

REPORT DOCUMENTATION PAGE

Form Approved OMB No. 0704-0188

Public reporting burden for this collection of information is estimated to average 1 hour per response, including the time for reviewing instructions, searching existing data sources, gathering and maintaining the data needed, and completing and reviewing the collection of information. Send comments regarding this burden estimate or any other aspect of this collection of information, including suggestions for reducing this burden to Washington Headquarters Services, Directorate for Information Operations and Reports, 1215 Jefferson Davis Highway, Suite 1204, Arlington, VA 22202-4302, and to the Office of Management and Budget, Paperwork Reduction Project (0704-0188), Washington, DC 20503.

1. AGENCY USE ONLY (Leave blank)		2. REPORT DATE 2000	3. REPORT TYPE AND DATES COVERED Dissertation	
4. TITLE AND SUBTITLE Untersuchung des Stromungsverhaltens von hochbelasteten ungekuehlten Niederdruck-Turbinengittern unter Beruecksichtigung der Rotor-Stator Interaktion Examination of Flow Behavior of Highly loaded Uncooled Low-Pressure Turbine Grids with Regard to Rotor-Stator Interaction			5. FUNDING NUMBERS	
6. AUTHOR(S) Stefan Brunner			8. PERFORMING ORGANIZATION Report Number REPORT NUMBER	
7. PERFORMING ORGANIZATION NAME(S) AND ADDRESS(ES) Fakultaet fuer Luft- und Raumfahrttechnik Universitaet der Bundeswehr Muenchen			10. SPONSORING/MONITORING AGENCY REPORT NUMBER	
9. SPONSORING/MONITORING AGENCY NAME(S) AND ADDRESS(ES)			10. SPONSORING/MONITORING AGENCY REPORT NUMBER	
11. SUPPLEMENTARY NOTES Text in German. Title and abstract in German and English, 175 pages.				
12a. DISTRIBUTION/AVAILABILITY STATEMENT Distribution A: Public Release.			12b. DISTRIBUTION CODE	
ABSTRACT (Maximum 200 words) Tests are made on two highly loaded low-pressure turbine grids, which have been specially developed in order to make use of the positive effects of rotor-stator interaction, observing simultaneously the typical Mach and Reynolds number combinations. After an introduction on the influence of rotor-stator interaction on the profile border layers in turbo machines, a trial construction ensues in a High-Speed Grid Wind Canal (HSGWC), the dimensions and problematic areas of which are also described. The next two chapters compare the results of the experiment with the non-empirical, theoretical data. The last chapter contains recommendations on how one might outfit a low-pressure turbine grid with regard to periodically non-stationary afflux.				
14. SUBJECT TERMS German, UNIBW, Turbine grids, Non-stationary flow behavior, High-speed grid wind canal, Rotor/Stator interaction, Turbo machines, Reynolds numbers			15. NUMBER OF PAGES	
			16. PRICE CODE	
17. SECURITY CLASSIFICATION OF REPORT UNCLASSIFIED	18. SECURITY CLASSIFICATION OF THIS PAGE UNCLASSIFIED	19. SECURITY CLASSIFICATION OF ABSTRACT UNCLASSIFIED	20. LIMITATION OF ABSTRACT UNLIMITED	

NSN 7540-01-280-5500

Standard Form 298 (Rev. 2-89)
Prescribed by ANSI Std. Z39-18
298-102

20021119 050

**Untersuchung des Strömungsverhaltens von
hochbelasteten ungekühlten Niederdruck-Turbinengittern
unter Berücksichtigung der Rotor-Stator Interaktion**

DISTRIBUTION STATEMENT A
Approved for Public Release
Distribution Unlimited

Stefan Brunner

**Untersuchung des Strömungsverhaltens von
hochbelasteten ungekühlten Niederdruck-Turbinengittern
unter Berücksichtigung der Rotor-Stator Interaktion**

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. Stefan Brunner

1. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner
2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis

Tag der Einreichung: 23. Mai 2000
Tag der Annahme: 15. September 2000
Tag der Promotion: 20. November 2000

AQ F03-02-0224

**Reproduced From
Best Available Copy**

**Copies Furnished to DTIC
Reproduced From
Bound Originals**

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner, der die Anregung zu dieser Themenstellung gab. Durch seine stete Diskussionsbereitschaft, die fortwährende Unterstützung und durch den fachlichen wie auch persönlichen Freiraum, den er mir gewährte, wurde diese Arbeit erst ermöglicht. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis für die Übernahme des Korreferates und für die wertvollen Hinweise während der Diskussion des Manuskriptes danken.

Mein herzlicher Dank gilt allen Mitarbeitern des Instituts für Strahlantriebe, die nicht nur zur kollegialen sondern auch freundschaftlichen Atmosphäre am Institut beigetragen haben. Besonders möchte ich mich bei meinem ehemaligen Kollegen Dr. Robert Leipold bedanken, der mir ein wertvoller Freund geworden ist. Ebenso möchte ich mich bei den Kollegen der „Instationären Arbeitsgruppe“ Reinhold Teusch, Peter Stadtmüller, Stefan Wolff, Markus Kampitsch und auch bei Carsten Schwarz recht herzlich für die vielfältige Unterstützung nicht nur während der Erstellung dieser Arbeit bedanken. Bei den Kollegen des Technischen Personals Herrn Ehrlich, Herrn Lorz und Herrn Hampel möchte ich mich bedanken, ohne ihre Unterstützung hätte so mancher „Stabverlust“ unserer „Höllmaschine“ nicht so ohne weiteres behoben werden können.

Dem Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie (BMBF) und auch der Rolls-Royce Deutschland GmbH danke ich für die finanzielle Förderung dieses AG-TURBO Forschungsvorhabens. Ebenso danke ich der Universität der Bundeswehr München für die Förderung des Druckes dieser wissenschaftlichen Arbeit.

Ganz besonders aber möchte ich meiner Frau Astrid danken, die mir mit ihrer Liebe, Geborgenheit und ihrem Verständnis den nötigen Rückhalt in meinem Leben gibt. Ebenso möchte ich mich bei meiner ganzen Familie für die fortwährende Unterstützung bedanken.

Untersuchung des Strömungsverhaltens von hochbelasteten ungekühlten Niederdruck-Turbinengittern unter Berücksichtigung der Rotor-Stator Interaktion

Übersicht

Zur Erzielung eines Wettbewerbsvorteiles gegenüber der Konkurrenz sind insbesondere die Triebwerkshersteller gezwungen die einzelnen Komponenten des Triebwerkes und das Zusammenwirken dieser Komponenten zu optimieren. Neben der Verbesserung der Komponentenwirkungsgrade und des Gesamtwirkungsgrades bietet eine Gewichtsreduzierung des Triebwerkes bei konstanter Schuberzeugung ein weiteres Optimierungspotential. Hierbei hat das Triebwerksgewicht aufgrund der notwendigen Anzahl von Schaufeln pro Schaufelreihe sowohl einen Einfluß auf die Herstellkosten als auch auf die Wartungskosten des Triebwerkes. Da in einem modernen Triebwerk etwa 1/3 des Gesamt-Triebwerkgewichtes auf die Niederdruck-Turbinenkomponente zurückzuführen ist, weist diese Komponente auch das größte Potential für eine Gewichtseinsparung am Gesamt-Triebwerk auf.

Eine Reduzierung des Gewichtes einer Niederdruck-Turbinenstufe kann durch eine Vergrößerung der jeweiligen Schaufelteilung und somit einer Reduzierung der Anzahl von Niederdruck-Turbinenschaufeln erreicht werden. Aufgrund einer höheren aerodynamischen Belastung der jeweiligen Beschaukelung wächst allerdings bei dieser Vorgehensweise auch die Gefahr einer Strömungsablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich, was zu einer hohen Verlustgenerierung führen kann. Durch die abwechselnde Anordnung von Stator- und Rotorreihen in einer Komponente und die damit erzeugte instationäre Zuströmung kann diesem Problem begegnet werden. In der Literatur sind Untersuchungen zu finden, die auf positive Effekte einer Rotor-Stator Interaktion auf die nachfolgende saugseitige Grenzschichtentwicklung hinweisen. Da diese Untersuchungen allerdings nur an Niedergeschwindigkeits-Gitterwindkanälen durchgeführt worden sind, ist die Übertragbarkeit ihrer Ergebnisse auf Komponentenversuche oder auch auf Triebwerksversuche nicht eindeutig nachgewiesen. Aus diesem Grunde liefert der Nachweis und die Identifizierung von positiven Effekten der Rotor-Stator Interaktion am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK) des Institutes für Strahltriebwerke an der Universität der Bundeswehr München bei realistischen Machzahl- und Reynoldszahl-Kombinationen die notwendige Auslegungssicherheit für zukünftige hochbelastete Niederdruck-Turbinen.

Für eine detailliertere Analyse der bei der Rotor-Stator Interaktion auftretenden Grenzschichteffekte wurden am HGK zwei hochbelastete ungekühlte Niederdruck-Turbinengitter T115 und T116 experimentell untersucht. Beide Turbinengitter weisen die gleichen aerodynamischen Zu- und Abströmbedingungen auf ($\beta_1 = 135^\circ$, $Ma_{2,h} = 0.7$ und $Re_{2,h} = 100000$) und wurden speziell für die Nutzung der positiven Effekte der Rotor-Stator Interaktion entwickelt.

Aufgrund einer größeren Schaufelteilung kombiniert mit einer Anpassung der Profilierung weist das Turbinengitter T116 eine um 15% größere aerodynamische Belastung als das Turbinengitter T115 auf.

Für die Simulation einer instationären Zuströmung zum jeweiligen ebenen Turbinengitter am HGK fand ein Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen (EIZ) Verwendung, bei dem mittels 2 mm dicken Stäben stromauf der Gittereintrittsebene charakteristische Nachlaufdübeln generiert wurden. Die Stäbe wurden dabei mit einer Geschwindigkeit von bis zu $U_{stab} = 40$ m/s traversiert. Neben den experimentellen Untersuchungen, die sowohl mit Druck- als auch mit Hitzdraht- oder auch Dünnfilm-Meßtechniken ausgeführt wurden, fanden auch numerische Untersuchungen bezüglich der Auswirkungen der Rotor-Stator Interaktion auf das saugseitige Grenzschichtverhalten statt. Hierfür kam der stationäre gekoppelte Euler-/Grenzschichtlöser MISES2.4 und der instationäre Navier-Stokes-Löser TRACE_U zur Anwendung.

Während beide hochbelastete Niederdruck-Turbinengitter bei stationärer Zuströmung eine relativ schlechte Aerodynamik aufweisen, zeigen sie erst bei instationärer Zuströmung aufgrund der periodischen Unterdrückung einer laminaren Ablösung bzw. einer laminaren Ablöseblase ihr positives Potential. Beim Turbinengitter T115 liegt bei instationärer Zuströmung eine maximale Reduzierung der Profil-Totaldruckverluste von 34 % im Vergleich zur stationären Zuströmung vor, wohingegen sich beim Turbinengitter T116 im gleichen Betriebspunkt eine Reduzierung von 28 % feststellen läßt. Die numerischen Untersuchungen zeigen, daß mit dem instationären Navier-Stokes-Löser TRACE_U zwar das charakteristische saugseitige Grenzschichtverhalten bei instationärer Zuströmung gut wiedergegeben werden kann, aber die Bestimmung der Profil-Totaldruckverluste weniger realistisch möglich ist. Dies kann auf eine unterschiedliche Bestimmung der Verlustgenerierung in einer laminaren Ablöseblase im Vergleich zu einer laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich zurückgeführt werden.

