst, die jedoch nicht mit hinreichender Homogenität simuliert werden können. Für grundlegende Untersu-

chungen sind jedoch die erzeugbaren Turbulenzgrade, insbesondere auch durch die Variationsmöglichkeit, ausreichend.

4.4 Untersuchungen zur Isotropie der Zuströmung

Wie bereits in Abschnitt 2.1 beschrieben, versteht man unter isotroper Strömung die Modellvorstellung, dass die Strömung in allen Raumrichtungen gleiche mittlere Schwankungsbewegungen aufweist. Bezieht man diese auf den Wert der kinetischen Energie

$$k = \frac{1}{2} \cdot (u'^2 + v'^2 + w'^2), \quad (4.3)$$

so ergibt sich der so genannte Strukturkoeffizient der Zuströmung zu

$$\frac{u'^2}{k} = \frac{v'^2}{k} = \frac{w'^2}{k} = \frac{2}{3}. \quad (4.4)$$

Dieser Wert dient in der Folge zur Beurteilung der Isotropie der Zuströmung. Die Ermittlung dieser Strukturkoeffizienten erfolgte im Rahmen von Untersuchungen von *Schröder* [88] und *Martinstetter und Schröder* [66] bei den oben beschriebenen Messbedingungen ohne Schaufelgitter bei einer für die nachfolgenden Schaufelgittermessungen repräsentativen Kanalhöhe von $H = 250\text{mm}$.

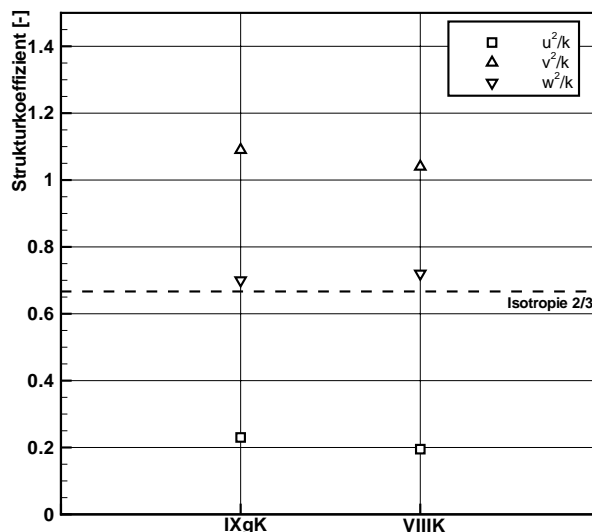


Abbildung 4.6: Strukturkoeffizienten bei verschiedenen Turbulenzsieben

Abb. 4.6 zeigt die Strukturkoeffizienten für die drei Raumrichtungen bei Einsatz der Turbulenzsiebe IXgK und VIIIK. Die Betrachtung zeigt deutlich, dass die Isotropielinie lediglich durch die quer zur Strömungsrichtung verlaufende w -Komponente der Strömung näherungsweise erreicht wird. Die Hauptströmungs-Komponente u hat

einen geringeren Anteil, die Komponente in Kanalhöhe v einen vergleichsweise hohen Anteil an der gesamten kinetischen Energie. *Schröder* [88] untersuchte dieses Phänomen an verschiedenen Punkten innerhalb des Zuströmfeldes und stellte die Ergebnisse als ortsunabhängig und weitgehend konstant bei veränderten Betriebsbedingungen fest. Dieses Ergebnis bestätigt Untersuchungen, die von *Hilgenfeld* [42] mit einem anderen Turbulenzerzeuger durchgeführt wurden. Als ausschlaggebenden Faktor für die Anisotropie der Strömung wird die Kontraktion der Düse angenommen. Diese kontrahiert die Strömung von einem rechteckigen Querschnitt mit einer Fläche von $A_{Duese} = 1,44m^2$ auf einen Rechteckquerschnitt mit $A_1 = 0,075m^2$ in der Messebene. Die Schwankungsenergie in Hauptströmungsrichtung wird durch die beschleunigte Strömung reduziert, die gleichzeitige, aufgrund der baulichen Gegebenheiten nicht gleichförmige, Reduzierung der Kanalhöhe verstärkt die Schwankung in v -Richtung. Durch die nahezu konstante Kanalbreite hinter dem Turbulenzsieb wird die w -Komponente nicht weiter beeinflusst. Dieses Phänomen ist als weitgehend betriebspunkt-unabhängig detektiert worden. Eine signifikante Verbesserung der Isotropie durch das geringere Kontraktionsverhältnis bei größeren Kanalhöhen konnte nicht nachgewiesen werden.

4.5 Auswertung der Autokorrelationsfunktionen

In Vorbereitung der Berechnung des integralen Längenmaßes der Turbulenzballen, soll zunächst die Frequenzanalyse betrachtet werden. Die Datenbasis stellt wie bisher der Betriebsfall offener Kanaldüse ohne Schaufelgitter bei konstanten Betriebsbedingungen dar. Durch das Abtasten der Kanalströmung an verschiedenen Positionen in der Düse mit einer Messfrequenz von $60kHz$ kann eine zeitdiskrete Folge stochastischer Signale aufgenommen werden, aus denen sich durch Auswertung von Autokorrelationsfunktion, Energiedichtespektrum und integralem Längenmaß eine genauere Beschreibung der Vorgänge in der Zuströmung ableiten lassen.

Wie bereits in Abschnitt 2.1 beschrieben, können die zeitverschobenen Momentangeschwindigkeiten zu zwei Zeitpunkten t bzw. $t + \tau$ mit der zeitlichen Autokorrelationsfunktion (AKF) analysiert werden. Da das untersuchte Feld weit genug von den Kanalwänden entfernt liegt, können Wandeinflüsse ausgeschlossen werden. Zunächst soll der Verlauf der zeitlichen Autokorrelationsfunktion in Abhängigkeit des Turbulenzsiebes diskutiert werden.

Abb. 4.7 zeigt die aus den Signalen der Hitzdraht-Anemometrie ermittelten Autokorrelationsfunktionen $R_i(\tau)$ nach Gleichung 2.11. Bei sehr kleinen Zeitabständen $\tau \rightarrow 0$ nähern sich alle drei Funktionen dem Maximalwert. Das Maximum der normierten Autokorrelationsfunktion ist gemäß Schwarzscher Ungleichung $R_i(\tau) = 1$. Dies ist mathematisch und physikalisch sinnvoll, da die Normierungsbedingung dem quadratischen Mittelwert der jeweiligen Geschwindigkeitsschwankungs-Komponente entspricht und dieser ein direktes Maß für die maximale turbulente kinetische Energie in der entsprechenden Raumrichtung darstellt. Dieser Wert kann bei einem Zeitschritt $\tau > 0$ nicht überschritten werden. Eine Übereinstimmung der Geschwindigkeitsschwankungen aller Raumrichtungen liegt bereits nach kurzem Zeitschritt nicht mehr vor. Es kommt des Weiteren bereits sehr bald zu einem steilen Abfall des Autokorrelationskoeffizienten. Der weitere Verlauf ist abhängig vom Turbulenzgenerator.

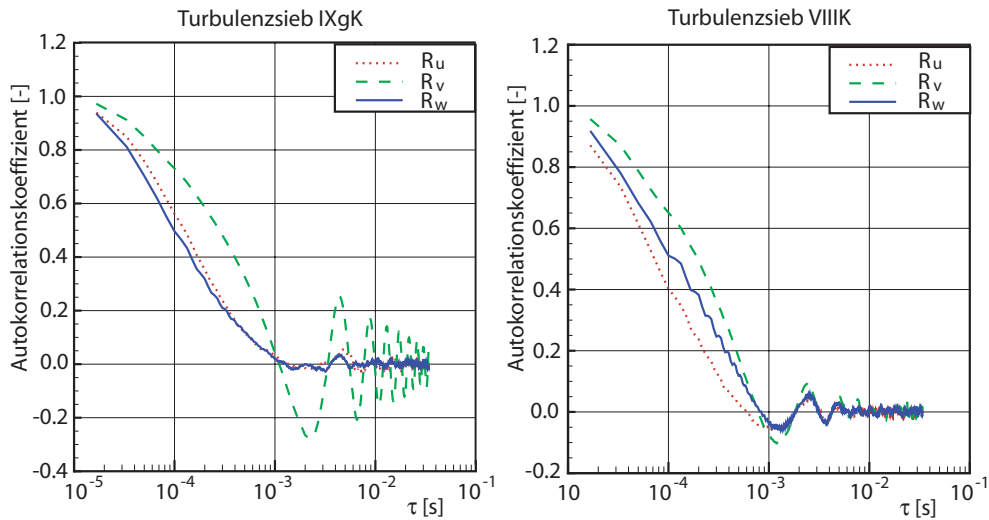


Abbildung 4.7: Autokorrelationsfunktionen der drei Raumkomponenten für beide Turbulenzsiebe

Das linke Diagramm in Abb. 4.7 zeigt den Verlauf im Falle des Turbulenzsieves IXgK. Alle Koeffizienten erreichen nach $\tau = 10^{-3} \text{ s}$ den Nullpunkt, die Korrelationskoeffizienten R_u und R_w bleiben mit weiterer Zeitdauer nahezu konstant Null. Dieser rapide Abfall der Korrelationsfunktion deutet auf einen hohen Anteil hochfrequenter Schwankungsgeschwindigkeiten hin, die den energiearmen kurzwelligen Turbulenzelementen zugeordnet werden und die eine kurze Zerfallszeit aufweisen. Im Rahmen des Modells der Energiekaskade sind sie Hauptträger der Dissipation von turbulenter kinetischer Energie (vgl. Abschnitt 2.1). Im Gegensatz zu den u - und w -Komponenten zeigt die v -Komponente einen stark schwingenden Verlauf, der mit zunehmender Zeitdauer abklingt. Während das Abklingen der AKF typisch für stochastische Signale ist, tritt bei periodischen Signalen die AKF als periodische Schwingung mit gleicher Periodendauer auf. Aus dem Verlauf der AKF für die v -Komponente kann geschlossen werden, dass die transversalen Geschwindigkeitskomponenten v' mehrere benachbarte Frequenzen eines schmalen Frequenzbandes umfassen - ähnlich einem Schmalbandrauschen. Eine Betrachtung des Frequenzbereiches in v -Richtung zeigt Schwankungen um einige Hertz, die Energie ist auf einen sehr kleinen Frequenzbereich verteilt. Dies unterstützt die Argumentation bei Betrachtung der Strukturkoeffizienten, dass oszillierende Schwankungen in Kanal-Höhenrichtung aufgrund der Kanalkontraktion auftreten.

Das rechte Diagramm in Abb. 4.7 zeigt die Autokorrelationsfunktion für den Betriebsfall mit Turbulenzerzeuger VIIIK. Der Abfall der Korrelationsfunktion bei kleinen Zeitschritten erfolgt steiler als im Fall mit Turbulenzsieb IXgK, die Schwankungskomponenten werden nach kürzerer Zeit unkorreliert. Es liegen somit bei geringerem Turbulenzniveau verstärkt höherfrequente Turbulenzstrukturen kleinerer Abmessungen vor. Auch hier tritt wieder die bereits diskutierte Schwingung der Autokorrelationsfunktion für die v -Komponente auf, auch die anderen beiden Komponenten zeigen

ein Verhalten ähnlich eines Breitbandrauschens, was auf einen verringerten Frequenzbereich hindeutet. Die flacheren Amplituden der AKF deuten auf eine Abnahme der Schwankungsintensität bei abnehmender Maschenweite des Turbulenzerzeugers hin.

4.6 Integrales Längenmaß und Energiekaskade

Um die Berechnung der integralen Längenmaße sinnvoll durchführen zu können, ist zunächst eine Überprüfung der vorliegenden Strömungsbedingungen hinsichtlich der Taylor-Hypothese notwendig. In dieser Modellvorstellung bewegen sich turbulente Strukturen quasi eingefroren an der Messstelle vorbei und es gilt die Beziehung nach Gleichung 2.5. Die wesentliche Gültigkeitsbedingung der Taylor-Hypothese ist, dass die Schwankungsgeschwindigkeiten klein gegenüber den mittleren Geschwindigkeiten sind, d.h. sie ist anwendbar, wenn

$$\frac{G'_i}{\bar{G}_i} \rightarrow 0 \quad (4.5)$$

oder mindestens

$$G'_i \ll \bar{G}_i. \quad (4.6)$$

Nach gängiger Auffassung kann dies nach *Hinze* [44] als erfüllt angesehen werden, wenn die Schwankungsgeschwindigkeit weniger als 20% der zugeordneten mittleren Geschwindigkeit beträgt.

Die Auswertung der Geschwindigkeitskomponenten für alle drei Raumrichtungen ergibt für die Hauptströmungsrichtung u einen Wert der Schwankungsgeschwindigkeit von 3% der Hauptstromgeschwindigkeit \bar{u} , somit ist die Taylor-Bedingung für diese Komponente erfüllt. Anders verhält es sich für die Schwankungsgeschwindigkeiten in v - und w -Richtung, die in Relation zu ihren zugeordneten mittleren Geschwindigkeiten \bar{v} und \bar{w} (welche vergleichsweise klein gegenüber \bar{u} sind) einen größeren Anteil als die geforderten 20% stellen. Die Taylor-Hypothese kann daher für diese Raumrichtung nicht als erfüllt angesehen werden.

Als Maß für die Größe der energietragenden Wirbel wurde nach Gleichung 2.14 das integrale Längenmaß eingeführt. Da die Taylor-Hypothese eine Voraussetzung für die Anwendung der Theorie darstellt, wird das Längenmaß in der Folge ausschließlich für die Hauptströmungsrichtung betrachtet. Aufgrund der Unregelmäßigkeit der Turbulenzstruktur weichen die an den unterschiedlichen Messstellen innerhalb des Messfensters bestimmten Längenmaße leicht voneinander ab (mittlere Abweichung $\pm 0,4\text{cm}$).

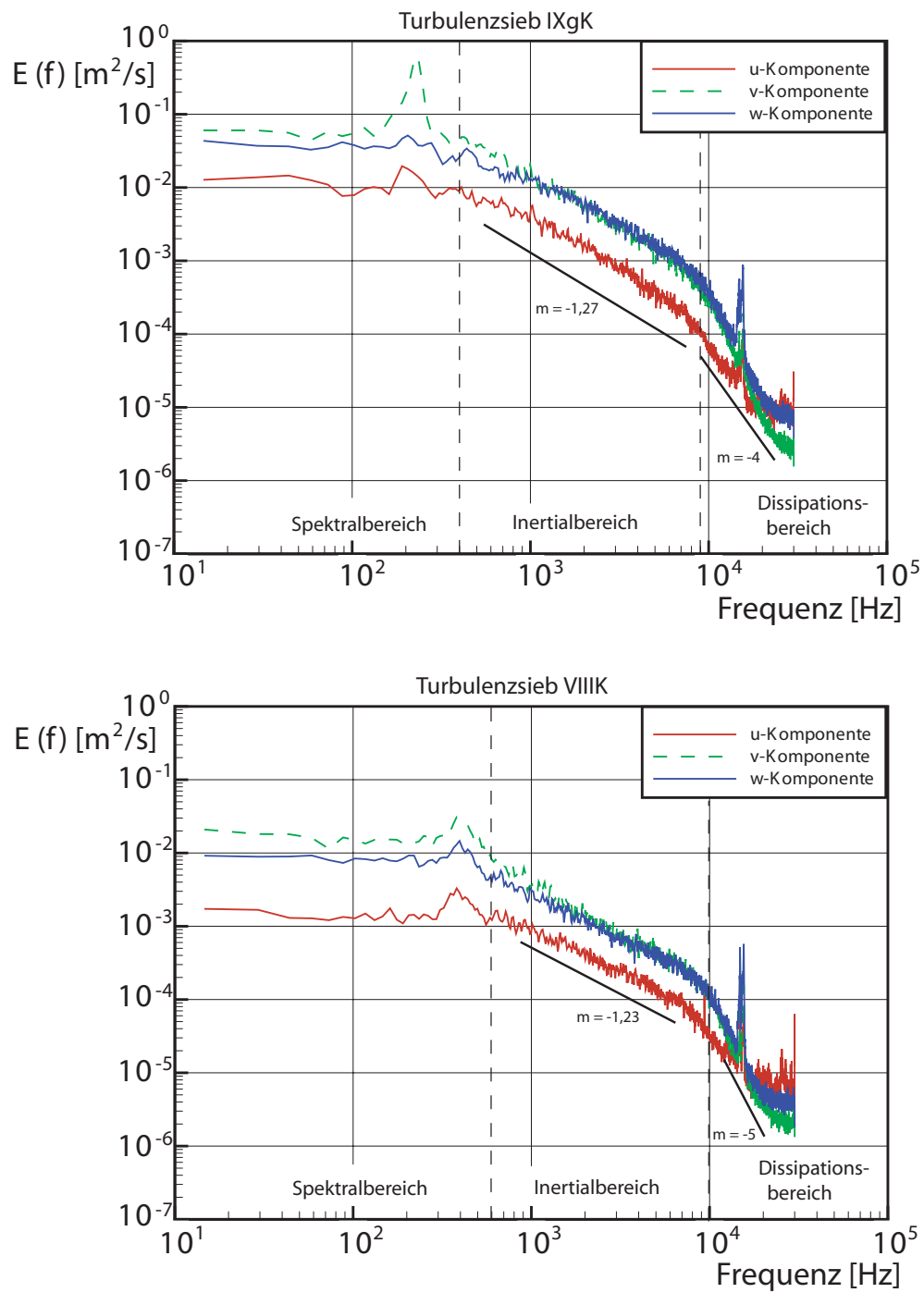


Abbildung 4.8: Energiespektren der Zuströmung bei unterschiedlichen Turbulenzsieben

Bei Berechnung der integralen Längenmaße an den in Abb. 4.3 und 4.4 dargestellten Messpositionen wird deutlich, dass bei Einsatz des Turbulenzgenerators IXgK Wirbel größerer Durchmesser ($3,20\text{cm} \leq \lambda_u \leq 4,10\text{cm}$) auftreten. Die Wirbeldurchmesser nehmen mit verringerter Maschenweite des Turbulenzerzeugers ab und es treten bei Einsatz des Siebes VIIIK Wirbel in der Größenordnung $1,89\text{cm} \leq \lambda_u \leq 2,73\text{cm}$ auf. Die Ausprägung der durch das integrale Längenmaß beschriebenen großen Wirbel nimmt somit um ca. 40% ab. Da das integrale Längenmaß die Ausprägung der Wirbel angibt, ab denen der Prozess der Energiekaskade beginnt, kann geschlussfolgert werden, dass diese bei geringerer Zuströmturbulenz erst bei höheren Frequenzen einsetzt.

Da, wie bereits beschrieben, in einer turbulenten Strömung eine Vielzahl von Wirbeln unterschiedlicher Größenordnungen auftritt, werden Energiespektren verwendet, um die Verteilung der turbulenten kinetischen Energie auf verschiedene Frequenzen zu untersuchen.

In Abb. 4.8 werden die eindimensionalen Energiespektren $E_i(f)$ der drei Schwingungsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit des eingebauten Turbulenzsiebes betrachtet. Die Auswertung erfolgt in einem Messpunkt in Kanalmitte unter den genannten Betriebsbedingungen. Eine signifikante Abhängigkeit des Energiespektrums vom Messort innerhalb des untersuchten Feldes besteht nach Schröder [88] nicht. Das obere Diagramm zeigt die Energiedichtefunktion bei eingebautem Turbulenzsieb IXgK. Erneut zeigt sich, dass die turbulente Energie der v -Komponente im Vergleich den größten Anteil aufweist, während die turbulente Energie der u -Komponente am geringsten ausgeprägt ist. Bei allen drei Komponenten treten große energietragende Wirbel (Spektralbereich nach Abb. 2.2) bis 300Hz auf. Darauf folgt der Inertialbereich in einem Frequenzbereich bis ca. 9kHz . Der Energieabfall aller drei Komponenten erfolgt in etwa mit der gleichen Steigung, diese entspricht jedoch nicht dem durch das Kolmogoroff'sche Spektral-Gesetz vorhergesagten Wert von $m = -5/3$ ($-1,67$, vgl. hierzu Abschnitt 2.1), sondern liegt bei einer Steigung von $m = -1,27$. Die Energiekaskade verläuft somit langsamer als erwartet. Die Abweichungen sind durch die oben nachgewiesene Tatsache begründet, dass keine isotrope Strömung vorliegt, diese jedoch Voraussetzung für die vollständige Anwendung des Kolmogoroff-Gesetzes ist. Entsprechend der Theorie nimmt im nachfolgenden Dissipationsbereich, der zwischen 9kHz und 30kHz zu lokalisieren ist, die Abnahme der Energie zu. Eine angenäherte Gerade nimmt eine Steigung von $m = -4,24$ ein, dieser Wert liegt jedoch ebenfalls unter der von Heisenberg abgeleiteten theoretischen Erwartung von $m = -7$. Deutlich erkennbar ist eine peakartige Zunahme der Energie innerhalb des Spektralbereiches insbesondere für die u - und v -Komponente. Dies kann auf die Ablösung von Wirbeln hinter dem Turbulenzsieb zurückgeführt werden. Die dimensionslose Ablösefrequenz kann als Strouhal-Zahl zu

$$Sr = \frac{b \cdot f}{G} \quad (4.7)$$

berechnet werden. Nimmt man eine charakteristische Strouhal-Zahl für eine Kármánsche Wirbelstrasse von 0,21 an, so ergibt sich für eine mittlere Stabbreite des Turbulenzerzeugers IXgK $b = 0,044\text{m}$ (Kiock et al. [52]) und einer aus dem Kontraktionsverhältnis und der Geschwindigkeit im Düsenaustritt berechneten Strö-

mungsgeschwindigkeit $G = 32m/s$ eine Ablösefrequenz der Wirbel von $f = 153Hz$, was in Etwa der Lage des Energiepeaks entspricht. Die hier erreichten Werte stellen das Maximum der jeweiligen Energiedichten dar, was mit den theoretischen Erwartungen korrespondiert.

Auch im Dissipationsbereich tritt bei $f = 15kHz$ ein deutlicher lokaler Energiedichte-Peak auf, der für alle Komponenten ungefähr gleich ausfällt. Dies führt *Morkovin* [74] auf den so genannten instationären Strain-Gauge-Effekt zurück. Dies sind auf die Vorspannung des Drahtes zwischen den Haltestiften der Sonde zurückzuführende hochfrequente Schwingungen, die durch die Strömung angeregt werden. Die Frequenzen sind somit sondenabhängig und von dem Betrag der vorhandenen inneren Vorspannung des Drahtes abhängig und sind durch plötzlichen lokalen Energiedichtezuwachs im Frequenzspektrum detektierbar. Bei früheren Untersuchungen von *Hilgenfeld* [42] traten ähnliche Peaks in einem ähnlichen Frequenzbereich auf, so dass dies als Bestätigung dieser Interpretation gewertet werden kann. Die Ablösefrequenz der Strömung durch die Verdichterrotation konnte nach Berechnung der zu erwartenden Frequenzen aus der jeweiligen Verdichterdrehzahl unter den gegebenen Betriebsbedingungen nicht detektiert werden.

Das untere Diagramm in Abb. 4.8 beschreibt den Verlauf der Energiedichte über der Frequenz für das eingesetzte Turbulenzsieb VIIIK. Hier kann der energiereiche Spektralbereich zwischen $0Hz$ und $500Hz$ lokalisiert werden. Das durch die Ablösung der Wirbel vom Turbulenzerzeuger resultierende Maximum der Energiedichte verschiebt sich in den Bereich höherer Frequenzen und kann um $380Hz$ lokalisiert werden. Diese Verschiebung ist bedingt durch die geringeren Stabbreiten des Turbulenzerzeugers VIIIK. Berechnet man die zu erwartende Ablösefrequenz wiederum über eine zu erwartende konstante dimensionslose Strouhal-Zahl, so ergibt sich eine Frequenz von $f \approx 400Hz$, dieser Wert wird näherungsweise erreicht. Eine weitere Bestätigung der Zuordnung dieses Frequenzbandes zum Turbulenzerzeuger zeigen hier nicht dargestellte Vergleichsmessungen ohne Turbulenzsieb, die keine Peaks in diesem Frequenzbereich gezeigt haben. Im nachfolgenden Inertialbereich, der bis $10kHz$ reicht, verläuft die Energieübertragung von großen auf kleinere Wirbel und somit der Zerfall der großen Wirbel langsamer als im Fall mit Turbulenzsieb IXgK. Die Steigung einer approximierten Geraden durch die Signalverläufe aller drei Komponenten erreicht $m = -1,23$, der Abfall verläuft flacher. Im anschließenden Dissipationsbereich erfolgt die erwartete Dissipation der restlichen turbulenten kinetischen Energie insbesondere in v - und w -Richtung sehr schnell. Der Exponent einer repräsentativen Abklingfunktion erreicht hier die Steigung $m = -5$. Vergleicht man die Gesamtenergie der turbulenten Strömung

$$\bar{G}_i^2 = \int_0^{\infty} E_i(f) df \quad (4.8)$$

so wird deutlich, dass diese mit Verringerung der Stabdurchmesser des Turbulenzerzeugers abnimmt. Aus dem Vergleich der Energiespektren wird deutlich, dass gerade der energiehaltige Bereich der niederen Frequenzen (große Wirbelstrukturen) durch die Turbulenzgeneratoren bestimmt wird.

4.7 Reynoldszahl-Abhängigkeit des Zuströmturbulenzgrades

Die in dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse zeigen schwerpunktmäßig den Einfluss der Reynoldszahl auf das aerodynamische Verhalten von Niederdruckturbinen-Beschaufelungen. Daher wurde die Abhängigkeit des Zuströmturbulenzgrades von variiert Reynoldszahl bei konstanter Machzahl $Ma_1 = 0,42$ untersucht. Die Reynoldszahl wurde bezogen auf die Sehnenlänge der untersuchten Schaufelgitter $l = 70\text{mm}$ zwischen $Re_1 = 50.000$ (Zuström-Reynoldszahl bei $Re_{2th} = 70.000$) und $Re_1 = 300.000$ (Zuström-Reynoldszahl bei $Re_{2th} = 400.000$) variiert. Die Kanalhöhe wurde konstant wie bei den oben beschriebenen Untersuchungen auf $H = 250\text{mm}$ gehalten.

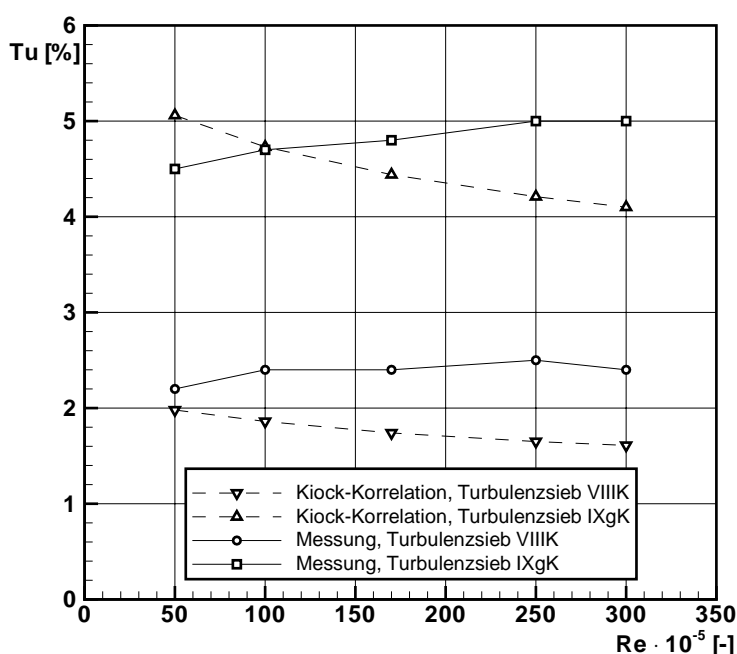


Abbildung 4.9: Vergleich zwischen Messung und Korrelation zum Verhalten des Turbulenzgrades bei variiert Reynoldszahl

Abb. 4.9 zeigt den Vergleich der Messwerte mit den jeweiligen Korrelationen nach *Kiock* [52]. Auch hier wurde analog zu den bereits genannten Messungen ein mittlerer Turbulenzgrad aus sechs Messpunkten um die Kanalmitte gebildet, um eine weitgehende Ortsunabhängigkeit sicherzustellen. Die Untersuchungen bestätigen in vollem Umfang die Messungen und Schlussfolgerungen von *Römer* [82], der einen gegengesetzten Trend zwischen Korrelation und Messungen bei leicht unterschiedlichen Versuchsbedingungen über einen größeren Reynoldszahlbereich detektiert hat. Während die Korrelation mit abnehmender Reynoldszahl ein Ansteigen des Zuströmturbulenzgrades zeigt, nimmt der gemessene Turbulenzgrad geringfügig ab. Die Änderung über den untersuchten Reynoldszahlbereich liegt jedoch mit $\Delta Tu = 0,5\%$ (Turbulenzsieb IXgK) und $\Delta Tu = 0,3\%$ (Turbulenzsieb VIIIK) in sehr geringen Dimensionen.

Bei Betrachtung der Ergebnisse hinsichtlich der Übertragung auf die Aussagekraft der nachfolgenden Messungen ist die Tatsache herauszustellen, dass die Änderung des Turbulenzniveaus mit kleiner werdender Reynoldszahl abnimmt. Die aufgrund der zusätzlichen Kanalkontraktion auftretende Verringerung des Turbulenzgrades auf 2% bzw. 4% (siehe oben) wird eine weitere Reduktion des Reynoldszahleinflusses bewirken. Aus diesen Ergebnissen lässt sich schlussfolgern, dass die Aussagekraft der Ergebnisse durch die Reynoldszahlabhängigkeit des Zuströmturbulenzgrades nicht signifikant beeinflusst wird.

4.8 Entwicklung der Turbulenz bei periodisch instationärer Zuströmung

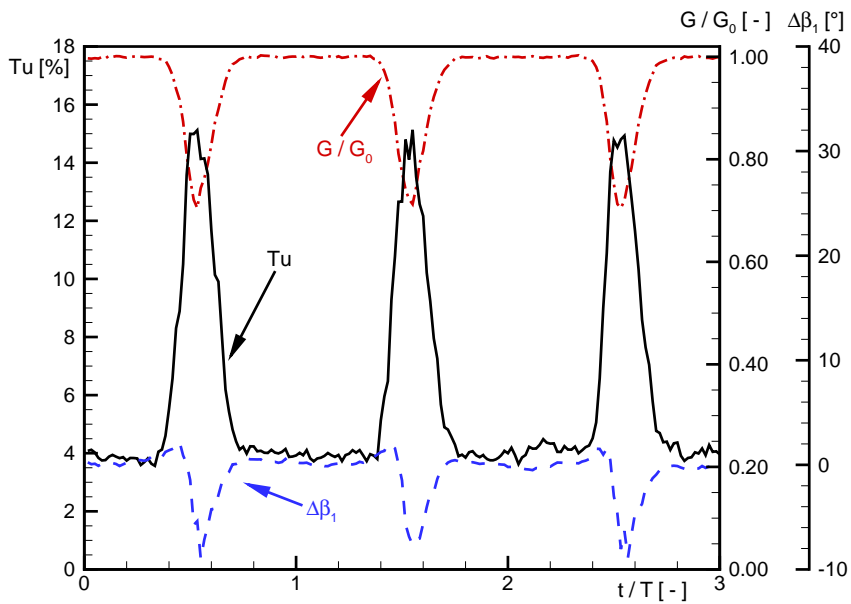
Bei Simulation der periodisch instationären Zuströmung mittels des EIZ im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal treten drei Strömungsphänomene auf, die das aerodynamische Verhalten des Schaufelgitters realitätsnah beeinflussen, wie in Abb. 4.10 für zwei Hintergrundturbulenzgrade⁶ dargestellt wird. Die Messungen wurden 60mm stromauf der Gittereintrittsebene durchgeführt⁷ und zeigen die nach dem in Abschnitt 3.7 beschriebenen Verfahren aus 150 Messblöcken gemittelten Werte für Turbulenzgrad Tu , relativen Geschwindigkeitsbetrag G/G_0 und Zuströmwinkel $\Delta\beta_1$ zeitlich aufgetragen über drei Stabnachläufe. Die Positionierung der Sonde erfolgte in der Mitte einer Teilung zwischen zwei Schaufeln. Eine Stromabverschiebung der Messebene in die Gittereintrittsebene war aus geometrischen Gründen nicht möglich, zudem sollte eine Unabhängigkeit der Messung von eventuellen Potentialwirkungen des Gitters gewährleistet werden.

Deutlich sichtbar ist der ungestörte Hintergrundturbulenzgrad von 4% (Abb. 4.10.a) bzw. 2% (Abb. 4.10.b) zwischen den Stäben. Mit Durchlauf des Stabnachlaufes erhöht sich der Turbulenzgrad unabhängig vom Basisturbulenzgrad deutlich bis zu Werten von 15% in der ausgewählten Messebene. Aufgrund des relativ weiten Abstandes von 60mm vor dem Schaufelgittereintritt, kann ein Abklingen der Turbulenz bis zum Erreichen der Schaufelvorderkante erwartet werden, welches aus den experimentellen Untersuchungen mangels Messergebnissen nicht quantifiziert werden kann. Die Turbulenzerhöhung im Nachlauf geht einher mit einem Geschwindigkeitsdefizit, welches ebenfalls weitgehend unabhängig von der Hintergrundturbulenz bis zu 35% des stationären Geschwindigkeitsbetrages ausmacht. Der Zuströmwinkel ändert sich in der vermessenen Ebene ebenfalls deutlich um bis zu 8°. Die in der Abbildung nicht dargestellte Änderung des Zuströmwinkels in Schaufelhöhenrichtung liegt bei $\Delta\alpha = \pm 1^\circ$. Berücksichtigt man die unterschiedliche Messposition und die im Verlauf bis zur Schaufelvorderkante stattfindende Ausmischung des Stabnachlaufs, so korrespondieren die ermittelten Ergebnisse mit den bei ähnlichen Betriebsbedingungen durchgeführten Untersuchungen von *Stadtmüller* [98].

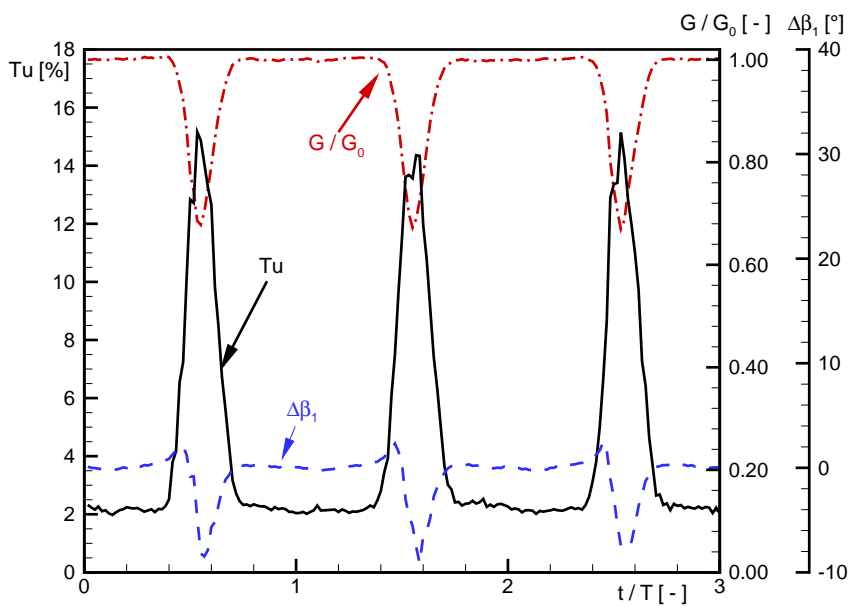
⁶An dieser Stelle wird nicht vom Zuström- sondern vom Hintergrund- oder Basisturbulenzgrad gesprochen, da die Zuströmturbulenz bei periodisch instationärer Zuströmung eine Funktion der Zeit darstellt. Als Hintergrundturbulenzgrad sei die vorliegende Turbulenz ohne den Einfluss von Stabnachläufen bezeichnet.

⁷Die Messebene befindet sich somit ca. 10mm stromab der EIZ-Stäbe.

4.8 Entwicklung der Turbulenz bei periodisch instationärer Zuströmung



(a) Hintergrundturbulenz 4%



(b) Hintergrundturbulenz 2%

Abbildung 4.10: Änderung von Zuströmturbulenzgrad, -winkel und -geschwindigkeit bei instationärer Zuströmung

Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass Ausprägung und Stärke des Stabnachlaufes im hier untersuchten Turbulenzgradbereich nicht signifikant vom Hintergrundturbulenzgrad abhängen. Vielmehr sind eventuelle Einflüsse des Zuströmturbulenzgrades auf das aerodynamische Verhalten des Schaufelgitters auf die zwischen den Nachläufen auftretende Kernströmung zurückzuführen. Im zeitlichen Mittel über die dargestellten drei Stabnachlauf-Perioden erhöht sich die Zuströmturbulenz durch die Verdoppelung des Hintergrundturbulenzgrades und die nahezu konstante Turbulenz in den Nachläufen um ca. 30%. Die Auswirkungen auf die untersuchten Profile werden in den nachfolgenden Kapiteln dargestellt.

4.9 Schlussfolgerungen

Zur realistischen Simulation von Turbomaschinen-Strömungen ist die Berücksichtigung des Zuströmturbulenzgrades - insbesondere bei Profilen mit Ablöseblasen - notwendig. Aus diesem Grund werden die Untersuchungen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal unter Einsatz passiver Turbulenzsiebe durchgeführt. Der Nachweis des erzeugten Turbulenzniveaus sowie der homogenen Verteilung der Turbulenz im Eintritt wurde durch Messungen bei ausgebautem Schaufelgitter und Betriebspunkten ähnlich denen der Zuströmung erbracht. Es zeigt sich eine vorwiegende Abhängigkeit des Turbulenzniveaus von der Kanalhöhe und somit von Zuströmwinkel und Teilung des Schaufelgitters. Die Auswertung der Hitzdrahtsignale für einen charakteristischen Betriebspunkt zeigen, dass in der Zuströmung keine Isotropie vorliegt, die Schwankungsgrößen in den drei Raumrichtungen somit stark unterschiedlich auftreten, was auf die Geometrie der Zuströmdüse zurückgeführt werden kann. Auch die Taylor-Hypothese, die von einer sehr kleinen Schwankungsbewegung gegenüber der Hauptströmung ausgeht, kann nur für die Hauptströmungsrichtung validiert werden. Für diese Komponente gelingt die Berechnung eines integralen Längenmaßes, das die Dimensionen der größten auftretenden Wirbelstrukturen in der Größenordnung einiger Zentimeter angibt. Es zeigt sich, dass mit reduziertem Turbulenzgrad kleinere Wirbel auftreten. Die Analyse des Energiedichtespektrums zeigt, dass der Zerfall der Wirbel später einsetzt und langsamer verläuft. Des Weiteren konnte aus den Energiespektren die Ablösefrequenz der Wirbel vom Turbulenzerzeuger detektiert werden.