Die Erkenntnisse der umfangreichen experimentellen Untersuchungen und die in der Literatur aufgeführten Aspekte wurden verwendet, um Kriterien für die zukünftige Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinen zu gewinnen. Ziel ist es, neue hochbelastete Schaufelungen auszulegen, die wegen der Verwendung einer geringeren Anzahl von Schaufeln bei konstanter Arbeitsumsetzung pro Stufe zu einem niedrigeren Gewicht und sinkenden Kosten der Turbinenkomponente und damit des gesamten Turbostrahltriebwerkes beitragen.

Inhalt

Bezeichnungen	Seite
1. Einleitung	1
2. Der Einfluß von Rotor-Stator Interaktion auf Profildruckschichten in Turbomaschinen..	3
2.1. Profiltransitionsmechanismen in Turbomaschinen.....	4
2.2. Bisherige Untersuchungen zum laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag unter Berücksichtigung instationärer Zuströmung.....	6
2.2.1. Untersuchungen an einfachen Konfigurationen in Windkanälen	7
2.2.2. Untersuchungen an Komponenten-Prüfständen.....	11
2.2.3. Numerische Simulationen der Rotor-Stator Interaktion	14
2.3. Schlußfolgerungen und Ziel vorliegender Untersuchung	16
3. Versuchsaufbau am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK).....	17
3.1. Auslegungsdaten der Niederdruck-Turbinengitter.....	17
3.2. Versuchsaufbau am HGK	19
3.2.1. Kurzbeschreibung des HGK	19
3.2.2. Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen (EIZ)	19
3.2.3. Aufbau der Meßstrecke	21
3.2.4. Instrumentierung und Meßwerterfassung	22
3.3. Messung und Auswertung der Profildruckverteilungen sowie der Nachlauftraversierung	23
3.4. Strömungsfeldtraversierung im Gitternachlauf und Öl-Anstrichbilder bei stationärer Zuströmung	27
3.5. Instationäre Meßtechniken	29
3.5.1. 1D – Heißfühler-Meßtechnik	29
3.5.2. Dünnfilmmesstechnik	31
3.5.3. Auswerteverfahren bei instationärer Zuströmung.....	33
3.6. Meßprogramm.....	35
4. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	35
4.1. Voruntersuchungen beim Einsatz des EIZ.....	36
4.2. Analyse der Nachlauf- und Profildruckverteilungsmessungen.....	38
4.3. Untersuchungen mit instationären Meßtechniken.....	44
4.3.1. Analyse der instationären Zuströmbedingungen in der Gittereintrittsebene	44
4.3.2. Dünnfilmuntersuchungen der saugseitigen Grenzschicht bei stationärer Zuströmung	46

4.3.3. Dünnschichtuntersuchungen der saugseitigen Grenzschicht bei instationärer Zufluss	48
4.3.4. Saugseitige Profilschichtentwicklung	53
4.4. Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen.....	58
4.5. Empfehlungen für weitere experimentelle Untersuchungen.....	61
5. Ergebnisse der numerischen Untersuchungen und Vergleich mit Messungen	63
5.1. Gekoppelter Euler-/Grenzschichtlöser MISES	64
5.2. Navier-Stokes Löser TRACE_U.....	65
5.3. Vergleich der Ergebnisse von Messung und Rechnung.....	66
5.3.1. Vergleich des Gitterverhaltens (isentropische Profil-Machzahlverteilungen, Profil-Totaldruckverlustbeiwerte).....	67
5.3.2. Vergleich der saugseitigen Grenzschichtentwicklung	71
5.4. Zusammenfassung der numerischen Untersuchungen	73
5.5. Empfehlungen für weitere numerische Untersuchungen	76
6. Empfehlungen für die Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern unter Berücksichtigung von periodischer instationärer Zufluss	77
7. Zusammenfassung.....	80
8. Literaturverzeichnis	84
9. Verzeichnis der Tabellen und Abbildungen.....	100

I

Bezeichnungen

a) Größen:

A, B, G	[-]	Kalibrierkoeffizienten
A	[m ²]	Fläche
b	[-]	zeitabhängiges Signal
c	[m/s]	Geschwindigkeit
c _a	[-]	Widerstandsbeiwert
c _r	[-]	Schubspannungsbeiwert
d	[m]	Stabdurchmesser
D	[N]	Widerstandskraft
E	[V]	Spannung
f	[1/s]	Frequenz
f	[-]	Funktion
F	[N]	Kraft
g	[m]	gesamte saugseitige Profil-Oberflächenauflänge
H	[m]	Höhe des Strömungsquerschnitts
h	[m]	Schaufelhöhe
K	[-]	Beschleunigungsparameter
l	[m]	Profil-Sehnenlänge
Ma	[-]	Machzahl
N	[-]	Anzahl, Anzahl der Perioden
p	[Pa]	statischer Druck
p _t	[Pa]	Totaldruck
R	[Ω]	elektrischer Widerstand
Re	[-]	Reynoldszahl
Q	[W]	Wärmefluß
s	[m]	saugseitige Profil-Oberflächenauflänge von der Vorderkante gerechnet
Sr	[-]	Strouhalzahl
T _t	[K]	Totaltemperatur
T	[s]	Stabperiode
t	[s]	Zeit
t	[m]	Stab-, bzw. Gitterteilung
Tu	[-]	Turbulenzgrad
u, v, w	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
U	[m/s]	Stabgeschwindigkeit
u, z	[m]	Positionen bei Nachlauftraversierung

II

x/l	[-]	dimensionslose Position im Bitangentenkoordinatensystem
x/l_{ax}	[-]	dimensionslose Position im Maschinenkoordinatensystem
y, z	[m]	wandnormaler Abstand, Höhe
Y, Z	[-]	Hilfsvariablen
Z	[-]	Zweifel-Zahl $[Z = \dot{m} \cdot (w_2 - w_1)] / [(q_1 - p_2) \cdot l]$
α	[°]	Strömungswinkel in Schaufelhöhenrichtung. Absolutwinkel
β	[°]	Strömungswinkel in Umfangsrichtung, Relativwinkel
β_s	[°]	Staffelungswinkel
δ	[m]	Grenzschichtdicke
δ_1	[m]	Verdrängungsdicke
δ_2	[m]	Impulsverlustdicke
Δ	[-]	Änderung einer Größe
H_{12}	[-]	Formfaktor
μ_3	[-]	Schiefe (Moment dritter Ordnung)
κ	[-]	Isentropenexponent
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
Γ_s	[s ⁻¹]	Sekundärwirbelstärke
Ω	[-]	axiales Stromdichteverhältnis, Stabfrequenz
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ω, ζ	[-]	Totaldruckverlustbeiwert
Φ	[-]	Durchflußzahl $c_{x,u}$
τ_w	[N/m ²]	Wandschubspannung

b) Indices und Hochzeichen:

ax	axial
G	Gitter
is	isentrop
j	Zählvariable
K	HGK-Druckkammer
lin	linear
m	massenstromgemittelt in Umfangsrichtung
M	zeitlich gemittelt
s	Sonde
S	Stab
t	total
u	lokaler Wert in der Nachlaufebene

III

Umg	Umgebung
Vk	Düsenvorkammer des HGK's
x	örtlich am Profil
x, y	Koordinatenrichtung
0	gemessener Wert bei $Ma_1=0$
1	Gitterzuströmung bzw. Stabzuströmung, Zählvariable
2	Gitterabströmung bzw. Stababströmung, Zählvariable
2th	isentropie Gitterabströmung
∞	unendlich, ungestörte Strömung außerhalb der Grenzschicht im Turbinengitter
\wedge	ausgemischter Wert
\sim	gemittelt nach dem Ensemble-Average-Verfahren
\cdot	turbulenter Wert
–	zeitlich gemittelt

c) Abkürzungen:

CTA	Constant Temperature Anemometry
DS	Druckseite
EIZ	Erzeuger Instationärer Zuströmbedingungen
FFT	Fast Fourier Transformation
HGK	Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal
HK	Hinterkante
MS	Mittelschnitt
PLEAT	Phase Locked Ensemble Averaging Technique
RMS	Root Mean Square (Standardabweichung)
SS	Saugseite
SW	Seitenwand
SVO	Streamwise Vorticity [$SVO = (\Gamma_s * 1) / w_{2th}$]
S1p	Ablöselinie der Vorgrenzschicht (druckseitiger Hufeisen- wirbelast)
S1s	Ablöselinie der Vorgrenzschicht (saugseitiger Hufeisen- wirbelast)
S2p	Ablöselinie druckseitiger Hufeisenwirbelast
S2s	Ablöselinie saugseitiger Hufeisenwirbelast
S3	Ablöselinie Eckenwirbel
S4	Ablöselinie Kanalwirbel
WINPANDA	Windows Programm zur Automatisierung von Nachlauf- und Druckverteilungsmessungen incl. Auswertung
3D	dreidimensional

1. Einleitung

Der Fan eines modernen Zweistrom-Turbostrahltriebwerkes mit hohem Nebenstromverhältnis erzeugt ungefähr 80 % des Gesamtschubes eines Triebwerkes. Angetrieben wird dieser Fan von der Niederdruck-Turbine. Dabei hat der Wirkungsgrad der Niederdruck-Turbine einen bedeutenden Einfluß auf den Treibstoffverbrauch des Triebwerkes und damit des gesamten Flugzeuges. Nach Wisler (1998) führt eine einprozentige Erhöhung des Niederdruck-Turbinenwirkungsgrades zu einer 0.7 – 0.9 prozentigen Steigerung des Gesamtwirkungsgrades des Triebwerkes und somit zu einer Absenkung des Brennstoffverbrauches in gleicher Größenordnung. Bei Vergleich der Steigerung des Komponenten-Wirkungsgrades in den letzten fünfzig Jahren zu dem heutigen Niveau von aktuellen schnelllaufenden, hochbelasteten Niederdruck-Turbinen von etwa 93% (Steffens und Fritsch, 1999), wird die Dimension einer einprozentigen Steigerung des Wirkungsgrades deutlich. Die Niederdruck-Turbinenentwicklung hat ein Technologieniveau erreicht, welches kaum noch Verbesserungen des Wirkungsgrades der Niederdruck-Turbine und somit auch des Gesamtwirkungsgrades des Triebwerkes zuläßt. Aus diesem Grunde interessieren sich Triebwerkshersteller neben der Verbesserung der Wirkungsgrade für weitere Möglichkeiten zur Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit ihrer Produkte.