Eine Änderung der Reynoldszahl bei konstanter Machzahl und konstanter Kanalhöhe zeigt eine leichte Abnahme der Zuströmturbulenz mit sinkender Reynoldszahl, die jedoch die Aussagekraft der Messungen nicht signifikant einschränkt.

Untersuchungen des Zuströmturbulenzniveaus bei Einsatz des Erzeugers Instationärer Zuströmung zeigen eine weitgehende Unabhängigkeit der Nachlaufdellen vom Hintergrundturbulenzgrad, eventuelle Einflüsse auf das aerodynamische Verhalten der Profile sind demnach lediglich auf den Zeitabschnitt stationärer Zuströmturbulenz zwischen den Nachläufen zurückzuführen.

Experimentelle Untersuchung zweier hoch belasteter Niederdruckturbinengitter

Im Rahmen eines Forschungsprojektes (vgl. *VITAL* [104]) wurden zwei Turbinengitter, die dem Konzept der hoch belasteten Stufe entsprechen, durch MTU Aero Engines GmbH ausgelegt und im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal vermessen. Im Fokus der Untersuchungen steht zum einen der Vergleich des Verlustverhaltens zwischen beiden Auslegungen, zum anderen sollen die Einflüsse der Zuströmturbulenz und das Sekundärströmungsverhalten der Schaufelgitter ermittelt und beurteilt werden.

Bei der von MTU durchgeführten Auslegung wurde die Turbinenstufenzahl von sechs auf fünf reduziert, was zu einer Stufenbelastung $\Delta h/U^2 > 3,0$ (*Schröder* [90]) und somit zu einer Veränderung des aerodynamischen Verhaltens führt. Wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, schließt das hier angesetzte Konzept des High Stage Loadings eine Variation der Ringraumgeometrie ein.

Ziel der Untersuchungen ist die Beantwortung der Frage, ob das Auslegungsziel hinsichtlich zweidimensionaler Profilverluste im Mittelschnitt effizienter durch größere Ringraumgestaltung (Folge: geringere Axialgeschwindigkeit, größeres Schaufel-Höhenverhältnis, höhere Umlenkung) oder durch kleinere Ringraumfläche (Folge: größere Axialgeschwindigkeit, kleineres Schaufel-Höhenverhältnis, geringere Umlenkung) realisiert werden kann.

Zunächst soll das aerodynamische Verhalten der beiden hierfür repräsentativen Schaufelgitter kurz dargestellt werden und ausgehend von den experimentellen Ergebnissen eine Beurteilung der Auslegung erfolgen.

5.1 Untersuchungen bei stationärer Zuströmung

Profilbelastung und Verlustverhalten des Turbinengitters A

Wie in Abschnitt 3.1 beschrieben handelt es sich beim Turbinengitter A um ein mit einer Zweifelzahl $Z_w \approx 1,0$ belastetes, hoch-umlenkendes Schaufelgitter mit realistischem Beschleunigungsverhältnis, das im Rahmen des Auslegungsprozesses für den Fall großer Ringraumdurchmesser gestaltet wurde (*Schröder* [90]).

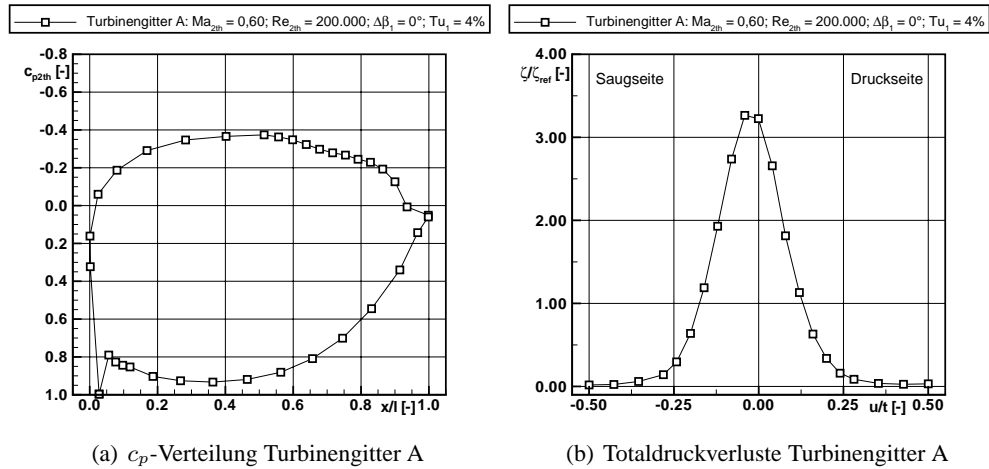


Abbildung 5.1: Profildruck- und Nachlaufmessung Turbinengitter A

Das aerodynamische Verhalten des Turbinengitters A ist in Abb. 5.1 für den Referenz-Betriebspunkt (Abström-Machzahl $Ma_{2th} = 0,60$, Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ bei Zuströmturbulenzgrad $Tu_1 = 4\%$) dargestellt. Die Profildruck-Verteilung zeigt ausgehend vom gut aufgelösten Staupunkt an der Vorderkante die in Abb. 2.7 schematisch dargestellten Merkmale eines hoch belasteten Turbinengitters: Die Beschleunigung um die Vorderkante erfolgt mit sehr starken Gradienten, bereits bei $x/l = 0,2$ wird mit $c_p \approx -0,30$ ein sehr geringes Niveau des statischen Profildruckes, entsprechend einer hohen lokalen Machzahl, erreicht. Das Geschwindigkeitsmaximum, entsprechend dem Druckminimum, liegt bei $x/l \approx 0,5$ und somit transformiert ins axiale Koordinatensystem im Vergleich zu konventionellen Auslegungen (vgl. Weiß [108]) weit stromab, man spricht von einem im hinteren Bereich belasteten ('aft loaded') Profil. Bedingt durch die Profilkrümmung und die dadurch resultierende Veränderung des Strömungskanals kommt es stromab des Geschwindigkeitsmaximums zu einer deutlichen Verzögerung der Strömung bis hin zur Austritts-Machzahl. Dieser Druckanstieg führt zu einer Verzögerung der Strömung innerhalb der Grenzschicht, bedingt durch die Haftungsbedingung an der Profiloberfläche und des sich daher ausbildenden Geschwindigkeitsprofils. Dies bewirkt eine stromab gerichtete starke Aufdickung der Grenzschicht und das Auftreten von Rückströmung im profilnahen Bereich. Letztere führt zur Ausbildung eines Wirbels und somit das Herausragen des verzögerten Grenzschichtmaterials in die Außenströmung. Die Folge ist ein Abdrängen der Außenströmung vom Profil, man spricht von Grenzschichtablösung. In der Druckverteilung wird dies durch eine Abweichung des statischen Druckes vom potentialtheoretischen Verlauf sichtbar, wie in Abb. 2.5 schematisch dargestellt wird. Die erhöhte Verdrängungsdicke bewirkt eine Beschleunigung der Außenströmung und somit eine Verringerung des statischen Druckes. Dieses Phänomen ist beim vorliegenden Schaufelgitter ab einer Position von $x/l = 0,79$ aus der Druckverteilung zu entnehmen. Durch die auftretende Wirbelbildung innerhalb des Ablösegebietes kommt es einerseits zu einem deutlichen Anstieg der Verluste,

andererseits kann durch den Impulsaustausch der Wirbel innerhalb der Grenzschicht mit der Außenströmung Energie in die abgelöste Grenzschicht übertragen werden. Dieser Impulsaustausch wird unterstützt durch den laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag, der innerhalb der Ablösung stattfindet (vgl. Abb. 2.5), der Transitionspunkt kann aus der Profildruck-Verteilung bei $x/l \approx 0,87$ lokalisiert werden. Die durch die erhöhte Turbulenz innerhalb der Grenzschicht auftretenden Schwankungskomponenten in v -Richtung führen zu einer zusätzlichen Interaktion mit der Außenströmung und führen der Grenzschicht Energie zu, man spricht von einer Reenergetisierung der Ablösung. Im vorliegenden Fall ist dies ebenfalls an der Druckverteilung auszumachen, da ein plötzlicher Anstieg des Druckes stromab des Transitionspunktes ersichtlich wird, der ein deutliches Indiz für ein Wiederanlegen der Strömung darstellt. Durch die zusätzlich zugeführte Energie wird die Grenzschicht wieder in der Lage, den „Druckberg“ (vgl. *Schlichting* [85]) zu überwinden und legt wieder an die Profilloberfläche an. Der Wiederanlegepunkt kann im Referenz-Betriebspunkt bei Turbinengitter A bei $x/l = 0,94$ lokalisiert werden. Im restlichen Verlauf erfolgt eine ablösefreie Verzögerung bei voll-turbulenter Grenzschicht auf die Austritts-Machzahl.

Das Ergebnis einer Fünf-Loch-Sonden-Messung im Nachlauf des Turbinengitters A ist für die Standard-Traversierebene $e_M/l = 0,35$ in Abb. 5.1.b dargestellt. Die vorliegende Nachlaufdüse ist in sich symmetrisch und nimmt ca. 64% einer Schaufelteilung ein. Das Maximum des Nachlaufes liegt bei $(\zeta/\zeta_{ref})_{max} = 3,2$, woraus sich ein normierter integraler Totaldruckverlustbeiwert für den Referenz-Betriebspunkt von $\zeta/\zeta_{ref} = 0,827$ ergibt⁸.

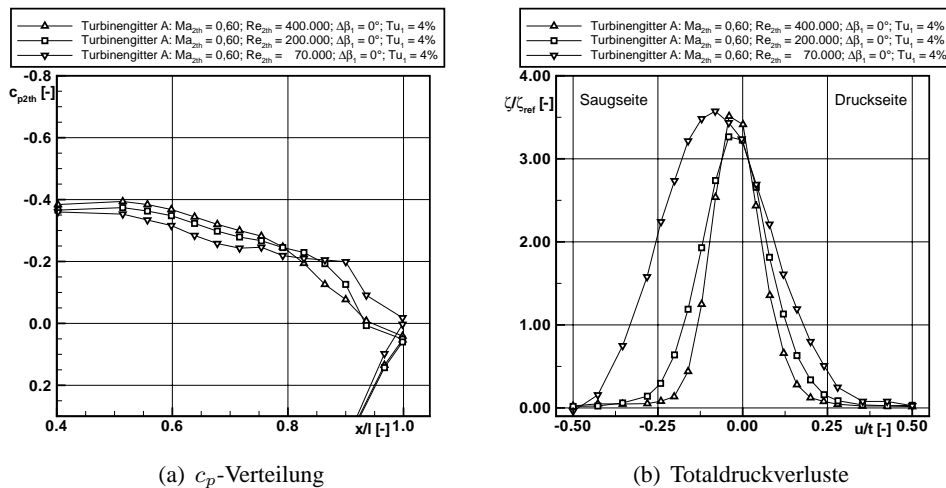


Abbildung 5.2: Variation der Reynoldszahl bei Turbinengitter A

Nach *Hourmouziadis* [47] liegt der realistische Arbeitsbereich moderner Niederdruck-

⁸An dieser Stelle sei noch mal erwähnt, dass der Totaldruckverlustbeiwert aufgrund der Vergleichbarkeit und der besonderen Bedeutung der Verluste bei Analyse des Turbinengitters C für alle Gitter auf dessen experimentell ermittelten Referenz-Wert bezogen wird und daher an dieser Stelle nicht 1,0 beträgt.

turbinen im Flugfall zwischen $Re_{2th} = 70.000$ und 300.000 , im Fall geringer Flughöhen bzw. Startfall können jedoch deutlich höhere Reynoldszahlen erreicht werden. Zur Ermittlung des Betriebsverhaltens wurde Turbinengitter A wie auch alle nachfolgenden Gitter bei den repräsentativ ausgewählten Reynoldszahlen $Re_{2th} = 70.000$, 90.000 , 120.000 (realistischer Arbeitsbereich im Flugfall), 200.000 (Referenz- bzw. Auslegungsfall) und 400.000 (Betriebsfall bei Start und Steig-/Sinkflug) vermessen. Somit wird bei konstanter Machzahl ein realistisches Bild über die Totaldruckverluste bei variierten Strömungsbedingungen erzeugt und ein Vergleich aller Gitter untereinander wird möglich.

Abb. 5.2.a zeigt die Profildruck-Verteilung für die ausgewählten Fälle $Re_{2th} = 70.000$, 200.000 und 400.000 ⁹. Druckseitig sowie im vorderen Profilbereich der Saugseite sind keine Einflüsse der Betriebspunktänderung sichtbar, daher ist lediglich der Ausschnitt des für die Verlustproduktion relevanten saugseitigen Diffusionsbereiches dargestellt. Bei Verdoppelung der Referenz-Reynoldszahl zeigt sich deutlich, dass die zuvor beschriebene Ablöseblase in ihrer Ausprägung abnimmt. Es ist kein Druckplateau mehr erkennbar, lediglich eine leichte Verschiebung der statischen Drücke zwischen $0,71 < x/l < 0,83$ aus dem zu erwartenden potentialtheoretischen Verlauf in Richtung geringerer Drücke deutet auf das Vorhandensein einer Ablösung hin. Diese zeigt gegenüber dem Referenzfall eine geringe Stromaufwirkung, das Geschwindigkeitsmaximum wird später und bei leicht geringeren Drücken (höheren Geschwindigkeiten) erreicht. Der mit dem Referenzfall übereinstimmende statische Druckbeiwert im Austritt des Gitters bestätigt für beide Fälle die Interpretation vollständig wiederangelegter Strömung. Hinsichtlich der Verluste ist durch die Verringerung der Ablösung und die damit reduzierte saugseitige Grenzschichtdicke eine Einschnürung des Nachlaufes und somit eine Reduktion der Verluste zu erwarten. Diese Erwartung bestätigt sich bei Auswertung der Nachlauf-Messung mittels Fünf-Loch-Sonde, die in Abb. 5.2.b dargestellt ist. Der Nachlauf nimmt nunmehr lediglich 48% der Schaufelteilung ein, das Verlustmaximum übersteigt jedoch den Referenzfall leicht auf $(\zeta/\zeta_{ref})_{max} = 3,51$. Da die Messungen bei konstantem Messfenster durchgeführt wurden, kann durch eventuelle Verschiebung der Nachläufe auf eine Veränderung des Abströmwinkels geschlossen werden. Eine solche findet zwischen den beiden betrachteten Reynoldszahlen nicht statt, was durch die Auswertung der Fünf-Loch-Sonden-Messung bestätigt wird, der Abströmwinkel bleibt nahezu konstant und bestätigt die Gitterumlenkung von etwas mehr als $\Delta\beta = 100^\circ$. Der integrale Totaldruckverlustbeiwert reduziert sich um 18% auf $\zeta/\zeta_{ref} = 0,670$.

Deutlich gravierendere Auswirkungen hinsichtlich des Verlustverhaltens zeigt sich bei Reduktion der Abström-Reynoldszahl auf einen Wert von $Re_{2th} = 70.000$. Zum einen zeigt sich eine Verschiebung der Verlustkurve (Abb. 5.2.b) in Richtung Saugseite, was mit einer Vergrößerung des Abströmwinkels und somit einer Minderumlenkung des Profils ($\Delta\beta = -0,6^\circ$) korrespondiert. Zum anderen breitet sich die Nachlaufdelle signifikant aus, die ungestörte Kanalströmung ohne Verlust nimmt lediglich noch 15% der Teilung ein. Das Maximum der Totaldruckverluste steigt auf $(\zeta/\zeta_{ref})_{max} = 3,6$

⁹Die anderen Betriebsfälle sind hier der Übersichtlichkeit halber nicht dargestellt, fügen sich jedoch, wie aus den Gesamtverlusten ersichtlich, in die Argumentation ein.

folglich erhöht sich der integrale Totaldruckverlustbeiwert auf $\zeta/\zeta_{ref} = 1,414$, was 171% des Referenz-Beiwertes bei Auslegungs-Reynoldszahl entspricht. Zurückzuführen ist die Zunahme der Verluste auf die veränderten Strömungszustände im saugseitigen Verzögerungsbereich, wie aus dem Vergleich der Profildruck-Verteilungen in Abb. 5.2 ersichtlich ist. Durch die Dominanz der Zähigkeits- gegenüber den Trägheitskräften bei reduzierter Reynoldszahl löst die Strömung bereits bei geringerer Druckzunahme von der Profioberfläche ab, der Ablösepunkt verschiebt sich gegenüber dem Referenzfall stromauf auf $x/l = 0,68$. Zudem scheint die Reenergetisierung der abgelösten Grenzschicht nicht auszureichen, um eine vollständig geschlossene Ablöseblase zu bilden, der potentialtheoretisch zu erwartende Verlauf der Druckverteilung wird im Hinterkantenbereich nicht erreicht. Zudem liegt der Austrittsdruck unterhalb dessen bei höherer Reynoldszahl, was ebenfalls auf eine nicht wiederanliegende Ablösung schließen lässt. Diese aufgedickte Grenzschicht schwimmt in Form eines stärkeren Nachlaufs ab, was die diskutierten Effekte in der Fünf-Loch-Sonden-Messung erklärt.

Betrachtet man zur Beurteilung des Verlustverhaltens als Vergleich die Verluste bestehender Turbinengitter für ähnliche Anwendungsfälle, so zeigt sich, dass diese in ähnlicher Größenordnung liegen und bei kleinen Reynoldszahlen in ähnlichem Maße ansteigen, obwohl die beabsichtigte Stufenbelastung bei der Auslegung der Vergleichsgitter deutlich geringer ausfällt (*Hoheisel* [45]). Ein quantitativer Vergleich aller drei vermessenen Turbinengitter mit einem konventionellen Gitter ist in Abb. 6.3 und Abb. 6.15 gegeben. Somit kann für Turbinengitter A festgestellt werden, dass eine High Stage Loading - Auslegung nach den bei stationärer Zuströmung durchgeführten Versuchen gegenüber anderen Auslegungskonzepten nicht zwangsläufig mit erhöhten Verlusten einhergehen muss.

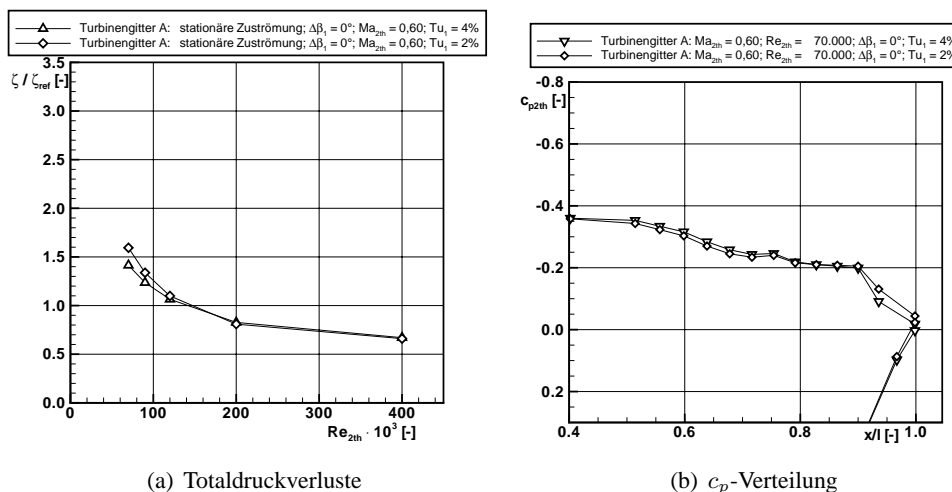


Abbildung 5.3: Turbinengitter A - Variierte Zuströmerturbulenz

Abb. 5.3.a zeigt den Verlauf der integralen Totaldruckverlustbeiwerte (vgl. Theorie Abb. 2.8) für alle untersuchten Betriebspunkte im Bereich $70.000 < Re_{2th} <$

400.000. Der Verlauf korrespondiert mit den dargestellten Beobachtungen aus der Profildruck-Verteilung und zeigt, dass das Verlustverhalten hoch belasteter Turbinengitter scheinbar vorwiegend von Zustand und Ausprägung der saugseitigen Ablöseblase beeinflusst wird. Diese wird wiederum durch den Zustand der saugseitigen Profilgrenzschicht bestimmt, was die Frage nach dem Einfluss der Zuströmturbulenz auf das Ablöseverhalten und somit auch auf die Totaldruckverluste aufwirft.

Zur genaueren Untersuchung des Turbulenzeinflusses wurde der Zuströmturbulenzgrad auf 2% halbiert (vgl. Kapitel 4). Die Auswirkungen auf das integrale Verlustverhalten sind ebenfalls in Abb. 5.3.a bei stationärer Zuströmung als diamantförmige Symbole eingetragen. Während sich bei $Re_{2th} \geq 200.000$ keine Verluständerung einstellt, steigen die Totaldruckverluste bei $Re_{2th} < 200.000$ bei reduziertem Turbulenzniveau stärker an. Bei Betrachtung der Profildruck-Verteilung bei auf $Re_{2th} = 70.000$ reduzierter Reynoldszahl in Abb. 5.3.b zeigt sich, dass auch diese Veränderung mit der oben getroffenen Aussage korreliert, dass das Verlustverhalten primär durch die Ablöseblase beeinflusst wird: Während sich die übrige Druckverteilung nicht ändert, nimmt die Ausprägung der Ablöseblase leicht zu, was sich unmittelbar in einer Verlusterhöhung widerspiegelt. In beiden Fällen handelt es sich um abgelöste und nicht wieder anlegende Strömung.

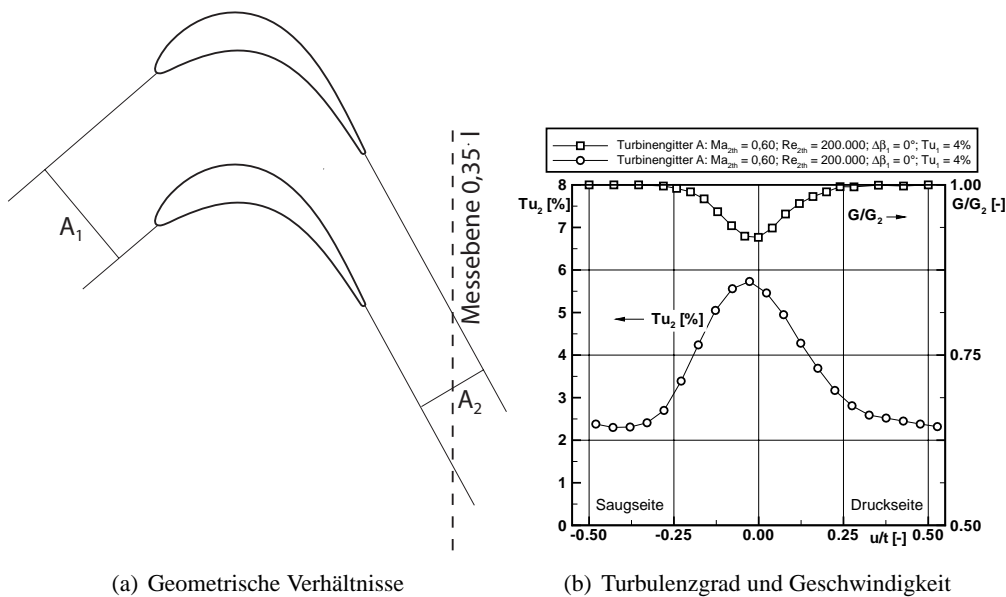


Abbildung 5.4: Turbinengitter A - Turbulenzgrad und Geschwindigkeitsdefizit im Nachlauf

Die Auswirkungen der Gitterdurchströmung auf den lokalen Turbulenzgrad der Strömung ist in Abb. 5.4 dargestellt: Zur Abschätzung der Turbulenzentwicklung wird die Stromröhre betrachtet, wie sie in Abb. 5.4.a unter Berücksichtigung der geometrischen Größen sowie des Abströmwinkels dargestellt ist. Diese verengt sich bis zur Messebene um $A_1/A_2 = n = 1,80$. Berechnet man ausgehend vom gemessenen Zuströmturbulenzgrad $Tu_1 = 4\%$ die zu erwartende Dämpfung der Turbulenz durch die Beschleunigung mittels inkompressibler Betrachtung nach Rannacher [80] (vgl. hierzu

auch Abschnitt 4.3), so erhält man einen abgeschätzten Turbulenzgrad der Kernströmung der Messebene 2 von

$$Tu_e = Tu_1 \cdot \frac{\sqrt{1/3 \cdot (2n + \frac{1}{n^2})}}{n} = 2,53\%. \quad (5.1)$$

Der mit 3D-Hitzdrahtsonde in der Standardabströmebene $e_M/l = 0,35$ gemessene Turbulenzgrad außerhalb des Nachlaufs beträgt $Tu = 2,4\%$, was mit einer leichten Ungenauigkeit der Abschätzung durch Nicht-Berücksichtigung der Kompressibilitätseffekte und durch rein geometrische Betrachtung nicht quantifizierbare Mischungsvorgänge begründet werden kann.

Im Nachlauf nimmt die lokale Turbulenz Werte bis $Tu = 5,7\%$ an, die Position des Turbulenzmaximums stimmt mit der Position des Minimums des Geschwindigkeitsdefizits überein, wie aus Abb. 5.4.b ersichtlich ist. Die Ausprägung des geschwindigkeitsdefizitären Bereiches entspricht der Zone erhöhter Turbulenz. Gemittelt ergibt sich über eine Teilung ein Abströmturbulenzgrad von $Tu_b = 3,46\%$. Im Absolutsystem verringert sich somit der Turbulenzgrad um ca. 15%.

Profilbelastung und Verlustverhalten des Turbinengitters B

Im Vergleich zu Turbinengitter A repräsentiert Turbinengitter B die UHSL-Auslegung des verringerten Ringraumdurchmessers. Für die Profilaerodynamik bedeutet dies eine erhöhte axiale Machzahl, sowie die Möglichkeit, mit geringerer Umlenkung operieren zu können. Der Referenz-Betriebspunkt verschiebt sich somit hinsichtlich der theoretischen Abström-Machzahl auf $Ma_{2th} = 0,66$, die Reynoldszahl wird bei $Re_{2th} = 200.000$ konstant gehalten. Die Auslegungskriterien sagen für das Gitter eine um ca. 10° gegenüber Turbinengitter A reduzierte Umlenkung voraus. Beide Gitterauslegungen entstanden im Rahmen der Auslegung einer Turbinenstufe mit gleich hoher Belastung, für das Einzelprofil ergibt sich für Turbinengitter B eine ähnliche Zweifelzahl $Zw \approx 1,0$ wie für Turbinengitter A.

Profildruck-Verteilung und Totaldruckverluste in der Abströmebene des Turbinengitters B sind in Abb. 5.5 exemplarisch für zwei Reynoldszahlen dargestellt. Wie bei der Diskussion des Turbinengitters A seien hier die Fälle $Re_{2th} = 200.000$ (Referenz-Reynoldszahl) und $Re_{2th} = 70.000$ (unterer Bereich der maschinen-relevanten Reynoldszahlen) ausgewählt¹⁰. Die Druckverteilung unter Referenzbedingungen (Abb. 5.5.a¹¹) zeigt saugseitig stromab der Vorderkante die gegenüber Turbinengitter A mit stärkeren Gradienten stattfindende Beschleunigung zum Geschwindigkeitsmaximum, welches mit $x/l \approx 0,45$ gegenüber Profil A leicht stromauf verschoben ist. Das Druckminimum ist mit $c_p = -0,60$ (gegenüber $c_p = -0,37$ bei A) deutlich reduziert, was einer durch die erhöhte Axialgeschwindigkeit resultierenden signifikant erhöhten Geschwindigkeit auf der Saugseite entspricht. Die hierdurch saugseitig deutlich erhöhte Profilbelastung bei Turbinengitter B wird durch ein ebenfalls erhöhtes

¹⁰Zur Darstellung der Verluste wurden auch hier zusätzlich die Reynoldszahlen $Re_{2th} = 90.000, 120.000, 400.000$ vermessen, die aus Übersichtlichkeitsgründen nicht dargestellt sind.

¹¹Für eine direkte grafische Gegenüberstellung beider Profildruck-Verteilungen sei auf Abb. 3.2 verwiesen.

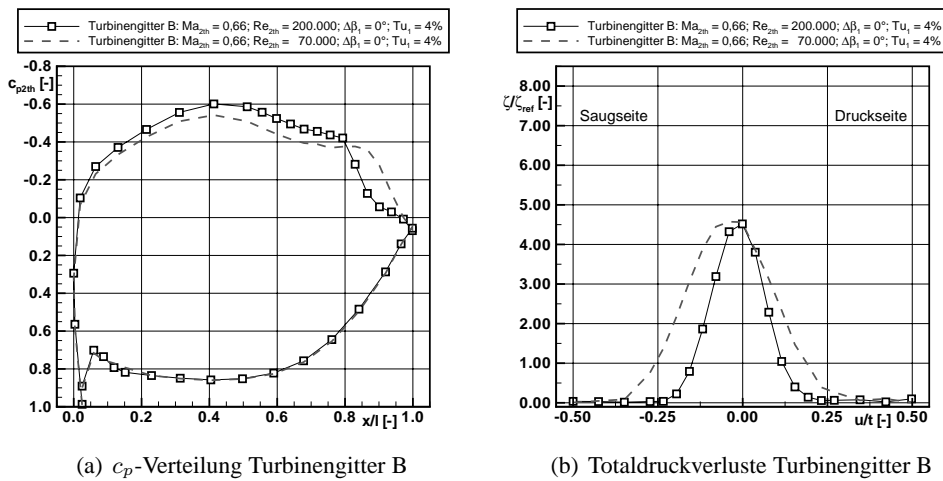


Abbildung 5.5: Turbinengitter B - Stationäre Zuströmung

Geschwindigkeitsniveau auf der Druckseite ausgeglichen, so dass das Integral der durch die Profildruck-Verteilung eingeschlossenen Fläche als Grundlage der Belastungszahl nur minimal steigt. Der auf das Geschwindigkeitsmaximum folgende Diffusionsbereich ist geprägt von einer signifikanten Ablöseblase, deren Beginn bei $x/l \approx 0,79$ lokalisiert werden kann. Dem Transitionspunkt bei $x/l \approx 0,86$ folgt der Punkt des turbulenten Wiederanlegens an die Profilloberfläche bei $x/l \approx 0,96$. Die Ablöseblase erstreckt sich somit über 17% der Sehnenlänge, was einer Vergrößerung der Ablösung gegenüber Profil A um 2% der Sehnenlänge bei konstanter Reynoldszahl entspricht.

Die Auswirkungen dieser vergrößerten Ablösung werden aus der Verteilung der Totaldruckverlustbeiwerte in Abb. 5.5.b ersichtlich: Der Nachlauf nimmt 46% einer Schaufelteilung ein und erreicht einen Maximalwert von $(\zeta/\zeta_{ref})_{max} = 4,52$. Integral ergibt sich ein Wert von $\zeta/\zeta_{ref} = 0,927$, der somit um rund 10% oberhalb dessen des Vergleichsgitters A bei Referenz-Bedingungen liegt.

Eine hier nicht in Form einer Druckverteilung dargestellte Reduktion des Zuströmerturbulenzgrades auf $Tu_1 = 2\%$ zeigt keine Unterschiede bei Referenz-Reynoldszahl, dies wird durch die Auswertung der Nachläufe bestätigt (vgl. Abb. 5.6).

Auch bei diesem Turbinengitter führt eine Reduktion der Reynoldszahl erwartungsgemäß zu einem deutlichen Ansteigen der Verluste bedingt durch die Vergrößerung der saugseitigen Ablöseblase bis hin zur vollständigen Ablösung. Die Verluste steigen auf 177% des Referenz-Wertes ($\zeta/\zeta_{ref} = 1,66$) bei kleinster betrachteter Reynoldszahl $Re_{2th} = 70.000$. Der Nachlauf verschiebt sich in Richtung Saugseite, die Umlenkung des Gitters nimmt ab (vgl. Abb. 5.5.b). Auch hier liegt wie bei Turbinengitter A eine vollständig abgelöste Strömung vor, wie aus der Druckverteilung in Abb. 5.5.a sichtbar wird, die im hinteren saugseitigen Bereich nicht mehr den potentialtheoretisch zu erwartenden Verlauf einnimmt.

Die integralen Totaldruckverlustbeiwerte in allen untersuchten Betriebspunkten sind

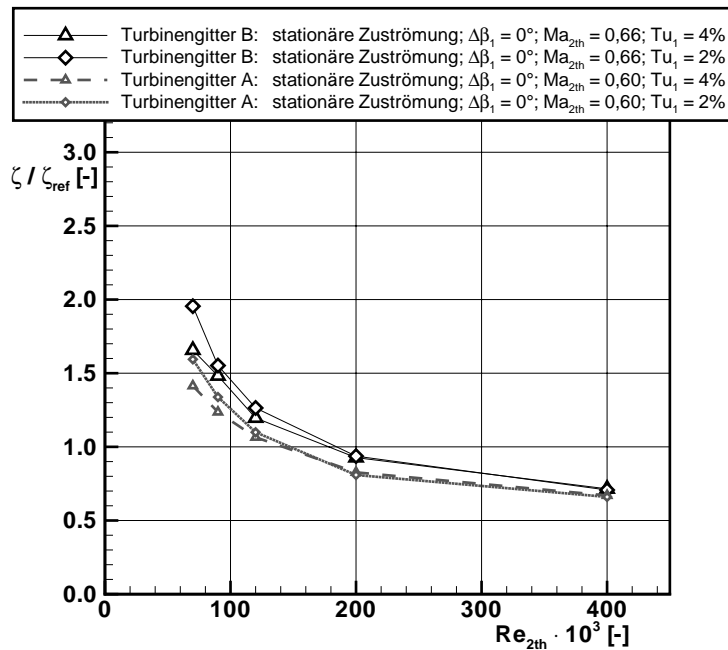


Abbildung 5.6: Totaldruckverluste Turbinengitter A und B bei verschiedenen Zuströmturbulenzgraden

in Abb. 5.6 im Vergleich für die beiden UHSL-Turbinengitter A und B bei jeweiliger Referenz-Abström-Machzahl dargestellt. Zusätzlich ist der Einfluss der Zuströmturbulenz eingetragen, der im Folgenden näher beleuchtet werden soll. Das bereits für zwei charakteristische Betriebspunkte festgestellte Verhalten reduzierter Verluste des Turbinengitters A gegenüber B kann für den gesamten Betriebsbereich festgestellt werden. Die Differenz zwischen den jeweiligen Verlustbeiwerten nimmt mit kleinerer Reynoldszahl zu, was erneut ein Indiz für die überragende Bedeutung der Ablöseblase für das Verlustverhalten darstellt.

Die Auswirkung veränderter Zuströmturbulenz auf das Verlustverhalten wird bei beiden Profilen deutlich, wenn Reynoldszahlen kleiner $Re_{2th} < 200.000$ betrachtet werden. Die bereits für Turbinengitter A getroffenen Aussagen können an Gitter B validiert werden: Zwei sich überlagernde Effekte erscheinen ersichtlich und ausschlaggebend für das Verlustverhalten: Zum einen reduziert eine erhöhte Zuströmturbulenz die Ablösegefahr im saugseitigen Diffusionsbereich, was zu einer späteren Ablösung bzw. eine Reduktion der Ablöseblase führt. Zum anderen erhöht die turbulenter Grenzschicht durch verstärkte Querbewegungen an der Profilloberfläche die Reibung und somit die Verluste. Beide Effekte kompensieren sich bei den untersuchten Schaufelgittern im hohen Reynoldszahlbereich. Für jeden Betriebszustand mit abgelöster Strömung auf der Profilloberfläche existiert somit ein optimaler Zuströmturbulenzgrad, dieses Thema wird in nachfolgenden Untersuchungen an Turbinengitter C erneut aufgegriffen und mit weiteren Messungen untermauert.

Sekundärströmungsverhalten bei stationärer Zuströmung

Wie in Abschnitt 2.5 beschrieben, sind für das Gesamt-Verlustverhalten der Turbinenströmung nicht nur die bislang betrachteten zweidimensionalen Verluste ausschlaggebend sondern müssen auch durch die Auswirkungen der Seitenwände (bzw. der Naben- und Gehäusewand in der realen Maschine) auftretenden Sekundärströmungen betrachtet werden. Die Auswirkungen dieser dreidimensionalen Strömungseffekte können an dieser Stelle nicht umfassend analysiert werden, sondern werden lediglich streifend betrachtet, um den Nachweis einer hinreichenden Zweidimensionalität der Strömung im Mittelschnitt zu erbringen.

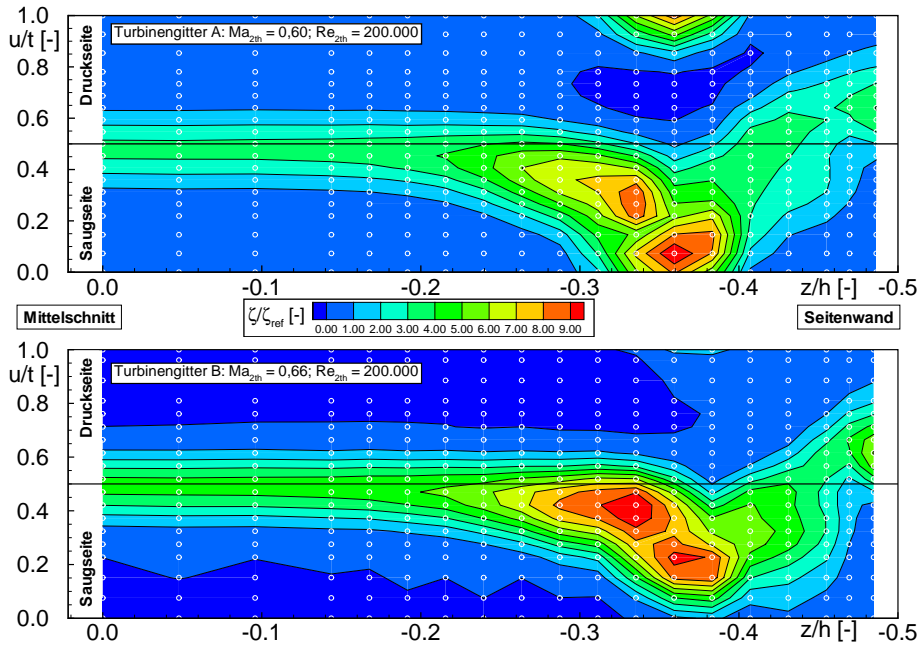


Abbildung 5.7: Totaldruckverlustbeiwerte in der Abströmebene der Turbinengitter A und B

Eine Darstellung der normierten Totaldruckverlust-Beiwerte des Abströmfeldes der beiden vermessenen Schaufelgitter ist in Abb. 5.7 dargestellt. Hierbei gibt die u/t -Koordinate die Umfangsrichtung und die z/h -Koordinate die Schaufelhöhenrichtung an, $z/h = 0$ entspricht dem Mittelschnitt, traversiert wurde mit einer geraden Fünf-Loch-Sonde über eine halbe Schaufelhöhe.

Bei beiden Turbinengittern sind sehr weit in den Schaufelkanal hinein ragende Sekundärwirbel auszumachen, erkennbar an den deutlich gegenüber dem Mittelschnitt erhöhten Verlusten und der asymmetrischen Struktur des Nachlaufes in Seitenwandnähe.

Die Feldtraversierung im Nachlauf des Turbinengitters A zeigt die Ausprägung des symmetrischen zweidimensionalen Strömungsfeldes vom Mittelschnitt bis $z/h = -0,22$, daran anschließend in Richtung der Seitenwand einen knochenartigen Ver-

lauf der Verluste mit zwei Verlustpeaks im saugseitigen Bereich des Schaufelkanals. Das erste Maximum erreicht Verlustbeiwerte von $\zeta/\zeta_{ref} = 8,80$ und entspricht dem aus durch die Scherwirkung druck- und saugseitiger Strömung resultierenden Hinterkantenwirbel. Durch die seitenwandnahe Querströmung weiter in den Schaufelkanal abgedrängt zeigt sich ein gegenläufig zum Hinterkantenwirbel drehendes System aus Kanalwirbel und druckseitigem Ast des Hufeisenwirbels, welches den zweiten, stärkeren Verlustpeak begründet. Hier werden lokal Verlustbeiwerte bis $\zeta/\zeta_{ref} = 10,00$ erreicht. Der Bereich ungestörter Kanalströmung verengt sich in dieser radialen Position auf rund ein Drittel der Teilung.

Richtung Seitenwand fallen die Verluste ab, steigen jedoch druckseitig wieder an, was auf das Auftreten von Eckenwirbeln hinweist. Zur Unterstützung der Beobachtungen aus der Totaldruckverlust-Verteilung wird die Wirbelstärke (streamwise vorticity, SVO) herangezogen, aus deren Vorzeichen sich auch die Drehrichtung des Wirbels bestimmen lässt. Bei Kenntnis der drei Geschwindigkeitskomponenten c_x (axiale Richtung), c_u (Umfangsrichtung) und c_z (Schaufelhöhenrichtung) aus der Fünf-Loch-Sonden-Messung lassen sich die Komponenten des Wirbelvektors

$$\Gamma_x = \frac{\partial c_z}{\partial u} - \frac{\partial c_u}{\partial z} \quad (5.2)$$

$$\Gamma_u = \frac{\partial c_x}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial x} \quad (5.3)$$

berechnen, woraus sich unter Berücksichtigung des lokalen Abströmwinkels β_2 die Sekundärwirbelstärke zusammensetzt zu

$$\Gamma_S = \Gamma_x \cdot \cos \beta_2 + \Gamma_u \cdot \sin \beta_2. \quad (5.4)$$

Für die Auswertung wird diese mit der Zuströmgeschwindigkeit c_1 und der Sehnenlänge l dimensionslos gemacht, um die Wirbelstärke SVO zu bestimmen als

$$SVO = \frac{\Gamma_s \cdot l}{c_1}. \quad (5.5)$$

Die lokalen Wirbelstärken sind in Abb. 5.8 als Konturplot dargestellt, zudem sind zur besseren Interpretation die integralen Totaldruckverlustbeiwerte ζ/ζ_{ref} der jeweiligen radialen Position angegeben.

Im Vergleich zu den Sekundärströmungsphänomenen bei Turbinengitter A sind die Wirbelgebiete des Turbinengitters B in Umfangsrichtung weniger ausgeprägt und liegen näher aneinander, treten jedoch mit höherer Wirbelstärke zum Vorschein. Nach *Sieverding und Wilputte* [97] kann eine Erhöhung der Machzahl zu einer erhöhten Wirbelstärke, jedoch einer verringerten Ausprägung der Sekundärströmungsgebiete aufgrund der geringeren Grenzschichtdicken führen. Die hohe Wirbelstärke von Kanal- und Hinterkantenwirbel bei Turbinengitter B ist auf die erhöhte Axialgeschwindigkeit zurückzuführen. Die Zone des Verlustmaximums des Wirbelzentrums ist weiter ausgedehnt als bei Gitter A und erreicht mit $\zeta/\zeta_{ref} = 10,23$ ein höheres Maximum. Auch Kanalwirbel und Eckenwirbel weisen bei Turbinengitter B ein erhöhtes Verlustniveau auf.

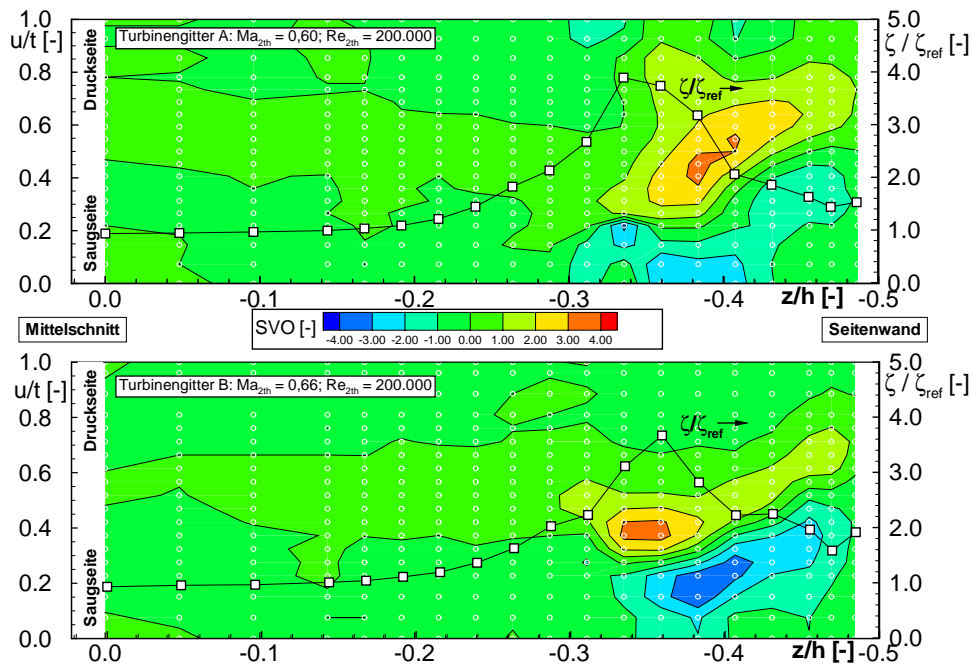


Abbildung 5.8: Vorticity und integrale Verluste in der Abströmebene

Bei Betrachtung des Gesamtfeldes liegen die um die Kernströmungsverluste bereinigten Sekundärströmungs-Verluste beider Turbinengitter auf sehr ähnlichem Niveau jedoch mit minimalen Vorteilen für Turbinengitter B. Dies kann auch der Darstellung der integralen Totaldruckverlustbeiwerte in Abb. 5.8 entnommen werden: Zwar sind die Zonen der Sekundärströmungsverluste in Schaufelhöhenrichtung größer ausgedehnt und lokal wird ein höherer Maximalverlust erreicht, jedoch kompensiert die geringe Ausprägung der Wirbel in Umfangsrichtung die Verlustzunahme, so dass über das gesamte Feld gemittelt ein um 3% geringerer Verlustbeiwert berechnet wird. Somit zeigt sich, dass die Reduktion der Umlenkung und Erhöhung der Axial-Machzahl zwar lokal höhere Verluste erzeugt, das Sekundärströmungsfeld jedoch räumlich verringert und somit leichte Vorteile bezüglich der Sekundärströmungsentwicklung bietet. Es wird daher deutlich, dass auch bei dieser hoch belasteten Profilkategorie eine Erhöhung der Umlenkung unweigerlich mit einer stärkeren räumlichen Ausdehnung der dreidimensionalen Verlustgebiete einher geht (vgl. Abschnitt 2.5). Dies muss bei Vergleich der Profile berücksichtigt werden.

5.2 Untersuchungen bei periodisch instationärer Zuströmung

Einfluss der periodisch instationären Zuströmung auf das Verlustverhalten

Die bisher dargestellten Untersuchungen wurden bei stationärer Zuströmung durchgeführt, sie zeigen eine erste Beurteilung des Profilverhaltens und sind als Grund-

lagenuntersuchungen unerlässlich. Zur Simulation turbomaschinen-realistischer Strömungszustände ist jedoch die Berücksichtigung der Nachläufe stromauf befindlicher Schaufelreihen notwendig, da diese, wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, das aerodynamische Verhalten insbesondere bei Auftreten einer Ablöseblase signifikant beeinflussen können.

Die bereits stationär vermessenen Betriebspunkte bei $Re_{2th} = 70.000, 90.000, 120.000, 200.000$ und 400.000 werden ebenfalls mit Erzeuger Instationärer Zuströmung bei einem Hintergrundturbulenzgrad von $Tu_{stat} = 4\%$ vermessen. Um die durch die Stabdurchführung unvermeidbaren Spalte bei Einbau des EIZ und die daraus resultierende Abweichung zwischen geometrischem und aerodynamischem Zuströmwinkel soweit möglich zu kompensieren, wurde der geometrische Zuströmwinkel gegenüber dem stationären Einbau um $\Delta\beta_{1,geo} = -4^\circ$ verändert, dieser Wert stammt aus Voruntersuchungen an ähnlichen Gittern. In nachfolgendem Text und Diagrammen angegebene Zuströmwinkel-Angaben beziehen sich auf den zugehörigen aerodynamischen Zuströmwinkel entsprechend den stationären Untersuchungen $\Delta\beta_1 = 0^\circ$. Die Ausprägung der Abweichung zwischen geometrischem und aerodynamischem Winkel ist abhängig von der jeweils zu untersuchenden Gittercharakteristik. Bei Turbinengitter A gelang die Kompensation dieses Winkelfehlers nicht vollständig, so dass durch ein Einbau des EIZ ein leichter Bruststoß-Effekt auftritt. Schätzungen ergeben eine Winkelabweichung von $< 0,5^\circ$, die aus Abb. 5.9.b ersichtlich wird. Aus zeitlichen Gründen ist eine Iteration des Zuströmwinkels nicht möglich gewesen, so dass diese leichte Abweichung bei Turbinengitter A akzeptiert werden muss. Im Referenzbetriebspunkt wurden Vergleichsmessungen mit¹² und ohne eingebauten EIZ durchgeführt, hierbei zeigte sich, dass die Fehlanströmung die Verluste jedoch nicht signifikant beeinflusst, wie an dem zusätzlichen Messpunkt bei $Re_{2th} = 200.000$ in Abb. 5.9.a verdeutlicht wird.

Abb. 5.9.a zeigt die integralen Totaldruckverluste bei stationärer und periodisch instationärer Zuströmung im Vergleich bei einer Strouhalzahl nach Gleichung 3.3 $Sr = (U/t) \cdot (l/c_{ax}) = 0,28$ und einer Durchflusszahl $\Phi = c_{ax}/U = 2,67$. Zusätzlich ist zum Nachweis der oben genannten Vergleichbarkeit der integrale Totaldruckverlustbeiwert im Referenz-Betriebspunkt bei eingebautem EIZ ohne Berücksichtigung der Stabnachläufe angegeben, der dem Wert des stationären Einbaus entspricht.

Bei Betrachtung der integralen Totaldruckverluste zeigt sich, dass die Berücksichtigung der Rotor-Stator-Interaktion zu positiven Effekten im Bereich maschinenrelevanter kleiner Reynoldszahlen führt. Bei Reynoldszahlen $Re_{2th} < 120.000$ zeigt sich der durch *Hourmouziadis* [47] beschriebene Effekt der Verringerung der saugseitigen Ablösung durch die auftreffenden Nachläufe und der daraus resultierenden Reduzierung des Totaldruckverlustbeiwertes. Die bei ungestörter (stationärer) Zuströmung nachgewiesene Transition über eine Ablöseblase wird in diesem Fall periodisch durch Bypass-Transition abgelöst. Die erhöhte Turbulenz des Stabnachlaufes unterdrückt die Ablösung und fördert die Ausbreitung turbulenter Flecken, die den Grenzschichtum-

¹²Bei diesen Untersuchungen ist der EIZ eingebaut, jedoch ausgeschaltet. Stäbe in der Zuströmung sind entfernt um allein die Einbau-Einflüsse bewerten zu können.

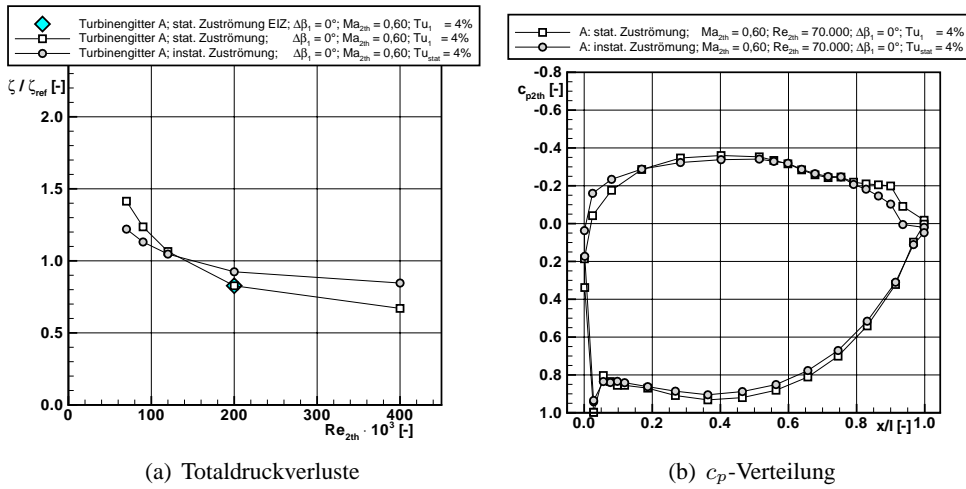


Abbildung 5.9: Turbinengitter A - Instationäre Zuströmung

schlag auslösen und, bedingt durch die nachfolgenden beruhigten Zonen, verlustärmer verlaufen lassen. Dieser instationäre Vorgang ist in Ermangelung instationärer Oberflächenmesstechnik zeitlich gemittelt in der Profildruck-Verteilung bei $Re_{2th} = 70.000$ in Abb. 5.9.b dargestellt. Im Mittel ergibt sich eine deutliche reduzierte Ablösung, was zu einer Reduktion der ebenfalls zeitlich gemittelten Totaldruckverluste führt.

Entgegen der Erwartungen zeigt sich bei stärker ausgebildeter Ablöseblase jedoch eine leicht höhere Maximalgeschwindigkeit auf der Profilsaugseite bei $x/l \approx 0,5$. Dies widerspricht der Theorie, nach der eine große Ablösung eine Stromaufwirkung entfaltet, die zu einer Reduktion des Geschwindigkeitsmaximums führt (vgl. Ladwig [57]). Im hier vorliegenden Fall ist dieser umgekehrte Verlauf jedoch mit Einflüssen der Einbausituation erklärbar. Da die Profilbelastung bei EIZ-Einbau zwar hinreichend genau, jedoch nicht vollständig reproduziert werden konnte, führt diese Veränderung zusammen mit dem durch die EIZ-Spalte begründbaren Massenstromverlust zu einer leichten Entlastung bei periodisch instationärer Zuströmung. Bereits minimale Druckänderungen (hier im Druckminimum $\Delta p = 0,86hPa$) wirken sich bei diesen Betriebspunkten sichtbar auf die Profildruckverteilung aus. Für den Nachweis des stromauf gerichteten Einflusses großer Ablöseblasen sei auf die Untersuchungen an Turbinengitter C in Abschnitt 6.1 verwiesen, da bei diesem Profil eine exakte Übereinstimmung der Belastung zwischen den Einbausituationen mit und ohne EIZ erreicht werden konnte.

Bei höheren Reynoldszahlen zeigt sich erwartungsgemäß, dass die durch die erhöhte Grenzschichtturbulenz und die daraus resultierenden Reibungseffekte gestiegenen Verlust nicht mehr kompensiert werden können. Bei $Re_{2th} \geq 200.000$ ist die Ablöseblase bereits derart verringert, dass eine weitere Reduktion keine positiven Effekte mehr auf die integralen Totaldruckverluste ausüben kann.

Die in Abb. 5.10 dargestellten Verläufe der Totaldruckverluste beider Schaufelgitter über der Reynoldszahl bei periodisch instationärer Zuströmung zeigt ein ähnliches

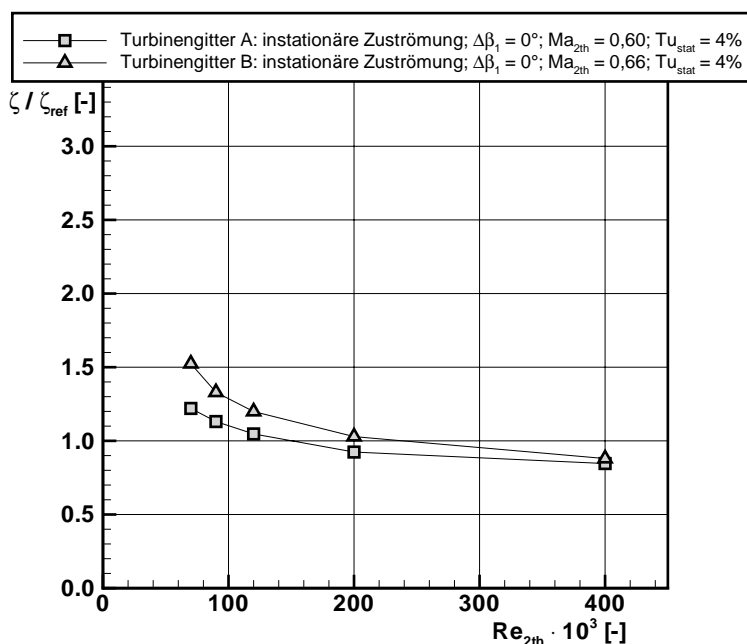


Abbildung 5.10: Totaldruckverluste Turbinengitter A und B bei instationärer Zuströmung

Bild wie bei stationärer Zuströmung: Auch hier liegen die Verluste des Turbinengitters B in allen betrachteten Betriebspunkten oberhalb derer des Turbinengitters A. Somit kann auch für den betriebsnahen Fall festgestellt werden, dass sich im Mittelschnitt eine Verringerung des Ringraumdurchmessers nicht zwingend positiv auf das Verlustverhalten auswirkt.

Einfluss der Hintergrundturbulenz bei periodisch instationärer Zuströmung

Die Untersuchungen der periodisch instationären Zuströmung in Abschnitt 4.8 zeigen, dass eine Veränderung der Zuströmturbulenz in den hier untersuchten Dimensionen keinen signifikanten Einfluss auf Ausprägung und Stärke der Stabnachläufe hat. Auch die periodische Zuströmwinkeländerung durch die simulierte Rotor-Stator-Interaktion unterscheidet sich zwischen 2% und 4% Hintergrundturbulenz nicht. Somit bleibt als einziger Einflussfaktor der ungestörte Strömungsbereich zwischen den Nachlaufdüsen. Wie in Abb. 4.10 gezeigt, wurde nachgewiesen, dass sich in diesem Bereich wieder das Turbulenzniveau der stationären Zuströmung einstellt.

Die Einflüsse dieser Änderung des Hintergrundturbulenzgrades auf das Verlustverhalten sind exemplarisch für Turbinengitter B in Abb. 5.11 dargestellt. Es zeigt sich ein prinzipiell ähnliches Verlustverhalten wie bei stationärer Zuströmung: Bei höheren Reynoldszahlen $Re_{2th} \geq 120.000$ sind keine Einflüsse des Hintergrundturbulenzgrades ersichtlich, bei kleineren Reynoldszahlen $Re_{2th} \leq 90.000$ werden die Verluste durch Halbierung des Turbulenzgrades signifikant erhöht. Die Erhöhung der Verluste auf ca. 118% bei $Tu_{stat} = 2\%$ gegenüber dem Fall $Tu_{stat} = 4\%$ zeigt jedoch einen



Abbildung 5.11: Einfluss der Hintergrundturbulenz bei instationärer Zuströmung

verringerten Einfluss der Turbulenz im Vergleich zum stationären Betriebsfall. Dies wird damit begründet, dass sich bei Halbierung des Hintergrundturbulenzgrades eine Verringerung der Zuströmturbulenz im zeitlichen Mittel von lediglich ca. 30% ergibt. Die Auswirkungen können ausschließlich der vergrößerten Ablöseblase im Zeitfenster zwischen dem Passieren der Nachlaufdellen zugeschrieben werden, da die Phänomene während des Durchlaufes der Dellen aufgrund der gleichen Nachlaufcharakteristik als nicht-abhängig vom Hintergrundturbulenzgrad angesehen werden können.

5.3 Beurteilung der Auslegungen

Zur Beurteilung der beiden diskutierten Auslegungen des Ultra High Stage Loading-Konzeptes soll als hauptsächlicher Parameter der integrale Totaldruckverlustbeiwert bei verschiedenen Betriebsbedingungen betrachtet werden. Unter Laborbedingungen ohne Berücksichtigung der periodisch instationären Zuströmung zeigt sich bei Turbinengitter A mit abnehmender Reynoldszahl ein moderater Anstieg der Totaldruckverluste durch die verlängerte Ablöseblase bzw. bei kleinen Reynoldszahlen vollständig abgelöste Strömung. Zwischen Referenz-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ und kleinster betrachteter Reynoldszahl $Re_{2th} = 70.000$ kommt es zu einem Verlustanstieg auf 171%. Ein Einfluss der Zuströmturbulenz ist bei Reynoldszahlen $Re_{2th} \leq 120.000$ ersichtlich. Im Vergleich zu Turbinengitter A liegen die Verluste von Gitter B in allen Betriebspunkten höher, der Anstieg bei kleinen Reynoldszahlen verläuft mit steileren Gradienten.

Unter maschinen-realistischen Zuströmbedingungen mit Berücksichtigung der Nachläufe voran liegender Schaufelreihen zeigt sich ein identisches Bild. Auch hier erfolgt die Druckumsetzung des Schaufelgitters A in allen betrachteten Betriebspunkten verlustärmer. Bemerkenswert ist dieses Erkenntnis angesichts der Tatsache, dass beide Schaufelgitter über ähnliche aerodynamische Belastung verfügen und Gitter B aufgrund seiner Auslegung mit geringerer Umlenkung etwas weiter stromauf sein Geschwindigkeitsmaximum erreicht und somit vorderseitiger belastet ist als Gitter A, was eigentlich eine geringe Ausprägung der Ablöseblase erwarten lassen würde. Andererseits bedingt die Auslegung des kleineren Ringraumdurchmessers jedoch eine Erhöhung der axialen Machzahl (vgl. Abb. 3.2). Die daraus resultierende erhöhte Ablöseneigung des Profils B übertrifft die positiven Effekte verringerter Umlenkung und führt somit zu erhöhten Verlusten.

Bei Betrachtung des Sekundärströmungsverhaltens beider Turbinengitter zeigen sich negative Auswirkungen der Belastungserhöhung: Bei beiden Gittern sind die dreidimensionalen Strömungsgebiete stark ausgeprägt, wobei die höhere Umlenkung bei Turbinengitter A zu einer größeren räumlichen Ausdehnung führt. Bei Turbinengitter B treten im Vergleich zwei weitere Effekte auf: Zum einen wird die Ausprägung der Sekundärströmungsgebiete sowohl durch die geringere Umlenkung als auch durch die höhere Machzahl reduziert, zum anderen führt letztere zu einer Erhöhung der Wirbelstärke und somit der Totaldruckverluste im Gitter. Integral zeigen sich leichte Vorteile für das geringer umlenkende Gitter B.

Nach Auswertung aller diskutierten Beurteilungskriterien ergibt sich eine Empfehlung für die Auslegungsphilosophie des vergrößerten Ringraums (Turbinengitter A). Die Vorteile überwiegen hinsichtlich der zweidimensionalen Kernströmung in allen Betriebspunkten, leichte Defizite im dreidimensionalen Strömungsbereich (große Ausdehnung der Verlustgebiete) könnten durch Einsatz sekundärströmungs-reduzierender Maßnahmen wie beispielsweise Seitenwandkonturierung kompensiert werden. Erste Untersuchungen in dieser Richtung wurden auch an Turbinengitter A bereits durchgeführt (vgl. hierzu *Nagel* [75], *Germain et al.* [29] und *Martinstetter* [68]). Die hier nicht im Detail dargestellten Ergebnisse zeigten viel versprechende Ansätze einer Kompensation der sekundären kinetischen Energie, insbesondere jedoch der Einfluss der periodisch instationären Zuströmung auf das Sekundärströmungsverhalten bietet jedoch für die Zukunft weitere wichtige Forschungsansätze.

Transitionsbeeinflussung und 2D-Verlustreduktion

6.1 Basisuntersuchungen am Turbinengitter C

Die in Kapitel 5 erlangten Ergebnisse zeigen, dass eine Erhöhung der Stufenbelastung bei moderaten Verlusten möglich ist, wenn die Ringraumgeometrie vergrößert und die isentrope Abström-Machzahl moderat gehalten wird. Konsequenterweise kann dieser Ansatz weiter geführt werden, indem eine weitere Steigerung der Profilbelastung untersucht wird. Hierzu wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes durch MTU Aero Engines GmbH, München, Turbinengitter C ausgelegt, welches im Vergleich zu den bisher behandelten Gittern A und B über eine erhöhte Teilung und eine auf $Zw \approx 1,2$ erhöhte Zweifelzahl (vgl. Abschnitt 3.1 und Abb. 3.2) verfügt. Die Abström-Machzahl entspricht der des Turbinengitters A ($Ma_{2th} = 0,60$). Zunächst werden Basisuntersuchungen analog der beiden bisher vermessenen Gitter durchgeführt, im Anschluss werden weitere Messungen auch mit zusätzlicher Messtechnik angeschlossen, um das aerodynamische Verhalten des Schaufelgitters im Detail zu untersuchen.

Erste Voruntersuchungen an diesem Gitter wurden durch *Entlesberger* [22] durchgeführt, weitere Untersuchungen durch *Ludewig* [64] und *Martinstetter* [70].

Untersuchungen bei stationärer Zuströmung

Zur Bestimmung des Einflusses der Reynoldszahl sowie des Zuströmturbulenzgrades auf das aerodynamische Verhalten des Turbinengitters C wurden zunächst experimentelle Untersuchungen mit stationärer Zuströmung durchgeführt. Die gemessene Profildruckverteilung sowie die Totaldruckverlustbeiwerte im Nachlauf des Profils sind in Abb. 6.1 für den Referenz-Betriebspunkt sowie für den Fall reduzierter Reynoldszahl dargestellt.

Die bei Referenz-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$, Null-Inzidenz ($\Delta\beta_1 = 0^\circ$) und möglichst realistisch hohem Zuströmturbulenzgrad ($Tu_1 = 4\%$) ermittelte Profildruckverteilung zeigt druckseitig stromab des gut aufgelösten Staupunktes ($x/l = 0,03$) einen geringen Peak, der aus einer Übergeschwindigkeit im Vorderkantenbe-

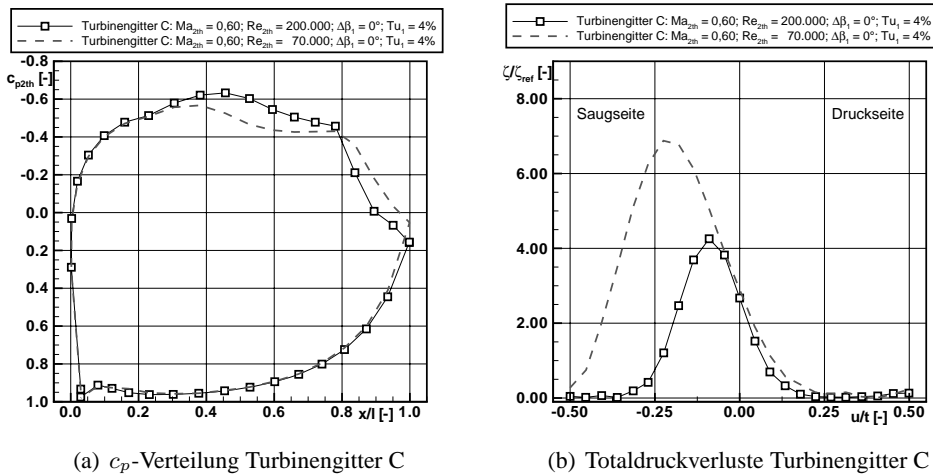


Abbildung 6.1: Profildruck- und Nachlaufmessung Turbinengitter C

reich resultiert. Weiterhin deutet sich eine kleine Ablöseblase an, die jedoch nur durch zwei Messpunkte aufgelöst wird. Die Betrachtung des an dieser Stelle nicht dargestellten Öl-Anstrichbildes der Druckseite bestätigt diese Vermutung. Nachfolgend kommt es zu einem Druckanstieg bis zu einem lokalen Druckmaximum bei $x/l \approx 0,25$, woraufhin der statische Profildruck kontinuierlich mit steigenden Gradienten bis auf den Austrittsdruck abnimmt.

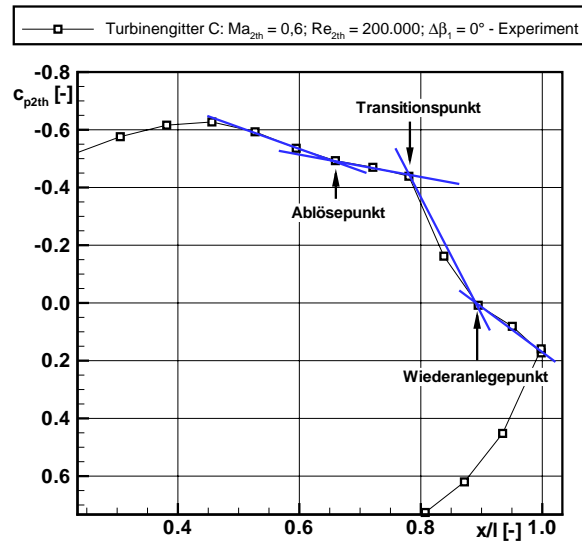
Saugseitig zeigt sich stromab des Staupunktes ein Druckabfall entsprechend einer Beschleunigung mit sehr starken Gradienten bis $x/l = 0,05$ (Vorderkantenumströmung). In der Folge ist eine moderate Abnahme des lokalen statischen Druckes bis zu einem Druckminimum von $c_p = -0,63$ bei $x/l = 0,45$ ersichtlich. Berechnet man diese Position in axialen Koordinaten, so zeigt sich, dass das Profil eher hinterseitig belastet ('rear-loaded') ist, was die starke Druckzunahme hin zum Gitteraustritt erklärt. Im stromab gerichteten Verlauf zeigt die Druckverteilung eine Abweichung vom zu erwartenden potentialtheoretischen Verlauf: Zwischen $0,66 < x/l < 0,78$ bildet sich ein Bereich nahezu konstanten Druckes aus. Dies weist auf das Vorliegen einer Ablöseblase hin, da die Aufdükung der Grenzschicht und die damit einhergehende höhere Geschwindigkeit in der Außenströmung zu einer Druckverringerung gegenüber den potentialtheoretischen Werten führt. Die Ausprägung der Ablöseblase kann aus der Druckverteilung aufgrund der limitierten Anzahl an Druckmessstellen nur abgeschätzt werden, daher wird als zusätzliche Messtechnik die Strömungsvisualisierung mittels Öl-Anstrich hinzu gezogen.

Wie bereits in Abschnitt 2.2.4 und Abb. 2.5 beschrieben, können die signifikanten Punkte aus einem Vergleich der realen Druckverteilung mit dem zu erwartenden potentialtheoretischen Verlauf durch Anlegen von Tangenten bestimmt werden. Abb. 6.2.a zeigt die auf diese Weise ermittelten Positionen für Ablösepunkt ($x/l = 0,66$), Transitionspunkt ($x/l = 0,78$) und Wiederanlegepunkt ($x/l = 0,89$). Das Öl-Anstrichbild in Abb. 6.2.b bestätigt die Ausprägung der Ablöseblase zwischen $0,66 < x/l < 0,90$. Hierbei handelt es sich um den Folienabzug der Saugseite, auf der Abszisse sind die

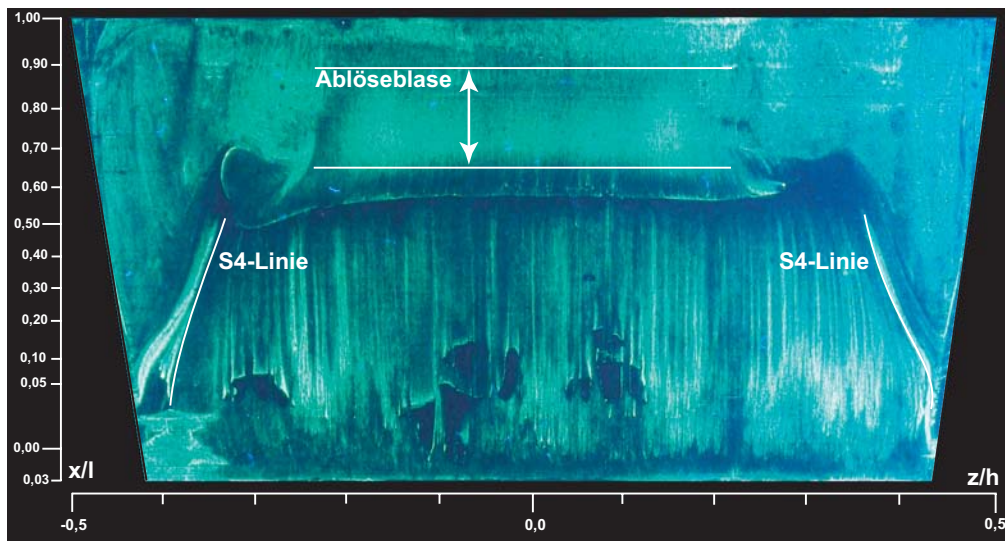
radialen Positionen als z/h -Koordinaten angegeben, wobei $z/h = 0$ den Mittelschnitt repräsentiert. Die Ordinate stellt die jeweiligen x/l -Koordinaten dar, die Nullposition liegt hier aufgrund der Definition des bitangentialen Koordinatensystems leicht versetzt zum Staupunkt, welcher am unteren Rand der Abbildung bei $x/l = 0,03$ an einer deutlichen Staupunktlinie lokalisiert werden kann.

Der bei $x/l = 0,45$ auftretende Bereich starken Farbabtrags im Mittelschnitt entspricht der Position des Geschwindigkeitsmaximums, der Diffusionsbereich wird durch die erkennbare Linie stärkerer Farbanhaftung eingeleitet. Darauf folgt ab $x/l \approx 0,65$ der Ablösebereich, in dem keine Antrocknung der Farbe stattfindet. Das Öl-Farb-Gemisch zirkuliert sichtbar in der Ablöseblase, dieser Effekt war im Online-Monitoring während der Versuchsdurchführung sichtbar, konnte jedoch nicht dokumentiert werden. Erst das kontrollierte Abblasen der Flüssigkeit bei Ausschalten des Windkanals führt zu dem deutlich sichtbaren Farbantrag in diesem Bereich. Die Wiederanlegelinie ist schwach ausgeprägt und nicht sicher auszumachen, da das Abblasen der Farbe zu einem zusätzlichen Farbantrag im Hinterkantenbereich führt. Vergleicht man den Verlauf über die gesamte Spannweitenrichtung kann diese jedoch bei $x/l \approx 0,90$ vermutet werden. Somit bestätigt sich die aus der Profildruck-Verteilung erlangte Aussage einer über 24% der Sehnenlänge ausgeprägte Ablöseblase. Diese ist somit gegenüber den Vergleichprofilen A (15%) und B (17%) bei gleicher Reynoldszahl deutlich vergrößert.

Des Weiteren ist aus dem Ölanstrichbild in Abb. 6.2.b eine starke Ausprägung von Sekundärströmungen im Schaufelkanal erkennbar. Die weite Verschiebung der Ablöselinie des Kanalwirbels (hier nach *Sieverding* [96] als S4-Linie bezeichnet) in Richtung Schaufelmitte deutet auf eine hohe Wirbelstärke hin. Das Auftreten von Sekundärströmungen bei dieser hoch belasteten Profilkategorie wurde bei den voran gegangenen Untersuchungen an Turbinengitter A und B diskutiert, so dass an dieser Stelle ausschließlich die Vermessung und Beeinflussung der Primärströmung angestrebt wird. Die Zweidimensionalität der Strömung im vermessenen Bereich des Mittelschnittes ist sowohl aus dem Ölanstrichbild wie auch aus zusätzlichen Traversierungen mit Fünf-Loch-Sonde nachgewiesen. Die Ergebnisse dieser Mittelschnitt-Traversen mit Fünf-Loch-Sonde sind aus Abb. 6.1.b ebenfalls für zwei ausgewählte Reynoldszahlen in einer Messebene $e_M/l = 0,35$ ersichtlich. Bei Referenz-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ zeigt sich kein Totaldruckverlust im Bereich freier Kanalströmung, die Nachlaufdelle erstreckt sich über 58% der Teilung und nimmt Werte bis $(\zeta/\zeta_{ref})_{max} = 4,26$ an. Die Ausprägung des Nachlaufes ist nahezu symmetrisch, der integrale Totaldruckverlustbeiwert über eine Teilung stellt die Normungsgröße $\zeta/\zeta_{ref} = 1,0$ dar.