Ansatzpunkte hierzu sind beispielsweise die Anschaffungskosten eines Triebwerkes, das Gewicht, der Treibstoffverbrauch sowie die notwendigen Wartungsintervalle und –kosten. All diese Punkte sind für Fluglinien und auch Flugzeughersteller relevante Eckdaten für den Einsatz eines bestimmten Triebwerktyps. Dabei hat das Triebwerksgewicht aufgrund der notwendigen Anzahl von Schaufeln pro Schaufelreihe sowohl einen Einfluß auf die Herstellkosten als auch auf die notwendigen Wartungskosten des Triebwerkes. Sofern die Möglichkeit besteht, Gewicht am Triebwerk bei gleicher Schuberzeugung und gleichem Treibstoffverbrauch einzusparen, wird dem Flugzeugbetreiber eine Vergrößerung der Nutzlast ermöglicht. Dies wiederum führt zu einer indirekten Kosteneinsparung beim Betrieb des Flugzeuges. Eine geringere Anzahl von Schaufeln pro Schaufelreihe bei konstanter Arbeitsumsetzung in der Stufe bewirkt aufgrund einer geringeren Anzahl von möglichen Fehlerquellen auch eine größere Verlässlichkeit der Komponente. In einem modernen Triebwerk ist etwa 1/3 des Gesamtgewichtes auf die Niederdruck-Turbinenkomponente zurückzuführen. Somit stellt diese Komponente auch einen der Ansatzpunkte zur Gewichtseinsparung dar. Wird allerdings die Anzahl der Schaufeln bei konstanter Arbeitsumsetzung in der Turbinenstufe verringert, so steigt die aerodynamische Belastung der einzelnen Turbinenschaufel an. Dabei wächst mit zunehmender Schaufelbelastung die Gefahr einer nicht wiederanlegenden laminaren wie auch einer turbulenten Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich verbunden mit einer hohen Verlustgenerierung. Wegen der Gefahr einer nicht wiederanlegenden Strömung auf der Saug-

seite einer Turbinenschaufel mit zunehmender Belastung wurden von Hourmouziadis (1989) für eine stationäre Zuströmung zwei Philosophien (siehe [Abb. 1.1](#)) zur Vermeidung eines solchen Risikos vorgestellt. Zum einen sollte versucht werden Turbinenschaufeln so auszulegen, daß nahezu auf der gesamten Saugseite eine laminare Grenzschicht vorliegt (Fottner, 1981). Zum anderen sollten Beschauelungen bei höherer aerodynamischer Belastung derart ausgelegt werden, daß eine laminare Ablösung direkt nach dem Geschwindigkeitsmaximum auf der Saugseite stattfindet und so die abgelöste Strömung auf jeden Fall wieder vor der Hinterkante anlegen kann. Die Gefahr einer saugseitigen laminaren Strömungablösung wächst mit abnehmender Reynoldszahl. Werden die jeweiligen relevanten Reynoldszahlen in einem Triebwerk ([Abb. 1.2](#)) betrachtet, so ist ersichtlich, daß speziell Niederdruck-Turbinen bei Reiseflugbedingungen in großen Flughöhen (siehe [Abb. 1.3](#)) diesem Risiko ausgesetzt sind. Eine Niederdruck-Turbinenbeschauelung des hier betrachteten Typs weist ein Schaufelhöhen- / Sehnenlängenverhältnis von etwa 5:1 auf. Demzufolge spielen im subsonischen Niederdruck-Turbinenbereich Sekundärströmungen und damit zusammenhängende Sekundärverluste nur eine untergeordnete Rolle. Eine dominante Rolle spielen hingegen die Profilverluste, von denen wiederum nach Curtis et al. (1996) etwa 60 % auf die Profilsaugseite zurückzuführen sind (siehe [Abb. 1.4](#)).

In Turbomaschinen liegen unter anderem durch die Aufeinanderfolge von Rotor- und Statorreihen (siehe [Abb. 1.5](#); Binder et al., 1989) instationäre Zuströmungen zu den jeweiligen Beschauelungsreihen vor. Diese instationären Zuströmbedingungen können unter bestimmten Voraussetzungen positive Effekte auf die Grenzschichtentwicklung der nachfolgenden Beschauelung haben, was speziell auf Niederdruck-Turbinenbeschauelungen bei niedrigen Reynoldszahlen und vorhandener laminarer Ablöseblase im saugseitigen Hinterkantenbereich zutrifft. Um die Effekte von instationärer Zuströmung verständlicher zu machen, sind zunächst nähere Erkenntnisse über die Mechanismen der saugseitigen Transition bei vorliegender instationärer Zuströmung notwendig. Deshalb wird ausgehend von der Beschreibung herkömmlicher Transitionsmechanismen bei stationärer Zuströmung ein Überblick über die bisherigen experimentellen und numerischen Untersuchungen bei instationärer Zuströmung, sowohl anhand einfacher Konfigurationen als auch anhand von Untersuchungen an Komponenten-Prüfständen, gegeben. Ausgehend von den in der Literatur dokumentierten Untersuchungen wird dann eine Einordnung der vorliegenden Untersuchung in den Themenkomplex vorgenommen.

Die Untersuchungen werden an zwei hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern, die speziell dazu entwickelt wurden die positiven Effekte einer Rotor-Stator-Interaktion zu nutzen, unter Beachtung typischer Mach- und Reynoldszahl-Kombinationen durchgeführt. Beide Turbinengitter wurden mit identischen Zu- und Abströmbedingungen ausgelegt. Wegen unterschiedlicher Schaufelteilungen und entsprechender Anpassung der jeweiligen Profilierung

weisen die Turbinengitter jedoch eine um 15 % verschiedene aerodynamische Schaufelbelastung auf. Eine typische instationäre Zuströmung wird mittels eines Erzeugers Instationärer Zuströmbedingungen (EIZ), bei dem die Nachlaufdüsen durch zylindrische Stäbe erzeugt werden, eingestellt. Durch die gewonnene umfangreiche Datenbasis sollen nähere Erkenntnisse über die Transitionsmechanismen („wake-induced transition“) in der saugseitigen Grenzschicht bei instationärer Zuströmung erlangt werden. Im weiteren sollen die gewonnenen Erkenntnisse dazu dienen, numerische Verfahren und Modelle zu entwickeln und zu validieren. Zudem sollen die Ergebnisse dazu beitragen, Kriterien für eine optimierte Auslegung von zukünftigen Beschauelungen für Niederdruck-Turbinen, im Hinblick auf die Ausnutzung von positiven Effekten der Rotor-Stator-Interaktion, zu definieren. Denn bei Beachtung dieser Effekte bereits im Auslegungsprozess ist eine Auslegung von höher belasteten Beschauelungen möglich. Dies könnte zu einer geringeren Anzahl von Schaufeln bei konstanter Arbeitsumsetzung in der Turbinenstufe führen, was ein niedrigeres Gewicht und sinkende Kosten der Turbinenkomponente und damit des gesamten Turbostrahltriebwerkes zur Folge hätte.

2. Der Einfluß von Rotor-Stator Interaktion auf Profilgrenzschichten in Turbomaschinen

Um die Anzahl der Schaufeln pro Stufe bei konstanter Arbeitsumsetzung in der Stufe zu verringern ist es notwendig, nähere Erkenntnisse über die bei instationärer Zuströmung speziell auf der Saugseite auftretende und von der Transition abhängige Verlustgenerierung zu gewinnen. Aus diesem Grunde werden zunächst die grundsätzlichen, verschiedenen Transitionsmechanismen und ihre Kombination bei instationärer Zuströmung erläutert. Die Art und Lage des Transitionsgebietes ist dabei von den verschiedensten Parametern abhängig, wie z.B. von der Reynoldszahl, dem Druckgradienten und dem Turbulenzgrad in der Außenströmung, der Oberflächenkrümmung und -rauigkeit, dem Temperaturgradienten zwischen der Oberfläche und der Strömung, der Kompressibilität der Strömung und der Vorgeschichte der einzelnen Parameter. Im Turbomaschinenbereich ist das Transitionsgebiet zudem abhängig von stationären und instationären Inhomogenitäten in der Zuströmung, von der Filmkühlung, von akustischen Störungen und von Oberflächenvibrationen. In vorliegender Untersuchung wird dabei der Schwerpunkt speziell auf die Beeinflussung der saugseitigen Transition durch eine periodisch instationäre Zuströmung („Rotor-Stator Interaktion“) gelegt. Dementsprechend wird auch ein Literaturüberblick über bisherige Untersuchungen, die Beeinflussung von Grenzschichten aufgrund von periodisch instationären Inhomogenitäten betreffend, gegeben. Da das Interesse an Untersuchungen im Themenkomplex „Rotor-Stator Interaktion“ sowohl experimentell als auch numerisch gerade in den letzten Jahren stark angestiegen ist, mußte im Literaturüberblick eine Auswahl aus den zahlreichen Untersuchungen getroffen werden.

2.1. Profiltransitionsmechanismen in Turbomaschinen

Um die bei instationärer Zuströmung auf die Grenzschichten einwirkenden Transitionsmechanismen einordnen zu können, werden zunächst die verschiedenen auftretenden Transitionsarten im einzelnen näher erläutert.

Die **natürliche Transition** wird anhand von [Abb. 2.1](#) nach White (1991) verdeutlicht. Für niedrige Zuströmturbulenzgrade von $Tu_i < 1\%$ werden in der laminaren Grenzschicht Instabilitäten bei Erreichen einer kritischen Reynoldszahl mit einer niedrigen Frequenz von ca. 5 kHz (Hughes et al., 1999), sogenannte Tollmien-Schlichting (TS) Wellen, angefacht. Diese Tollmien-Schlichting Wellen sind zweidimensional und schreiten mit einer typischen Geschwindigkeit von $0.30 - 0.35 U_i$ (Halstead et al., 1995) stromab (siehe hierzu Region 1 der [Abb. 2.1](#)). Bei weiterem Anwachsen der Schwankungsamplituden breiten sich die Störungen aus (Region 2), um dann in nichtlineare, dreidimensionale Instabilitäten (Region 3) überzugehen. Schließlich werden in Region 4 sogenannte „Turbulent Spots“ (turbulente Flecken) gebildet, die weiter stromab in Region 5 zu einer vollturbulenten Grenzschicht zusammenwachsen. Der Bereich in [Abb. 2.1](#) von Region 1 bis hin zu Region 4 wird hierbei als Transitionsbereich bezeichnet, bei dem die Intermittenz in der Grenzschicht von $\gamma = 0$ (laminar) bis zu $\gamma = 1$ (vollturbulent) ansteigt. Die Intermittenz (siehe z.B. Schulte, 1995) bezeichnet die Wahrscheinlichkeit, daß ein feststehender Oberflächenpunkt von turbulenter Strömung bedeckt wird.

Bei der **Bypass-Transition** werden aufgrund eines angehobenen Zuströmturbulenzgradniveaus oder auch durch Oberflächenrauigkeit die Regionen 1-3 in [Abb. 2.1](#) übersprungen, und es bilden sich direkt turbulente Flecken aus. Der transitionale Bereich bei der Bypass-Transition ist abhängig von der Ausbreitungsgeschwindigkeit und der Produktionsrate der turbulenten Flecken in der Grenzschicht (Emmons, 1951; Mayle, 1991_a). Die näherungsweise angenommene dreiecksförmige Gestalt eines turbulenten Fleckens ist in [Abb. 2.2](#) (Schubauer und Klebanoff, 1956; McCormick, 1968) dargestellt. Ausgehend von der Position der Generierung des turbulenten Fleckens breitet sich dieser mit einem Winkel von ca. 22° bei Stromabbewegung aus. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der vorlaufenden Kante des Turbulenzfleckens nimmt dabei bei $dp/dx = 0$ (kein Druckgradient) eine auf die Freistromgeschwindigkeit bezogene Geschwindigkeit von $0.88 \cdot U_i$ ein, die nachlaufende Kante hingegen von $0.5 \cdot U_i$. Bei Auftragung dieser Fortpflanzungsgeschwindigkeiten in einem sogenannten Zeit-Weg-Diagramm wird sowohl die zeitliche als auch die örtliche Ausbreitung eines Turbulenzfleckens bei der Stromabbewegung in [Abb. 2.2](#) als Linien deutlich. Für eine konstante Freistromgeschwindigkeit ergeben sich hierbei Geraden, wohingegen für unterschiedliche Freistromgeschwindigkeiten gekrümmte Verläufe auftreten. Für eine konstante Zeit $t = t_1$ zeigt sich desweiteren in [Abb. 2.2](#) im Bereich des Turbulenzfleckens ein angehobenes Niveau

der Wandschubspannungsverteilung. Ein sogenannter „Beruhigter Bereich“, erstmals beobachtet von Schubauer und Klebanoff (1956), folgt zeitlich direkt dem Turbulenzbereich, wie anhand des Zeit-Weg-Diagrammes in Abb. 2.2 ersichtlich ist (Orth, 1993; Schulte und Hodson, 1997). Dabei bewegt sich die Hinterkante dieses beruhigten Bereiches mit einer Geschwindigkeit von $0.3 \cdot U_\infty$ stromab. Innerhalb eines solchen beruhigten Bereiches liegt eine stabile, quasi-laminare Grenzschicht vor. Diese Grenzschicht weist dabei ein angehobenes Niveau der Wandschubspannungen, niedrige Werte des Formfaktors, ein fülliges Geschwindigkeitsprofil und eine niedrige Entropieproduktion auf. Mit diesen Eigenschaften kann ein beruhigter Bereich eine Strömungsablösung in Bereichen positiver Druckgradienten innerhalb gewisser Grenzen sowie die Produktion von turbulenten Flecken unterdrücken (Schulte und Hodson, 1998; Halstead et al., 1995_a; Schulte und Hodson, 1997; Gostelow et al., 1996).

Unter gewissen Umständen, wie z.B. bei hohen positiven Druckgradienten oder auch sehr kleinen Reynoldszahlen (siehe [Abb. 2.3](#); Mayle, 1991_a), neigt eine laminare Grenzschicht zur Ablösung. Die Transition findet hierbei örtlich begrenzt in der abgelösten Grenzschicht statt, wie in [Abb. 2.4](#) nach Walker (1975) und Roberts (1980) dargestellt ist. Sofern die Reynoldszahl nicht zu niedrig und der Druckgradient nicht zu groß ist legt die nun turbulente Grenzschicht auf der Oberfläche wieder an und bildet so eine laminare Ablöseblase. Dementsprechend wird dieser Vorgang auch **Transition über eine laminare Ablöseblase** genannt. Innerhalb der Ablöseblase bildet sich (siehe [Abb. 2.5](#)) ein Rückströmgebiet mit sehr niedrigen Schubspannungen und nahezu konstantem statischen Druck aus (Rannacher, 1988; Römer, 1990).

In Bereichen hoher Beschleunigungen, wie sie bei Turbinengittern im druckseitigen Hinterkantenbereich oder auch im saugseitigen Vorderkantenbereich vorkommen, ist auch eine Transition von turbulenter zu laminarer Grenzschicht, eine sogenannte **Relaminarisierung**, möglich (Mayle, 1991_b). Die Relaminarisierung beruht auf einem Gleichgewicht von Konvektion, Produktion und Dissipation von turbulenter kinetischer Energie innerhalb der Grenzschicht. Eine Relaminarisierung kann bei niedrigen Turbulenzgraden, sofern ein Beschleunigungsparameter von $K = v/U^2 \cdot (dU/dx)$ größer als $3 \cdot 10^{-6}$ vorliegt, auftreten.

Aufgrund der Aufeinanderfolge von Rotor- und Statorreihen in einer realen Turbomaschine und der damit verursachten instationären Zuströmung bildet sich dort eine **nachlaufzelleninduzierte Transition** („wake-induced transition“) aus. Wegen der zahlreichen Veröffentlichungen auf diesem Gebiet wird zunächst anhand [Abb. 2.6](#) die prinzipielle Wirkung von Nachlaufzellen in der Zuströmung auf den Transitionsvorgang und auf die Grenzschichtdickenverläufe bei verschiedenen Strömungszuständen diskutiert (Pfeil et al., 1983; Schröder, 1985). Eine detaillierte Auseinandersetzung mit weiteren Untersuchungen findet sich im nachfolgenden Kapitel.

Ausgehend von stationärer Zuströmung wird die Beeinflussung einer Grenzschicht durch eine instationäre Zuströmung bei unterschiedlichen Nachlaufdüsen-Frequenzen in Abb. 2.6 dargestellt. In Abb. 2.6 a) wird zunächst ein Zeit-Weg Diagramm bei stationärer Zuströmung mit natürlicher Transition gezeigt. Bei Beeinflussung dieser Grenzschicht durch periodisch instationäre Nachlaufdüsen wird ab einer kritischen Reynoldszahl weit stromauf (im Vergleich zum Beginn der natürlichen Transition bei stationärer Zuströmung) ein erzwungener Transitionsbereich erzeugt, der von einem beruhigten Bereich (Abb. 2.6 b) gefolgt wird, wie es auch bei den turbulenten Flecken bei natürlicher oder Bypass-Transition der Fall ist. Hierbei weist die auf die Impulsverlustdicke bezogene kritische Reynoldszahl einen typischen Wert von $Re_{\delta_2} = 90-150$ (Hodson, 1998; Mayle, 1991_a) auf. Sind nun die Abstände zwischen den nachlaufdüseninduzierten Transitionsbereichen groß genug, d.h. ist die Frequenz der eintretenden Nachlaufdüsen niedrig, so bildet sich zwischen zwei von Nachlaufdüsen beeinflussten Grenzschichtbereichen ein Transitionsmechanismus aus, der dem bei rein stationärer Zuströmung (vgl. Abb. 2.6 a)) entspricht. Somit ist der bei stationärer Zuströmung vorliegende Transitionsmechanismus entscheidend, ob sich zwischen zwei nachlaufdüseninduzierten Transitionsbereichen eine natürliche, Bypass-Transition oder auch eine Transition über eine laminare Ablöseblase ausbilden kann. Da der dem nachlaufdüseninduzierten Turbulenzgebiet folgende beruhigte Bereich positiven Druckgradienten widerstehen und die Produktion von turbulenten Flecken innerhalb seines Bereiches unterdrücken kann, wird der intermittente Grenzschichtbereich nicht nur stromauf sondern auch stromab verschoben, was zu einem insgesamt ausgehenderen Transitionsbereich führt (vgl. Abb. 2.6 a) mit Abb. 2.6 b)). Bei Betrachtung der zugehörigen Grenzschichtdickenverläufe zeigt sich, daß eine periodisch instationäre Zuströmung eine lokale Aufdückung des Verlaufes der Grenzschichtdicke, wie er ursprünglich bei stationärer Zuströmung vorliegt, bewirkt. Bei Steigerung der Frequenz der periodisch instationären Zuströmung kann sich keine ungestörte Grenzschicht zwischen zwei Nachlaufdüsen mehr ausbilden (siehe Abb. 2.6 c)). Bei weiterer Steigerung der Frequenz schlägt die Grenzschicht zunächst in einem sehr engen Bereich (siehe Abb. 2.6 d)) und im Extremfall direkt von einer laminaren zu einer vollturbulenten Grenzschicht um (siehe Abb. 2.6 e)).

Es wird also deutlich, daß sich bei kleinen Frequenzen der periodisch instationären Störungen der Mechanismus der nachlaufdüseninduzierten Transition parallel zu den anderen Transitionsmechanismen vollzieht. In der Literatur wird aus diesem Grunde auch häufig von einer „Multimode Transition“ (Mayle, 1991_b) gesprochen.

2.2. Bisherige Untersuchungen zum laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag unter Berücksichtigung instationärer Zuströmung

Wie bereits angedeutet, ist der Mechanismus des Grenzschichtumschlages von mehreren Parametern abhängig. In einer Turbomaschine liegt eine Kombination dieser Parameter vor. Aus

diesem Grunde wird im folgenden versucht, ausgehend von einfachen experimentellen Konfigurationen die Beeinflussung der nachfolgenden Grenzschicht durch die Rotor-Stator Interaktion bei zunehmend komplexer werdenden Parameterkombinationen darzustellen. Im weiteren wird dann eine Übersicht über numerische Untersuchungen gegeben, um dann schließlich die vorliegende Untersuchung innerhalb des Themenkomplexes und den dargestellten Literaturstellen einzuordnen.

2.2.1. Untersuchungen an einfachen Konfigurationen in Windkanälen

Erste Untersuchungen hinsichtlich der Beeinflussung einer Grenzschicht durch in die Schaufelpassage eintretende Nachlaufdüsen wurden bereits von Meyer (1958) durchgeführt. Eine in die Passage eintretende Nachlaufdüse wird von Meyer als „Negative-Jet“ (siehe [Abb. 2.7](#)) bezeichnet, der bei einer Turbinenschaufel Fluidteilchen von der Druckseite zur Saugseite transportiert. Auf der Schaufeloberfläche resultiert dies in einer wellenförmigen Geschwindigkeitsverteilung, wie in [Abb. 2.7](#) dargestellt. Die Strömung an einem fixen Beobachtungspunkt auf der Saugseite wird bei Passieren der Nachlaufdüse zunächst beschleunigt und anschließend verzögert, was in einem insgesamt angehobenen Druckniveau in diesem Bereich zum Ausdruck kommt. Auf der Druckseite zeigt sich hingegen ein gegenläufiges Verhalten. Ausgehend von der Kenntnis dieser „Negative-Jet“-Charakteristik einer Nachlaufdüse beim Durchgang durch eine Passage wird im folgenden schrittweise die Komplexität der Parameterkombinationen, die das Transitionsverhalten beeinflussen, gesteigert.

Untersuchungen an Plattengrenzschichten

Um Auswirkungen der Rotor-Stator Interaktion auf den Grenzschichtumschlag detailliert zu analysieren, liegt es nahe zunächst Plattengrenzschichten zu untersuchen, wobei nur einzelne variierbare Parameter vorgegeben werden.

Pfeil und Herbst (1979) untersuchten anhand einer ebenen Platte ohne Druckgradienten den Einfluß einer Variation der Frequenz der Nachlaufdüsen auf die laminare Grenzschicht der Platte. Dabei stellten sie fest, daß die Frequenz der Nachlaufdüsen keinen Einfluß auf die Position hat, an der die nachlaufdüseninduzierte Transition beginnt. Hierbei wurde die Frequenz der Nachlaufdüsen durch eine Erhöhung der Anzahl eingesetzter Stäbe variiert. Zudem konnte in Pfeil et al. (1983) sowohl eine Ausdehnung des Transitionsbereiches bei instationärer Zuströmung stromauf durch die nachlaufdüseninduzierte Transition als auch stromab durch die Wirkung des beruhigten Bereiches detektiert werden (vgl. [Abb. 2.6](#)). Bei weiterführenden Untersuchungen konnte von Orth (1993) bei negativen Druckgradienten, eingestellt durch die Anstellung der ebenen Platte relativ zur Zuströmung, eine im Vergleich zur linearen

Stabilitätstheorie ausgeprägte Stromaufverlagerung des Transitionsbeginns festgestellt werden. Zudem zeigten die Meßergebnisse von Orth, daß die Reynoldszahl $Re_{\delta_2} = 215$ bei Beginn der nachlaufzelleninduzierten Transition und bei relativ hohen Turbulenzintensitäten innerhalb der Nachlaufzelle nahezu unabhängig vom eingestellten Druckgradienten ist. Von Funazaki (1994) wurde die Turbulenzintensität der Nachlaufzelle als entscheidendes Kriterium für den Beginn einer nachlaufzelleninduzierten Transition detektiert.

Von Evans und Holland (1996) konnte gezeigt werden, daß die innerhalb von Stabnachlaufzellen vorhandenen Wirbel die Strömungsstruktur der Plattengrenzschicht stark beeinflussen. Mit zunehmender Stabgeschwindigkeit und damit mit abnehmender Durchflußzahl (U_∞/U_{stab}) wurde eine Anhebung der Grenzschichtdicke δ , der Verdrängungsdicke δ_1 und der Impulsverlustdicke δ_2 detektiert.

Kittichaikarn et al. (1999) konnten direkte Messungen der Rate der Generierung von Turbulenzflecken unter Verwendung sogenannter „thermochromatic liquid crystals“ und der Intermittenzverteilung in einer Plattengrenzschicht durchführen. Dabei wurde festgestellt, daß die Turbulenzflecken sich mit derselben Geschwindigkeit stromab bewegen wie die Nachlaufzellen, wenn die Stabbewegung in Richtung zur Platte hin durchgeführt wird. Bei Stabbewegung von der Platte weg wurde hingegen gezeigt, daß die Turbulenzflecken zeitverzögert der Bewegung der Zelle folgen und eine große Ähnlichkeit mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit von Turbulenzflecken bei stationärer Zuströmung aufweisen.