(a) Bestimmung der Ablöseblase durch Tangenten



(b) Öl-Anstrichbild der Saugseite

Abbildung 6.2: Analyse der Ablöseblase bei stationärer Zuströmung

Zusätzlich sind in Abb. 6.1 die Auswirkungen reduzierter Abström-Reynoldszahl dargestellt. Jeweils die gestrichelten Kurven geben die gemessenen Druckverteilung bzw. Totaldruckverluste bei auf $Re_{2th} = 70.000$ reduzierter Reynoldszahl an. In der Druckverteilung zeigt sich eine Übereinstimmung der Verläufe im Vorderkantenbereich, das Druckminimum wird bei höheren Werten erreicht, was eine Verringerung des Geschwindigkeitsmaximums auf der Profilloberfläche bedeutet. Zudem ist dieser Bereich deutlich stromauf verschoben. Beide Effekte sind mit der Stromaufwirkung der ausgeprägten Ablösung bei kleiner Reynoldszahl zu erklären. Bereits ab $x/l \approx 0,55$ bildet sich ein signifikantes Druckplateau aus, die Strömung nimmt bis zur Hinterkante nicht mehr den erwarteten potentialtheoretischen Verlauf ein. Der Austrittsdruck liegt geringfügig unterhalb dessen bei wiederangelegter Strömung, ein weiteres Indiz, dass bei diesem Betriebspunkt eine offene Ablösung vorliegt.

Die Auswirkungen dieser vollständig abgelösten Strömung sind auch im Nachlauf nachweisbar, wie Abb. 6.1.b (gestrichelter Verlauf) zeigt. Gegenüber dem Referenzfall sind die Verluste deutlich erhöht und die Nachlaufdelle ist deutlich erweitert. Das Verlustmaximum liegt bei $(\zeta/\zeta_{ref})_{max} = 6,88$ und somit 61% oberhalb des Maximums bei Referenz-Reynoldszahl. Da bei beiden Messungen eine konstante Einstellung des Messfensters vorlag, kann die Verschiebung des Nachlaufes in Richtung Saugseite mit einer Veränderung des Abströmwinkels erklärt werden. Die Auswertung der Fünf-Loch-Sonden-Messung ergibt durch die verstärkte Ablösung eine Minderumlenkung des Gitters von $1,2^\circ$, die auf die ausgeprägtere Grenzschichtdicke im saugseitigen Nachlauf zurückzuführen ist. Der Nachlauf nimmt nun 77% der Teilung ein, der Bereich freier Kanalströmung mit Verlusten um Null reduziert sich somit deutlich. Auch integral zeigt der Totaldruckverlust einen deutlichen Anstieg um 147% gegenüber dem Referenz-Betriebspunkt auf $\zeta/\zeta_{ref} = 2,47$.

Vergleicht man die Ausprägung der Ablöseblase in den verschiedenen Betriebspunkten mit der der beiden bisher behandelten Turbinengitter A und B, so zeigt sich, dass in allen Fällen bei Gitter C eine längere Blase vorliegt, was auf die Erhöhung der Profilbelastung um ca. 20% vorwiegend durch Erhöhung der Schaufelteilung zurückzuführen ist. Die Verzögerung auf der Saugseite erfolgt mit größeren Gradienten, daher liegt auch bei höheren Reynoldszahlen eine erhöhte Ablöseneigung der Strömung vor. Diese nimmt mit abnehmender Reynoldszahl deutlich zu, was in der Konsequenz zu erhöhten integralen Totaldruckverlustbeiwerten (Abb. 6.3) für den Betriebsfall stationärer Zuströmung und möglichst realistischen Zuströmturbulenzgrades $Tu_1 = 4\%$ führt.

Im Vergleich der drei Schaufelgitter fällt der überproportionale Anstieg der Totaldruckverluste des Gitters C im Bereich unterhalb der Referenz-Reynoldszahl auf, wohingegen diese bei stark erhöhter Reynoldszahl ($Re_{2th} = 400.000$) für alle Gitter auf gleichem Niveau liegen (vgl. Abb. 6.3). Zur besseren Beurteilung der Verlustniveaus der drei zu vergleichenden Gitter ist an dieser Stelle der Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte eines Vergleichsgitters beigelegt. Bei diesem Vergleichsgitter handelt es sich um ein ca. 25% geringer belastetes Profil als Turbinengitter C, welches für gleiche Betriebsbedingungen ausgelegt wurde (vgl. Gier et al. [30] bzw. Homeier [46]). Es zeigt sich deutlich, dass prinzipiell High Stage Loading-Auslegungen möglich sind, die das Verlustniveau geringer belasteter Profile erreichen

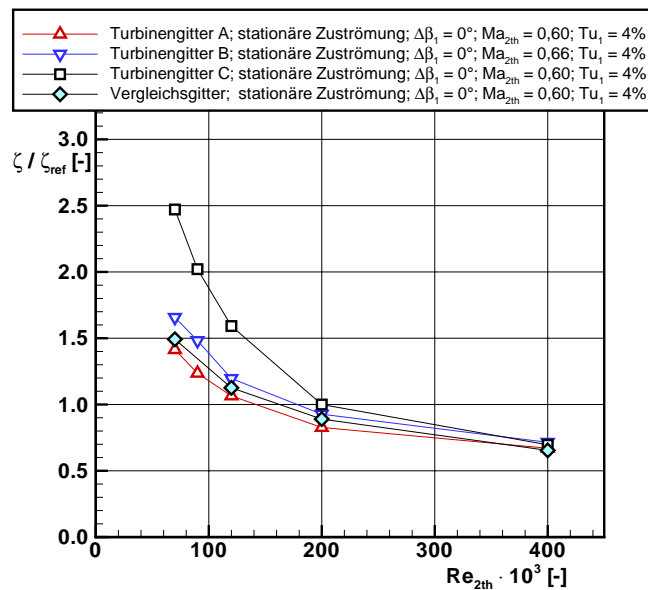


Abbildung 6.3: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitter C im Vergleich zu Gitter A und B sowie einem Vergleichsgitter

oder gar unterbieten (Turbinengitter A). Turbinengitter C jedoch zeigt durch seine gegenüber A und B deutlich erhöhte Profilbelastung ein verschlechtertes Verlustverhalten im kleinen Reynoldszahl-Bereich. Dieser Verlauf legt für die praktische Anwendung in Turbomaschinen die Vermutung nahe, dass erhöhte Schaufelteilung und somit Reduktion der Schaufelzahl an diesem Profil ihre Grenzen erreicht. Die Belastung der Profile lässt sich nicht willkürlich steigern ohne zum Teil erhebliche Wirkungsgradverluste in Kauf nehmen zu müssen. Somit werfen diese Ergebnisse die Frage auf, ob weiterer Technologieeinsatz hinsichtlich Grenzschichtbeeinflussung sinnvoll ist, um die Verluste derart zu reduzieren, dass der zweifelsohne positive Effekt reduzierter Schaufelzahl hinsichtlich Gewicht und Kosten auch in Hinblick auf aerodynamischen Wirkungsgrades realistisch einsetzbar ist. Bevor auf dieses Thema eingegangen wird, sollen zunächst weitere Detailuntersuchungen an diesem, für die weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit entscheidenden, Turbinengitter bei zwei charakteristischen Reynoldszahlen durchgeführt werden.

Zur genaueren Beurteilung des Strömungsverhaltens am Turbinengitter C soll an dieser Stelle die Nachlaufentwicklung sowie das Grenzschichtverhalten in definierten Betriebspunkten analysiert werden. Hierzu werden zum einen Fünf-Loch-Sonden-Messungen an verschiedenen axialen Positionen im Nachlauf durchgeführt, zum anderen Messungen mit Particle Image Velocimetry (PIV) herangezogen. Zusätzlich dient ein Vergleich beider Messtechniken der Validierung des PIV-Systems, das im Rahmen dieser Arbeit erstmals im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal eingesetzt wird.

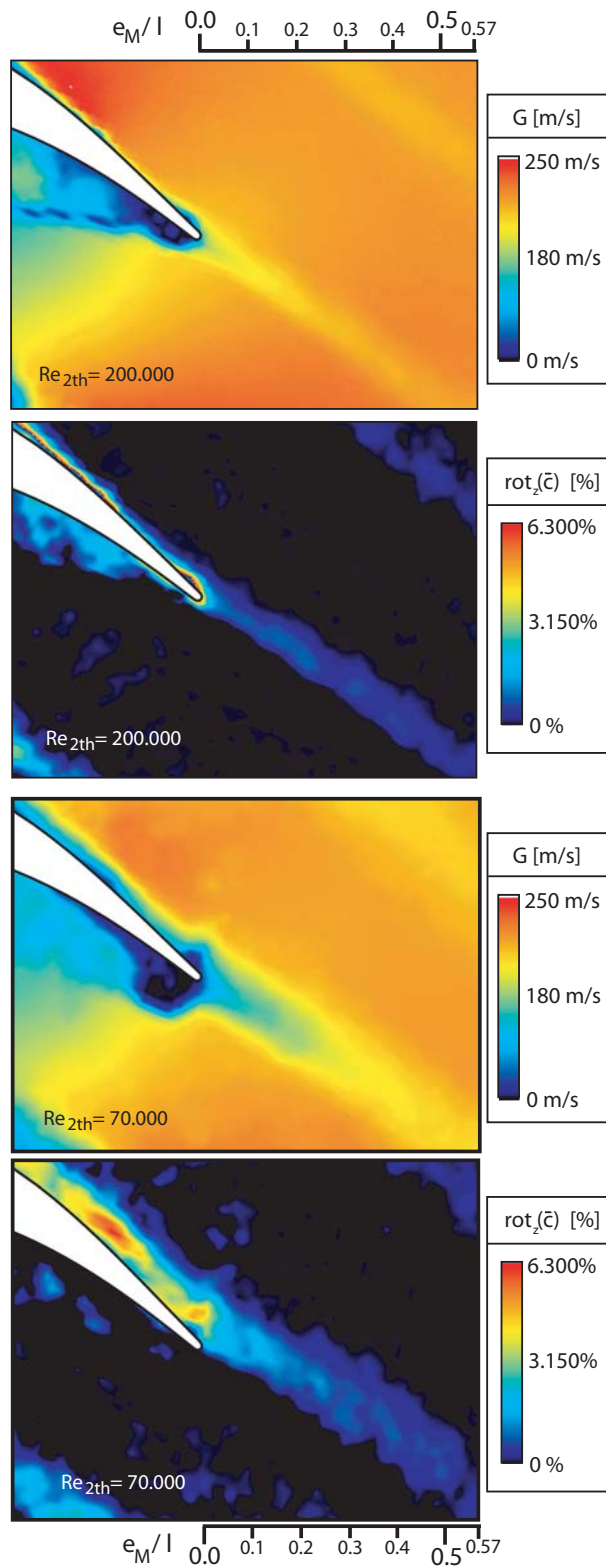


Abbildung 6.4: Konturplots der Kanal- und Nachlaufströmung mit PIV (Bitangenten-System, Zuström-Turbulenzgrad $Tu_1 = 4\%$)

Abb. 6.4 zeigt die mit Hilfe der Particle Image Velocimetry ermittelten Geschwindigkeits- und Wirbelstärkenfelder des hinteren Teils des Schaufelkanals sowie des Nachlaufes im Mittelschnitt bis zu einer Ebene $e_M/l = 0,57$ hinter dem Gitteraustritt im Bitangenten-Koordinatensystem. Es werden erneut die Fälle kleiner Reynoldszahl ($Re_{2th} = 70.000$) und Referenz-Reynoldszahl ($Re_{2th} = 200.000$) betrachtet. Der jeweils obere Plot beschreibt den Geschwindigkeitsbetrag G im jeweiligen Auswertefenster, der jeweils untere Plot zeigt die zur besseren Verdeutlichung in Prozent des mittleren Betrages angegebene Rotation um die z -Achse $rot(\vec{c})$, die die Wirbelstärke beschreibt.

Gemäß der gängigen Auswerteverfahren (vgl. Raffel *et al.* [79]) wurden die dargestellten Felder bei stationärer Zuströmung mit einem Zuströmturbulenzgrad von $Tu_1 = 4\%$ als gemittelttes Bild aus 75 Einzelaufnahmen mit einer Aufnahme Frequenz von 15 Hz erstellt. Nach der Auswertung wurden durch Vergleich der ermittelten Vektoren mit ihren Nachbarn alle Vektoren als fehlerhaft identifiziert, deren quadratische Abweichung vom Nachbarn den Faktor 5 überstieg. Eine weitere Glättung der Messwerte mittels anderer Auswerteverfahren fand nicht statt. Aufgrund der Ausleuchtung des Messbereiches konnte der druckseitennahe Kanalbereich nicht aufgelöst werden, hier sind noch einige fehlerbehafteten Stellen in der Kontur sichtbar. Ebenfalls störungsbehaftet ist der Bereich direkt an der Oberfläche der Saugseite. Da innerhalb der Grenzschicht bzw. der vorliegenden Ablösung keine Partikel separat eingeführt werden und nur durch die freie Strömung in die Grenzschicht eintretende Partikel detektiert werden können, können in der Ablösung stattfindende Wirbelphänomene nicht vollständig aufgelöst werden. Aufgrund dieser Einschränkung kann aus den vorliegenden PIV-Messungen nur eingeschränkt Information über den lokalen Grenzschichtzustand gewonnen werden. Weitere Störungen und Übertreibungen der errechneten Wirbelstärke bedingen aus unvermeidbaren Reflexionen des beleuchtenden Laserlichtes an der metallischen Oberfläche der Schaufel.

Trotz dieser zu beachtenden Einschränkungen können jedoch die Kanalströmung sowie der Nachlauf sehr gut flächig dargestellt und beschrieben werden. Auch sind im schaufelnahen Bereich quantitative Aussagen zur Ausprägung der Grenzschichtdicke möglich, da der Geschwindigkeitsanstieg von der Oberflächenkontur bis zur freien Kanalströmung hinreichend detektiert werden kann. Positiv wirkt sich hier die geringe Geschwindigkeit in der Grenzschicht auf die Messgenauigkeit aus, da hier auch aus vergleichsweise wenig Partikeln sinnvolle Geschwindigkeitsvektoren errechnet werden können.

Im linken oberen Bereich des Geschwindigkeitsfeldes bei $Re_{2th} = 200.000$ sind deutlich die Strömungsverhältnisse nahe der Schaufel kurz hinter dem Geschwindigkeitsmaximum zu erkennen. Die Rotfärbung zeigt die Übergeschwindigkeit der Strömung bis zu lokalen Geschwindigkeiten $G = 250\text{ m/s}$. Sowohl mit weiterer Entfernung von der Schaufeloberfläche als auch im weiteren Verlauf stromab nimmt die Geschwindigkeit ab. Dies entspricht den Erwartungen aus der Profildruck-Verteilung an der jeweiligen Position. Im weiteren stromab gerichteten Verlauf zeigt sich eine Kanalströmung um $G = 200\text{ m/s}$, die mit der Abström-Machzahl $Ma_{2th} = 0,6$ korrespondiert. Deutlich erkennbar ist nahe der Oberfläche im hinteren Profilbereich

die gegenüber dem Mittelwert deutlich gestiegene Rotation der Strömung, die mit der ausgeprägten Grenzschicht erklärt werden kann. Die Verstärkung von Rotation und Geschwindigkeit direkt an der Hinterkante ist durch Blooming-Effekte¹³ an der Hinterkante bei der Messwertaufnahme bedingt, hier liegt kein physikalischer Effekt vor. Direkt stromab der Hinterkante kommt es zu einer Vermischung der saug- und druckseitig entstandenen Grenzschichten zum Nachlauf. Deutlich erkennbar ist, dass dieser zwar, wie bereits durch die Traversierung mit Fünf-Loch-Sonde festgestellt, bei dieser Reynoldszahl in sich symmetrisch ist, jedoch aufgrund der dort ausgeprägteren Grenzschicht ab der Hinterkante saugseitig verschoben ist.

Stromab der Hinterkante nimmt die Stärke der Rotation durch die Vermischung des Nachlaufes mit der Umgebungsströmung kontinuierlich ab, der Nachlauf weitet sich zudem in Umfangsrichtung leicht auf. Das Geschwindigkeitsdefizit im Nachlauf des Gitters ist besonders im Bereich kurz nach der Hinterkante durch die Blau-/Grünfärbung im Geschwindigkeitsplot ersichtlich. Am Ende des Messfensters bei einem Abstand $e_M/l = 0,57$ stromab des Gitteraustritts ist der Nachlauf noch deutlich zu detektieren, die stattfindende Vermischung zu einem homogenen Geschwindigkeitsfeld weit stromab des Gitters ist noch nicht abgeschlossen. An der Ober- bzw. Unterseite des dargestellten Ausschnittes erkennbare Verfärbungen sind auf Nachlauf bzw. Grenzschicht der beiden benachbarten Schaufeln zurückzuführen.

Ähnliche Effekte sind, wenn auch deutlicher ausgeprägt, bei reduzierter Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 70.000$ zu erkennen, deren Strömungsverhältnisse in den unteren beiden Konturplots dargestellt ist. Bereits auf der Profiloberfläche ist die dickere, nach den bisher beschriebenen Erkenntnissen abgelöste, Grenzschicht an erhöhter Rotation und geringerer lokaler Geschwindigkeit ersichtlich. Zudem nehmen die lokalen Geschwindigkeiten bei $x/l \approx 0,7$ im linken oberen Bildausschnitt nicht den gleichen Betrag wie bei hoher Reynoldszahl an, dies korrespondiert mit dem stromauf verschobenen und im Betrag abgesenkten Geschwindigkeitsmaximum.

Die Stärke der Rotation ist stromab der Hinterkante gegenüber dem Fall hoher Reynoldszahl deutlich erhöht, was auf eine höhere Wirbelstärke in den sich vermischenden Grenzschichten hindeutet und somit auch höhere Verluste erwarten lässt. Der Nachlauf spricht sowohl hinsichtlich seiner Ausprägung als auch hinsichtlich seiner deutlich saugseitig verschobenen Lage für das Vorhandensein einer nicht-wiederanlegenden Ablösung auf der hinteren Saugseite. Gegenüber dem Fall geschlossener Ablöseblase bei hoher Reynoldszahl ist der Nachlauf deutlich aufgedickt, ein Beitrag der druckseitigen Grenzschicht ist kaum erkennbar. Die Strömung erscheint sehr instabil und wirbelbehaftet, was sowohl aus der breiten Ausdehnung als auch aus der Unregelmäßigkeit der Randstrukturen erkennbar ist. Eine hier nicht darstellbare Betrachtung der aufgenommenen Einzelbilder bestätigt diese Interpretation, der hier als „ausgefrante“ Randbereiche erkennbare Übergang zwischen Nachlauf und Umgebungsströmung ist auf gemittelte instationäre Effekte zurückzuführen. Wirbelstrukturen können im zeitlich gemittelten Plot nicht herausgearbeitet werden. Das an der Blaufärbung im Geschwindigkeitsplot erkennbare Defizit im Geschwindigkeitsbetrag ist ebenfalls deutlich breiter ausgeprägt als im Referenz-Betriebspunkt.

¹³„Blooming“ bezeichnet das Entstehen von hellen überbelichteten Stellen durch überschrittene Maximalladung eines CCD-Sensors.

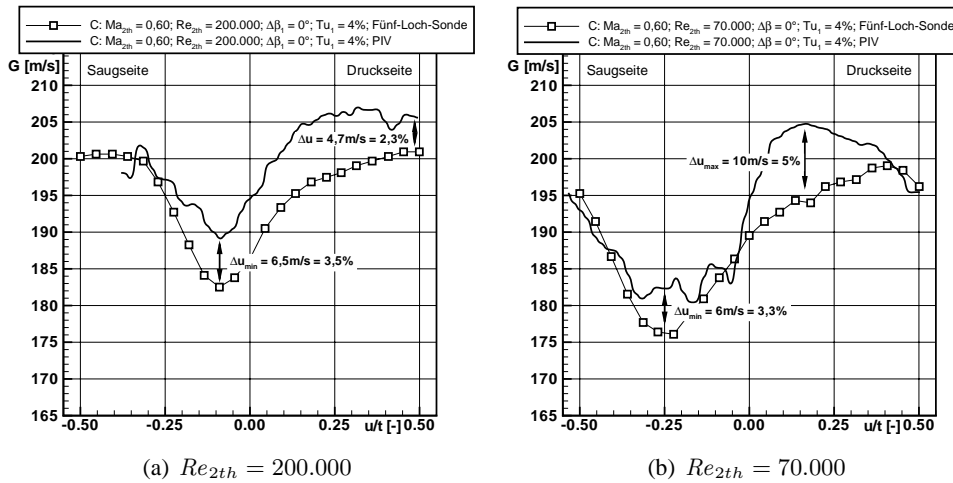


Abbildung 6.5: Nachlauftraverse mit PIV und Fünf-Loch-Sonde ($e_M/l = 0,37$)

Wie bereits erwähnt dienen die Messungen zusätzlich zur Validierung der PIV-Messtechnik im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal durch Vergleich mit etablierter Messtechnik. Abb. 6.5 zeigt eine Gegenüberstellung des ermittelten Geschwindigkeitsbetrages im Mittelschnitt für Referenz- und reduzierte Reynoldszahl bei Messungen mit Fünf-Loch-Sonde und PIV in der Standardmessebene $e_M/l = 0,35$. Die Fünf-Loch-Sonden-Messung ist auf 23 diskrete Messwerte beschränkt, wohingegen die PIV-Messung die Extraktion aus 75 Aufnahmen mit einer Frequenz von 15 Hz darstellt, um instationäre Effekte möglichst auszumitteln. Trotz dieser Mittelung zeigt sich bei Auswertung der PIV-Messung eine unregelmäßige Kurve, was darauf hindeutet, dass für einen repräsentativen Mittelwert wahrscheinlich noch mehr Aufnahmen erforderlich sind. Trotzdem entspricht der Kurvenverlauf jedoch weitestgehend dem der Fünf-Loch-Sonden-Messung. Bei beiden Reynoldszahlen liegen die Geschwindigkeiten der PIV-Auswertung oberhalb derer der Fünf-Loch-Sonden-Messung. Die Differenz im Geschwindigkeitsminimum beträgt mit $6,5\text{ m/s}$ ($Re_{2th} = 200.000$) bzw. $6,0\text{ m/s}$ ($Re_{2th} = 70.000$) rund 3%. In der freien Kanalströmung liegen die Geschwindigkeitsbeträge mit $\Delta G < 2,5\%$ auf sehr ähnlichem Niveau. Die maximale Abweichung im Geschwindigkeitsdefizit beträgt bei kleiner Reynoldszahl $\Delta G'_{max} = 10\text{ m/s}$, was einer durch das PIV-System berechneten Übergeschwindigkeit von 5% entspricht. Zur Beurteilung dieser Abweichungen ist ein Blick auf die Fehlerschranken erforderlich, die in Abschnitt 3.10 beschrieben wurden. Legt man bei der Auswertung die genannten Fehlerschranken im Geschwindigkeitsbetrag von $\pm 1\%$ für das PIV-System und $\pm 4\%$ (entsprechend der Totaldruckmessung exklusive Kalibrierungsgenauigkeiten) für die Fünf-Loch-Sonden-Messungen zu Grunde, so liegen die Abweichungen innerhalb der Messgenauigkeit. Berücksichtigt man zudem die im späteren Abschnitt dargestellte gute Übereinstimmung zwischen PIV-Messung und lokaler Geschwindigkeit aus der Profildruck-Messung, so kann die Ermittlung des lokalen Geschwindigkeitsbetrages mittels PIV als validiert angesehen werden.

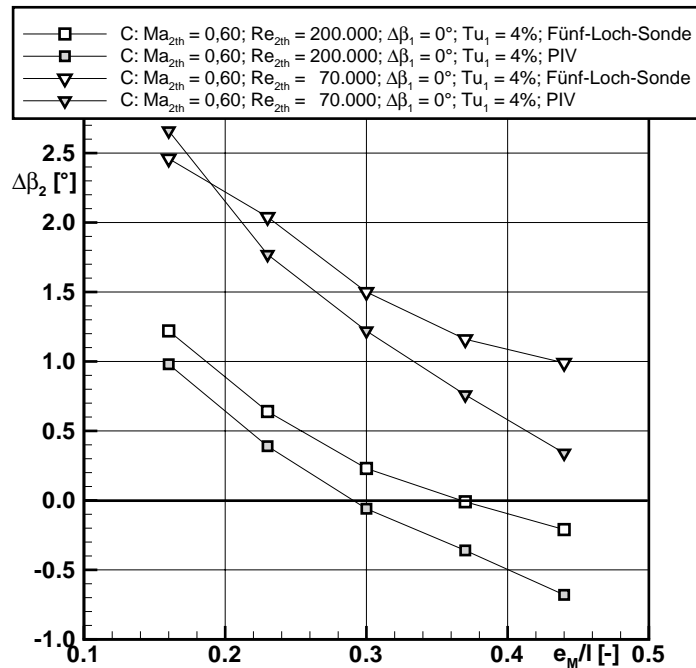


Abbildung 6.6: Entwicklung des Abströmwinkels gemessen mit PIV und Fünf-Loch-Sonde

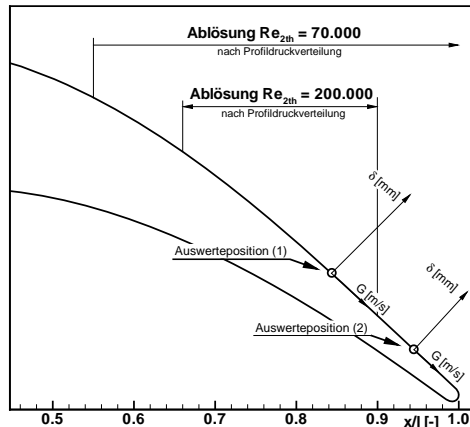
Zur Entwicklung der Umlenkung ist in Abb. 6.6 die aus PIV- und Fünf-Loch-Sonden-Messung ermittelte Änderung des integralen Abströmwinkels¹⁴ an verschiedenen axialen Abständen stromab der Hinterkante dargestellt. Den Nullwert stellt hierbei analog der Totaldruckverlust-Normierung der integrale Abströmwinkel in der Standardmessebene $e_M/l = 0,35$ dar. Auffällig ist die mit beiden Messtechniken in allen Betriebspunkten nachweisbare kontinuierliche Abnahme des Abströmwinkels, die einer Erhöhung der Umlenkung entspricht. Dies widerspricht der allgemeinen Gittertheorie (vgl. *Amecke* [5]), tritt jedoch auch in der numerischen Simulation von *Schwarze et al.* [95] bei diesem sowie bei vergleichbaren Schaufelgittern zu Tage (*Schwarze* [93]). Bedingt ist diese Winkelabnahme durch die Flächenänderung in Folge der divergenten Seitenwände des Schaufelgitters. Bei konstantem Drall nimmt die Axialkomponente der Geschwindigkeit ab, was durch die Drehimpulserhaltung zu einer Verstärkung des Anteils der Umfangskomponente der Strömung führt. Die bereits diskutierte Minderumlenkung des Gitters bei reduzierter Reynoldszahl ist deutlich aus der Darstellung erkennbar, sie bleibt konstant für alle untersuchten axialen Abstände und ist auf die abgelöste Strömung bei $Re_{2th} = 70.000$ zurückzuführen.

Ein Vergleich der Ergebnisse beider eingesetzten Messtechniken zeigt eine gute Übereinstimmung. Die mittlere Abweichung über alle gemessenen Ebenen liegt bei Referenz-Reynoldszahl bei $\Delta\beta = 0,32^\circ$ sowie bei reduzierter Reynoldszahl bei $\Delta\beta = 0,36^\circ$. Unter Berücksichtigung der bekannten Messfehler für PIV und Fünf-

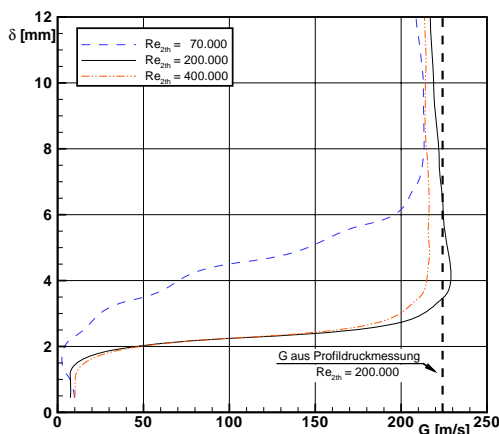
¹⁴bei beiden Messtechniken analog durch Integration nach *Eltermann* [21] über eine Teilung berechnet

Loch-Sonde liegen diese Werte im Rahmen der Messgenauigkeit (vgl. Abschnitt 3.10).

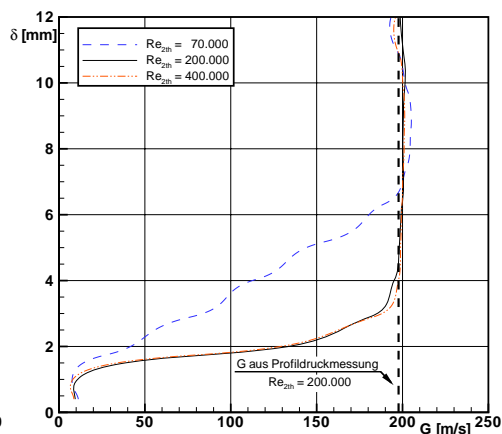
Somit lässt sich abschließend feststellen, dass das PIV-System im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal gesicherte Ergebnisse liefert und auch für weitere Auswertungen hinzu gezogen werden kann.



(a) Auswertepositionen



(b) Messposition (1)



(c) Messposition (2)

Abbildung 6.7: Auswertung der Saugseitenströmung mit PIV

Eine detailliertere Auswertung der mittels PIV gemessenen Geschwindigkeitsfelder im schaufelnahen Bereich ist in Abb. 6.7 gegeben. Aus den Vektorfeldern wurden an zwei ausgewählten Positionen orthogonal zur Schaufeloberfläche die Geschwindigkeitsprofile ermittelt. Messposition (1) liegt bei $x/l = 0,84$ und somit für beide diskutierten Betriebspunkte innerhalb der nach bisherigen Erkenntnissen ermittelten Ablösezone. Messposition (2) ist auf $x/l = 0,94$ festgelegt, sie liegt damit zum einen nahe genug bei Position (1), um Auswirkungen der auftretenden Reflexionen zu minimieren, zum anderen liegt sie bei Referenz-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ im Bereich wieder-angelegter Strömung.

Es ist zu erwähnen, dass diese Ergebnisse aufgrund der schlechten Partikeldichte innerhalb der Grenzschicht und der Reflexions-Störungen nicht isoliert als Ersatz für Grenzschichttraversen - beispielsweise mit Hitzdrahtsonden - angesehen werden dürfen, sie geben jedoch qualitativ einen guten Eindruck über Grenzschichtdicke und Geschwindigkeitsniveau.

Zur Validierung der ermittelten Geschwindigkeiten sind in den Ergebnisplots in Abb. 6.7.b und 6.7.c die an den jeweiligen Positionen aus der Profildruckverteilung mittels Isentropenbeziehung errechneten lokalen Geschwindigkeiten für den Referenz-Betriebspunkt als gestrichelte Linien angegeben. In beiden Fällen wird das erwartete Geschwindigkeitsniveau erreicht, die Geschwindigkeit bei Messposition (2) liegt erwartungsgemäß aufgrund der Diffusion im hinteren Saugseitenbereich ca. 25m/s unterhalb derer in Position (1). Zusätzlich zu den bisher betrachteten Reynoldszahlen ist in beiden Diagrammen der gemessene Geschwindigkeitsverlauf für die erhöhte Reynoldszahl $Re_{2th} = 400.000$ eingetragen.

Deutlich sichtbar ist der geringere Geschwindigkeitszuwachs bei kleiner Reynoldszahl in beiden Messpositionen. Bei Position (1) wird ein konstantes Geschwindigkeitsniveau bei $\delta \approx 8\text{mm}$ erreicht. Hingegen zeigen die beiden Fälle hoher Reynoldszahl bereits bei $\delta = 4\text{mm}$ einen konstanten Geschwindigkeitsbetrag. Die Grenzschicht ist bei geringer Reynoldszahl deutlich aufgedickt. Die geringste Grenzschichtdicke zeigt sich erwartungsgemäß bei maximaler Reynoldszahl. Diese Aussagen korrespondieren mit den Auswertungen der Ausprägung der Ablöseblase aus der Profildruckverteilung. Gegenüber dem lokal ermittelten Geschwindigkeitsbetrag aus der Profildruckmessung bei Referenz-Reynoldszahl zeigen die PIV-Messungen geringfügig kleinere Geschwindigkeiten, was bei kleiner Reynoldszahl auf das grundlegend abgesenkte Geschwindigkeitsniveau auf der Saugseite zurückzuführen ist (vgl. Abb. 6.1.a). Bei Referenz-Reynoldszahl liegt die Abweichung bei ca. $5..7\text{m/s} \hat{=} 3,1\%$ der Hauptstromgeschwindigkeit, dies ist mit der Messungenauigkeit beider Messtechniken in Kombination mit einer erhöhten Fehlerschwelle von statischen Druckmessungen bei abgelöster Strömung zu erklären.

Die Ergebnisse der hinteren Messposition in Abb. 6.7.c zeigt, dass die Grenzschichtdicke bei hohen Reynoldszahlen gegenüber der vorherigen Messposition nicht signifikant zugenommen hat, bei höchster Reynoldszahl sogar leicht abnimmt, was auf das Schließen der Ablöseblase hindeutet.

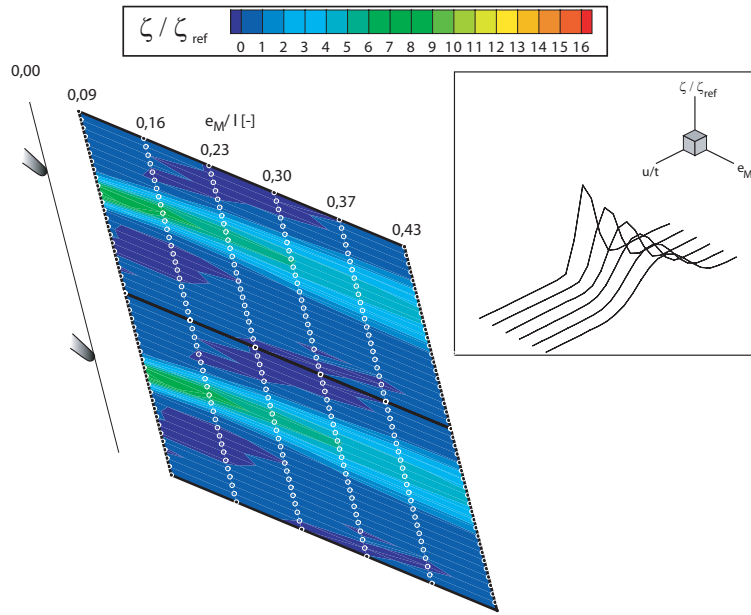
Der Verlauf des Geschwindigkeitsbetrags bei kleiner Reynoldszahl hingegen zeigt eine Zunahme der Grenzschichtdicke, dies unterstreicht die Aussage einer abgelösten Grenzschicht ohne Wiederanlegen. Auffällig ist hier, dass sich im Auswertefenster kein konstanter Geschwindigkeitsbetrag einstellt, sondern eine Schwankung mit einer Amplitude von ca. 10m/s auftritt. Da es sich bei dem hier ausgewerteten Vektorfeld wie bereits erwähnt um eine Mittelung mehrerer Messungen handelt, kann dies als Indiz für das Auftreten instationärer Effekte gesehen werden. Dies korrespondiert mit den bereits beschriebenen Betrachtungen der Einzelbilder des Vektorfeldes.

Des Weiteren ist im Vergleich zur stromauf befindlichen Messposition die sehr gute Übereinstimmung des Geschwindigkeitsbetrages aus PIV- und Profildruckmessung auffällig ($\Delta G \approx 3\text{m/s} \hat{=} 1,5\%$). Da dies für beide betrachteten hohen Reynolds-

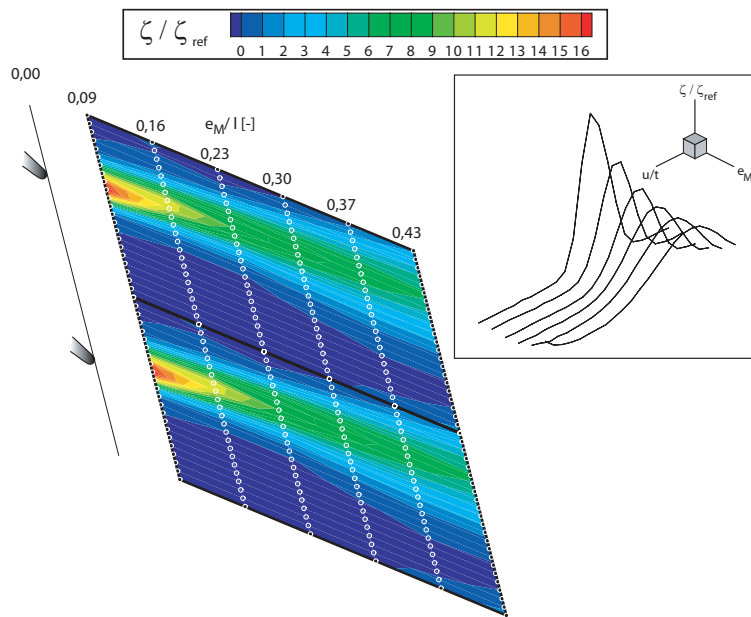
zahlen auftritt, wird die Interpretation gestützt, dass die aus der Literatur bekannte Ungenauigkeit der statischen Druckmessung bei abgelöster Strömung in Messpunkt (1) vorliegt, in Messpunkt (2) jedoch aufgrund der anliegenden Strömung die Messgenauigkeit der Druckmessung erhöht ist.

Die diskutierten PIV-Messungen bieten eine validierte, sehr effektive Möglichkeit, flächenhafte Informationen zu Winkeln und Geschwindigkeitsverläufen zu erhalten. Zur umfassenden Beurteilung des Strömungsverhaltens des Turbinengitters C sind jedoch Informationen über die Drücke notwendig, wie sie bereits in einer Ebene des Nachlaufes dargestellt wurden. Druckmessungen sind nur punktuell möglich, trotzdem sollen auch Informationen über den Verlauf des Totaldruckes stromab des Schaufelgitters im Mittelschnitt erlangt werden. Hierzu wurden an mehreren axialen Positionen bei stationärer Zuströmung Messungen mit Fünf-Loch-Sonde durchgeführt.

Die normierten Totaldruckverlustbeiwerte im Nachlauf des Schaufelgitters C sind in Abb. 6.8 unter identischen Betriebsbedingungen wie bei den zuvor beschriebenen PIV-Messungen aufgetragen und ergänzen die Geschwindigkeitsfelder um Totaldruck-Informationen. Sechs Traversierebenen im axialen Abstand zwischen $e_M/l = 0,09$ bis $0,44$ von der Schaufelhinterkante wurden mit jeweils 23 Messpunkten über eine Teilung vermessen, wobei in schaufelnächster Messebene aufgrund des geringen Abstandes zur Hinterkante und der damit gestörten Umströmung des Sondenkopfes mit einem erhöhten Messfehler zu rechnen ist. Vergleicht man die Totaldruckverluste mit den Geschwindigkeitsfeldern in Abb. 6.4 so zeigen sich gute Übereinstimmungen. Bereiche hoher Geschwindigkeitsrotation dicht an der Hinterkante korrelieren mit Bereichen hoher Totaldruckverluste. Ebenso ist eine kontinuierliche Abnahme der Verlustmaxima mit steigendem Abstand vom Gitter erkennbar. Die Nachläufe, als dreidimensionaler Plot im rechten Fenster der Abb. 6.8 dargestellt, werden jedoch deutlich breiter. Betrachtet man die integralen Totaldruckverlustbeiwerte, so nehmen diese geringfügig, aber kontinuierlich zu. In der Ebene $e_M/l = 0,09$ liegen die Verluste integral bei $\zeta/\zeta_{ref} = 0,96$ gegenüber $\zeta/\zeta_{ref} = 1,20$ bei $e_M/l = 0,44$. Erklärbar ist dieser Anstieg durch Mischungsverluste an den Scherschichten zwischen geschwindigkeitsdefizitärem Nachlauf und der umgebenden freien Strömung.



(a) $Re_{2th} = 200.000$



(b) $Re_{2th} = 70.000$

Abbildung 6.8: Totaldruckverlust-Entwicklung im Nachlauf

Einfluss des Zuströmturbulenzgrades

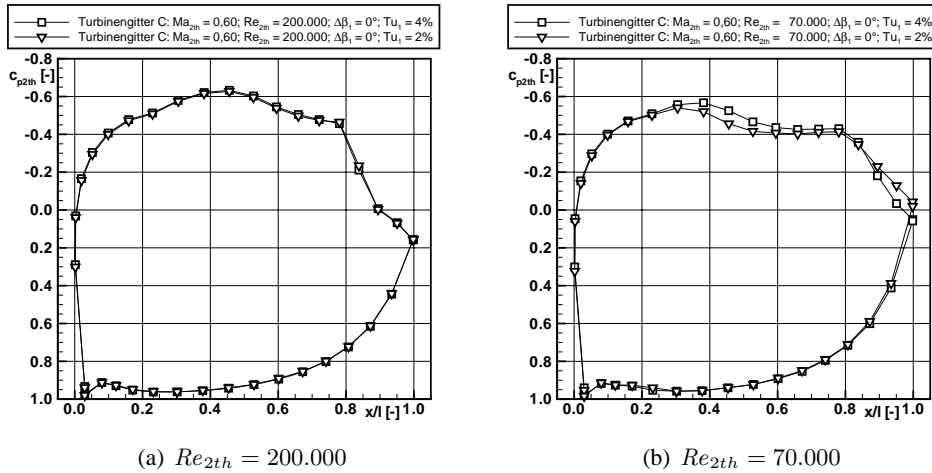


Abbildung 6.9: Profildruck-Verteilungen bei variiertem Zuström-Turbulenzgrad

Zusätzlich zur bisher diskutierten Variation der Reynoldszahl am Turbinengitter C wurde der Einfluss des Zuströmturbulenzgrades auf Basis der bisherigen Erkenntnisse am Turbinengitter B untersucht. Ziel der Messungen ist die Anwendung der Ergebnisse auf ein höher belastetes Profil. Abb. 6.9.a stellt die Profildruck-Verteilungen bei Referenz-Reynoldszahl und den Zuströmturbulenzgraden $Tu_1 = 2\%$ und 4% gegenüber. Analog den Erkenntnissen aus Turbinengitter B sind auch hier keine signifikanten Einflüsse der Zuströmturbulenz erkennbar. Trotz der deutlich vergrößerten Ablöseblase und dem stärkeren Diffusionsbereich bleibt die Profildruck-Verteilung bei reduziertem Turbulenzgrad nahezu unverändert, auch im Nachlauf des Gitters sind keine Einflüsse detektierbar, wie die Übereinstimmung zwischen durchgezogener und gestrichelter Linie in Abb. 6.10.a zeigt. Auch integral unterscheiden sich die Totaldruckverluste im Referenz-Betriebspunkt nicht. Physikalisch ist dies analog zu den Beobachtungen an Turbinengitter B zu erklären: Die Dominanz der Zähigkeitsterme gegenüber den Trägheitskräften ist hier nicht so stark ausgeprägt, dass es zu frühzeitiger Ablösung kommen würde. Andererseits reicht die Reduktion des Turbulenzgrades um 2% nicht aus, um eine signifikante Verringerung der Totaldruckverluste hervor zu rufen. Dies unterstützt die Aussage aus Turbinengitter B, dass weniger die Reibungseffekte als vielmehr der Einfluss der Ablöseblase den für die Gesamtverluste ausschlaggebende Faktor darstellen. Gleiches ist bei erhöhter Reynoldszahl ($Re_{2th} = 400.000$) ersichtlich, wo bei nahezu unterdrückter Ablösung lediglich eine minimale Tendenz zu geringeren Totaldruckverlusten erkennbar ist, wie die integralen Totaldruckverlustbeiwerte in Abb. 6.10.b zeigen.

Deutliche Einflüsse der Zuströmturbulenz auf die Profildruck-Verteilung sowie das Verlustverhalten treten auch bei Turbinengitter C bei auf $Re_{2th} = 70.000$ reduzierter Abström-Reynoldszahl zu Tage. Während auf der Druckseite erneut keine Auswirkun-

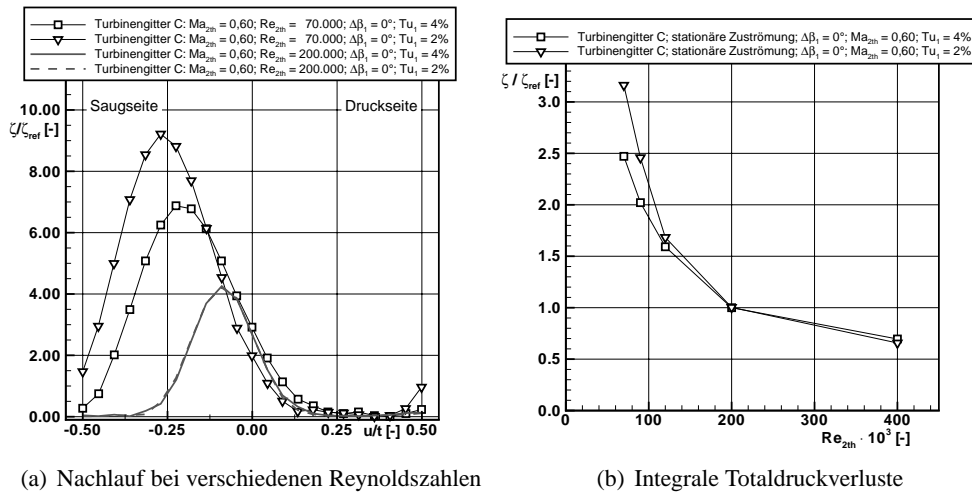


Abbildung 6.10: Einfluss der Turbulenzgradvariation auf die Totaldruckverluste

gen einer reduzierten Zuströmturbulenz ersichtlich sind, zeigt die Druckverteilung in Abb. 6.9.b eine deutliche Veränderung auf der Saugseite: Das Geschwindigkeitsmaximum wird stromauf verschoben und bereits bei $x/l = 0,30$ erreicht, der Druckbeiwert an dieser Stelle bleibt mit $c_p = -0,54$ oberhalb dessen bei 4% Turbulenzgrad, was einer verringerten Maximalgeschwindigkeit auf der Profilloberfläche entspricht. Der sich anschließende Ablösebereich beginnt bei $x/l = 0,46$ und erstreckt sich bis zur Hinterkante. Erwartungsgemäß reicht die Reenergetisierung der abgelösten Grenzschicht bei dieser Reynoldszahl nicht aus, um ein Wiederanlegen zu erzwingen, im Nachlauf ist eine durch die frühere Ablösung gegenüber dem Fall hoher Turbulenz aufgedickte Delle zu erwarten. Dies bestätigt das in Abb. 6.11 dargestellte Ergebnis der PIV-Messung bei reduzierter Zuströmturbulenz. Gegenüber dem Fall erhöhter Turbulenz (vgl. Abb. 6.4 unten) zeigt sich eine Erhöhung der Rotation und somit der Wirbelstärke zum einen in der saugseitigen Grenzschicht, zum anderen stromab der Hinterkante. Der Bereich des Geschwindigkeitsdefizits ist sehr stark ausgeprägt, nahe an der Hinterkante bildet sich ein Totwassergebiet, welches nicht mit Partikeln durchsetzt werden kann und daher im Plot mit Fehlerfarben darstellt ist. Des Weiteren ist das Geschwindigkeitsdefizit bis zum Ende des dargestellten Messfensters deutlich an der Blaufärbung der Geschwindigkeitskontur erkennbar. Diese Beobachtungen werden durch die in Abb. 6.10.a dargestellte Nachlauftraversierung mit Fünf-Loch-Sonde bestätigt. Zum einen zeigt die Verschiebung des Nachlaufes in Richtung Saugseite eine weitere Reduzierung der Umlenkung des Profils, zum anderen liegt das Verlustmaximum des Nachlaufes mit $(\zeta / \zeta_{ref})_{max} = 9,21$ deutlich über dem Wert bei $Tu_1 = 4\%$. Die freie Kanalströmung nimmt lediglich 17% einer Teilung ein, was auch aus dem Geschwindigkeitsplot der PIV-Messung zu entnehmen ist.

Auch integral zeigt sich deutlich der Effekt reduzierter Zuströmturbulenz: Mit sinkender Reynoldszahl steigt die Differenz zwischen den Totaldruckverlustbeiwerten deutlich an (vgl. Abb. 6.10.b). Bei $Re_{2th} = 70.000$ steigen die Verluste um 28%.

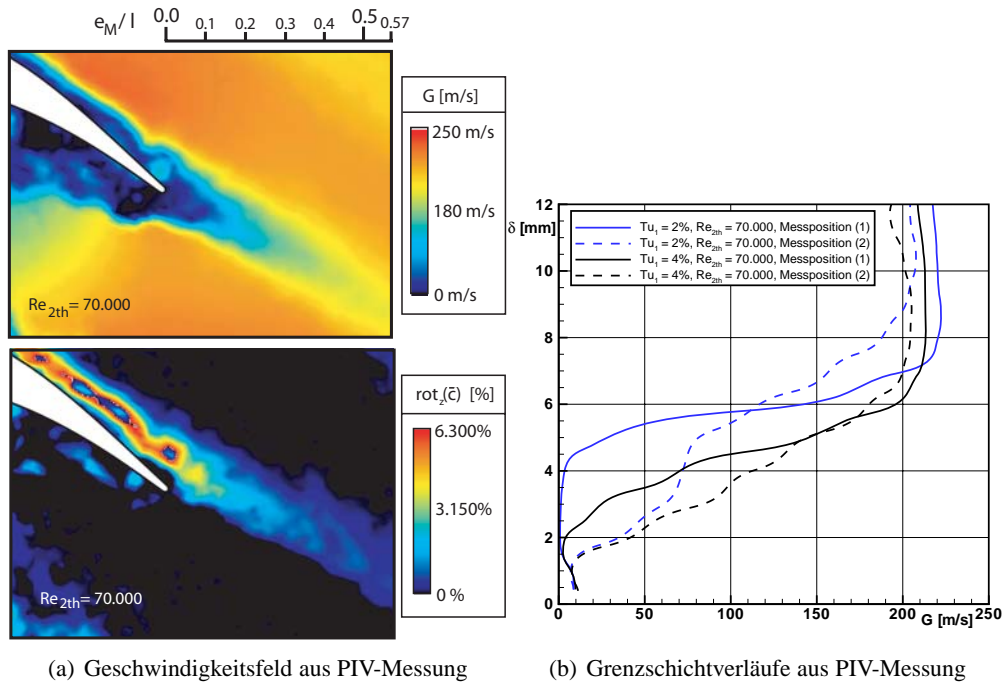


Abbildung 6.11: PIV-Messung bei $Tu_1 = 2\%$ und $Re_{2th} = 70.000$

Die Auswertung der lokalen Geschwindigkeiten normal zur Schaufelkontur in den beiden in Abb. 6.7.a eingeführten Messpositionen ist in Abb. 6.11.b dargestellt und zeigt die Entwicklung der Grenzschichtdicke für den Fall reduzierter Zuströmturbulenz und reduzierter Abström-Reynoldszahl. Die aus der Profildruck-Verteilung und der Nachlaufmessung mit Fünf-Loch-Sonde erlangte Erkenntnis einer stärker abgelösten aufgedickten Grenzschicht kann bestätigt werden, die Grenzschichtdicke nimmt zwischen $x/l = 0,84$ (Messposition (1)) und $x/l = 0,94$ (Messposition (2)) von $8,6\text{mm}$ auf $10,2\text{mm}$ zu.

Eine Auswertung der an dieser Stelle nicht dargestellten PIV-Messungen bei Referenz-Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ zeigt, wie nach Auswertung von Druckverteilung und Fünf-Loch-Sonden-Messung erwartet, weder im Geschwindigkeitsplot noch in der Auswertung der Grenzschichtverläufe signifikante Unterschiede zwischen dem Fall erhöhter und reduzierter Zuströmturbulenz.

Die Ergebnisse der Untersuchung des Turbinengitters C bei variiertem Zuströmturbulenz stützen damit die Resultate aus den Untersuchungen an den Turbinengittern A und B und zeigen deutlich, dass der Zuströmturbulenzgrad insbesondere im maschinenrelevanten Reynoldszahlbereich bis $Re_{2th} = 200.000$ keinen vernachlässigbaren Faktor hinsichtlich der Beurteilung der Schaufelgitterströmung darstellt.

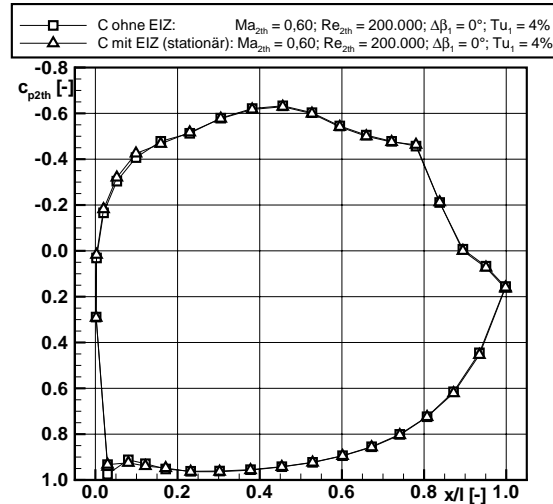
Einfluss der periodisch instationären Zuströmung¹⁵

Abbildung 6.12: Einfluss des EIZ-Einbaus auf die Profildruckverteilung

Zusätzlich zu den bislang dargestellten Messungen bei stationärer Zuströmung stellt die Untersuchung des Turbinengitters C bei periodisch instationärer Zuströmung aufgrund der realitätsnäheren Bedingungen eine wichtige Basis für die nachfolgende Anwendung von Grenzschicht-beeinflussenden Maßnahmen dar. Die Änderung am Versuchsaufbau umfasst hierbei den Einbau des Erzeugers Instationärer Zuströmung (EIZ) in die Messstrecke des HGK, die durch Spalte zur Stabdurchführung resultierende Zuströmwinkeländerung bei Einbau des EIZ wurde durch eine Anpassung des geometrischen Zuströmwinkels um $\Delta\beta_{1,geo} = -4^\circ$ vollständig kompensiert (Abb. 6.12). Die statische Druckverteilung und somit die Profilbelastung stimmt für den Fall mit eingebautem EIZ vollständig mit der des stationären Aufbaus überein, so dass eine direkte Aussage über die Wirkung der Stabnächläufe auf das aerodynamische Verhalten des Turbinengitters möglich ist. Um im Rahmen der Möglichkeiten realistische Betriebsverhältnisse einzustellen, wurde eine Stabteilung von $t_{stab} = 80\text{mm}$ gewählt, die somit geringfügig größer ist als die Teilung des Schaufelgitters. In Verbindung mit der maximal möglichen Umfangsgeschwindigkeit des EIZ von $U_{Stab} = 40\text{m/s}$ ergibt sich eine Stabfrequenz von 500Hz , aerodynamisch stellen sich für den Referenz-Betriebspunkt bei $Re_{2th} = 200.000$ eine Strouhalzahl nach Gleichung 3.3 $Sr = (U_{Stab} \cdot l_{ax}) / (t_{stab} \cdot c_{1,ax}) = 0,31$ und eine Durchflusszahl $\Phi = U_{Stab} / c_{1,ax} = 2,45$ ein.

Die Bewertung des Einflusses der durch die periodisch bewegten Stäbe abschwimmenden Nachläufe soll anhand der in Abb. 6.13.a für den Hintergrundturbulenzgrad von

¹⁵Da derzeit bei eingebautem EIZ keine PIV-Messungen möglich sind, beschränken sich die folgenden Untersuchungen auf Messungen mit konventioneller Messtechnik.

$Tu_{stat} = 4\%$ und Abb. 6.13.b für den Hintergrund-Turbulenzgrad von 2% dargestellten integralen Totaldruckverlustbeiwerte erfolgen.

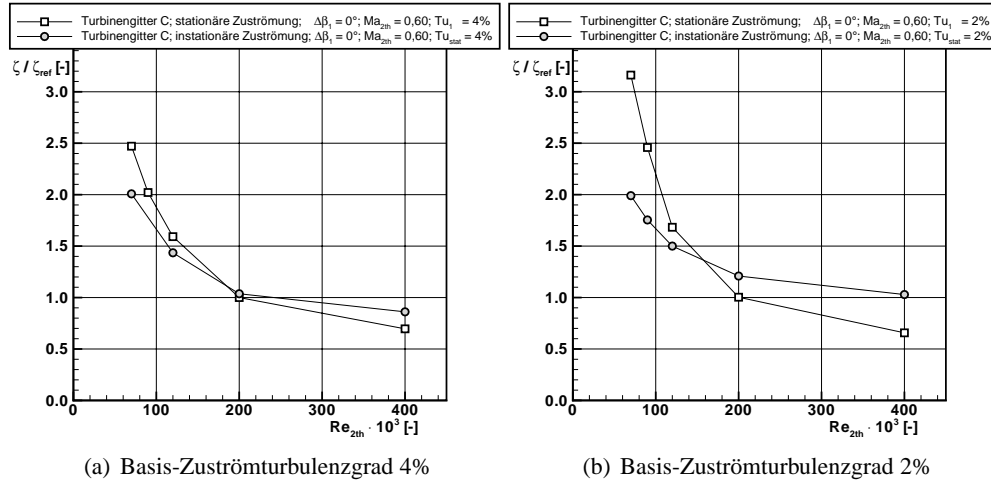


Abbildung 6.13: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte bei stationärer und instationärer Zuströmung

Deutlich erkennbar sind Unterschiede in den Auswirkungen der Instationarität der Zuströmung abhängig von der Reynoldszahl. Während die auftretenden Nachläufe im Bereich kleiner Reynoldszahlen (bis $Re_{2th} \approx 180.000$ bei $Tu_{stat} = 4\%$) die integralen Verluste signifikant reduzieren, steigen diese bei höheren Reynoldszahlen teilweise deutlich an. Während bei stationärer Zuströmung eine weitgehend formstabile Ablöseblase auf dem Profil vorlag, findet die Transition nun nachlauf-induziert statt. Die Nachlaufdellen treffen auf die Schaufel-Vorderkante und bewegen sich zeitabhängig über die Oberfläche. Die Stabnachläufe stören und destabilisieren im Verzögerungsbereich die anwachsende empfindliche Grenzschicht und führen nach bestimmter Lauflänge zur Entstehung von turbulenten Flecken. Diese initiieren die Transition und verschieben den gesamten Grenzschichtumschlag stromauf. Nach *Halstead et al.* [35] ist für diese Vorgänge weniger das Geschwindigkeitsdefizit der auftretenden Nachlaufdelle, sondern vielmehr das inhärente Turbulenzniveau verantwortlich.

Als Folge dieser Stromauf-Verschiebung der Transition liegt an gleicher Position während des Nachlaufdurchgangs eine höher energetische und damit weniger zur Ablösung neigende Grenzschicht auf der saugseitigen Profilloberfläche vor.

Im zeitlichen Mittel, welches mit Hilfe der statischen Druckbohrungen hinreichend genau bestimmt werden kann (vgl. *Brunner* [13] bzw. *Hilgenfeld* [42]), zeigen sich deutliche Auswirkungen der periodisch instationären Zuströmung in der Profildruck-Verteilung, wie in Abb. 6.14 für zwei Reynoldszahlen als Ausschnitt des für das Verlustverhalten entscheidenden Saugseitenbereiches dargestellt wird.

Bei Referenz-Reynoldszahl liegt bei stationärer Zuströmung, wie bereits diskutiert,

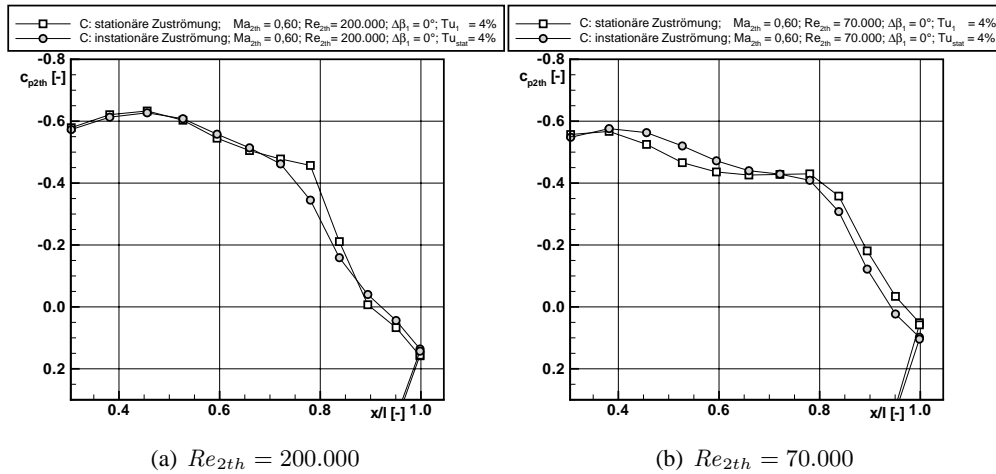


Abbildung 6.14: Ausschnitt der Profildruck-Verteilung bei Hintergrundturbulenzgrad $Tu_{stat} = 4\%$

eine signifikante Ablöseblase zwischen $0,66 < x/l < 0,90$ vor. Diese wird durch den Einfluss der instationären Zuströmung reduziert, im zeitlichen Mittel liegt eine verkürzte Ablöseblase vor. Die Abweichung des Druckverlaufes von den zu erwartenden potentialtheoretischen Werten ist lediglich im Bereich zwischen $0,66 < x/l < 0,84$ vorhanden, zudem ist das auftretende Druckplateau deutlich geringer ausgeprägt, was für eine Verringerung der Verdrängungsdicke der Ablöseblase spricht. In der Folge legt die Strömung wieder turbulent an die Profilloberfläche an und erreicht den gleichen Austrittsdruck wie im Fall stationärer Zuströmung. Eine signifikante Verschiebung des Geschwindigkeitsmaximums findet bei dieser Reynoldszahl nicht statt, ein Einfluss der instationären Zuströmung auf den übrigen Bereich der saugseitigen Profildruckverteilung liegt nicht vor. Auffällig ist bei Vergleich der Druckverteilung und der integralen Totaldruckverlustbeiwerte, dass die Verluste trotz der beschriebenen reduzierten Ablösung nicht sinken, sondern sogar leicht ansteigen. Dies kann durch die Überlagerung der Verlustreduktion durch Verringerung der Ablösung mit dem Verlustanstieg durch die erhöhte Reibung auf der Profilloberfläche erklärt werden, die aus dem in den Nachlaufdüsen deutlich erhöhten Turbulenzniveau resultiert. Diese Aussage wird gestützt bei Betrachtung der hier nicht im Detail dargestellten Profildruck-Verteilung bei reduzierter Hintergrundturbulenzgrad. Wie aus Abb. 6.13.b ersichtlich, steigt hier bei gleicher Reynoldszahl der Totaldruckverlustbeiwert gegenüber dem Fall stationärer Zuströmung deutlich um 20% an. Auch in diesem Betriebsfall ist analog der Druckverteilung bei erhöhter Hintergrundturbulenz eine Reduktion der Ablösung ersichtlich, das erhöhte Turbulenzniveau der Zuströmung zwischen den Stabnächläufen führt jedoch zu negativen Auswirkungen auf die Gesamtverluste.

Bei auf $Re_{2th} = 70.000$ reduzierter Abström-Reynoldszahl hingegen wirken sich

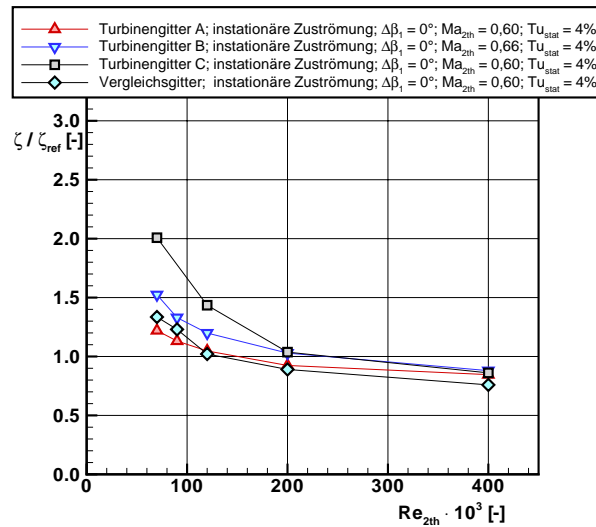


Abbildung 6.15: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitter C im Vergleich zu Gitter A und B (instationäre Zuströmung)

die turbulenten Stabnachläufe positiv auf das Verlustverhalten aus. Wie bereits diskutiert liegt in diesem Fall bei stationärer Zuströmung eine vollständig abgelöste Strömung vor, deren Stärke sich mit abnehmendem Zuströmturbulenzgrad signifikant erhöht, was sich unmittelbar in den Totaldruckverlusten ausdrückt. Die Turbulenzerhöhung durch die Nachläufe führt hier im zeitlichen Mittel zu einer deutlichen Stromabverschiebung des Geschwindigkeitsmaximums sowie des Ablösepunktes, wie aus der Druckverteilung in Abb. 6.14.b erkennbar wird. Diese für das Verlustverhalten des Profils positiven Effekte werden zwar auch durch die erhöhte Reibung auf der restlichen Profilloberfläche überlagert, dominieren jedoch deutlich, was zu der in Abb. 6.13 für beide Hintergrundturbulenzgrade dargestellten Totaldruckverlust-Reduktion führt. Vergleicht man das Verlustniveau bei kleinen Reynoldszahlen, so wird deutlich, dass der Einfluss des Hintergrundturbulenzgrades bei periodisch instationärer Zuströmung deutlich abnimmt. Die Strömungsverhältnisse werden hier vorwiegend durch das Turbulenzniveau der auftreffenden Nachläufe bestimmt und weniger durch den zwischen den Nachlaufdüsen vorliegenden Hintergrundturbulenzgrad.

In Abb. 6.15 sind die integralen Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters C bei periodisch instationärer Zuströmung denen der vorab untersuchten Profile A und B gegenüber gestellt. Zudem sind auch hier wie im Fall stationärer Zuströmung (Abb. 6.3) die Verluste des konventionellen Vergleichsgitters nach *Gier et al.* [30] und *Homeier* [46] eingetragen. Während die Verluste bei hohen Reynoldszahlen $Re_{2th} \geq 200.000$ bei allen Gittern nahezu konstant bleiben, zeigt sich im maschinenrelevanten Anwendungsbereich ein deutlicher Vorteil für Gitter A gegenüber B und vor allem gegenüber C. Auch bei Betrachtung des realistischen Betriebsfalls periodisch instationärer Zuströmung ergibt sich eine Auslegungsempfehlung für Turbinengitter A. Im Vergleich zum konventionellen Vergleichsgitter aus einer Auslegung geringerer Stufenbelastung steigen die Verluste nicht signifikant an, liegen bei kleinen

Reynoldszahlen sogar noch unterhalb der Referenz. Turbinengitter C zeigt verglichen mit allen anderen Auslegungen deutlich erhöhte Verluste. Berücksichtigt man das Auslegungsziel, eine Belastungserhöhung ohne signifikanten Anstieg der Verluste zu realisieren, so wurde dieses Auslegungsziel bei Turbinengitter C nicht erreicht.

Zusammenfassung

Beim Turbinengitter C handelt es sich um ein im hinteren Profilbereich belastetes ('aft-loaded') Profil mit hohem Teilungsverhältnis und somit hoher Profilbelastung ($Zw \approx 1,2$). Umfangreiche Basisuntersuchungen zeigen in nahezu allen Betriebspunkten eine signifikante Ablöseblase im saugseitigen Diffusionsbereich, die bei hinreichend kleiner Reynoldszahl in eine vollständige Ablösung übergeht, was einen überproportionalen Anstieg der Totaldruckverluste auslöst. Einfluss auf das Verlustverhalten zeigt neben der Reynoldszahl auch der Zuströmturbulenzgrad, eine Verdopplung dieses Parameters zeigt bei kleinen Reynoldszahlen eine deutliche Verringerung der Verluste durch die höher energetische Profilgrenzschicht.

Die konventionellen stationären Messungen mit statischen Druckbohrungen und Fünf-Loch-Sonde wurden ergänzt durch das neu eingeführte optische PIV-Messverfahren, welches zum einen durch den Vergleich mit erprobter Messtechnik validiert werden konnte, zum anderen zusätzliche Erkenntnisse zur Grenzschichtdicke, sowie zum Verhalten des Profilnachlaufes liefern konnte.

Die in der Maschine vorliegende periodisch instationäre Zuströmung wurde mit Hilfe des EIZ simuliert und zeigt eine deutliche Verschiebung der Verluste bei kleinen Reynoldszahlen in Richtung geringerer, bei großen Reynoldszahlen in Richtung höherer Verluste.

Verglichen mit den bislang untersuchten UHSL-Profilen A und B zeigt Turbinengitter C sowohl bei stationärer als auch bei periodisch instationärer Zuströmung die höchsten Verluste, was zu der Erkenntnis führt, dass zwar eine moderate Erhöhung der Profilbelastung durch UHSL-Design bei konstantem Verlustniveau möglich ist, das Profil C jedoch die Grenzen der Belastbarkeit aufzeigt und somit sich als Versuchsträger für weitere Möglichkeiten der Verlustreduktion anbietet.

6.2 Auslegung eines passiven Turbulators

Wie bereits im vorherigen Abschnitt analysiert, hinterlässt die Analyse des Turbinengitters C einen zwiespältigen Eindruck: Zum einen bietet das Gitter durch seine erhöhte Teilung die Möglichkeit, Schaufeln einzusparen, zum anderen liegt das Verlustniveau im maschinen-relevanten Reynoldszahlbereich durch die höherer Belastung teilweise deutlich oberhalb dessen der Vergleichgitter, was in der Konsequenz zu reduzierten Wirkungsgraden des gesamten Triebwerks führt.

Da dieses hohe Verlustniveau auf die auch bei höheren Reynoldszahlen signifikante Ablöseblase bzw. die vollständige Strömungsablösung bei kleineren Reynoldszahlen im Diffusionsbereich der Saugseite zurück geführt werden konnte, bietet sich dieses Gitter als Versuchsträger zur Evaluierung neuer Methoden der Strömungsbeeinflussung an.

Basis der Überlegungen stellt die Problematik dar, dass ein für diese Auslegung wirkungsvoller Turbulator zum einen groß genug ausgelegt werden muss, um Transition bei kleinen Reynoldszahlen (große Grenzschichtdicke) zu erzwingen, zum anderen bei hohen Reynoldszahlen (kleine Grenzschichtdicken) der Strömung keinen derartigen Widerstand entgegen stellen darf, dass die Verluste gegenüber dem Ursprungsprofil deutlich steigen. Die bisherigen Untersuchungen auf diesem Gebiet (siehe Abschnitt 2.4) werfen die Frage auf, ob eine einfache zweidimensionale Geometrie ausreicht, um das Verlustverhalten in einem großen Reynoldszahlbereich zu verbessern.

Strömungslöser MISES

Die Positionierung des Turbulators erfolgt mittels Voruntersuchungen mit dem Strömungslöser MISES (*Drela und Youngren* [17]). Hierbei handelt es sich um einen Quasi-Drei-Dimensionalen (Q3D-)Code basierend auf einem Euler-Grenzschicht-Kopplungsverfahren, bei dem zunächst die reibungslose Außenströmung mittels Euler-Gleichungen berechnet wird, was durch vergleichsweise einfache Gleichungssysteme bei grob strukturiertem Rechenetz geschehen kann. Die Berechnung der reibungsbehafteten Grenzschichtströmung erfolgt über eine integrale Grenzschichtlösungsmethode. Beide Rechengebiete werden mit Hilfe des von *Giles und Drela* [33] implementierten Newton Raphson Verfahren vollständig iterativ gekoppelt, so dass der Reibungseinfluss auf die Geschwindigkeitsverteilung der Hauptströmung berücksichtigt wird. Verglichen mit einem Navier-Stokes-Strömungslöser ergibt sich der Vorteil geringerer Rechenzeiten, wobei der Nachteil auftritt, dass dreidimensionale Strömungsphänomene nur eingeschränkt nachgebildet werden können.

Wichtig bei der aerodynamischen Berechnung von Niederdruckturbinen-Gittern mit Ablösung ist die Wahl des Transitionsmodells. In MISES sind zwei Transitionsmodelle implementiert, zum einen das e^n -Transitionsmodell, zum anderen eine von *Drela* modifizierte Version des *AbuGhannam/Shaw*-Modells, die einander überlagern. Bei der e^n -Methode handelt es sich um ein halb-empirisches Verfahren beruhend auf der *Orr-Sommerfeld*-Gleichung, mit deren Lösung es möglich ist, das lineare Anwachsen von Störungen vorherzusagen. Nichtlineare Terme werden nicht berücksichtigt. Im Gegensatz dazu berücksichtigt das *Abu-Ghannam/Shawn*-Modell auch die Transition

über eine abgelöste Strömung. Die impulsdicken-bezogene Reynoldszahl Re_δ ist hierbei vom Formfaktor H_{12} sowie einem Verstärkungsfaktor abhängig, was die Kopplung mit dem e^n -Verfahren notwendig macht. Hierdurch ergibt sich eine stabile Berechnung des Transitionspunktes auch in abgelöster Strömung. Für nähere Informationen zur Implementierung und weitere mathematische Zusammenhänge sei auf *Drela* [18] verwiesen.

Die Randbedingungen der ausgeführten Rechnungen wurden den zuvor durchgeführten Messungen am Basisgitter C entnommen, Vorgaben waren hier neben dem Zuströmwinkel die Machzahl- und Druck-Verhältnisse im Austritt, sowie die Reynoldszahl im Eintritt. Der Zuströmturbulenzgrad kann erfahrungsgemäß nicht gleich dem der Messung gewählt werden, hier erfolgte eine iterative Anpassung auf die Profildruck-Verteilung. Eine Besonderheit hinsichtlich der Randbedingungen stellt die Divergenz der Seitenwände des Schaufelgitters dar, diese wurde in der Rechnung durch Anpassung der Stromröhrendicke, wie durch *Dieterich* [15] beschrieben, berücksichtigt.

Validierung des Codes

Um den MISES-Code für die numerisch gestützte Positionierung des Turbulators anwenden zu können, bedarf es im Vorfeld einer Validierung. Hierzu wurden Rechnungen zunächst im Auslegungspunkt des Schaufelgitter C durchgeführt und diese mit den experimentellen Ergebnissen verglichen. Des Weiteren wurden die integralen Abströmgrößen analog dem Messebenenabstand $e_M/l = 0,35$ berechnet und der Trend verglichen.