Von Haueisen et al. (1998) und Paxson und Mayle (1990) wurden speziell zylindrische Vorderkanten bei instationärer Zuströmung untersucht. Haueisen et al. stellten eine sofortige Reaktion der Grenzschicht auf die Nachlaufzelle fest, wohingegen der quasi-stationäre Zustand zwischen zwei Nachlaufzellen erst mit einem gewissen Zeitverzug einsetzte. Dieser Zeitverzug deutet wiederum auf die Ausbildung eines beruhigten Bereiches nach einem nachlaufzelleninduzierten Turbulenzpfad hin.

In einem weiteren Schritt wurde von mehreren Autoren mittels der Ausgestaltung einer, der ebenen Platte gegenüberliegenden, Kanalprofilierung das Grenzschichtverhalten bei vorliegender instationärer Zuströmung sowohl bei positiven als auch bei negativen Druckgradienten untersucht. Funazaki et al. (1997,) stellten bei vorhandenem negativen Druckgradienten und Bewegung der Stäbe zur Platte hin einen linearen Anstieg der Intermittenz mit zunehmender Grenzschichtlauflänge fest. Bei einer Änderung der Drehrichtung der Stäbe verkleinert sich die Wachstumsrate des Intermittenzfaktors, wobei dieser Effekt mit zunehmendem Zuströmungsturbulenzgrad verschwindet (Funazaki et al., 1997,). Bei Aufbringung eines zunächst negativen, anschließend positiven Druckgradienten zeigt sich sowohl eine größere Ausbreitungsgeschwindigkeit des nachlaufzelleninduzierten Turbulenzbereiches im verzögerten Grenz-

schichtbereich (Funazaki und Koyabu, 1998) als auch eine Unterdrückung einer bei stationärer Zuströmung vorliegenden laminaren Ablöseblase. Lou et al. (1999) konnten mittels geschickter Konturierung der gegenüberliegenden Wand auf einer ebenen Platte eine für die Saugseite eines Turbinengitters typische Geschwindigkeitsverteilung mit laminarer Ablöseblase erzeugen. Bei instationärer Zuströmung konnte eine Verringerung der Ausdehnung der laminaren Ablöseblase bei konstantem laminarem Ablösepunkt detektiert werden. Zudem konnte gezeigt werden, daß eine laminare Ablöseblase auch mit zunehmender Reynoldszahl verkleinert werden kann, was eine Stromaufverlagerung des Transitionspunktes bedeutet.

Untersuchungen der Grenzschicht an einer konstant, konkav gekrümmten Oberfläche bei sowohl negativem als auch ohne Druckgradienten wurden von Schobeiri und Radke (1994) und von Chakka und Schobeiri (1999) durchgeführt. Schobeiri und Radke, wie auch schon Funazaki (1994), führten die Stromaufverlagerung des nachlaufzelleninduzierten Transitionsbereiches auf den Zuströmturbulenzgrad in der Nachlaufzelle zurück. Eine bei stationärer Zuströmung durch einen negativen Druckgradienten normalerweise stromab verlagerte Transition wird bei vorliegender instationärer Zuströmung dennoch insgesamt stromauf verschoben. Chakka und Schobeiri konnten mittels einer Wavelet-Analyse kleinskalige Fluktuationen in der im Grunde noch laminaren Grenzschicht zeigen, die auf die Existenz von Tollmien-Schlichting Wellen hindeuten.

Untersuchungen an ebenen Turbinengittern

Einen weiteren Schritt zu höherer Komplexität des Versuchsaufbaus stellen Grenzschichtuntersuchungen an ebenen Turbinengittern dar, die an Nieder- oder auch Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanälen unter Berücksichtigung periodisch instationärer Zuströmung durchgeführt worden sind.

In der Literatur lassen sich auch Untersuchungen hinsichtlich des Wärmeüberganges bei Turbinengittern bei instationärer Zuströmung wie z.B. Du et al. (1997), Hale et al. (1997) oder auch Wittig et al. (1988) finden. Der Schwerpunkt soll hier aber ausschließlich auf die Grenzschichtbeeinflussung ungekühlter Turbinengitter durch eine periodisch instationäre Zuströmung gelegt werden.

Neben Untersuchungen an Plattengrenzschichten führten Funazaki et al. (1997) Untersuchungen an einem Hochdruck-Turbinengitter bei instationärer Zuströmung durch, um so Informationen über die Verlustgenerierung in der Grenzschicht von Turbinenrotoren bei instationärer Zuströmung zu gewinnen. Die festgestellte Verlustminderung bei instationärer Zuströmung wird dabei auf die periodische Unterdrückung einer bei stationärer Zuströmung vorhandenen laminaren Ablöseblase auf der Saugseite des Turbinengitters zurückgeführt.

Ebenso konnte die Existenz des „Negative-Jet“- Effektes in der Passage des Turbinengitters mittels Hitzdrahtmessungen nachgewiesen werden. Ausgehend von dieser Versuchsanordnung wurden von Funazaki et al. (1999) Variationen hinsichtlich der Dellenfrequenz, der Dellenstärke (abhängig vom verwendeten Stabdurchmesser) und des Freistromturbulenzgrades durchgeführt. Dabei konnte jedoch im Gegensatz zu den vorhergehend geschilderten Ergebnissen mit zunehmender Dellenfrequenz (Strouhalzahl) aufgrund einer Profilumströmung ohne laminare Ablöseblase ein nahezu linearer Verlustanstieg detektiert werden. Das Niveau der Verlustverteilung wird zudem mit zunehmender Dellenstärke angehoben. Eine Strömungsfeldtraversierung in einer Ebene stromab des Turbinengitters bei instationärer Zuströmung deutet auf einen positiven Effekt eintretender Nachlaufdellen auf die Sekundärströmungsbereiche hin, was durch eine vergrößerte Umlenkung des Turbinengitters in diesen Bereichen verdeutlicht wird.

Schobeiri et al. (1995), Schobeiri und Pappu (1997) konnten durch druck- und saugseitige Grenzschichttraversierungen an einem Turbinengitter bei instationärer Zuströmung eine Anhebung der zeitlich gemittelten Impulsverlustdicken δ_i auf der jeweiligen Saug- und Druckseite (Abb. 2.8) mit zunehmender Stabfrequenz feststellen. Zudem konnten Schobeiri et al. (1998) bestätigen, daß der erhöhte Turbulenzgrad in der Nachlaufdelle ausschlaggebend für den Wechsel von beispielsweise natürlicher zu nachlaufdelleninduzierter Transition ist. Außerdem scheint eine Erhöhung der Nachlaufdellenfrequenz den Beginn der nachlaufdelleninduzierten Transition leicht stromauf zu verlagern.

In ausführlichen Untersuchungen am Whittle Laboratory in Cambridge konnte Schulte (1995) an Turbinengittern ohne laminare Ablöseblase auf der Saugseite bei instationärer Zuströmung ebenfalls einen Verlustanstieg beobachten. Dagegen waren bei Turbinengittern mit vorhandener laminarer Ablöseblase Verlustreduzierungen aufgrund instationärer Zuströmung, innerhalb einer bestimmten Frequenz der Nachlaufdellen, zu verzeichnen. Schulte und Hodson (1994) schließen daher auf positive Effekte der Rotor-Stator Interaktion auf die Grenzschichtentwicklung eines Turbinengitters bei Existenz einer laminaren Ablöseblase auf der Saugseite des Gitters speziell im niedrigen Reynoldszahlbereich. Wegen eines erhöhten Turbulenzgradniveaus innerhalb der Nachlaufdelle wird dabei bei instationärer Zuströmung die laminare Ablöseblase durch eine Stromaufverschiebung des Transitionsbereiches verkleinert. Schulte und Hodson (1994; 1998) kommen jedoch im Gegensatz zu Addison und Hodson (1989_b) zu dem Schluß, daß nicht nur der erhöhte Turbulenzgrad innerhalb einer Nachlaufdelle sondern auch der „Negative-Jet“- Effekt eine Auswirkung auf die Grenzschichtbeeinflussung bei instationärer Zuströmung hat. Eine Überlappung beider Effekte führt zu einer stark dynamischen Beeinflussung der jeweiligen Grenzschicht. Es konnte zudem wiederum eine Verlustminderung bei kleinen Reynoldszahlen und instationärer Zuströmung (siehe Abb. 2.9) gezeigt werden (Schulte, 1995). Bei höheren Reynoldszahlen, in Betriebspunkten mit kleinerer oder feh-

lender laminarer Ablöseblase, wurde hingegen (siehe [Abb. 2.10](#)) ein Verlustanstieg bei instationärer Zuströmung im Vergleich zu stationärer Zuströmung detektiert. Bei instationärer Zuströmung dominieren die nachlaufzelleninduzierten turbulenten Bereiche sowie die nachfolgenden beruhigten Bereiche die Grenzschichtentwicklung (siehe auch Banieghbal et al., 1996). Dabei hängt aber die Grenzschichtentwicklung und damit auch die Verlustgenerierung der Grenzschicht von der Dellenstärke und der Dellenfrequenz ab. Wie von Schulte und Hodson (1998) gezeigt werden konnte, ist für eine optimierte Nachlaufzellenfrequenz und Dellenstärke der erzeugte Profilverlust nahezu unabhängig von der Reynoldszahl, wie in [Abb. 2.11](#) dargestellt ist. Schulte und Hodson (1997) zeigten, daß es bei hohen Schaufelbelastungen durch speziell dafür ausgelegte Turbinengitter (Harvey et al., 1999; Howell, 1999) möglich ist, Verlustreduzierungen bei instationärer Zuströmung im Vergleich zur stationären Zuströmung (siehe [Abb. 2.12](#)) zu erlangen. Somit könnte die bisherige Auslegungsphilosophie (Hourmouziadis, 1989) auf Bereiche sehr hoher Schaufelbelastungen („High-Lift“) ausgedehnt werden (siehe [Abb. 2.13](#)). Allerdings ist anzumerken, daß die dort gewonnenen Ergebnisse an einem Niedergeschwindigkeits-Gitterwindkanal durchgeführt wurden und so nur die Reynoldszahl, nicht aber die Machzahl, realistischen Turbomaschinenbedingungen genügt.

Aus diesem Grunde wurden umfangreiche Untersuchungen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Universität der Bundeswehr München, welcher eine unabhängige Variation der strömungsmechanischen Ähnlichkeitskennzahlen Mach- und Reynoldszahl ermöglicht, durchgeführt. Ausgehend von Untersuchungen bezüglich der Grenzschichtbeeinflussung durch eine inhomogene Zuströmung (Stator-Stator, Rotor-Rotor Interaktion, bzw. „Clocking“) von Ladwig (1991), Ladwig und Fottner (1993), Engber (1996) und Engber und Fottner (1996), wurde ein hochbelastetes ungekühltes Niederdruck-Turbinengitter (Fottner und Lichtfuß, 1977) bei periodisch instationärer Zuströmung (Rotor-Stator Interaktion) von Acton (1998) analysiert. Bei den Untersuchungen von Acton (1998) und Acton und Fottner (1997) konnte aufgrund der periodischen Unterdrückung einer laminaren Ablöseblase auf der Saugseite des Turbinengitters ebenfalls eine Verlustminderung bei instationärer Zuströmung unter realistischen Mach- und Reynoldszahlkombinationen detektiert werden. Dieses läßt die Übertragbarkeit der von Schulte (1995) an einem Niedergeschwindigkeits-Gitterwindkanal gewonnenen Erkenntnisse auf realistische Betriebsbedingungen in einer Turbomaschine (realistische Mach- und Reynoldszahlkombinationen) vermuten.