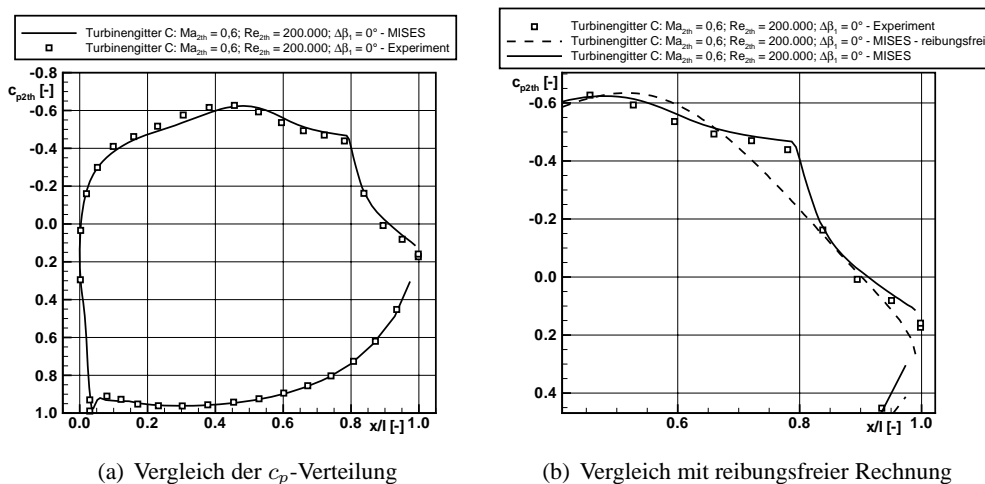


Abbildung 6.16: Vergleich der Druckverteilung in Experiment und CFD-Simulation

Der in Abb. 6.16.a dargestellte Vergleich gemessener und berechneter Profildruck-Verteilung des Turbinengitters C zeigt eine sehr gute Übereinstimmung über das ge-

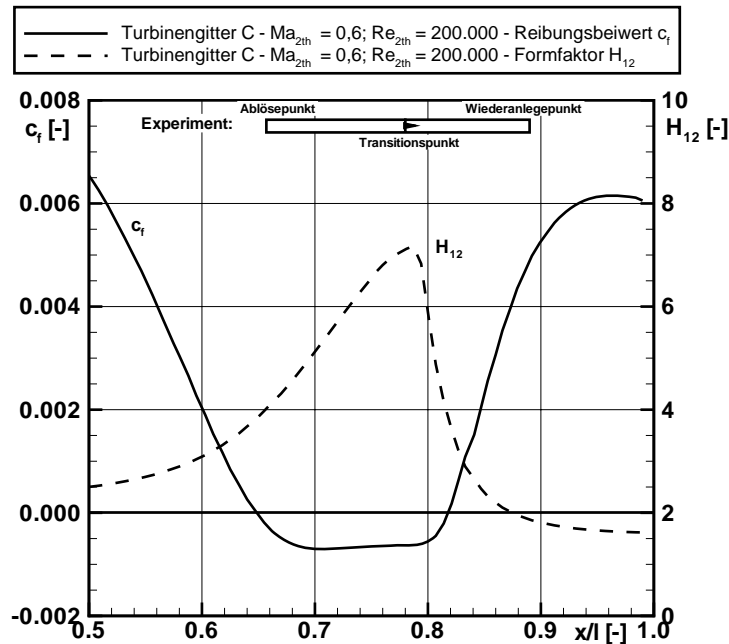


Abbildung 6.17: Validierung der CFD-Simulation: Vergleich der Ablösung in Experiment und Rechnung

samte Profil. Die Druckverteilung der Druckseite wird exakt reproduziert, eine aus den Messwerten vermutete Ablösung im Bereich hinter dem Staupunkt zwischen $0,07 < x/l < 0,15$ wird durch die Rechnung bestätigt. Die starke Beschleunigung der Strömung um die Vorderkante wird ebenfalls exakt simuliert, lediglich die moderate Beschleunigung zum Geschwindigkeitsmaximum verläuft numerisch mit etwas flacheren Gradienten. Die Lage des Druckminimums bei $c_p = -0,64$ wird daher in der numerischen Simulation etwas später erreicht. Der Vergleich mit einer reibungsfreien Rechnung in Abb. 6.16.b zeigt den Einfluss der auftretenden Ablöseblase auf die Druckverteilung: Die Stromaufwirkung der Blase bewirkt eine leichte Reduktion und eine Stromauf-Verschiebung des Geschwindigkeitsmaximums. Der übrige Bereich der Druckverteilung zeigt sich nahezu unverändert. Da die Ablöseblase die primäre Verlustquelle des Profils darstellt, kommt deren Simulation besondere Bedeutung zu. Die experimentell bei stationärer Zuströmung ermittelte Ausprägung der Ablöseblase (vgl. Abschnitt 6.1) ist in Abb. 6.17 in einem Balken dargestellt und wird den Grenzschichtparametern des berechneten Ablösegebietes gegenüber gestellt. Aufgetragen ist neben dem aus der Wandschubspannung τ_W berechneten Reibungskoeffizienten

$$c_f = \frac{2 \cdot \tau_W}{\rho \cdot c_\infty^2} \quad (6.1)$$

der Formfaktor

$$H_{12} = \frac{\delta_1}{\delta_2}, \quad (6.2)$$

welcher das Verhältnis von Verdrängungsdicke δ_1 zu Impulsverlustdicke δ_2 der Grenzschicht angibt. Negative Werte des Reibungskoeffizienten bedeuten das Vorliegen abgelöster Strömung. Somit lässt sich die berechnete Ablöseblase auf den Bereich $0,65 < x/l < 0,82$ bestimmen. Der Formfaktor sei hier zur Ermittlung des Transitionspunktes heran gezogen, nach einem starken Anstieg durch plötzlich erhöhte Verdrängungsdicke fällt dieser im Transitionsbereich durch die stattfindende Impulserhöhung deutlich ab, wie bei einer Position von $x/l \approx 0,79$ ersichtlich. Vergleicht man Simulation und Experiment, so wird deutlich, dass die Position der Ablöseblase gut reproduziert wird, die MISES-Simulation die Blase jedoch leicht verkürzt darstellt. Dieses Phänomen scheint durch numerische Effekte bedingt, es tritt in ähnlichem Maße bei Rechnungen mit dem Navier-Stokes-Strömungslöser TRACE (vgl. Eulitz [24]) auf, die durch *Martinstetter et al.* [71] und *Schwarze et al.* [94], [95] an einem Turbinengitter ähnlicher Charakteristik durchgeführt wurden. Trotz dieser geringfügigen Abweichung lässt sich die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung als sehr gut bezeichnen, die elementaren Verlustquellen werden in einem für die beabsichtigten Voruntersuchungen hinreichenden Maße wiedergegeben.

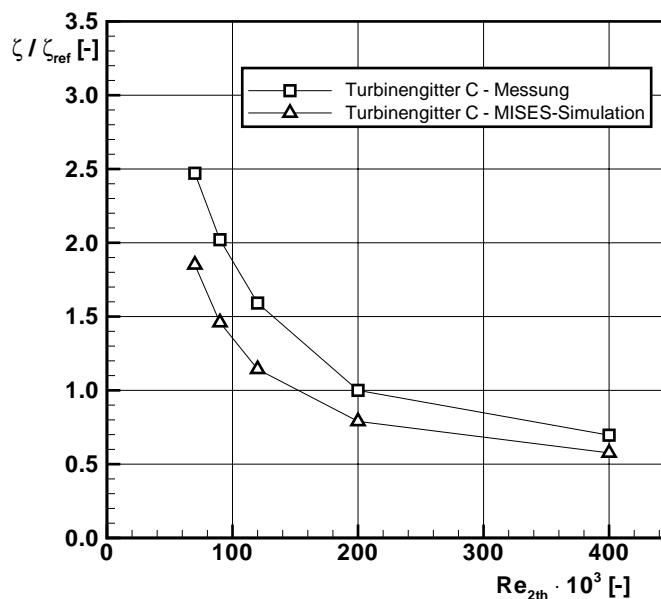


Abbildung 6.18: Vergleich der Totaldruckverluste in Experiment und CFD-Rechnung

Zur weiteren Validierung des verwendeten Strömungslösers wurden in einer Abströmebene analog zur Messebene ($e_M = 0,35 \cdot l$) die Totaldruckverluste im Nachlauf des Schaufelgitters bei verschiedenen Reynoldszahlen extrahiert und über eine Teilung integriert. Der Wert wurde auf den Totaldruckverlustbeiwert des Experiments im Auslegungspunkt normiert und im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten in Abb. 6.18 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die numerische Simulation über den

gesamten betrachteten Reynoldszahlbereich 21% geringere Verluste prognostiziert als gemessen wurden, jedoch ist auch erkennbar, dass der Trend und die relative Zunahme der Verluste bei kleinen Reynoldszahlen gut übereinstimmen. Da für die Auslegung der Turbulatoren eine Übereinstimmung des Trends ausreichend ist, wurde an dieser Stelle keine weiterführende Analyse der berechneten Nachläufe durchgeführt, sondern die Validierung auch hinsichtlich der berechneten Totaldruckverluste als erfolgreich bewertet.

Zusammenfassend lässt sich darstellen, dass der verwendete Code eine vergleichsweise einfache, aber genaue Möglichkeit darstellt, die Strömungsphänomene am untersuchten Schaufelgitter zu simulieren. Die Ergebnisse wurden validiert, der Code kann daher für die folgenden Voruntersuchungen verwendet werden. Eine Simulation der Profile mit Turbulatoren ist aufgrund der Eigenschaften des MISES-Codes nicht möglich, da Unstetigkeiten in der Profilgeometrie, wie sie bei den verwendeten Turbulatoren auftreten, nicht simuliert werden können.

Studie zur Optimierung der Transitionslage

Wie bereits beschrieben liegt die Idee der passiven Transitionsbeeinflussung in der Verschiebung der natürlichen Transitionslage in eine Position, in der zum einen bei kleinen Reynoldszahlen eine Energetisierung der Grenzschicht bewirkt und somit die Ablösung reduziert wird, zum anderen die durch turbulente Strömung erhöhte Reibung bei hohen Reynoldszahlen nur geringe zusätzliche Verluste generiert. Durch die Möglichkeit der manuellen Einstellung des Transitionspunktes in MISES bietet sich dieses Tool für Untersuchungen zur Festlegung der optimalen Turbulatorposition an.

Das Ergebnis der Studie ist auszugsweise in Abb. 6.19 dargestellt. Bei einer Transitionslage im vorderen Bereich der Saugseite ($x/l = 0,20$) können die Verluste im Bereich niedriger Reynoldszahlen mit bis zu 31% gegenüber der unbeeinflussten Transition (Transitionslage $x/l \approx 0,8$) deutlich reduziert werden, was auf die Verringerung der Ablösung durch die frühzeitig einsetzende turbulente Grenzschicht zurückzuführen ist. Bereits bei einer Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ zeigen sich jedoch die negativen Auswirkungen: Die große turbulente Lauflänge der Strömung erzeugt deutlich erhöhte Reibungsverluste, der Totaldruckverlustbeiwert steigt signifikant an. Dieser Effekt verstärkt sich in Richtung höherer Reynoldszahlen. Wird die Transitionslage auf einen Wert von $x/l = 0,64$ und somit in den Bereich der beginnenden Ablösung (vgl. Abb. 6.17) verschoben, so zeigt sich zum einen eine Reduktion der Verluste gegenüber dem Fall unbeeinflusster Transition bis in hohe Reynoldszahlen hinein, zum anderen jedoch ein überproportionaler Anstieg der Verluste zwischen $90.000 > Re_{2th} > 70.000$. Mehrere Rechnungen an verschiedenen Positionen zwischen den dargestellten Werten ergeben ein Optimum der Verlustreduktion bei einer Transition bei $x/l = 0,50$ und somit im Bereich des Geschwindigkeitsmaximums: Die Verluste bei kleinster untersuchter Reynoldszahl $Re_{2th} = 70.000$ werden um 37% reduziert, im Auslegungs-Betriebspunkt liegt ebenfalls noch eine Verlustreduktion vor, lediglich bei sehr hoher Reynoldszahl nehmen die Verluste um 8% zu. Mit Auswahl dieses Optimums kann ein Kompromiss gefunden werden zwischen signifikanter Verlustreduktion im niedrigen und nicht signifikant steigenden Verlusten im hohen

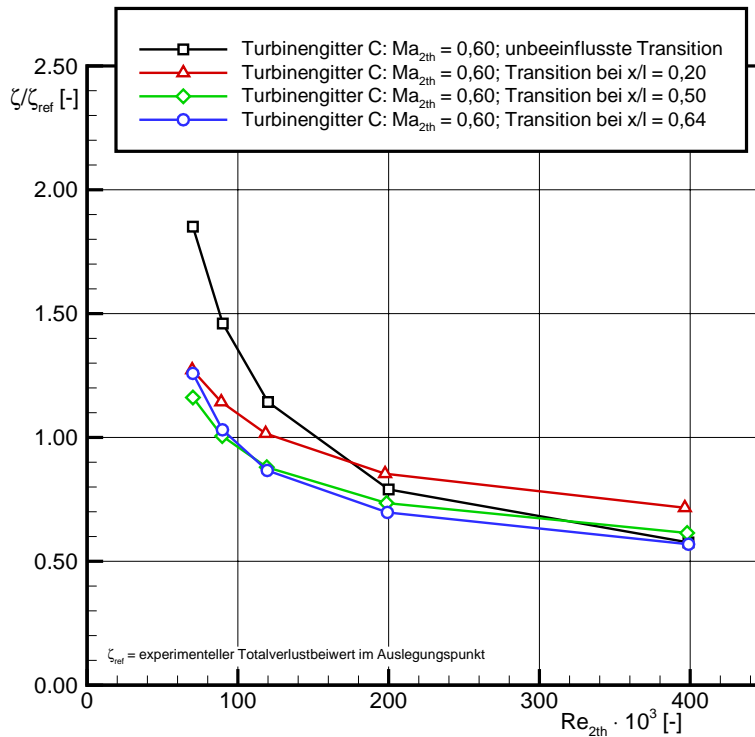


Abbildung 6.19: Ergebnis der Transitionsstudie mit MISES

Reynoldszahlbereich. Somit lassen die numerischen Voruntersuchungen den Schluss zu, dass das Realisieren einer vollständig turbulenten Grenzschicht bei $x/l = 0,50$ eine Verbesserung des Verlustverhaltens in einem großen niederdruckturbinen-typischen Arbeitsbereich bewirken kann.

Zur Positionierung des Turbulators auf der vorliegenden Schaufel für die experimentellen Untersuchungen ist jedoch zum einen zu berücksichtigen, dass die Störung stromauf der ermittelten optimalen Transitionsposition induziert werden muss, da in realer Strömung ein punktueller Grenzschichtumschlag nicht möglich ist. Zum anderen liegt das als optimale Position ermittelte Geschwindigkeitsmaximum stromauf gegenüber der berechneten Position. Aus diesen beiden Überlegungen und Vorabschätzungen erfolgt die endgültige Positionierung des Turbulators bei einer Position $x/l = 0,43$.

Auf Basis dieser Voruntersuchungen werden aus weiterführenden Literaturrecherchen die verwendeten Turbulatoren ausgelegt und mit weiteren Geometrien verglichen, die im Folgenden beschrieben werden.

Dimensionierung der Oberflächenstörung

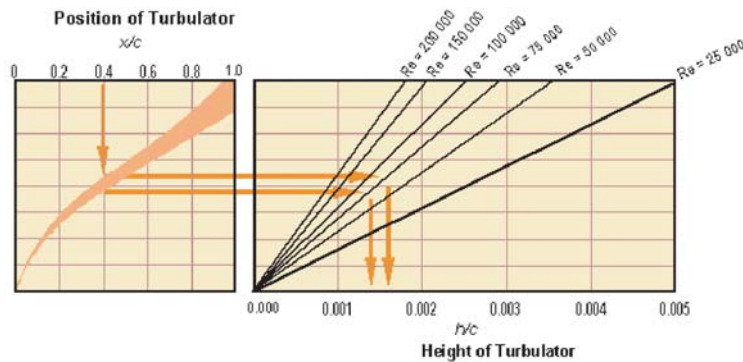


Abbildung 6.20: Dimensionierung von Turbulatoren nach Hepperle [40]

Zur effektiven Wirksamkeit des Turbulators trägt neben seiner Position und seiner Form die Höhe der Störung der Oberfläche signifikant bei. Während zu klein dimensionierte Turbulatoren keine hinreichende Störung der Grenzschicht auslösen, sorgen zu groß dimensionierte Turbulatoren durch weitere Aufdickung der Grenzschicht und nachfolgende Wirbelstraßen für eine signifikante Verlustzunahme insbesondere im hohen Reynoldszahl-Bereich. Experimentelle Studien am Profil C konnten nicht durchgeführt werden, hierzu wird auf bekannte Fachliteratur zurückgegriffen. Erste Korrelationen zur Dimensionierung der Turbulatoren stammen aus der Tragflügel-aerodynamik, da diese speziell für Turbomaschinen-Beschaufelungen bislang nicht existieren. Hier sind für die vorliegenden Untersuchungen aus dem Segel- und Modellflugzeugbau stammende Auslegungen von Interesse, da insbesondere letztere in einem Reynoldszahlbereich $10^3 < Re < 10^5$ (vgl. Lissaman [62]) ähnlich den hier untersuchten Turbinenprofilen operieren. Für diese Anwendungen hat Hepperle [40] eine Korrelation veröffentlicht (exemplarisch dargestellt in Abb. 6.20), die aus der Position des Turbulators bezogen auf die Sehnenlänge und der ebenfalls sehnenlängenbezogenen Reynoldszahl einen sinnvollen Größenbereich ermittelt. Diese Korrelation wurde anhand der Untersuchungen von Lyon *et al.* [65] validiert. Ein Quervergleich mit aktuellen Untersuchungen von Zhang und Hodson [115] an Niederdruckturbinen-Profilen in ähnlichem Reynoldszahlbereich fordert eine Turbulatorhöhe von 0,15% der Oberflächenlänge der Saugseite. Dies bestätigt, ebenso wie die erstgenannte Korrelation, für den vorliegenden Fall eine optimale Höhe des Turbulators von $h = 0,16\text{mm}$. Diese Höhe entspricht für den Referenz-Betriebspunkt nach Berechnung der Grenzschichtparameter aus der MISES-Simulation 71% der Verdrängungsdicke δ_1 , für den Fall niedriger Reynoldszahl ($Re_{2th} = 70.000$) 39% der Verdrängungsdicke.

Turbulatorgeometrie

Die einfachste Form passiver Grenzschichtbeeinflussung stellt das Aufbringen einer Stolperkante dar, die die Instabilität der Tollmien-Schlichting-Wellen verstärken und

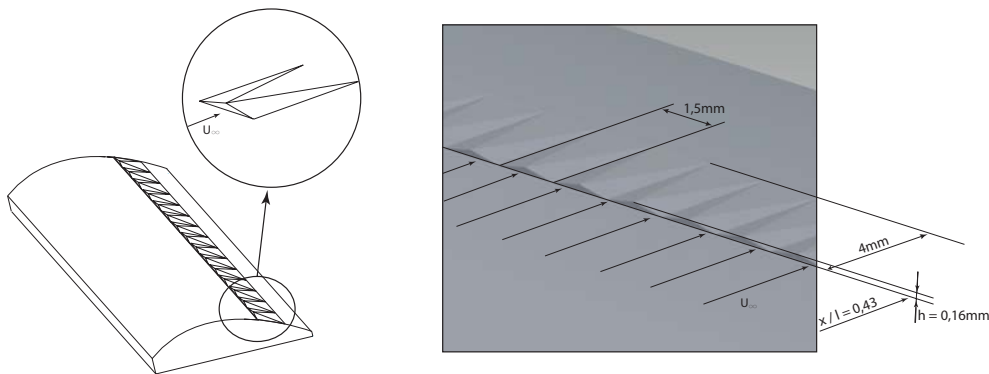


Abbildung 6.21: Turbulatorgeometrie T.ISA1-A

somit den Transitionsvorgang auslösen sollen. Frühere Untersuchungen von *Lake* [58], *Zhang und Hodson* [115] oder *Himmel et al.* [43] zeigten jedoch bereits, dass der Herausforderung, einerseits bei kleinen Reynoldszahlen früh Transition auszulösen, andererseits bei großen Reynoldszahlen nur wenige zusätzliche Verluste zu generieren, nicht mit einer einfachen zweidimensionalen Geometrie begegnet werden kann, sondern auf dreidimensionale Turbulatoren zurückgegriffen werden muss. Diese werden beispielsweise auch im Tragflügelbau verwendet, wo durch gezielte Positionierung einzelner Turbulatorelemente die Querruderwirksamkeit in kritischen Flugzuständen erhöht werden soll. Ausgehend von diesem Konzept wurden bereits in der Vergangenheit mehrere Geometrien untersucht (vgl. *Lake* [58]). Auf Basis dieser Ergebnisse konnte ein neues Konzept entworfen werden: Abb. 6.21 zeigt die Ausführung des Turbulators mit der Bezeichnung „T.ISA1-A“, der der Strömung eine senkrecht stehende Dreiecksfläche von $h = 0,16\text{mm}$ Höhe entgegenstellt und mit drei abgeschrägten Flächen eine Länge von 4mm einnimmt und stetig in die Originalkontur des Profils übergeht. Die Positionierung erfolgt wie beschrieben bei $x/l = 0,43$, die Breite eines Turbulatorelementes beträgt $1,5\text{mm}$. In der Konfiguration A sind die Turbulatorelemente ohne Abstand nebeneinander angeordnet.

Physikalisches Ziel der Auslegung ist eine künstliche Anfachung des laminar-turbulenten Umschlags. Aufgrund des in der freien Strömung vorliegenden hohen Turbulenzniveaus kann keine natürliche Transition ausgelöst werden, daher liegt das Ziel in der Erzeugung einer Bypass-Transition vor dem ungestörten Transitionspunkt innerhalb der Ablöseblase. Hierzu ist eine Überschreitung der kritischen impulsverlustdicken-bezogenen Reynoldszahl Re_{δ_2} notwendig, die im vorliegenden Fall durch die Erzeugung von Wirbelsystemen (schematisch Abb. 6.22) ausgelöst werden soll. Zudem soll eine Kanalisierung der Wirbel zwischen den Elementen eine Reduktion der im Nachlauf einer Stolperkante entstehenden Wirbelstrassen bewirken. Bei Auftreffen der Strömung auf die senkrecht stehende Vorderflanke des Turbulatorelements bildet sich ein Hufeisenwirbel aus, der in beide Richtungen um die dreieck-förmige Störung herum mit gegenläufigem Drehsinn abschwimmt. Im Kanal zwischen den Elementen superponieren beide Wirbel, die mit gegenläufiger Rotation aufeinander treffen. Hierdurch entsteht eine turbulente Scherschicht, die einen

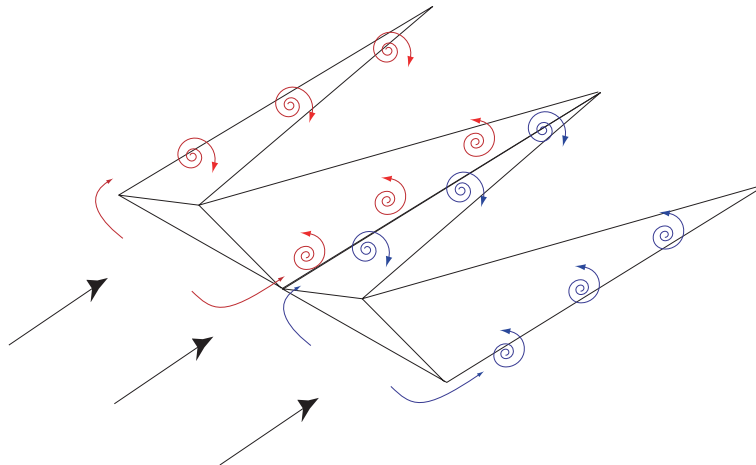


Abbildung 6.22: Wirbelsystem am Turbulator T.ISA (schematisch)

Impulsaustausch zwischen den Wirbeln, der Profilgrenzschicht und der umliegenden freien Strömung bewirkt, der ein Überschreiten der kritischen Reynoldszahl und somit einen laminar-turbulenten Umschlag der Strömung erzwingt. Das zugrunde liegende Phänomen ist von *Godard und Stanislas* [34] für Wirbelgeneratoren auf Tragflügelprofilen erklärt worden und wurde hier in angepasster Form auf eine Turbinenströmung übertragen.

Um weiteres Optimierungspotential des Turbulators zu untersuchen, wurden außerdem zwei Abstandsvariationen der Turbulatorelemente durchgeführt. Sind bei der Konfiguration „T.ISA1-A“ alle Turbulatoren direkt aneinander gesetzt, so weisen die Varianten „T.ISA1-B“ und „T.ISA1-C“ Abstände der Turbulatorelemente von $1,5\text{mm}$ (B) bzw. $4,5\text{mm}$ (C) auf. Hintergrund dieser Variation sind Untersuchungen von *Bohl und Volino* [10], die Zylinder auf der Saugseite eines Niederdruckturbinen-Profiles mit unterschiedlichen Teilungen platziert haben. Sie beobachteten, dass die Kontrollierbarkeit der Transition mit zunehmendem Abstand der Zylinder abnimmt, als beste Konfiguration für kleine Reynoldszahlen stellt sich der Fall dicht aneinander liegender Zylinder dar. Bei hohen Reynoldszahlen kehrt sich die Situation um, die Verluste nehmen mit weitem Abstand der Zylinder ab. Auf dieser Basis soll in den hier vorliegenden Untersuchungen auch für den Abstand der Elemente experimentell ein Optimum gefunden werden.

Vergleichsturbulator „Stolperkante“

Als Vergleich zu den beschriebenen dreidimensionalen Turbulatorelementen soll eine vergleichsweise einfache Stolperkante mit ähnlichen Dimensionen und gleicher Platzierung auf der Profil-Saugseite betrachtet werden, die in Abb. 6.23 dargestellt ist. Dieser Turbulator wurde durch *Franke* [26] bei MTU Aero Engines im Rahmen eines Forschungsprojektes ausgelegt und durch den Autor im Windkanal vermessen (vgl. *Martinstetter* [70]).

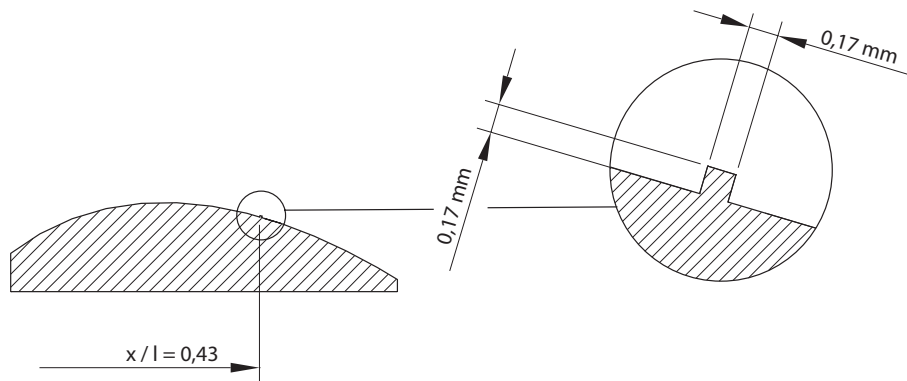


Abbildung 6.23: Position und Geometrie der Stolperkante

6.3 Untersuchung der Turbulatorgeometrien

Die experimentelle Untersuchung verschiedener Turbulatorgeometrien am Turbinengitter C erfolgte bei stationärer und periodisch instationärer Zuströmung im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal. Um Fertigungsungenauigkeiten auszuschließen und Fertigungskosten zu sparen, wurden die vermessenen Schaufeln zwischen $0,13 < x/l < 0,60$ mit auswechselbaren Einsätzen ausgestattet, so dass ein schneller Wechsel der Turbulatorgeometrien möglich ist. Die Turbulatoren wurden bei der Fertigung in den jeweiligen Einsatz integriert, Klebestellen o.ä. treten hierbei nicht auf. Um Einflüsse der unvermeidlichen Übergangsstellen zwischen Profil und Einsatz auszuschließen wurde ein Einsatz mit Originalkontur ohne Turbulatoren gewählt. Gegenüber einem Profil mit glatter Oberfläche ohne Einsatz ergeben sich nach *Ludewig* [64] geringe Unterschiede hinsichtlich Abströmwinkel und Totaldruckverlustbeiwert, daher wurde in allen Untersuchungen die Messung mit glattem Einsatz als Referenz gewählt.

Beurteilung des Turbulator T.ISA1-A

Wie beschrieben wurden auf dem Turbulator mit der Bezeichnung T.ISA1-A die Turbulatorelemente ohne Abstand direkt aneinander angeordnet (vgl. Abb. 6.21). Zur Analyse der Wirksamkeit des Turbulators wurde dieser zunächst bei stationärer Zuströmung im direkten Vergleich zu der Ursprungskontur vermessen.

Die Profildruck-Verteilung bei stationärer Zuströmung und hohem Turbulenzniveau in der Zuströmung ist für die Reynoldszahlen $Re_{2th} = 200.000$ und $Re_{2th} = 70.000$ in Abb. 6.24 ausschnittsweise dargestellt. Die Position des Beginns des Turbulators ist mit einer gestrichelten Linie im Diagramm markiert. Während sich über das restliche Profil die Druckverteilungen sowohl druck- als auch saugseitig nicht unterscheiden, werden deutliche Unterschiede bei beiden Reynoldszahlen ab der Position des Geschwindigkeitsmaximums ersichtlich: Die direkt hinter dem Turbulator im Kanal zwischen zwei Turbulatorelementen angeordnete Druckbohrung zeigt deutlich die Störung in Form eines verminderten Druckes. Dies ist auf die Wirbelbildung zurück-

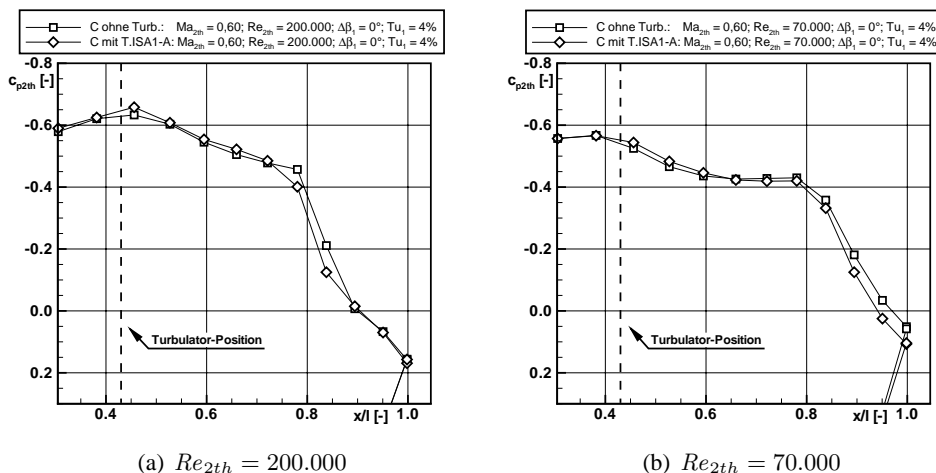


Abbildung 6.24: Ausschnitt der Profildruck-Verteilung mit und ohne Turbulator T.ISA1-A

zuführen, die eine Erhöhung der Verdrängungsdicke bewirkt und somit eine lokale Übergeschwindigkeit induziert. Im weiteren Verlauf ist bei beiden Reynoldszahlen weiterhin eine Ablösung an etwa gleicher Position ($x/l \approx 0,66$) ersichtlich, jedoch ist diese bei Einsatz des Turbulators deutlich verkürzt. Bei Referenz-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ nimmt die Kurve bereits bei $x/l \approx 0,84$ (gegenüber $x/l = 0,90$ ohne Turbulator) den erwarteten potentialtheoretischen Verlauf ein, was einer Reduktion der Länge der Ablöseblase um etwa 33% entspricht. Die durch die sich am Turbulator ausbildenden Wirbelsysteme künstlich energetisierte Grenzschicht löst zwar weiterhin vom Profil ab, kann jedoch bei deutlich geringerer Lauflänge wieder anlegen, da der hierfür notwendige Energieaustausch mit der freien Strömung durch die Schwingungsgeschwindigkeiten in Umfangsrichtung geringer ausfallen kann.

Eine ähnliche Beobachtung kann bei reduzierter Reynoldszahl $Re_{2th} = 70.000$ gemacht werden. Auch hier induziert das Wirbelsystem an der turbulator-nächsten Druckmessstelle eine lokale Übergeschwindigkeit, das nachfolgende Druckplateau wird deutlich verkürzt, der Austrittsdruck an der Profilhinterkante nimmt zu und nähert sich somit dem Fall angelegter Strömung an.

Die Auswirkungen dieser durch den Turbulator veränderten Profildruck-Verteilung auf das Verlustverhalten des Turbinengitters C in der Standardmessebene $e_M/l = 0,35$ sind in Abb. 6.25 dargestellt. Hierbei ist zu beachten, dass die Lage der Nachlaufzellen im Messfenster nicht als Vergleich der Abströmwinkel herangezogen werden darf. Da es sich um unterschiedliche Messreihen handelt, wurden die Messfenster unabhängig voneinander eingerichtet, die Lage des Nachlaufes kann dem Vergleich der aus der Fünf-Loch-Sonden-Messung ermittelten integralen Abströmwinkel entnommen werden. Die bereits diskutierte Verkürzung der Ablöseblase bei Referenz-Reynoldszahl spiegelt sich durch eine geringfügige Verringerung des Verlustmaximums um $\Delta(\zeta/\zeta_{ref}) = 0,24$ sowie eine Verschmälerung der Nachlaufzelle wieder. Während der Nachlauf ohne Grenzschichtbeeinflussung 53,9% einer Teilung einnahm,

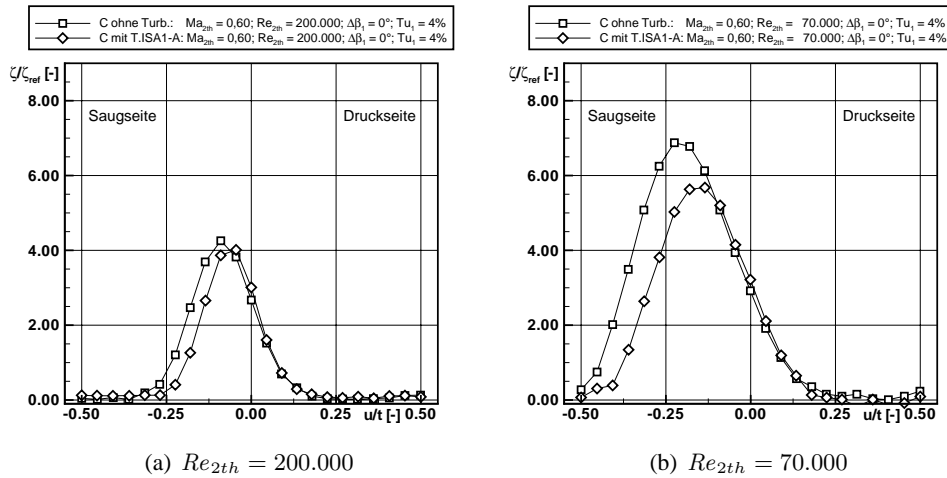


Abbildung 6.25: Totaldruckverluste im Nachlauf mit und ohne Turbulator T.ISA1-A

schnürt er sich mit Turbulator auf 44,8% ein. Integral entspricht dies einer Verringerung des Totaldruckverlustbeiwertes um 14% auf $\zeta/\zeta_{ref} = 0,86$.

Noch deutlicher zeigt sich die Wirksamkeit der Grenzschichtbeeinflussung bei reduzierter Reynoldszahl, wie aus Abb. 6.25.b ersichtlich. Sowohl die Einschnürung des Nachlaufes von 77% auf 68% einer Teilung als auch die deutliche Verringerung der maximalen Verluststärke von $(\zeta/\zeta_{ref})_{max} = 6,88$ auf 5,68 zeigen die Effektivität des Turbulators T.ISA1-A. Integral kommt es zu einer Verringerung des Totaldruckverlustbeiwertes auf $\zeta/\zeta_{ref} = 1,86$, was einer Verbesserung von 24,1% entspricht.

Diese Werte sind zusammen mit den über den gesamten untersuchten Reynoldszahlbereich gemessene Totaldruckverlusten in Abb. 6.26.a grafisch dargestellt. Bei Betrachtung des Bereiches bis $Re_{2th} \approx 300.000$ ist eine deutliche Verlustreduktion bei Beeinflussung der Grenzschicht ersichtlich. Erst bei höchster untersuchter Reynoldszahl $Re_{2th} = 400.000$ steigen die Verluste geringfügig an, die Störwirkung der Turbulatoren und der damit früher einsetzenden Transition überwiegt gegenüber der Verlustreduktion durch die verringerte Ablösung.

Zur Beurteilung der Wirksamkeit des Turbulators wird zusätzlich zu dem Vergleich mit und ohne Grenzschichtbeeinflussung die in Abschnitt 6.2 beschriebene Stolperkante auf der Saugseite des Turbinengitters C hinzu gezogen. Da die Stolperkante an gleicher Position mit ähnlicher Dimensionierung angebracht ist, kann ein direkter Vergleich zwischen zwei- und dreidimensionaler Turbulatorgeometrie gezogen werden. Wie an den gefüllten Symbolen in Abb. 6.26 erkennbar ist, führt der Einsatz der Stolperkante bei kleiner Reynoldszahl nochmals zu einer deutlichen Verbesserung des Verlustverhaltens. Die integralen Totaldruckverluste sinken auf $\zeta/\zeta_{ref} = 1,46$ und betragen damit nur noch 58,7% des Wertes ohne Grenzschichtbeeinflussung, was bezogen auf die Anwendung in der Maschine einer signifikanten Verbesserung des Stufenwirkungsgrades entsprechen würde. Die Nachteile des zweidimensio-

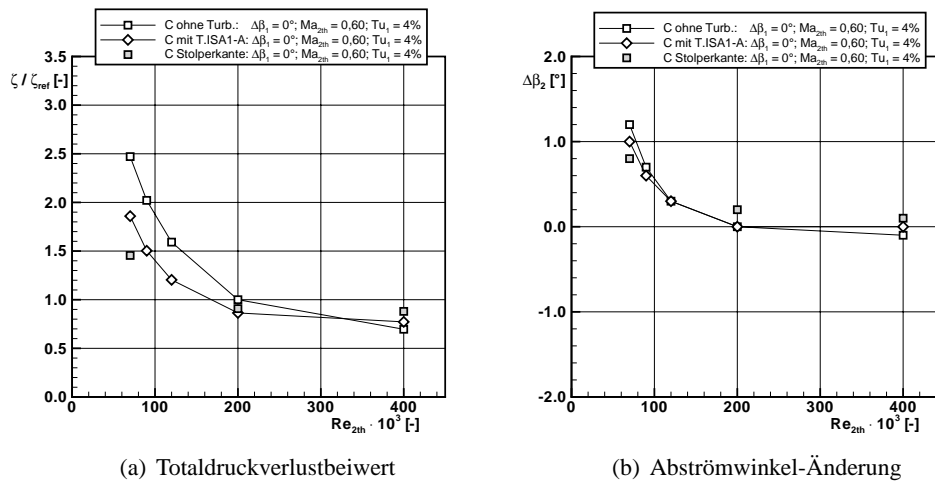


Abbildung 6.26: Beurteilungsparameter im Nachlauf mit und ohne Turbulatoren

nal gestalteten Turbulators werden im höheren Reynoldszahlbereich sichtbar: Bei $Re_{2th} = 200.000$ liegen die Verluste bei Einsatz der Stolperkante mit $\zeta / \zeta_{ref} = 0,91$ zwar noch unterhalb der Referenz jedoch bereits oberhalb des Verlustbeiwertes der dreidimensional gestalteten Turbulatorelemente. Dieses Bild verstärkt sich mit Erhöhung der Reynoldszahl, während die Verluste bei T.ISA1-A nur leicht oberhalb derer ohne Grenzschichtbeeinflussung liegen, steigen die Verluste bei Einsatz des Vergleichsturbulators deutlich an.

Dieses Bild zeigt einerseits die Vorteile der Stolperkante bei kleinen Reynoldszahlen, hier erscheint es nicht notwendig, eine deutlich komplexere, dreidimensionale Geometrie auszulegen und einzusetzen, andererseits werden die Nachteile im hohen Reynoldszahlbereich deutlich. Bei reduzierter Grenzschichtdicke steht eine feste Kante der Strömung stärker entgegen als ein Turbulatorelement mit Wirbelkanälen. Die Grenzschicht wird aufgebrochen und stabilisiert sich erst hinter dem im Nachlauf der Kante entstehenden Totwassergebiet. Dies bedingt die erhöhten Verluste bei hohen Reynoldszahlen.

Als weiterer integraler Beurteilungsparameter soll der in Abb. 6.26.b dargestellte Verlauf des integralen Abströmwinkels über der Reynoldszahl diskutiert werden. Wie bereits bei den Basisuntersuchungen festgestellt, kommt es durch die Ablösung und die damit verbundene Aufdickung der saugseitigen Grenzschicht bei abnehmender Reynoldszahl zu einer Vergrößerung des Abströmwinkels, entsprechend einer Minderumlenkung des Profils. Dieses Phänomen ist auch bei Einsatz des Turbulators zu beobachten, jedoch wird die Minderumlenkung bei $Re_{2th} < 120.000$ durch den Einsatz der Turbulatoren reduziert. Analog der Verringerung der Ablösestärke ergibt sich für die kleinste untersuchte Reynoldszahl die höchste Umlenkung bei Einsatz der Stolperkante. Der Abströmwinkel mit Turbulator T.ISA1-A liegt mit $\Delta\beta_2 = +1,0^\circ$ mittig zwischen den Werten für Messung bei Ursprungskontur ($\Delta\beta_2 = +1,2^\circ$) und Stol-

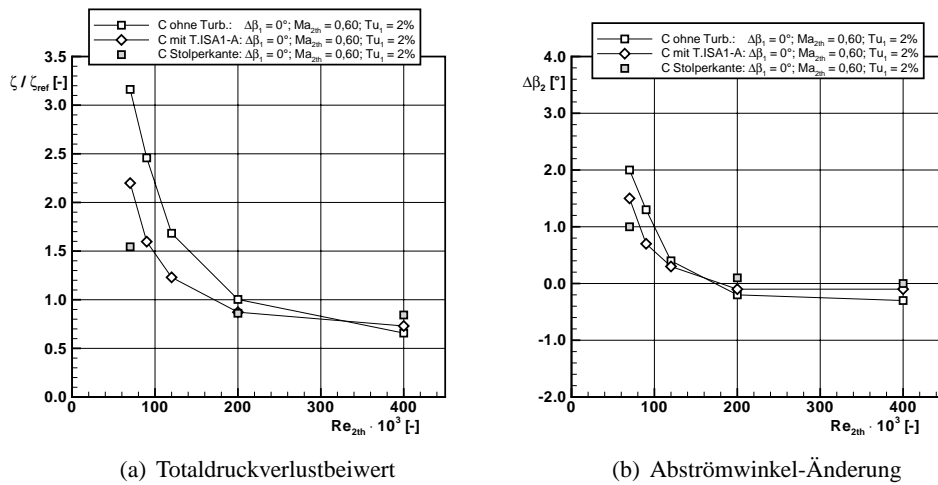


Abbildung 6.27: Beurteilungsparameter im Nachlauf mit und ohne Turbulatoren (reduzierte Zuströmturbulenz)

perkante ($\Delta\beta_2 = +0,8^\circ$). Da die Arbeitsumsetzung der Turbinenstufe unmittelbar mit der Umlenkung des Profils zusammen hängt, bestätigen auch diese Ergebnisse das verbesserte Leistungsverhalten des untersuchten Profils.

Bei Referenz-Reynoldszahl unterscheiden sich die Abströmwinkel nur marginal. Diese Abweichungen sind, auch unter Berücksichtigung des Verlustverhaltens bei diesem Betriebspunkt, wohl auf Messunsicherheiten zurückzuführen. Ein umgekehrtes Bild zeigt sich bei Erhöhung der Reynoldszahl. Hier liefert das Ursprungsprofil den kleinsten Abströmwinkel, somit eine geringe Überumlenkung gegenüber dem Referenz-Betriebspunkt von $\Delta\beta_2 = -0,1^\circ$, bei Einsatz des Turbulators T.ISA1-A bleibt der Abströmwinkel gegenüber der Referenz-Reynoldszahl konstant, es stellt sich keine Verschlechterung des Umlenkverhaltens ein. Im Gegensatz dazu steigt der Winkel bei Einsatz der Stolperkante wieder leicht auf einem Wert von $\Delta\beta_2 = +0,1^\circ$ an. Insbesondere die Werte bei dieser höchsten Reynoldszahl liegen sehr nahe aneinander und somit im Rahmen der Messgenauigkeit, durch verschiedene Messungen auch mit anderen Messtechniken kann jedoch der diskutierte Trend bestätigt werden.

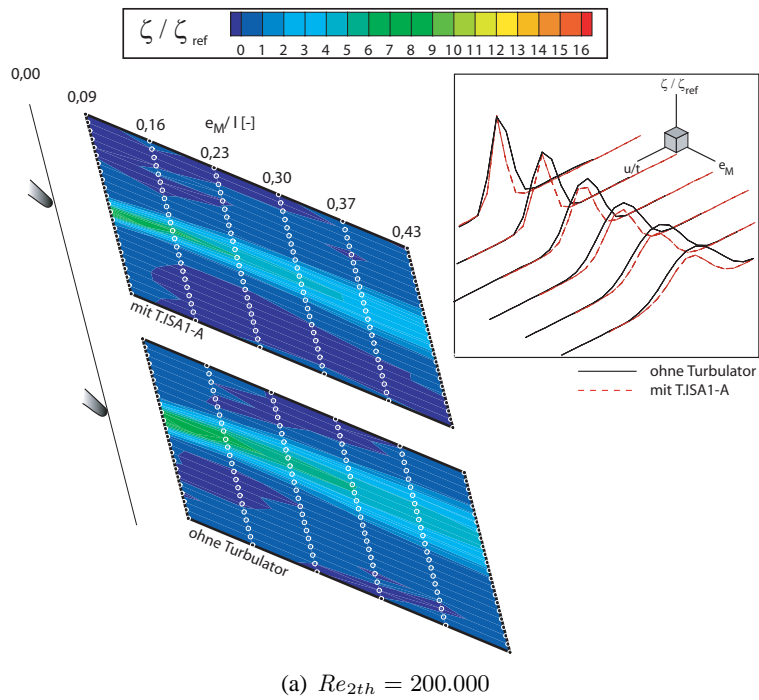
Zusätzlich soll auch bei Beurteilung der Turbulatoren der Einfluss der Zuströmturbulenz berücksichtigt werden. Hierzu ist in Abb. 6.27.a der Verlauf der integralen Verlustbeiwerte und in Abb. 6.27.b der Abströmwinkel über der Reynoldszahl für den Fall halbiertes Zuströmturbulenz dargestellt. Die Verläufe bestätigen vollständig die bei höherer Zuströmturbulenz diskutierten Phänomene, die deutlich erhöhte Dicke der abgelösten saugseitigen Grenzschicht führt jedoch zu einem stärkeren Verlustanstieg und zu einer deutlich erhöhten Minderumlenkung bei kleinen Reynoldszahlen. Die Wirksamkeit beider Turbulatoren wird durch die Änderung des Zuströmturbulenzgrades nicht signifikant beeinflusst. Einzig auffällig ist der bei Betrachtung des gesamten Kurvenverlaufes überproportional große Anstieg der Verluste zwischen $90.000 > Re_{2th} > 70.000$ bei Einsatz des Turbulators T.ISA1-A. Dies deutet darauf

hin, dass der Turbulator hier an die Grenzen seiner Leistungsfähigkeit gelangt, die Höhe des Turbulators nimmt nur noch rund 30% der Verdrängungsdicke ein und kann somit die Transition nicht mehr effektiv auslösen. Hier wäre ein größer dimensionierter Turbulator erforderlich. Trotz dieser Einschränkungen werden die Verluste jedoch mit über 30% signifikant gegenüber dem Fall ohne Grenzschichtbeeinflussung reduziert. Gleiches gilt für den Fall mit Stolperkante, hier fällt die Verlustreduktion mit etwas über 50% sogar noch deutlicher aus. Bei Referenz-Reynoldszahl liegt hinsichtlich der Verluste kein Unterschied zwischen zwei- und dreidimensionaler Turbulatorgeometrie vor, beide liegen geringfügig unterhalb des Wertes des Ursprungsprofils. Erst bei deutlich erhöhter Reynoldszahl steigen die Verluste auch bei diesem Zuströmturbulenzgrad mit Turbulatoreinsatz leicht an. Die in Abb. 6.27.b dargestellten Abströmwinkel-Verläufe stützen das Bild und zeigen im Vergleich zu dem Fall mit höherer Zuströmturbulenz keine Auffälligkeiten.

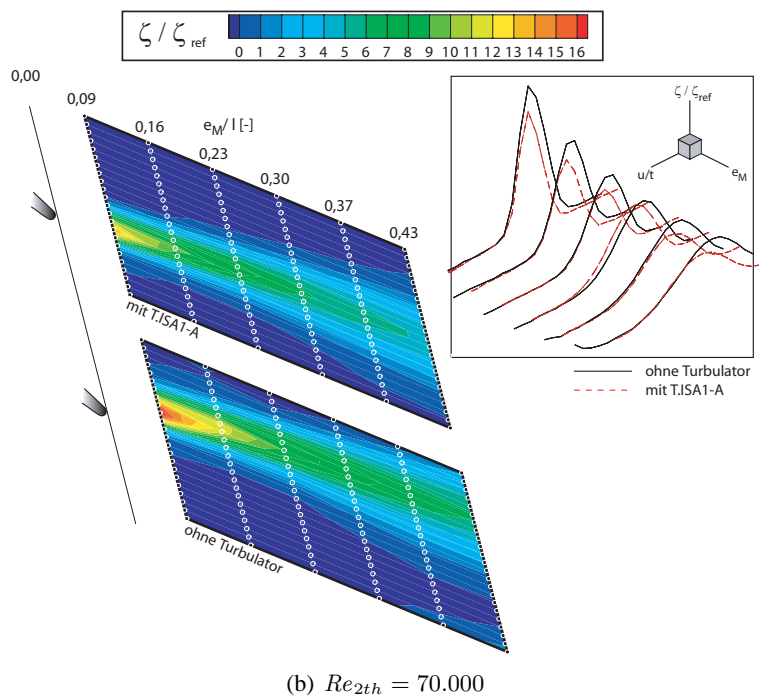
Neben der Auswertung der Nachlaufmessung in der Standardmessebene $e_M/l = 0,35$ wird in Abb. 6.28 der axiale Verlauf stromab der Hinterkante betrachtet. Das jeweils obere Feld zeigt einen Konturplot der normierten Totaldruckverlustbeiwerte mit Turbulator im Vergleich zum bereits in Abb. 6.8 diskutierten und hier im unteren Feld dargestellten Fall ohne Turbulatoreinsatz für Referenz-Reynoldszahl und Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 70.000$. Zusätzlich sind in einem Fenster die Nachlaufdellen in den jeweiligen Messebenen als dreidimensionale Grafik zur Verdeutlichung dargestellt, wobei die rote gestrichelte Linie dem Fall mit Turbulator entspricht.

Bei Referenz-Reynoldszahl ist die für die Standardmessebene bereits diskutierte Verlustreduktion über den gesamten Nachlauf ersichtlich. Bei wieder-angelegter Strömung ist der Nachlauf nahe der Hinterkante als konzentrierter Strahl von leicht reduzierter Intensität sichtbar, zudem führt eine Einschnürung der Nachlaufdellen zu einer Verringerung des integralen Totaldruckverlustbeiwertes bei Einsatz des Turbulators. Im Verlauf stromab breiten sich die Nachläufe nicht so stark räumlich aus, zudem nimmt ihre Intensität über alle Messebenen ab.

Abb. 6.28.b zeigt für den Fall reduzierter Reynoldszahl ebenfalls eine deutliche Einschnürung des Nachlaufes, insbesondere nahe der Hinterkante, welche aus der Verringerung der saugseitige Ablösung zu erklären ist. Im weiteren Verlauf ist auch hier eine deutliche Ausmischung des Nachlaufes ersichtlich, die mit einer Totaldruckverlustserhöhung durch Mischungsverluste einher geht. In der letzten betrachteten Messebene 43% der Sehnenlänge stromab der Hinterkante ist der Nachlauf noch deutlich zu detektieren, jedoch ebenfalls gegenüber dem Vergleichfall ohne Turbulator deutlich abgeschwächt und mit verringerten integralen Verlusten.



(a) $Re_{2th} = 200.000$



(b) $Re_{2th} = 70.000$

Abbildung 6.28: Totaldruckverlust-Entwicklung mit und ohne Turbulator T.ISA1-A

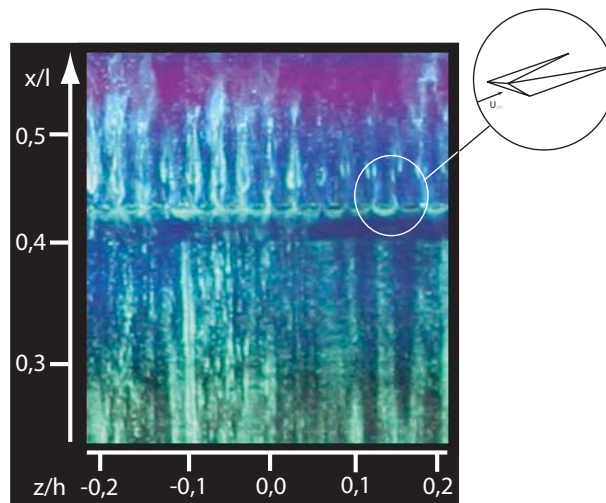


Abbildung 6.29: Öl-Anstrichbild des Turbulators T.ISA1-A

Aus den dargestellten Messungen konnte die Wirksamkeit des Turbulators T.ISA1-A über einen großen Reynoldszahl-Bereich nachgewiesen werden, zu Details zu den Strömungsverhältnissen am Turbulator und über die Erfüllung des beabsichtigten Wirkprinzips können aus Profildruck- und Nachlaufmessung jedoch keine Ergebnisse gewonnen werden. Hierfür wird erneut auf die Auswertung von Öl-Anstrichbildern zurückgegriffen, der Farbabtrag im Bereich des Turbulators ist in Abb. 6.29 dargestellt. Das Anstrichbild wurde bei Referenz-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ erstellt und zeigt den Bereich um den Turbulator. Direkt um die Vorderkante des Turbulatorelements ist deutlich Farbe erkennbar, ebenso in den Kanälen, was auf geringe Wandschubspannung in diesem Bereich hindeutet. Dies ist mit dem Auftreten des beabsichtigten Hufeisenwirbels zu erklären, der stromauf des Hindernisses wie in Abschnitt 2.5 beschrieben, eine Potentialwirkung entfaltet. Der starke Farbabtrag stromauf dieser Zone zeigt den Bereich des Aufrollens des Wirbels (hohe Wandschubspannung). Starke Wandschubspannungen können ebenfalls im Bereich der oben liegenden Flanken ermittelt werden, was für ein Abschwimmen der Wirbel in diesem Bereich analog der Auslegung (vgl. Abb. 6.22) spricht. Wie am oberen Bildrand erkennbar ist, wird der Bereich des Turbulators von einer Zone starker Wandschubspannung (starker Farbabtrag) gefolgt, teilweise sind Strukturen der durch die Turbulatorelemente erzeugten Wirbel erkennbar. Dies deutet auf den Beginn der Transition in diesem Bereich hin, entspricht somit ebenfalls der beabsichtigten Auslegung.

Zusammenfassend lässt sich aus der Analyse der Messungen bei stationärer Zuströmung feststellen, dass der Turbulator T.ISA1-A seine Auslegungsaufgabe erfüllt hat. Unabhängig vom Zuströmturbulenzgrad konnte bei kleinen Reynoldszahlen die Ausprägung der Ablösung und somit das Verlustniveau des Turbinengitters C deutlich reduziert werden, bei sehr hohen Reynoldszahlen wurde lediglich ein geringer Verlustanstieg verzeichnet. In der Folge wurde die Minderumlenkung des Gitters im

maschinen-relevanten Reynoldszahlbereich ebenfalls positiv beeinflusst. Ein Vergleich mit einer konventionellen Stolperkante zeigte die Vorteile des dreidimensional gestalteten Turbulatorelementes bei hohen Reynoldszahlen, bei kleinen Reynoldszahlen hingegen lieferte die Stolperkante die besseren Ergebnisse. Als Kernaussage aus den dargestellten Messungen bleibt festzuhalten, dass ein einfacher zweidimensional gestalteter Turbulator sehr gute Effektivität in seinem Auslegungsbetriebspunkt zeigt, bei Betrachtung eines großen Reynoldszahl-Bereiches, wie er insbesondere bei Maschinen mit häufigem Wechsel von Betriebspunkt und Umgebungsbedingungen - wie Flugtriebwerken - vorkommt, jedoch eine kompliziertere Geometrie von Vorteil sein kann. Diese Ergebnisse beziehen sich auf den Fall stationärer Zuströmung und sollen in der Folge für den realistischeren Anwendungsfall unter Berücksichtigung periodisch instationärer Zuströmung validiert werden.

Diese Untersuchungen erfolgten unter dem gleichen Versuchsaufbau wie bei den Basismessungen an Turbinengitter C bei identischer Strouhal- und Durchflusszahl. Wie bereits in Abschnitt 6.1 beschrieben, führt die instationäre Zuströmung bei Reynoldszahlen kleiner $Re_{2th} = 200.000$ (4% Hintergrundturbulenz) bzw. kleiner $Re_{2th} = 150.000$ (2% Hintergrundturbulenz) zu einer deutlichen Verlustreduktion, jedoch bei größeren Reynoldszahlen zu einer teils signifikanten Erhöhung der Verluste durch die erhöhte Turbulenz der Profilgrenzschicht. Ziel der Untersuchungen ist der Nachweis der Funktionsfähigkeit des Turbulators T.ISA1-A auch bei instationärer Zuströmung.

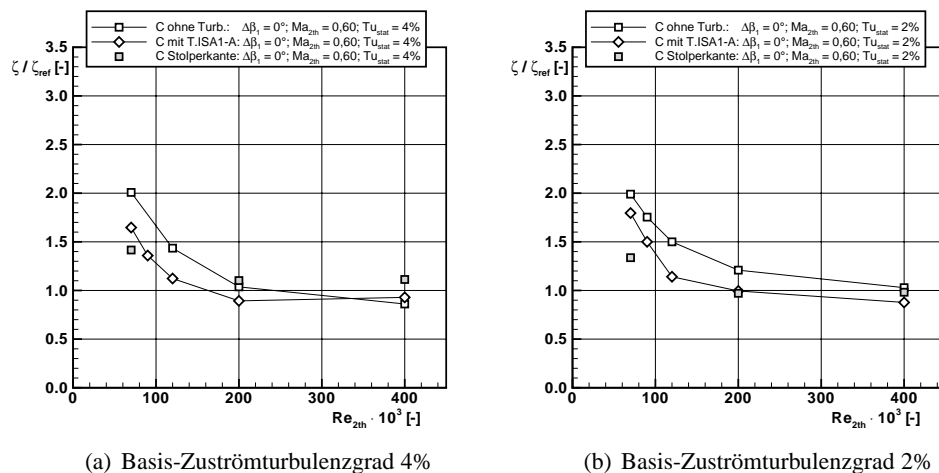


Abbildung 6.30: Integrale Totaldruckverluste bei instationärer Zuströmung

Ein Vergleich der integralen Totaldruckverlustbeiwerte bei periodisch instationärer Zuströmung mit und ohne Turbulatoren ist für beide untersuchten Hintergrundturbulenzgrade in Abb. 6.30 gegeben. Betrachtet man den Fall $Tu_{stat} = 4\%$, so wird deutlich, dass die Verluste durch den Einsatz der Turbulatorgeometrie T.ISA1-A bis einschließlich $Re_{2th} = 200.000$ deutlich reduziert werden können. Bei kleinen Reynoldszahlen weist der Turbulatoreinsatz Verbesserungen im Verlustverhalten von

rund 20% auf, auch bei Auslegungs-Reynoldszahl kann eine Verbesserung um 14% erzielt werden. Erst bei höchster untersuchter Reynoldszahl $Re_{2th} = 400.000$ übersteigen die Verluste in geringem Maße den Fall ohne Turbulatoreinsatz.

Unterschiede in der Beurteilung gegenüber dem Fall stationärer Zuströmung ergeben sich bei Betrachtung der Stolperkante. Die Verbesserung des Verlustniveaus gegenüber T.ISA1-A bei sehr kleinen Reynoldszahlen erreicht nicht mehr die Ausmaße wie im Betriebsfall ohne Nachlaufefluss, jedoch ist noch eine Verbesserung um 13% möglich. Anders verhält es sich bei höheren Reynoldszahlen. Während die Verluste bei Einsatz der Turbulatorelemente T.ISA1-A bei Referenz-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200.000$ sinken, steigen bei Einsatz der Stolperkante die Verluste um 6%. Eine weitere Verschlechterung des Verlustverhaltens wird bei höchster untersuchter Reynoldszahl ersichtlich. Es zeigt sich somit eine Verstärkung des bereits bei stationärer Zuströmung ansatzweise ersichtlichen Effektes, dass die einfache Stolperkanten-Geometrie zwar in einem kleinen Reynoldszahlbereich sehr effektiv arbeitet, bei kleiner Grenzschichtdicke und nahezu vollständig unterdrückter Ablöseblase jedoch eine Strömung induziert, die zu einer signifikanten Erhöhung der Totaldruckverluste führt. Dieser negative Effekt kann auch unter realistischen Betriebsbedingungen durch Wahl eines dreidimensional gestalteten und weniger Störeffekte ausübenden Turbulators umgangen werden, wie die Untersuchungen an T.ISA1-A zeigen. Gestützt wird diese Aussage auch durch die Untersuchungen bei reduzierter Hintergrundturbulenz, die in Abb. 6.30.b gezeigt werden. Durch die geringere Hintergrundturbulenz liegt im zeitlichen Mittel eine verstärkte Ablösung in allen Betriebspunkten vor, die über den gesamten Reynoldszahlbereich zu im Vergleich erhöhten Verlusten führt. Bei halbiertem Zuströmturbulenz ist daher auch bei sehr hohen Reynoldszahlen noch ein Verbesserungspotential durch die beiden eingesetzten Turbulatoren ersichtlich. Deren Totaldruckverlustbeiwerte liegen in allen untersuchten Punkten unterhalb derer ohne Grenzschichtbeeinflussung. Auffällig ist, dass die Verlustverbesserung des Turbulators T.ISA1-A hier bei kleinen Reynoldszahlen, wie auch schon im Fall stationärer Zuströmung, deutlich hinter der der Stolperkante zurückbleibt. Die hier deutlich aufgedickte Grenzschicht würde einen vergrößerten Turbulator erfordern.

Im Vergleich der beiden untersuchten Turbulatoren ergeben sich auch hier wiederum Vorteile für die Stolperkante bei kleinen und für T.ISA1-A bei großen Abström-Reynoldszahlen. Das Bild, dass bei effektiver Verlustreduktion über weite Reynoldszahlbereiche Kompromisse eingegangen werden müssen, bestätigt sich daher auch für die realistischen Betriebsbedingungen unter Berücksichtigung instationärer Zuströmung. Zudem zeigt sich im Vergleich aller untersuchten Betriebspunkte, dass das beste Verlustverhalten des Turbinengitters C bei einer Kombination aus hoher Hintergrundturbulenz, instationärer Zuströmung (welche im zeitlichen Mittel auch wiederum zu deutlich erhöhten Zuströmturbulenzgraden führt) und Einsatz der Turbulatoren erreicht wird.

Variation des Abstands der Turbulatorelemente

Die Untersuchungen am Turbulator T.ISA1-A haben die Wirksamkeit nachgewiesen, werfen jedoch die Frage nach weiteren Verbesserungsmöglichkeiten auf. Das Ergebnis, dass der Turbulator bei kleinen Reynoldszahlen zu einer deutlichen Ver-

lustverbesserung führt, bei hoher Zuströmerturbulenz und hoher Reynoldszahl jedoch zu einer geringfügigen Verschlechterung, führt zu der Überlegung, die Abstände zwischen den bei T.ISA1-A direkt nebeneinander angeordneten Turbulatorelementen zu variieren. Ein Vergleich mit Literaturquellen (*Bohl und Volino* [10]) führt zu der Erwartung, dass die Verluste bei hohen Reynoldszahlen mit weiterem Abstand durch Verringerung des Strömungswiderstandes verringert werden können, dies könnte jedoch auf Kosten der Wirksamkeit bei niedrigen Reynoldszahlen geschehen. Da mit den im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Turbulatoren keine numerischen Studien durchgeführt wurden¹⁶, wurden zwei Abstandsvariationen experimentell untersucht. Die mit „T.ISA1-B“ bezeichnete Variante verfügt über einen Abstand der Elemente von $1,5\text{mm}$ ¹⁷, bei der Variante „T.ISA1-C“ wurde der Abstand auf $4,5\text{mm}$ ¹⁸ vergrößert.

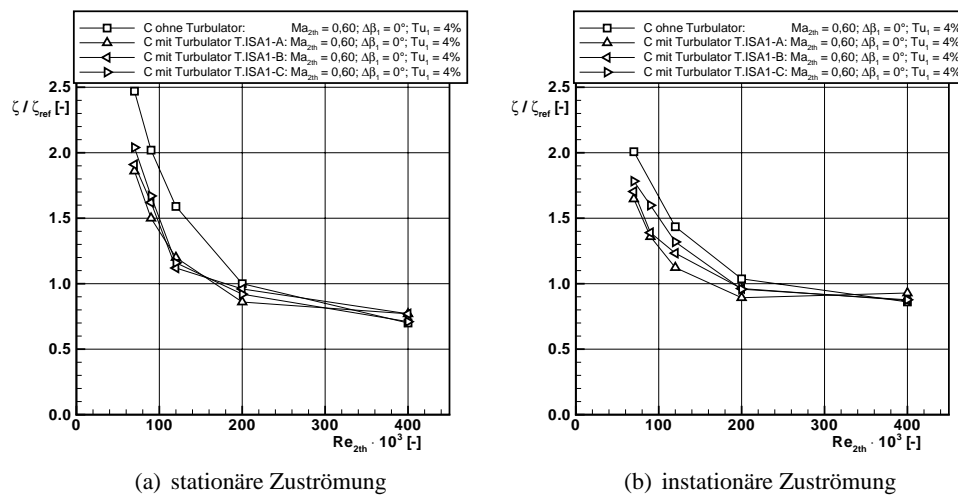


Abbildung 6.31: Integrale Totaldruckverluste, Turbulatorvarianten T.ISA1-A, -B, -C

Die integralen Totaldruckverlustbeiwerte sowohl bei stationärer als auch bei periodisch instationärer Zuströmung sind in Abb. 6.31 für alle drei untersuchten Turbulatorvarianten im Vergleich zum Referenzfall ohne Grenzschichtbeeinflussung dargestellt. In allen Fällen handelt es sich um Messungen, die im Mittelschnitt in Standardmessebene durchgeführt wurden. In dieser Ebene ist der Nachlauf in Schaufelhöhenrichtung auch bei versetzten Turbulatoren derart ausgemischt, dass bei Traversierung der Fünf-Loch-Sonde in radialer Richtung keine Unterschiede auftreten, wie in Abb. 6.32 exemplarisch im Referenzbetriebspunkt nachgewiesen wird. Für den Turbulator T.ISA1-C ($4,5\text{mm}$ Abstand der Turbulatorelemente) wurde neben der Mittelschnitt-Messung eine Nachlaufmessung mit Fünf-Loch-Sonde bei einer Position $z = -3\text{mm}$ außerhalb des Mittelschnitts (und somit direkt hinter einer durch Turbulatoren unbeeinflussten

¹⁶Numerische Simulationen zu diesem Thema müssten mit leistungsfähigen Rechenverfahren als DNS-Rechnungen ausgeführt werden

¹⁷entspricht der Breite eines Turbulatorelementes

¹⁸entspricht der Breite dreier Turbulatorelemente

Stelle) durchgeführt. Sowohl bei stationärer (Abb. 6.32.a) als auch bei periodisch instationärer (Abb. 6.32.b) Zuströmung sind keine Unterschiede in den Verlusten auszumachen.

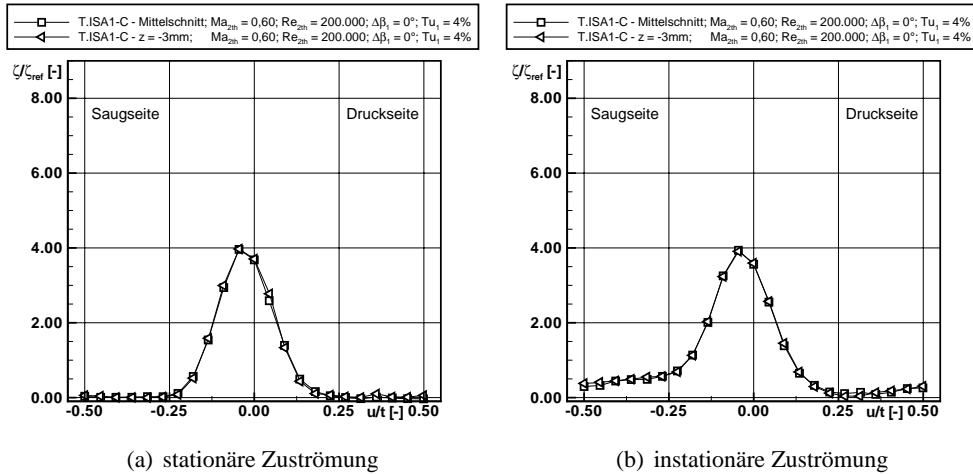


Abbildung 6.32: Verluste im Nachlauf bei verschiedenen Schaufelhöhen - T.ISA1-C

Bei stationärer Zuströmung sind über den gesamten Reynoldszahlbereich lediglich sehr kleine Unterschiede zwischen den Varianten T.ISA1-A, -B und -C ersichtlich. Es zeigt sich besonders bei kleinster Reynoldszahl $Re_{2th} = 70.000$, dass die Effektivität des Turbulators mit steigendem Abstand der Elemente abnimmt. In allen Fällen liegt jedoch eine signifikante Verbesserung des Verlustverhaltens vor. In nahezu allen Betriebspunkten bis einschließlich $Re_{2th} = 200.000$ zeigt die Variante -A die besten Ergebnisse. Lediglich bei höchster untersuchter Reynoldszahl $Re_{2th} = 400.000$ zeigt sich ein positiver Einfluss der vergrößerten Abstände: Während sich zwischen den Turbulatoren T.ISA1-A und -B kein Unterschied einstellt, liegen die Verluste bei Turbulator T.ISA1-C auf gleichem Niveau wie im Fall der Referenzschaufel ohne Turbulator. Diese minimale Verbesserung des Verlustverhaltens wird durch den geringeren Widerstand auf der Profloberfläche bei kleiner Grenzschichtdicke und minimaler Ablöseblase hervorgerufen, sie wird jedoch auf Kosten der Effektivität im maschinen-relevanten Anwendungsbereich erkauft.

Die Ergebnisse bei stationärer Zuströmung werden gestützt von den Messungen mit Berücksichtigung der stromauf befindlichen Nachläufe in Abb. 6.31.b. Hier zeigt sich noch deutlicher die Annäherung der Verluste an den Referenzfall bei Vergrößerung der Bereiche ohne Turbulatorwirkung. Erst bei sehr hohen Reynoldszahlen $Re_{2th} \approx 300.000$ können die modifizierten Turbulatoren ihre positive Wirkung entfalten, auch hier in sehr geringem Maße.

Zusammenfassend bleibt festzustellen, dass eine Variation des Abstandes der Turbulatorelemente zu einer Verschlechterung des Verlustverhaltens bei kleinen und lediglich zu einer minimalen Verbesserung bei sehr hohen Reynoldszahlen führt. Unter

Berücksichtigung der Tatsache, dass der für den Reiseflug-Fall relevante Betriebsbereich einer Flugtriebwerks-Niederdruckturbine bei kleinen Reynoldszahlen zwischen $70.000 < Re_{2th} < 300.000$ zu finden ist, so kann der Einsatz der modifizierten Turbulatoren als nicht erfolgversprechend angesehen werden.

6.4 Schlussfolgerungen und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal intensive Basisuntersuchungen am hoch belasteten Turbinengitter C durchgeführt. Im Vergleich - auch zu anderen hoch belasteten Profilen - zeigt Turbinengitter C durch das Auftreten signifikanter Ablöseblasen in allen Betriebspunkten ein hohes Verlustniveau. Es konnte festgestellt werden, dass die Strömung bei Reynoldszahlen $Re_{2th} < 90.000$ vollständig ablöst und somit die Verluste in diesem maschinenrelevanten Arbeitsbereich zusätzlich erhöht werden.

Der Einfluss des Zuströmturbulenzgrades bestätigt im vorherigen Kapitel an anderen Profilen gewonnenen Erkenntnisse, dass insbesondere bei Reynoldszahlen kleiner 120.000 eine Berücksichtigung der Zuströmturbulenz in der Auslegung essentiell ist, da das Verlustverhalten nicht unerheblich beeinflusst wird.

Die Berücksichtigung der in der Maschine auftretenden Nachläufe vorgeschalteter Schaufelreihen erfolgt durch Einsatz des Erzeugers Instationärer Zuströmung und führt durch das im Mittel erhöhte Turbulenzniveau zu einer Verbesserung des Verlustverhaltens bei sehr kleinen Reynoldszahlen. Im Gegenzug führen die durch die turbulenteren Grenzschicht erhöhten Reibungskräfte zu einer Verschlechterung des Verlustverhaltens im hohen Reynoldszahlbereich. Auch unter Berücksichtigung der maschinen-nahen Zuströmbedingungen liegen die Verluste des Turbinengitters C noch deutlich oberhalb derer der Vergleichsgitter A und B.

Diese Tatsache führte zu der Überlegung, das Turbinengitter C als Versuchsträger für die Untersuchung passiver Maßnahmen zur Grenzschichtbeeinflussung auszuwählen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine neue Turbulatorgeometrie entwickelt, positioniert, gefertigt und vermessen. Es handelt sich hierbei um dreidimensionale Turbulatorelemente, die im Bereich des Geschwindigkeitsmaximums auf der Profil-Saugseite angeordnet werden. Als Vergleich wird eine zweidimensionale Stolperkante heran gezogen. Die Untersuchungen zeigen, dass eine signifikante Verlustreduktion mit beiden Turbulatoren im Bereich kleiner Reynoldszahlen möglich ist. Der dreidimensional gestaltete Turbulator T.ISA1-A zeigt gegenüber der Stolperkante deutliche Vorteile bei Einsatz über einen großen Reynoldszahlbereich, eine Variation der Abstände zwischen den Turbulatorelementen zeigte sich als nicht erfolgversprechend.

Festzustellen bleibt die Problematik, einerseits bei kleinen Reynoldszahlen und somit deutlich aufgedickter Grenzschicht eine Störung zu induzieren, die einen kontrollierten Grenzschichtumschlag auslöst, andererseits bei großen Reynoldszahlen und somit kleiner Grenzschichtdicke eine möglichst geringe Störung zu erzeugen. Diese Problematik kann durch den Einsatz dreidimensionaler Störungselemente gegenüber der klassischen Stolperkante verringert werden, besteht jedoch weiterhin. In diesem Zusammenhang ist für die Zukunft eine vermehrte Ausrichtung der Untersuchungen in Richtung aktiver Grenzschichtbeeinflussung notwendig, da die auf den jeweils vorliegenden Arbeitsbereich angepasste Steuerung aktiver Elemente die logische

Konsequenz der hier erlangten Ergebnisse darstellt.

Für die Zukunft sind zudem weitere Untersuchungen hinsichtlich der Realisierbarkeit der Turbulatoren anzustellen. Da diese Arbeit Grundlagenuntersuchungen beschreibt, wurden diesbezüglich keine Überlegungen angestellt. Betrachtet man typische Sehnenlängen realer Großtriebwerks-Turbinenschaufeln im Niederdruck-Teil, so liegen diese vielfach unterhalb derer der hier untersuchten Schaufeln, was bezüglich der Turbulatoren bei entsprechender Skalierung erhebliche Fertigungsprobleme zu Tage treten lassen kann. Zudem ist die Problematik der Verschmutzung des Turbulators im Betrieb nicht hinreichend bekannt. Zum Einen besteht die Gefahr, dass Turbulatoren mit Schmutz zugesetzt werden, zum Anderen kann durch Einsatz des Triebwerkes beispielsweise in Wüstenregionen ein 'Abschleifen' des Turbulators (Erosion) möglich sein. All diese Punkte führen zusammen mit den dargestellten Ergebnissen zu der Aussage, dass Turbulatoren in Niederdruckturbinen ein großes Wirkpotential aufweisen, deren realer Einsatz jedoch mit weiterführenden Forschungstätigkeiten verbunden sein muss.