2.2.2. Untersuchungen an Komponenten-Prüfständen

Im folgenden werden Untersuchungen hinsichtlich der Rotor-Stator Interaktion bei rotations-symmetrischen Komponenten-Aufbauten („Rig“), wiederum ausgehend von einfachen Konfigurationen bis hin zu mehrstufigen Komponenten, vorgestellt.

Von O'Brien und Capp (1989) wurden Untersuchungen des Staupunktbereiches eines rotationssymmetrischen, zylindrischen Stators bei instationärer Zuströmung durchgeführt. Die instationäre Zuströmung wurde hierbei ebenfalls durch rotationssymmetrisch angeordnete Zylinderstäbe, die als Rotor fungierten, erzeugt. Die Untersuchungen zeigten, daß die mittlere Strömungsgeschwindigkeit hinter den rotierenden Stäben weder von der Reynoldszahl noch von der Strouhalzahl abhängig ist. Tangentiale Komponenten der mittleren Geschwindigkeit nehmen dagegen mit zunehmender Stabfrequenz zu. Im Gegensatz zu der vorherigen Versuchsanordnung wurden von Heidmann et al. (1997) stromab des aus Zylinderstäben bestehenden Rotors Turbinenschaufeln, anstatt des zylindrischen Stators, verwendet.

Im folgenden sollen Ergebnisse an ein- und mehrstufigen Turbinenkomponenten vorgestellt werden. In einer Untersuchung von Binder et al. (1985) an einem einstufigen Kaltluft-Turbinen-Rig konnte innerhalb der Stator-Nachlaufdüse, ähnlich wie in einer Stab-Nachlaufdüse, ein stark erhöhter Turbulenzgrad festgestellt werden. Mittels L2F-Meßtechnik konnte die Zerstückelung einer Nachlaufdüse durch die nachfolgende Rotorbeschaufelung und die Wirkung der Nachlaufdüse als „Negative-Jet“ innerhalb der Rotorschaufeldpassage detektiert werden. Im weiteren wurde bei der Beeinflussung des Rotors durch eine Stator-Nachlaufdüse die Tendenz zu höheren Umlenkungen des Rotors, ohne Einfluß der Nachlaufdüsen dagegen die Tendenz zu niedrigeren Rotorumlenkungen festgestellt. In Binder et al. (1986) wurden Untersuchungen des Einflusses von Stator-Sekundärströmungen auf die Strömung des nachfolgenden Rotors durchgeführt, die zeigten, daß die Sekundärwirbel, ähnlich wie die eintretenden Profil-Nachlaufdüsen, von der nachfolgenden Rotorbeschaufelung zerhackt werden. Die dabei übrig bleibende Wirbelenergie der Sekundärwirbel wird in der Rotorpassage in erhöhte Turbulenz umgewandelt. Wie von Chaluvadi et al. (1999) festgestellt werden konnte, verhält sich eine vom Stator erzeugte Sekundärströmung beim Durchgang durch die Rotor-Schaufeldpassage zwar ähnlich wie ein Profil-Nachlauf, aber nicht identisch. An der Nabe hat die kinematische Interaktion zwischen der Stator- und der Rotorpassage zwei Effekte. Zum einen wird der auf die Saugseite des Rotors auftreffende Ast des Stator-Kanalwirbels in radialer Richtung über den in der Rotorpassage entstehenden Rotor-Kanalwirbel plaziert, so daß deutlich zwei Wirbelzentren erkennbar sind. Zum anderen geht der auf die Druckseite des Rotors auftreffende Ast des Stator-Kanalwirbels in den Kanalwirbel des Rotors über.

Ebenfalls an einem einstufigen Turbinenrig wurden von Hilditch et al. (1996) die statischen Rotor-Profildrücke mit Miniatur-Kulite-Sonden untersucht. Während die Druckseite gleichmäßig hohe Schwankungen der Druckverteilung bei instationärer Zuströmung aufweist, werden die Schwankungen auf der Saugseite zur Hinterkante hin zunehmend geringer. Aufgrund der starken Schwankungen der statischen Druckverteilung des Rotors bei instationärer Zu-

strömung ergeben sich auch starke periodische Schwankungen in der Arbeitsumsetzung des Rotors und somit der strukturmechanischen Belastung der Rotorbeschaufelung. Diese Änderung der Belastung der Beschaufelung aufgrund von Schwankungen der statischen Druckverteilung bei instationärer Zuströmung wird durch Untersuchungen von Moss et al. (1996) und von Dring et al. (1982) bestätigt. Ebenso konnten Dénos et al. (1999) und Sieverding et al. (1989) eine 10%-ige Variation der Kräfte auf eine Schaufel pro Nachlaufdellendurchgang nachweisen.

Addison und Hodson (1989_a) stellen bei der komplexen Versuchsanordnung eines einstufigen Turbinenrigs fest, daß auch hier der Start der Transition bei instationärer Zuströmung von der Turbulenz innerhalb der Stator-Nachlaufdellen dominiert wird (vgl. Funazaki, 1994). Die Transition beginnt aber nicht sofort bei Beeinflussung der Grenzschicht durch die Nachlaufdelle, sondern erst wenn die auf die Impulsverlustdicke bezogene Reynoldszahl einen charakteristischen Bereich von $Re_{\delta_i} = 150 - 200$ erreicht. Von Tiedemann und Kost (1999) wurde gezeigt, daß bei Beeinflussung einer Grenzschicht durch Nachlaufdellen ein stromauf verschobener erzwungener Transitionsbereich erzeugt wird. Zwischen zwei Nachlaufdellen kann sich eine wieder stromab verschobene Bypass-Transition und, sofern der Abstand zwischen zwei Nachlaufdellen groß genug ist, eine Transition über eine laminare Ablöseblase ausbilden. Die Autoren vermuten, daß der durch Nachlaufdellen beeinflusste Grenzschichtzustand erst nach einer gewissen Zeitspanne zu einem Grenzschichtzustand zwischen zwei Nachlaufdellen gelangt, wie er eigentlich bei rein stationärer Zuströmung vorliegen würde.

Zeschky und Gallus (1991) befassen sich mit dem Einfluß der Rotor-Stator Interaktion auf das Sekundärströmungsverhalten innerhalb eines 1.5-stufigen Turbinenrigs. Die Stator-Nachlaufdellen agieren als „Negative-Jets“ innerhalb der Schaufelpassage des nachfolgenden Rotors und verstärken so den Massentransport des Rotor-Kanalwirbels zur jeweiligen Saugseite hin. Die Stator-Nachlaufdelle hat dabei einen starken Einfluß auf die Rotor-Nachlaufdelle stromab des Rotors im Bereich des Schaufelmittelschnitts. Die Transition in der Rotorbeschaufelung wird durch die instationäre Zuströmung stromauf verschoben, was die Turbulenzintensität innerhalb der Rotor-Nachlaufdelle erhöht und somit zu einem angehobenen Geschwindigkeitsdefizit und angehobenen Profilverlusten im Mittelschnitt führt. Sowohl im Naben- als auch im Gehäusebereich führt das zusätzliche Zerhacken der Stator-Sekundärströmung bei Eintritt in die Rotorpassage zu erhöhten Schwankungen der Geschwindigkeit, des Abströmwinkels und der Turbulenzintensität in diesen Bereichen. Von Gallus et al. (1994) konnte weiter festgestellt werden, daß aufgrund der instationären Interaktion zwischen der Stator-Sekundärströmung und dem Strömungsfeld des Rotors der Rotor-Kanalwirbel im Nabenbereich radial in Richtung Schaufelmittelschnitt verschoben wird. Untersuchungen hinsichtlich des Einflusses der Rotor-Nachlaufdellen und Rotor-Sekundärströmung auf das Strömungsfeld des zweiten Stators bei Eintritt in die Schaufelpassage, sowie bei Durchgang durch sie und

Austritt aus der Schaufelpassage der zweiten Statorreihe wurden von Walraevens und Gallus (1996) und Walraevens et al. (1998) vorgestellt. Hierbei wurde festgestellt, daß das Strömungsfeld stromab des Rotors durch den Kanalwirbel der Rotorpassagen dominiert wird. Die vom Rotor ausgehenden Sekundärströmungsgebiete beeinflussen stark das Strömungsfeld stromab des zweiten Stators und führen zu hochrangig dreidimensionalen instationären Effekten.

In Untersuchungen von Halstead et al. (1995_a,1995_b), Howell (1999) und Solomon (2000) wurden an zweistufigen Turbinenrigs im wesentlichen ähnliche Phänomene gezeigt. Die Autoren beschreiben die an verschiedenen Schaufelreihen gewonnenen Meßergebnisse, um so Rückschlüsse auf Phänomene der Rotor-/Rotor-, Stator-/Stator- oder auch der Rotor-Stator-Interaktion ziehen zu können.

Im weiteren lassen sich in der Literatur auch Untersuchungen an 3-stufigen (Howell, 1999), 4-stufigen (Banieghbal et al., 1996), (Hodson et al., 1993) und sogar 5-stufigen Turbinen-Rigs (Schröder, 1989; Binder et al., 1989; Schröder, 1991; Arndt, 1993) finden. Es zeigte sich, daß zum Teil die Effekte von mehreren stromauf liegenden Schaufelreihen auf eine stromab liegende Grenzschicht einer Schaufelreihe einwirken und somit deren Transitionsverhalten maßgeblich beeinflussen. Somit konnte nachgewiesen werden, daß die Beachtung von Rotor-/Rotor, Stator-/Stator und besonders der Rotor-Stator Interaktion in realen Turbomaschinen notwendig ist (speziell bei Niederdruck-Turbinen).

Bei den mehrstufigen Rig-Aufbauten wirken, wie auch in Turbomaschinen, eine Vielzahl von Einflußparametern auf das Grenzschichtverhalten der jeweiligen Beschauelungen ein. Wie anhand der vorgestellten Literatur verdeutlicht wurde, ist es jedoch erforderlich die Komplexität der Versuchsanordnung schrittweise zu erhöhen, um die komplexen Interaktionen zwischen den einzelnen Einflußparametern in Turbomaschinen zu separieren. Dieses ermöglicht die Gewinnung eines vertieften Einblickes in die bei der Rotor-Stator Interaktion wirkenden Phänomene, speziell die der instationären Grenzschicht-Mechanismen.

2.2.3. Numerische Simulationen der Rotor-Stator Interaktion

In der Literatur lassen sich zahlreiche Veröffentlichungen über den Versuch die Phänomene der Rotor-Stator Interaktion mittels numerischer Simulationen zu erfassen finden. Umfangreiche Darstellungen von numerischen Verfahren und numerischen Problemen bei der Simulation von Turbomaschinen-Strömungen werden zum Beispiel von Adamczyk (1999), Graf et al. (1999), Arnone et al. (1999), Dawes (1998), Halstead et al. (1995_c) und McNally und

Sockol (1985) gegeben. Die experimentell gefundenen Ergebnisse können jedoch bisher nur begrenzt mit heutigen Rechenverfahren nachvollzogen werden.