Zusammenfassung

Moderne Flugtriebwerks-Auslegungen sind heute primär durch eine Erhöhung der Wirtschaftlichkeit bei konstant hoher Leistung gekennzeichnet. Dies umfasst zum einen die Optimierung des aerodynamischen Prozesses, zum anderen die Reduktion von Brennstoffverbrauch und Gewicht. Für diese Entwicklungsziele nimmt die Niederdruckturbinen eine entscheidende Rolle ein: Als eine der schwersten Triebwerkskomponenten besteht bezüglich des Gewichtes großes Einsparpotential, jedoch sollen die bisher erreichten Wirkungsgrade von bis zu 93% nicht reduziert werden. Einer zur Erreichung dieses Zieles nahe liegenden Erhöhung der Turbinendrehzahl steht die Limitierung durch eine maximale Umfangsgeschwindigkeit des Fans entgegen. Ziel heutiger Niederdruckturbinen-Entwicklung ist daher die Reduktion von Schaufel- bzw. Stufenzahl bei möglichst unverändertem Wirkungsgrad. Konsequenz dieser Auslegung ist eine höhere Belastung der Einzelschaufel (Zweifelzahl Z_w) sowie der Stufen (Stufenbelastung $\Delta h/U^2$).

Während die erhöhte Schaufelbelastung bereits in vielen Forschungsvorhaben erfolgreich getestet wurde, werden in dieser Arbeit zunächst zwei Profile untersucht, die die Folgen eines Turbinendesigns hoher Stufenlast repräsentieren: Ein Designansatz fordert einen gegenüber herkömmlichen Turbinen vergrößerten Ringraumdurchmesser, was für die Schaufel eine höhere Umlenkung zur Folge hat (Turbinengitter A). Ein anderer Ansatz beschreibt die Verringerung des Ringraumdurchmessers, in der Konsequenz bedeutet dies eine Erhöhung der axialen Machzahl sowie eine Reduktion der Schaufelumlenkung (Turbinengitter B). Die in Kapitel 5 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass sich trotz der erhöhten Umlenkung des Turbinengitters A positive Effekte gegenüber dem Fall erhöhter Machzahl ergeben.

Im Folgenden sollen die in Abschnitt 2.6 gestellten Zielfragen dieser Arbeit aufgegriffen und beantwortet werden:

Wie beeinflussen Niederdruckturbinen-Profil-Auslegungen mit erhöhter Profilbelastung das Verlustverhalten und auftretende Sekundärströmungen?

Zwei verschiedene Auslegungskonzepte für Niederdruckturbinen mit hoher Stufenbelastung wurden in dieser Arbeit untersucht und gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass es prinzipiell möglich ist, aerodynamisch hoch belastete Schaufeln auszulegen, deren Verluste auf einem Niveau vergleichbar dem bei geringerer Belastung liegen. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass die Nachteile einer erhöhten Axial-Machzahl bei kleinem Ringraum gegenüber denen hoher Umlenkung bei großem Ringraum bei ausschließlicher Betrachtung der zweidimensionalen Mittelschnitt-Strömung überwiegen. Es ergibt sich somit eine Auslegungsempfehlung für das Konzept geringerer axialer Machzahl (großer Ringraum).

Eine weitere Erhöhung der Belastung des Einzelprofils wurde durch eine Erhöhung der Teilung um 25% angestrebt (Turbinengitter C). Umfangreiche Basisuntersuchungen zeigen, dass dieses Profil bereits bei Auslegungs-Reynoldszahl bedingt durch den stärkeren Verzögerungsgradienten im Diffusionsbereich eine gegenüber den Vergleichsprofilen deutlich vergrößerte Ablöseblase zeigt. Diese bricht bei Reduzierung der Reynoldszahl auf, es entsteht eine vollständig abgelöste Strömung mit entsprechend aufgedicktem Nachlauf. Sowohl auf dem Profil als auch im Nachlauf nehmen die Verluste signifikant zu. Im Vergleich der drei untersuchten Gitter zeigt sich, dass die Verluste von Turbinengitter C in nahezu allen Betriebspunkten deutlich oberhalb derer der Gitter A und B liegen, so dass dieses Profil als grenzwertig hinsichtlich seiner Einsatzmöglichkeiten, insbesondere bei variierten Betriebsbedingungen, zu beurteilen ist. Dieses Gitter wurde daher als Ausgangsbasis für die Optimierung der Verluste gewählt (siehe unten).

Zieht man die durch Sekundärströmungsphänomene erzeugten Verluste in die Betrachtung ein, so ist zunächst festzustellen, dass in allen Fällen eine erhöhte Profilbelastung zu einer deutlichen Zunahme der Sekundärströmungen führt. Auftretende Wirbelstärken werden erhöht, die Sekundärströmungszonen bilden sich vergleichsweise weit über die Schaufelhöhe aus. Im Vergleich der Gitter A und B zeigen sich leichte Vorteile der reduzierten Umlenkung. Somit ergibt sich für zukünftige Untersuchungen der Ansatz einer Kombination hoch umlenkender Profile mit sekundärströmungsreduzierenden Maßnahmen wie beispielsweise umfangs-unsymmetrischer Seitenwandkonturierung, um die Vorteile dieser Profilkategorie im zweidimensionalen Strömungsfeld zu nutzen. Weitere Untersuchungen hinsichtlich des Einflusses periodisch instationärer Zuströmung auf das Sekundärströmungsverhalten sind anzuraten, da hierzu zum heutigen Zeitpunkt (Stand: 2009) vergleichsweise wenig Erkenntnisse vorliegen.

Welche Einflüsse hat der Zuströmturbulenzgrad auf das Verlustverhalten von Niederdruckturbinen-Gittern, insbesondere im maschinenrelevanten Reynoldszahlbereich?

Der Einfluss der Rotor-Stator-Interaktion auf das Verlustverhalten insbesondere im niedrigen Reynoldszahlbereich ist bereits seit mehreren Jahren in die Profilauslegung eingegangen. Einen weiteren wichtigen Faktor stellt nach Ergebnis der hier

veröffentlichten Untersuchungen die Zuströmerturbulenz dar. Es zeigt sich, dass im kleinen maschinenrelevanten Reynoldszahlbereich ($70.000 < Re_{2th} < 200.000$) eine Erhöhung der Zuströmerturbulenz eine signifikante Verringerung der auftretenden Totaldruckverluste bewirkt, da durch die turbulente und somit höher energetische Grenzschicht eine spätere Ablösung bzw. ein früheres Wiederanlegen der Strömung bewirkt wird. Hingegen zeigen sich bei hohen Reynoldszahlen ($Re_{2th} \geq 200.000$) für alle untersuchten Profile keine signifikanten Auswirkungen des Turbulenzniveaus der Zuströmung. Diese Ergebnisse zeigen erneut, dass der Strömungsfall mit Ablöseblase bzw. abgelöster Strömung auf der Saugseite des Profils ein sehr sensibles System darstellt, in dem auch kleine Störungen eine signifikante Änderung in positiver oder negativer Richtung bewirken können.

Bei periodisch instationärer Zuströmung hat die Hintergrundturbulenz in den hier untersuchten, maschinen-realistischen Dimensionen keinen signifikanten Einfluss auf Stärke, räumliche Ausdehnung und Winkelablenkung der Nachläufe der zylindrischen Stäbe zur Simulation der Rotor-Stator-Interaktion. Trotzdem sind Einflüsse der Turbulenzvariation auch in diesem realistischen Betriebsfall bei kleinen Reynoldszahlen zu beobachten, was auf die Strömungsverhältnisse zwischen den Stabnachläufen zurückgeführt werden kann, in denen sich das Niveau der Hintergrundturbulenz einstellt. Dieser vergleichsweise kurzzeitige stationäre Zustand reicht aus, um durch erhöhtes Turbulenzniveau im zeitlichen Mittel eine positive Veränderungen des Verlustverhaltens im kleinen Reynoldszahlbereich zu bewirken.

Für spätere Gitteruntersuchungen ist daher anzuraten, die Zuströmerturbulenz weiterhin als signifikanten Parameter anzusehen und ggf. weitere grundlegende Untersuchungen mit Separierung der Turbulenzeffekte im niedrigen Reynoldszahlbereich auch unter Berücksichtigung der Rotor-Stator-Interaktion anzustreben.

Welche Möglichkeiten gibt es, mittels passiver Grenzschichtbeeinflussung das Verlustverhalten eines Niederdruckturbinen-Gitters positiv zu beeinflussen?

Turbinengitter C bietet aufgrund seines grenzwertigen Verlustverhaltens (siehe oben) eine ideale Plattform für die Untersuchung grenschicht-beeinflussender Maßnahmen. Ziel der Untersuchungen ist es, durch Einbringen einer Störung an einer definierten saugseitigen Position Transition auszulösen und somit ein Optimum zu finden, das zum einen bei kleinen Reynoldszahlen hinreichend frühen Umschlag auslöst, um eine hoch-energetische turbulente Grenzschicht zu erzeugen, die eine Ablösung verhindert bzw. reduziert. Zum anderen bei hohen Reynoldszahlen und entsprechend kleinen Grenzschichtdicken nur eine geringe Störung auslöst und somit die Verluste nicht signifikant erhöht. Die Wahl fiel auf den Einsatz passiver Turbulatoren, die als dreidimensionale Elemente ausgeführt wurden, deren Abstand im weiteren Verlauf der Untersuchungen variiert wurde. Als Vergleich wurde ein zweidimensionaler Turbulator gewählt, der im Allgemeinen als 'Stolperkante' bekannt ist.

Um eine optimale Positionierung des Turbulators zu gewährleisten, erfolgten erste Voruntersuchungen mit dem Q3D-Strömungslöser MISES, denen eine Validierung des Code voranging. Es zeigt sich, dass MISES gut in der Lage ist, die auftretenden Strömungsphänomene auch an hoch belasteten Turbinengittern zu simulieren,

nach Anpassung des Zuströmturbulenzgrades kann die Profil-Druckverteilung mit Wahl der Randbedingungen entsprechend der experimentellen Untersuchungen gut reproduziert werden. Zwar wird die Ablöseblase etwas verringert dargestellt, was zu einem geringfügig reduzierten integralen Totaldruckverlust in der Simulation führt, der prinzipielle Verlauf der Verluste in Abhängigkeit der Reynoldszahl wird jedoch auch im kleinen Reynoldszahlbereich hinreichend genau simuliert. Eine Anpassung der Transitionslage in der Simulation führt zu einem Optimum des Transitionspunktes an der Position des Geschwindigkeitsmaximums und somit zu einer Positionierung des Turbulators stromauf dieses Punktes.

Die Dimensionierung des Turbulators kann mit Hilfe bestehende Korrelationen und Auslegungs-Richtlinien aus der Literatur erfolgen, hier decken sich die Ergebnisse verschiedener Quellen. Die Geometrie des Turbulators entstammt der Idee des Auslösens der Transition durch Erzeugung gegenläufiger Äste eines Hufeisenwirbels und Kanalisation der abschwimmenden Wirbel zur Minimierung der zusätzlichen Verluste.

Die in dieser Arbeit dargestellten Messungen zeigen den Erfolg der Maßnahmen: Durch die auftretenden Wirbel am Turbulator, die mittels Ölanstrichbildern lokalisiert werden können, wird die Transition an einer sinnvollen Position ausgelöst, insbesondere im kleinen Reynoldszahlbereich können die Verluste signifikant reduziert werden. Die Kanalisierung des Wirbels und die Verringerung des Strömungswiderstandes durch den Einsatz dreidimensionaler Turbulatorelemente führt zu einer nur leichten Verlusterhöhung im hohen Reynoldszahlbereich. Im Gegensatz dazu führt die als Vergleich vermessene Stolperkante zwar zu einer deutlichen Verringerung der Verluste bei kleinster untersuchter Reynoldszahl, insbesondere bei Berücksichtigung der Rotor-Stator-Interaktion erhöht der Widerstand des Turbulators bei höheren Reynoldszahlen die Verluste jedoch in nicht vertretbarem Maße. Somit kann für den Einsatz über ein großes Reynoldszahl-Spektrum festgestellt werden, dass der Einsatz von geometrisch komplizierteren dreidimensionalen Turbulatoren dem einer einfachen Stolperkante vorzuziehen ist.

Eine Vergrößerung des Abstands der Turbulatorelemente führt nicht zu einer Verbesserung des Verlustverhaltens: Zwar können bei sehr hohen Reynoldszahlen durch die weitere Reduktion des Strömungswiderstands auf der Saugseite leichte Verbesserungen gegenüber den nebeneinander angeordneten Elementen erzielt werden, diese werden jedoch durch deutliche Verlusterhöhung im niederen und maschinenrelevanten Reynoldszahlbereich überlagert.

Zusammenfassend wurde nachgewiesen, dass passive Turbulatoren das Verlustniveau hoch belasteter Niederdruckturbinen-Profile signifikant reduzieren können und somit Potential für weitere Entwicklungen bieten.

Empfehlung für weitere Untersuchungen

Auf Basis dieser Arbeit können mehrere Empfehlungen für weitere wissenschaftliche Untersuchungen zum behandelten Thema ausgesprochen werden: Es konnte gezeigt werden, dass die Niederdruckturbinen-Entwicklung sich auf einem positiven Weg zu höher belasteten Profilen bei konstant geringen Verlusten befindet. Ein Potential für eine weitere Belastungserhöhung bietet der Einsatz grenzschicht-beeinflussender Maßnahmen, wobei die hier untersuchten passiven Turbulatorelemente einen ersten Schritt

in die richtige Richtung darstellen. Für weitere Untersuchungen sei darüber nachzudenken, die Nachteile der Turbulatoren bei hohen Reynoldszahlen zu vermeiden. Dies kann durch den Einsatz aktiver Turbulatoren (z.B. MEMS) oder durch den Einsatz beispielsweise von Ausblasung zur Transitionsbeeinflussung erfolgen (vgl. *Ludewig* [63]). In einem weiteren Schritt kann eine Triggerung dieser aktiven Elemente auf die auftretenden Nachläufe angestrebt werden, was jedoch aufgrund der hohen Nachlauffrequenzen eine sehr große Herausforderung darstellt.

Zusätzlich ist zu erwähnen, dass es sich bei den hier dargestellten Untersuchungen um Messungen unter Laborbedingungen im Windkanal handelt. Ein Einsatz der Turbulatorelemente auf einer realen Triebwerksschaufel würde eine weitere Verkleinerung des Turbulators erfordern, was fertigungstechnisch eine Herausforderung darstellt. Zudem wäre zu prüfen, in wie weit die Wirksamkeit der Turbulatoren auch bei realen Umgebungsbedingungen (z.B. Wüstenstart) langfristig gewährleistet wird.

Literaturverzeichnis

- [1] Abu-Ghannam, B.J.; Shaw, R.:
Natural Transition of Boundary Layers - the Effect of Turbulence, Pressure Gradient and Flow History, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 22, No. 5, 1980.
- [2] Acton, P.; Fottner, L.:
The Generation of Instationary Flow Conditions in the High Speed Cascade Wind Tunnel, 13th Symposium on Measuring Techniques, Zürich, Schweiz, 1996.
- [3] Acton, P.:
Erzeugung hoher Turbulenzgrade im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal und Untersuchung der Strömungs- und Turbulenzfelder, Institutsbericht LRT-WE12-94/13, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1994.
- [4] Acton, P.:
Untersuchung des Grenzschichtumschlages an einem hochbelasteten Turbinengitter unter inhomogenen und instationären Zuströmbedingungen, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1998.
- [5] Amecke, J.:
Auswertung von Nachlaufmessungen an ebenen Schaufelgittern, Bericht 67 A 49, AVA Göttingen, 1967.
- [6] Arnold, T.; Ernst M.:
Kalibrierbericht der pneumatischen Fünflochsonde 5/05 UniBw München, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, RWTH Aachen, 2005.
- [7] Baines, W.D.; Peterson, E.G.:
An investigation of flow through screens, Transactions of the ASME, Paper No. 50-A-23, 1951.
- [8] Baniaghbal, M.R.; Curtis, E.M.; Denton J.D.; Hodson H.P.; Huntsman I.; Schulte V.; Harvey N.W.; Steele A.B.:
Wake passing in LP Turbine Blades, AGARD Conference, Derby, UK, 23.1-23.12, 1995.
- [9] Bingham, R.:
Plasma physics: On the crest of a wake, Nature, Vol. 445, S. 721-722, 2007.

- [10] Bohl, D.G.; Volino, R.J.:
Experiments With Three-Dimensional Passive Flow Control Devices on Low-Pressure Turbine Airfoils, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 128, S. 251-260, 2006.
- [11] Bradshaw, P.:
An Introduction to Turbulence and its Measurement, Pergamon Press, Oxford, 1971.
- [12] Brunner, S., Fottner L.:
Untersuchungen zum Einfluß der Rotor-Stator Interaktion auf die saugseitige Transition eines hochbelasteten ungekühlten Niederdruck-Turbinengitters, DGLR-JT99 078, Berlin, 1999.
- [13] Brunner, S.:
Untersuchung des Strömungsverhaltens von hochbelasteten ungekühlten Niederdruck-Turbinengittern unter Berücksichtigung der Rotor-Stator Interaktion, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2000.
- [14] Curtis, E.M.; Hodson, H.P.; Banieghbal M.R.; Howell R.J.; Harvey N.W.:
Development of Blade Profiles for Low Pressure Turbine Applications, ASME 96-GT-358, ASME Turbo Expo, Birmingham, UK, 1996.
- [15] Dieterich, H.:
Vorbereitung, Durchführung und Auswertung experimenteller und numerischer Untersuchungen am Niederdruckturbinengitter T162, Diplomarbeit 2005/4.2, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2005.
- [16] Dénos, R. (Editor):
Aero-Engine Design - A State of the Art, Lecture Series 2003-06, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2003.
- [17] Drela, M.; Youngren, H.:
A User's Guide to MISES 2.53, DMIT Computational Aerospace Sciences Laboratory, 1988.
- [18] Drela, M.:
MISES Implementation of Modified Abu-Ghannam/Shawn Transition Criterion (Second Revision), DMIT Computational Aerospace Sciences Laboratory, 1998.
- [19] Dunham, J.:
Prediction of Boundary Layer Transition on Turbomachinery Blades, AGAR-Dograph Nr. 164, S. 55-71, 1972.
- [20] Eckert, M.:
Turbulenz - ein problemhistorischer Abriss, NTM International Journal of History and Ethics of Natural Sciences, Technology, Vol. 16, Nr. 1, 2008.
- [21] Eltermann, H.:
Ein Beitrag zur numerischen Integration bei nicht gleichabständigen Abszissen und zur Berechnung von Kurvenintegralen, ZAMM, Bd. 33, Nr. 8/9, S. 254/255, 1953.
- [22] Entlesberger, R.-G.; Martinstetter, M.:

- Untersuchungen am Turbinengitter T161 zur Bestimmung der Profildruckverteilung und der Gittercharakteristik*, Institutsbericht LRT-WE12-05/02, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2005.
- [23] Entlesberger, R.-G.:
Untersuchungen am Turbinengitter T160 zur Bestimmung der Profildruckverteilung und der Gittercharakteristik, Institutsbericht LRT-WE12-05/01, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2005.
- [24] Eulitz, F.:
Numerische Simulation und Modellierung der instationären Strömung in Turbomaschinen, DLR Forschungsbericht 2000-05, Cologne, Germany.
- [25] Fottner, L.:
Review on Turbomachinery Blading Design Process, AGARD Lecture Series: Blading Design for Axial Turbomachines, No. 167, 1989.
- [26] Franke, M.:
Persönliche Kommunikation, MTU Aero Engines GmbH, München, 2008.
- [27] Fraser, C.J.; Gardiner, I.D.:
The Effect of Pressure Gradient and Freestream Turbulence Intensity on the Length of the Transitional Boundary Layers, Proc. IMechE., Vol. 202, pp. 195-203, 1988.
- [28] Ganzert, W.:
Konzeption, Programmierung und Erprobung eines PC-gesteuerten Meßsystems zur Aufnahme von Nachlaufdübeln und Profildruckverteilungen inklusive Auswertung am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal als Ersatz des PE 3203-Systems, Institutsbericht LRT-WE12-96/03, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1996.
- [29] Germain, T.; Nagel, M.; Baier R.-D.:
Visualisation and Quantification of Secondary Flows: Application to Turbine Bladings with 3D-Endwalls, ISAI8-0098, 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Lyon, 2007.
- [30] Gier, J.; Raab, I.; Schröder T.; Hübner N.; Franke M.; Kennepohl F.; Lippl F.; Germain T.; Enghardt L.:
Preparation of Aero Technology for new Generation Aircraft Engine LP Turbines, CEAS-2007-139, 1st CEAS European Air and Space Conference, Berlin, 2007.
- [31] Gier, J.; Franke, M.; Hübner N.; Schröder T.:
Designing LP Turbines for Optimized Airfoil Lift, ASME-GT2008-51101, ASME Turbo Expo, Berlin, 2008.
- [32] Gier, J.; Hübner, N.:
Design and Analysis of a High Stage Loading Five-Stage LP Turbine Rig employing improved transition modeling, ASME-GT2005-68971, ASME Turbo Expo, Reno, Nevada, USA, 2005.
- [33] Giles, M.B.; Drela, M.:

- Two-Dimensional Transonic Aerodynamic Design Method*, AIAA Journal, No. 25, Issue 9, pp. 1199-1206, 1987.
- [34] Godard, G.; Stanislas, M.:
Control of decelerating boundary layer. Part 1: Optimization of passive vortex generators, Aerospace Science and Technology, Vol.10, S. 181-191, 2006.
- [35] Halstead, D.E.; Wisler, D.C.; Okiishi T.H.; Walker G.J.; Hodson H.P.; Shin H.:
Boundary Layer Development in Axial Compressor and Turbines, Part 1: Composite Pictures, ASME 95-GT-461, ASME Turbo Expo, Houston, TX, USA, 1995.
- [36] Halstead, D.E.:
Flow Field Unsteadiness and Turbulence in Multistage Low Pressure Turbines, Conference on Boundary Layer Transition in Turbomachines, Minnowbrook, Syracuse University, 1997.
- [37] Haselbach, F.; Schiffer, H.-P.; Horsmann M.; Dressen S.; Harvey N; Read S.:
The Application of Ultra High Lift Blading in the BR715 LP Turbine, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, pp. 45-51, 2002.
- [38] Hatman, A.; Wang, T.:
Separated-Flow Transition, Part 3 - Primary Modes and Vortex Dynamics, ASME 98-GT-463, ASME Turbo Expo, Stockholm, Schweden, 1998.
- [39] Hein, A.:
Installation und Inbetriebnahme eines PIV-Messsystems am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal, Diplomarbeit LRT-2008/2.20, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2008.
- [40] Hepperle, M.:
Turbulators, Website: <http://www.mh-aerotools.de/airfoils/turbulat.htm>, Aufruf: April 2009, 2003.
- [41] Hergt, A.; Meyer, R.; Engel K.:
The Capability of Influencing Secondary Flow in Compressor Cascades., ASME-GT2006-90415, ASME Turbo Expo, Barcelona, Spanien, 2006.
- [42] Hilgenfeld, L.:
Turbulenzstrukturen in hochbelasteten Transsonik-Verdichtergittern unter besonderer Berücksichtigung der Verdichtungsstoss-Grenzschicht-Interferenz, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2006.
- [43] Himmel, C.G.; Thomas, R.L.; Hodson H.:
Effective Passive Flow Control for Ultra-High-Lift Low Pressure Turbines, European Turbomachinery Conference, Graz, Österreich, 2009.
- [44] Hinze, J.O.:
Turbulence, McGraw-Hill Classic Textbook Reissue Series, McGraw-Hill Inc., New York, 1987.
- [45] Hoheisel, H.:
Entwicklung neuer Entwurfskonzepte für zwei Turbinengitter, DFVLR Interner Bericht, IB 129-81/26, Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, 1981.

- [46] Homeier, L.:
Untersuchungen am Turbinengitter T160 zur Bestimmung der Gittercharakteristik bei homogener stationärer und periodisch instationärer Zuströmung und Anfertigen von Ölanstrichbildern, Institutsbericht LRT-WE12-03/09, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2003.
- [47] Hourmouziadis, J.:
Aerodynamic Design of Low-Pressure Turbines, AGARD Lecture Series, Vol. 167, 8.1-8.40, 1989.
- [48] Howell, R.J.:
Wake-Separation Bubble Interaction in Low Reynolds Number Turbomachinery, Dissertation, Cambridge University Engineering Department, Cambridge, UK, 1999.
- [49] Kapulla, R.:
PIV-Grundlagen, Paul-Scherer-Institut, 2007.
- [50] Kawai, T.; Shinoki, S.; Adachi T.:
Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using End-wall Fences, JSME International Journal, Series II, Vol. 32, No. 3, S. 375-387, 1989.
- [51] King, L.V.:
On the Convection of Heat from Small Cylinders in a Stream of Fluid: Determination of the Convection Constants of Small Platinum Wires, with Applications to Hot-Wire Anemometry, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A, Vol. 214, S. 373-432, 1914.
- [52] Kiock, R.; Laskowski, G.; Hoheisel H.:
Die Erzeugung höherer Turbulenzgrade in der Meßstrecke des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals, Braunschweig, zur Simulation turbomaschinenähnlicher Bedingungen, DFVLR-FB 82-25, Institut für Entwurfsaerodynamik, DFVLR Braunschweig, 1982.
- [53] Kiock, R.:
Turbulence Downstream of Stationary and Rotating Cascades, ASME 73-GT-80, Gas Turbine Conference and Product Show, Washington, 1973.
- [54] Kiock, R.:
Persönliche Kommunikation, Oktober 2005.
- [55] Kolmogorov, A. N.:
The local structure of turbulence in incompressible viscous fluids for very large reynolds numbers, Compt. Rend. Acad. Sci. (SSSR), 30, 301, 1941.
- [56] Ladwig, M.:
Das Kennfeld des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals, Institutsbericht LRT-WE12-90/10, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1988.
- [57] Ladwig, M.:
Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss einer inhomogenen Zuströmung auf die Entwicklung des Strömungsfeldes in Turbinenschaufelgittern, Dissert.

- tation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1991.
- [58] Lake, J.P.:
Flow Separation Prevention on a Turbine Blade in Cascade at Low Reynolds Number, Dissertation, Faculty of the Graduate School of Engineering, Air Force Institute of Technology, Wright-Patterson AFB, Ohio, 1999.
- [59] Lakshminarayana, B.; Poncet, A.:
A Method of Measuring Three-Dimensional Rotating Wakes behind Turbomachinery Rotors, Journal of Fluids Engineering, Vol. 96, Nr. 2, 1974.
- [60] LaVision:
FlowMaster - Product Manual, 2007.
- [61] Laws, E.M.; Livesey, J.L.:
Flow through Screens, Ann. Rev. Fluid Mechanics, No. 10, pp. 247-266, 1978.
- [62] Lissaman, P.B.S.:
Low-Reynolds-Number Airfoils, Ann. Rev. Fluid Mechanics, Vol. 15, S. 223-239, 1983.
- [63] Ludewig, T.; Niehuis, R.; Franke M.:
Comparison of the Capability of Active and Passive Methods of Boundary Layer Control on a Low Pressure Turbine Cascade, 16th DGLR Symposium of STAB, International Symposium of the German working Committee of Fluid Mechanics, Aachen, 2008.
- [64] Ludewig, T.:
Untersuchungen am Turbinengitter T161-T-x zur Bestimmung des Grenzschichtverhaltens unter Einsatz verschiedener Turbulatoren, Institutsbericht LRT-WE12-07/02, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2007.
- [65] Lyon, C.A.; Selig, M.A.; Broeren A.P.:
Boundary Layer Trips at Low Reynolds Numbers, 35th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, USA, 1997.
- [66] Martinstetter, M.; Schröder, D.:
Grundlagenuntersuchung zur Zuströmturbulenz im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal, Institutsbericht LRT-WE12-07/01 (interner Bericht), Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2007.
- [67] Martinstetter, M.:
Untersuchungen am Turbinengitter T162 zur Bestimmung der Profilcharakteristik, Institutsbericht LRT-WE12-05/05, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2005.
- [68] Martinstetter, M.:
Untersuchungen am Turbinengitter T163 zur Bestimmung der Profilcharakteristik, Institutsbericht LRT-WE12-05/07, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2005.
- [69] Martinstetter, M.:
Kameratest mit PCO-Kamerasystem im Hochgeschwindigkeits-

- Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe*, Versuchsprotokoll, interner Bericht in Kooperation mit PCO AG, Kehlheim, 2008.
- [70] Martinstetter, M.:
Untersuchungen am Turbinengitter T161 unter Einsatz passiver Grenzschichtbeeinflussung, Institutsbericht LRT-WE12-08/08, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2008.
- [71] Martinstetter, M.; Schwarze, M.; Niehuis R.; Hübner N.:
Influence of Inflow Turbulence on Loss Behavior of highly loaded LPT Cascades, 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, USA, 2008.
- [72] Mayle, R.E.:
Boundary Layers in Turbomachines: Fundamental Aspects of Boundary Layers and Transition in Turbomachines, VKI Lecture Series 1991-06, 1991.
- [73] Mayle, R.E.:
The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines, ASME 91-GT-261, ASME Turbo Expo, Orlando, FL, USA, 1991.
- [74] Morkovin, M.V.:
Fluctuations and Hot-Wire Anemometry in Compressible Flows, AGARDograph 24, 1956.
- [75] Nagel, M.G.:
Numerische Optimierung dreidimensional parametrisierter Turbinenschaufeln mit umfangsunsymmetrischen Plattformen; Entwicklung, Anwendung und Validierung, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2004.
- [76] Nitsche, W.; Brunn, A.:
Strömungsmesstechnik, 2. aktualisierte und bearbeitete Auflage, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 2006.
- [77] Pfeil, H.; Eifler, J.:
Turbulenzverhältnisse hinter rotierenden Zylindergittern, Forschung im Ingenieurwesen, Vol. 42, S. 27-32, 1979.
- [78] Prandtl, L.:
Über den Luftwiderstand von Kugeln, Göttinger Nachrichten, S. 177, 1914.
- [79] Raffel, M.; Willert, C.; Wereley S.; Kompenhans J.:
Particle Image Velocimetry - A Practical Guide, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2007.
- [80] Rannacher, J.:
Vorgang des Grenzschichtumschlages in laminaren Ablösewirbeln und seine Berücksichtigung bei Grenzschichtrechnungen, Maschinenbautechnik 31, S. 322-326, 1982.
- [81] Reichardt, B.:
Literaturrecherche zu den Möglichkeiten passiver Grenzschichtbeeinflussung bei Turbinenschaufeln, Studienarbeit 2006/1.3, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2006.
- [82] Römer, N.:
Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Umschlagsverhalten der

- Profilgrenzschicht an Verdichter- und Turbinengittern*, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1990.
- [83] Rosemann, H.:
Einfluß der Geometrie von Mehrfach-Hitzdrahtsonden auf die Meßergebnisse in turbulenten Strömungen, DLR Forschungsbericht DLR-FB-89-26, 1989.
- [84] Schlichting, H.; Truckenbordt, E.:
Aerodynamik des Flugzeugs - Erster Band: Grundlagen der Strömungstechnik, Aerodynamik des Tragflügels, Springer Verlag, Berlin, 3. Auflage, 2001.
- [85] Schlichting, H.:
Grenzschichttheorie, Karlsruhe, 1965.
- [86] Scholz, N.:
Aerodynamik des Schaufelgitters - Band 1: Grundlagen, Zweidimensionale Theorie, Anwendungen, Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965.
- [87] Scholz, N.; Hopkes, U.:
Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Deutschen Forschungsanstalt für Luftfahrt Braunschweig, Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, Band 25, Nr. 5, 1959.
- [88] Schröder, D.:
Analyse und konstruktive Weiterentwicklung Turbulenz erzeugender Maßnahmen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal, Diplomarbeit 2006/4.6, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2007.
- [89] Schröder, T.:
Entwicklung des instationären Nachlaufs hinter quer zur Strömungsrichtung bewegten Zylindern und dessen Einfluß auf das Umschlagsverhalten von ebenen Grenzschichten stromabwärts angeordneter Versuchskörper, Dissertation, TU Darmstadt, 1985.
- [90] Schröder, T.:
Evaluation of high stage loading potential for low pressure turbines, Vortrag A.08, The VITAL Final Workshop, Budapest, 2009.
- [91] Schulte, V.; Hodson, H.P.:
Prediction of the Beccalmed Region for LP Turbine Profile Design, ASME 97-GT-398, ASME Turbo Expo, Orlando, Florida, USA, 1997.
- [92] Schulte, V.:
Unsteady Separated Boundary Layers in Axial Flow Turbomachinery, PhD Dissertation, Cambridge University, 1995.
- [93] Schwarze, M.:
Persönliche Kommunikation, Universität der Bundeswehr München, 2009.
- [94] Schwarze, M.; Martinstetter, M.; Niehuis R.; Kotzbacher T.:
Unsteady Numerical Simulation of the Influence of Periodically Unsteady Wakes on Boundary Layer Development and Loss Behavior of a Highly Loaded Low Pressure Turbine Cascade, 8th European Conference on Turbomachinery (ETC), Graz, Österreich, 2009.
- [95] Schwarze, M.; Martinstetter, M.; Niehuis R.:

- Modelling the Influence of Inflow Turbulence on LPT Performance*, AIAA Joint Propulsion Conference, Denver, USA, 2009.
- [96] Sieverding, C.H.:
Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages, ASME Paper 84-GT-78, 1984.
- [97] Sieverding, C.H.; Wilputte, Ph.:
Influence of Mach Number and End Wall Cooling on Secondary Flows in a Straight Nozzle Cascade, ASME 80-GT-52, ASME Turbo Expo, New Orleans, USA, 1980.
- [98] Stadtmüller, P.:
Grenzschichtentwicklung und Verlustverhalten von hochbelasteten Turbinengittern unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2002.
- [99] Steffens, K.; Fritsch, G.:
Enabling Low Spool Technologies for Future High-Bypass Ratio Engines, ISA-BE 99-721, 14. International Symposium on Airbreathing Engines, Florence, IT, 1999.
- [100] Stieger, R.D.:
The Effects of Wakes on Separating Boundary Layers in Low Pressure Turbines, Dissertation, Cambridge University Engineering Department, Cambridge, UK, 2002.
- [101] Sturm, W., Fottner L.:
The High-Speed Cascade Wind Tunnel of the German Armed Forces University Munich, Paper presented at the 8th Symp. on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Genoa, Italy, 1985 und Institutsbericht LRT-WE-12-85/11, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1985.
- [102] Taylor, G.I.:
The Spectrum of Turbulence, Proc. Roy. Soc. London, A 164, S. 476-490, 1938.
- [103] Van Treuren, K.W.; Simon, T.; von Koller M.; Byerley A.R.; Baughn J.W.; Rivir R.:
Measurements in a Turbine Cascade Flow Under Ultra Low Reynolds Number Conditions, ASME Journal of Turbomachinery, 124, pp. 100-106., 2002.
- [104] VITAL:
Contract for Integrated Project - Annex I - Description of Work, Sixth Framework Program, Priority 4 - Aeronautics and Space, FP6-2003-AERO-1, 2004.
- [105] Volino, R.J.:
Passive Flow Control on Low-Pressure Turbine Airfoils.
- [106] Wang, H. P.; Olson, S. J.; Goldstein R. J.; Eckert E. R. G.:
Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades, ASME 95-GT-7, ASME Turbo Expo, Houston, TX, USA, 1995.
- [107] Webster, P.F.:

- Design of a 4 1/2 Stage Turbine with a Stage Loading Factor of 4.66 and High Specific Work Output*, 1976.
- [108] Weiß, A.:
Auswertung von Strömungsfeldmessungen mit Fünflochsonden in Verdichter- und Turbinengittern, Institutsbericht LRT-WE12-91/15, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1991.
- [109] Weiß, A.:
Der Einfluß der Profilgeometrie auf die Entwicklung der Sekundärströmungen in Turbinengittern, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1993.
- [110] White, F.M.:
Viscous Fluid Flow, 2nd Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1991.
- [111] Wisler, D.C.:
Blade Row Interference Effects in Axial Turbomachinery Stages: The Technical and Economic Relevance of Understanding Blade Row Interaction Effects in Turbomachinery, VKI Lecture Series 1998-02, 1998.
- [112] Wolff, S.:
Konzeption, Programmierung und Erprobung eines PC-gesteuerten Messsystems zur Aufnahme und Auswertung von 1-D und 3-D-Hitzdrahtsignalen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal als Ersatz des HP-Systems, Institutsbericht LRT-WE12-99/09, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1999.
- [113] Wolff, S.:
Aerodynamische Effekte bei Vorderkanten-Filmkühlausblasung an hochbelasteten Turbinengittern unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2004.
- [114] Wunderwald, D.:
Untersuchungen der Turbulenzstrukturen in hochbelasteten Verdichter- und Turbinengittern, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1995.
- [115] Zhang, X.F.; Hodson, H.:
The Combined Effects of Surface Trips and Unsteady Wakes on the Boundary Layer Development of an Ultra-High-Lift LP Turbine Blade, ASME GT2004-53081, ASME Turbo Expo 2004, Wien, Österreich, 2004.
- [116] Zhang, X.F.; Hodson, H.:
Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence Intensity on the Unsteady Boundary Layer Development on an Ultra-High-Lift LPT Airfoil, ASME GT2007-27274, ASME TurboExpo Montreal, Canada, 2007.
- [117] Zweifel, O.:
Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschaukelungen von Turbomaschinen, insbesondere bei grosser Umlenkung in den Schaufelreihen, Brown Boveri Report, Vol. 31, Nr. 12, S. 436-444, 1945.

Lebenslauf

Name		Martinstetter
Vorname		Markus
Anschrift		Schlierseestr. 75 81539 München
Geburtsdatum		05. 11. 1978
Geburtsort		Koblenz
Staatsangehörigkeit		deutsch
Schulbildung	1985-1989	Grundschule Koblenz-Moselweiß
	1989-1998	Staatl. Görres-Gymnasium Koblenz
Wehrdienst	1998-1999	Wehrdienst beim 3./StFmRgt 310, Koblenz
Studium	1999-2004	Studium des Maschinenbaus, Fachrichtung Luft- und Raumfahrttechnik, Technische Universität Braunschweig
Berufstätigkeit	2005-2009	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Institut für Strahlantriebe Universität der Bundeswehr München
	seit 2010	Vertriebsverantwortlicher Forschung & Technologie MBDA Missile Systems / LFK-Lenkflugkörpersysteme GmbH