Halstead et al. (1995_c) stellen fest, daß speziell im Niederdruck-Turbinenbereich bei sehr kleinen Reynoldszahlen keine verlässlichen Strömungslöser zur Verfügung stehen. Diese Strömungslöser könnten zwar eine laminare Ablösung vorherbestimmen, nicht aber die sogenannten beruhigten Bereiche simulieren, die eine solche Ablösung unterdrücken. Ergebnisse des instationären Strömungslösers von Fan und Lakshminarayana (1994_a, 1994_b) stimmten sehr gut mit zeitgemittelten Ergebnissen der Messungen überein, wohingegen die zeitveränderliche Position des Beginns der Transition und die Transitionslänge nicht immer vorhergesagt werden konnten. Aufgrund der nur ungenügenden Bestimmbarkeit des Grenzschicht- und somit Transitionsverhaltens (siehe auch Mayle und Dullenkopf, 1989) bei instationärer Zuströmung kann dementsprechend auch der gemessene Profilverlust nur ungenügend wiedergegeben werden. Im weiteren wird von Halstead et al. (1995_c), aufgrund der mangelnden Simulationsmöglichkeit der beruhigten Bereiche durch herkömmliche Rechenverfahren, die fehlende Möglichkeit positive Effekte der Rotor-Stator Interaktion zu berechnen bemängelt.

Solange noch kein instationäres Transitionsmodell zur Verfügung steht, welches auch die beruhigten Bereiche enthält, wurde von Schulte und Hodson (1997) vorgeschlagen, zunächst eine Intermittenzverteilung mit Beachtung der beruhigten Bereiche zu berechnen. Diese berechnete Intermittenzverteilung („PUIM“) kann dann zum Beispiel als „Triggerung“ des Grenzschichtumschlages von laminar zu turbulent für das im 2D instationären, viskosen Strömungslöser UNSFLO (Giles, 1992) enthaltene algebraische Turbulenzmodell Verwendung finden (Brunner et al., 1998_a). Testrechnungen mit einem Strömungslöser von Cebeci und Carr (1978) unter Vorgabe dieser berechneten Intermittenzverteilung ergaben sehr gute Übereinstimmungen zwischen Rechnung und Messung (Schulte und Hodson, 1997; Howell, 1999).

Von Eulitz und Engel (1998) sowie Vogel et al. (1998) wird der Navier-Stokes Strömungslöser TRACE_U vorgestellt, der abgelöste Strömungen, nachlaufzelleninduzierte Transition, beruhigte Bereiche und auch eine Relaminarisierung der Grenzschicht simulieren kann. Da für die Nachrechnung der hier vorliegenden experimentellen Ergebnisse unter anderem dieser Strömungslöser Verwendung fand, wird eine nähere Beschreibung dieses Verfahrens an späterer Stelle gegeben werden.

2.3. **Schlußfolgerungen und Ziel vorliegender Untersuchung**

Ziel der vorliegenden Abhandlung ist eine detaillierte Untersuchung des Strömungsverhaltens von aerodynamisch hochbelasteten, ungekühlten Niederdruck-Turbinengittern unter der Berücksichtigung der Auswirkungen der Rotor-Stator Interaktion auf das saugseitige Grenzschichtverhalten. Die Untersuchungen werden dabei unter realistischen Mach- und Reynoldszahlkombinationen bei Variation der verschiedensten Parameter durchgeführt. Für die vorliegenden experimentellen und numerischen Untersuchungen fanden zwei speziell für die Nutzung der positiven Effekte der Rotor-Stator Interaktion ausgelegte Profilierungen Anwendung. Durch die Untersuchungen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK) der Universität der Bundeswehr München soll zum einen die in der Literatur vorhandene Lücke von Untersuchungen zwischen Niedergeschwindigkeits-Gitterwindkanälen und Komponenten-Prüfständen bei Berücksichtigung von instationärer Zuströmung geschlossen werden. Zum anderen soll durch die Untersuchungen am HGK sichergestellt werden, daß die vielversprechenden in Cambridge (siehe z.B. Schulte, 1995) gewonnenen Erkenntnisse auch auf die Turbomaschine unter realistischen Mach- und Reynoldszahlkombinationen übertragbar sind. Hierbei zeigt sich die Bedeutung des Machzahleinflusses. Während bei Niedergeschwindigkeitskanälen für eine realistische Druckverteilung eine Anpassung der Schaufelprofilierung notwendig ist, ermöglicht die Einstellung einer realistischen Machzahl am HGK die Verwendung von realen Schaufelprofilierungen. Dies wiederum gewährleistet die Übertragbarkeit der gewonnenen Ergebnisse auf die reale Turbomaschine. Im Gegensatz zu bisherigen Untersuchungen mit einem hochbelasteten Turbinengitter (Acton, 1998), finden in vorliegender Untersuchung speziell für die Rotor-Stator Interaktion ausgelegte sehr hochbelastete Niederdruck-Turbinengitter Verwendung.

Die vorliegenden Untersuchungen dienen auch dazu, eine umfangreiche Datenbasis für die Modellierung von instationärer Transition bereitzustellen. Mit dem vielversprechenden instationären Navier-Stokes Strömungslöser TRACE_U (Eulitz und Engel, 1998) soll zudem versucht werden, die vorhandenen Messergebnisse nachzuvollziehen und anschließend einen direkten Vergleich zwischen Messung und Rechnung durchzuführen. Hierbei soll als Ergebnis der numerischen Simulation eine Aussage darüber getroffen werden, ob eine realistische Nachbildung der Effekte der Rotor-Stator Interaktion mit dem Rechenverfahren TRACE_U möglich ist. Zudem ist zu klären, ob im Vergleich zu dem einfachen gekoppelten Euler-/Grenzschichtverfahren MISES eine aufwendige Berechnung mit dem instationären Verfahren TRACE_U überhaupt notwendig ist.

3. Versuchsaufbau am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)

Zur detaillierten experimentellen Untersuchung des Strömungsverhaltens von aerodynamisch hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern bei instationärer Zuströmung wurden im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Universität der Bundeswehr München Messungen an vergrößerten Modellen der Turbinengitter bei maschinentypischen Bedingungen durchgeführt. Im folgenden wird sowohl die Auslegungsphilosophie der untersuchten ebenen Turbinengitter als auch der Aufbau der Meßtechnik und die Auswertung der Meßsignale beschrieben. Anschließend werden die an den beiden Turbinengittern durchgeführten Parametervariationen vorgestellt.

3.1. Auslegungsdaten der Niederdruck-Turbinengitter

In vorliegender Untersuchung fanden zwei von BMW Rolls-Royce hinsichtlich der Rotor-Stator Interaktion ausgelegte hochbelastete Niederdruck-Turbinengitter mit der Bezeichnung T115 und T116 Verwendung. Die Gittercharakteristiken beider Turbinengitter bei stationärer Zuströmung (Variation des Zuströmwinkels, der Abström-Machzahl und der Abström-Reynoldszahl) ohne Verwendung des Erzeugers instationärer Zuströmbedingungen (EIZ) sind ausführlich in Brunner (1997) und Brunner (1998,) dokumentiert. Innerhalb dieser Arbeit hingegen soll das Strömungsverhalten der Turbinengitter bei stationärer und instationärer Zuströmung mit eingebautem EIZ näher untersucht werden.

Bei der Auslegung der Turbinengitter T115 und T116 wurden folgende Auslegungsziele verfolgt:

- Gleiche aerodynamische Auslegungsparameter, d.h. gleiche Zu- und Abströmbedingungen der Turbinengitter T115 und T116.
- Eine optimale Ausnutzung der instationären Effekte der Rotor-Stator Interaktion sollte erreicht werden. Demzufolge wurde eine laminare Ablöseblase bei stationärer homogener Zuströmung nahe der saugseitigen Hinterkante zugelassen.
- Erzielung einer Zweifel-Zahl (Hodson, 1994) von $Z = 1.00$ beim Turbinengitter T115 und $Z = 1.15$ beim Turbinengitter T116. Die Vergrößerung der Zweifel-Zahl beim Turbinengitter T116 wurde dabei durch eine Vergrößerung der Schaufelteilung im Vergleich zum Turbinengitter T115 erreicht. Hierbei wurde, um gleiche Zu- und Abströmbedingungen wie beim Turbinengitter T115 zu erlangen, beim Turbinengitter T116 nicht nur das Teilungsverhältnis t/l sondern auch die Profilierung abgeändert. Mittels eines hohen Geschwindigkeitsniveaus der jeweiligen Profilsaugseite sollten die Geschwindigkeitsverteilungen der Turbinengitter T115 und T116 eine möglichst große einbeschriebene Fläche aufspannen. Eine große Zweifel-Zahl bedingt ein großes Teilungsverhältnis t/l und ver-

mindert somit die Schaufelanzahl pro Stufe und damit gegebenenfalls das Gewicht der Stufe.

- Durch die Auslegung sehr dünner Turbinenprofile sollte eine zusätzliche Gewichtsreduktion erreicht werden.
- Durch Auslegung der Turbinengitter mit einer geringen Diffusion im jeweiligen saugseitigen Hinterkantenbereich und zugleich einem möglichst niedrigen Niveau der maximalen saugseitigen isentropen Profil-Machzahlen sollte ein geringes Verlustniveau der beiden ausgelegten Turbinengitter erzielt werden.
- Beide Turbinengitter sollten eine möglichst geringe Zuströmwinkelabhängigkeit aufweisen.
- Das Turbinengitter T116 sollte im Vergleich zum Turbinengitter T115 ein vergleichbar niedriges Verlustniveau bei instationärer Zuströmung im Auslegungspunkt aufweisen. Trotz möglichst geringer Zuströmwinkelabhängigkeit wurde eine Verkleinerung des verlustoptimalen Arbeitsbereiches des Turbinengitters T116 im Vergleich zum Turbinengitter T115 in Kauf genommen.

Die Turbinengitter T115 und T116 (vgl. [Abb. 3.1](#)) weisen folgende identische Auslegungsgrößen auf:

Zuström-Machzahl	Ma_1	=	0.38
Abström-Machzahl	Ma_{2th}	=	0.7
Zuströmwinkel	β_1	=	135°
Abströmwinkel	β_2	=	29.5°
Umlenkung	$\beta_1 - \beta_2$	=	105.5°
Abström-Reynoldszahl	Re_{2th}	=	100000
Turbulenzgrad	Tu_1	=	3%

Die Gitterdaten betragen der Turbinengitter T115 und T116 betragen:

Turbinengitter	T115	T116
Schaufelzahl n	7	5
Sehnenlänge l [mm]	100	100
Axiale Länge l_{ax} [mm]	93.16	92.77
Schaufelhöhe h [mm] ohne EIZ	300.00	300.00
Schaufelhöhe h [mm] mit EIZ	176.00	176.00
Teilungsverhältnis t/l_{ax}	0.911	1.0476
Teilungsverhältnis t/l	0.8487	0.9719
Staffelungswinkel β_s [°]	67.76	67.66

3.2. Versuchsaufbau am HGK

Im folgenden wird zunächst der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal und der Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen vorgestellt, um dann auf den Aufbau der Meßstrecke, die verwendeten Meßtechniken und die Auswertungsmethoden näher einzugehen.

3.2.1. Kurzbeschreibung des HGK

Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal ist einer der wenigen Gitterwindkanäle, bei dem eine unabhängige Variation der strömungsmechanischen Ähnlichkeitskennzahlen Machzahl (Kompressibilität) und Reynoldszahl (Zähigkeit) getrennt voneinander möglich ist (Scholz und Hopkes, 1959; Sturm und Fottner, 1985). Somit lassen sich in dieser Versuchsanlage Messungen unter turbomaschinenähnlichen Bedingungen durchführen. Erst dadurch ist die Übertragbarkeit von Ergebnissen am Schaufelgittermodell auf die realen Verhältnisse von Turbomaschinenbeschaufelungen gesichert.

Die Simulation von turbomaschinenähnlichen Bedingungen wird einerseits erreicht durch eine entsprechende Einstellung des Druckniveaus des in einer Druckkammer angeordneten Windkanals. Andererseits wird die entsprechende Temperatur (konstante Temperatur zwischen 30° und 60°C) durch eine umfangreiche Kühleinrichtung eingestellt.

Die wesentlichen Komponenten des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals sind (siehe Abb. 3.2) folgende:

- Druckluftversorgung (Axialverdichter mit drosselabhängiger Nebenablaßeinrichtung und drehzahlsteuerbarer Antriebsanlage)
- Beruhigungsstrecke (Diffusor, Kühler, Vorkammer und Düse)
- Meßstrecke (Turbulenzsieb, Zuströmkanal und Schaufelgitter)
- Druckkammer

3.2.2. Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen (EIZ)

Zur Simulation der Rotor-Stator Interaktion wird in die Meßstrecke der Erzeuger Instationärer Zuströmbedingungen (EIZ) (Acton und Fottner, 1996) eingebaut (siehe Abb. 3.3). Mit Hilfe bewegter zylindrischer Stäbe aus Federstahl (\varnothing 2 mm) werden die Nachläufe vorgeschalteter Schaufelreihen simuliert. Wie von Pfeil und Eifler (1979) festgestellt werden konnte, sind die Nachlaufdüsen von Stäben und Schaufelgitter einander ähnlich, sofern sie beide gleiche To-

taldruckverluste verursachen. Eine Nachlaufdelle kann dabei durch die Parameter Dellenbreite, Turbulenzintensität und Geschwindigkeitsdefizit innerhalb der Nachlaufdelle simuliert werden. Von Acton (1998) wurden verschiedene Stabdurchmesser untersucht und deren Nachlaufdellen mit denen eines typischen Niederdruck-Turbinengitters verglichen. Es konnte gezeigt werden, daß nicht alle drei Parameter simultan eingestellt werden können, der Stabdurchmesser von 2 mm jedoch ein Optimum darstellt.

Als Ähnlichkeitskennzahl wird die Strouhalzahl verwendet, die definiert ist als:

$$Sr = \frac{f \cdot l}{c_{ax}} = \frac{U}{t} \cdot \frac{l}{c_{ax}} = \frac{l}{t} \cdot \frac{1}{\Phi} \quad (3.1)$$

Wie aus Gleichung 3.1 ersichtlich wird, ist die Strouhalzahl abhängig von der Durchflußzahl Φ und somit vom Geschwindigkeitsdreieck. Für die Niederdruck-Turbine eines aktuellen Flugtriebwerkes, welche für die vorliegende Untersuchung zugrunde gelegt wird, liegt eine Strouhalzahl der Größenordnung $Sr = 0.8$ und eine Durchflußzahl von $\Phi = c_{ax}/U = 0.85$ vor. Bei der Simulation der Rotor-Stator Interaktion mittels EIZ läßt sich eine konstante Strouhalzahl bei feststehender Sehnenlänge l und vorgegebener axialer Strömungsgeschwindigkeit c_{ax} sowohl durch Variation der Stabteilung t als auch durch Variation der Stabgeschwindigkeit U einstellen. Aufgrund der Begrenzung der maximalen Stabgeschwindigkeit auf $U = 40$ m/s läßt sich zwar mit dem EIZ eine realistische Strouhalzahl einstellen, nicht aber eine realistische Durchflußzahl von $\Phi = 0.85$. Für diese realistische Durchflußzahl wäre eine Umfangsgeschwindigkeit der Stäbe von etwa 133 m/s notwendig. In [Abb. 3.4](#) wird das bei der Simulation der Rotor-Stator Interaktion erzeugte Geschwindigkeitsdreieck dargestellt. Der Winkel zwischen der axialen Strömungsgeschwindigkeit und der Richtung der Nachlaufdelle, also der Eintrittswinkel der Nachlaufdelle in die stromab liegende Schaufelpassage, soll hierbei als $\beta_{\text{Nachlaufdelle}}$ bezeichnet werden. Bei typischen Niederdruck-Turbinen ($\Phi = 0.85$) liegt ein Eintrittswinkel der Nachlaufdelle von ca. $\beta_{\text{Nachlaufdelle}} = 65^\circ$ vor. Hingegen sind bei der Simulation mit dem Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen, in Abhängigkeit von der jeweils eingestellten Stabgeschwindigkeit, nur Winkel zwischen $\beta_{\text{Nachlaufdelle}} = 48^\circ$ (bei $U = 10$ m/s) und $\beta_{\text{Nachlaufdelle}} = 55^\circ$ (bei $U = 40$ m/s) erreichbar. Trotz dieser Abweichung zwischen realem und simuliertem Geschwindigkeitsdreieck sind grundlegende Untersuchungen der Auswirkungen einer Rotor-Stator Interaktion auf das Strömungsverhalten der jeweiligen Turbinengitter T115 und T116 möglich (Brunner und Fottner, 1999). Zudem weisen die Turbinengitter T115 und T116 eine geringe Zuströmwinkelabhängigkeit auf (Brunner, 1997; Brunner, 1998_r).

In der vorliegenden Untersuchung werden die Stäbe mit einer Geschwindigkeit von bis zu 40 m/s bewegt. Die Stäbe werden von zwei zueinander parallel verlaufenden Zahnriemen angetrieben und zwischen diesen in einem Abstand von 40 mm oder 80 mm befestigt. Über Zahnscheiben werden die Zahnriemen so umgelenkt, daß sich die Stäbe in der Zuströmung

parallel zur Gittereintrittsebene bewegen und einen senkrechten Abstand von 75 mm (ca. $x/l_{ax}=0.81$) zu dieser aufweisen. In der Abströmung der Turbinengitter ist der Abstand der zurücklaufenden Stäbe zum Gitteraustritt genügend groß gewählt worden, um eine ungestörte Abströmung der Turbinengitter zu gewährleisten und ein Traversieren herkömmlicher Meßsonden zu ermöglichen. Um den hohen Fliehkräften, die im Bereich der Umlenkscheiben auftreten, entgegenzuwirken, werden die Stäbe in diesem Bereich mit je zwei Flachriemen geführt. Zur Unterbindung starker Vibrationen der Stäbe in der Zuströmung und der Abströmung der Schaufelgitter werden die Zahnriemen in diesen Bereichen zusätzlich mit Hilfe kleinerer Zahnscheiben gespannt.

Der Antriebsmotor des EIZ erreicht eine Drehzahl von 3000 U/min bei einer maximalen Leistung von ca. 10 kW. Um Messungen sowohl an Verdichter- als auch an Turbinengittern zu ermöglichen, kann der Motor im Rechts- und im Linkslauf betrieben werden. Die Drehzahl des Motors ist dabei im Bereich zwischen 100 U/min und 3000 U/min mit einer Genauigkeit von 0.1 U/min einstellbar. Dabei wird die Drehzahl über Sollwerttaster gesteuert und über eine Drehzahlanzeige zurückgemeldet. Da der Motor bei einem Druck in der evakuierten Druckkammer von bis zu 42 hPa betrieben werden soll, ist ein gekapselter Motor mit Wasserkühlung notwendig, um die anfallende Wärmemenge abzuführen.

3.2.3. Aufbau der Meßstrecke

Der Einbau der Turbinengitter und des EIZ in die Meßstrecke des HGKs wird aus [Abb. 3.5](#) ersichtlich. Um Störungen der Zuströmung durch die Zahnriemen zu vermeiden, wird die Zuströmdüse mittels profilierter Holzseitenwände von 300 mm auf 176 mm eingeschnürt. Ebenso werden die Schaufelhöhen der Turbinengitter T115 und T116 bei Einbau mit EIZ auf 176 mm verengt, was einem Schaufelhöhen- / Sehnenlängen-Verhältnis von $h/l = 1.76$ entspricht (siehe [Abb. 3.5](#)). Um eine Rotor-Stator Interaktion einer Turbinenstufe zu simulieren, werden die zylindrischen Stäbe stromauf der Gittereintrittsebene nach oben bewegt. Zur Sicherstellung einer homogenen Zuströmung (ohne Stäbe) und zur Simulation einer unendlichen Schaufelreihe werden im Bereich des oberen und unteren Kanalbodens am jeweiligen Turbinengitter Umlenkleche angebracht, die die Form der Skelettlinie der Turbinenprofile aufweisen und in der Gittereintrittsebene drehbar gelagert sind. Die Positionen der Umlenkleche werden so eingestellt, daß sie ca. eine halbe Teilung von den jeweils letzten Schaufeln entfernt sind.

Der Turbulenzgrad der Zuströmung wird durch den Einbau des Turbulenzsiebes VI K ([Abb. 3.6](#)) stromauf der Zuströmdüse erhöht (siehe [Abb. 3.2](#)). Mit diesem Turbulenzsieb werden in Abhängigkeit von Abström-Reynoldszahl, Abström-Machzahl und der Höhe des

Düsenendquerschnittes Turbulenzgrade von $Tu_1 = 1.09\%$ bis $Tu_1 = 2.84\%$ erreicht (Kiock et al., 1982; Brunner, 1999_b).

3.2.4. Instrumentierung und Meßwerterfassung

Um eine gewünschte Abströmbedingung vom Schaufelgitter einzustellen (Ma_{2th} , Re_{2th}), müssen vor und hinter dem Schaufelgitter bestimmte Strömungsgrößen gemessen werden. Diese stehen auch zur Bildung der integralen Beurteilungsparameter sowie der Profildruckverteilungskurven bzw. der isentropen Profil-Machzahlen (p/p_{t1} , Ma_x) zur Verfügung. Bei Profildruckverteilungs- und Nachlaufmessungen werden dazu folgende Größen in der Zuströmung zum Schaufelgitter gemessen:

- Totaltemperatur T_{tV1}
- Totaldruck p_{t1}
- Statischer Druck p_1

Die Totaltemperatur wird als Mittelwert von vier PT 100 (Widerstandsthermometer) in der Düsenvorkammer (VK) des Kanals gemessen (siehe Abb. 3.2). Unter der Annahme einer adiabaten Düsenströmung ist diese gleich der Totaltemperatur am Gittereintritt.

Die Ermittlung des statischen Druckes der Zuströmung erfolgt mit eingebautem EIZ ca. 148mm senkrecht von der Gittereintrittsebene entfernt an der in Strömungsrichtung gesehen rechten Seitenwand (vgl. Abb. 3.3). Von drei Wanddruckbohrungen wird der Mittelwert zur Ermittlung des statischen Druckes p_1 herangezogen. Mit einer Pitotsonde (50 mm Wandabstand) wird an der in Strömungsrichtung gesehen rechten Seitenwand ebenfalls ca. 148 mm senkrecht von der Gittereintrittsebene entfernt der Totaldruck p_{t1} gemessen. Der Abstand zwischen der Stabebene und der jeweiligen Gittereintrittsebene der Turbinengitter T115 und T116 beträgt bei eingebautem EIZ 75 mm.

Über ein Vielfachmanometer, an dem neben den statischen Wanddrücken auch der gemittelte statische Druck am oberen und unteren Kanalboden angezeigt wird, kann die gleichmäßige Druckverteilung über der Gittereintrittsebene überprüft werden. Die Einstellung dieser Konstanz erfolgt über das Verstellen der zwei im Bereich des oberen und unteren Kanalbodens befestigten Umlenkbleche im Rahmen eines Vorversuches. Dadurch kann eine in Umfangsrichtung homogene Zuströmung (ohne Stäbe) sichergestellt werden.

Auf der Abströmseite der Schaufelgitter werden bei stationärer Zuströmung die folgenden Größen gemessen:

- örtlicher Totaldruck $p_{t,u}$
- örtlicher statischer Druck $p_{2,u}$
- örtlicher Abströmwinkel $\beta_{2,u}$

Zur Messung der örtlichen Abströmgrößen $p_{t,u}$, $p_{2,u}$ und $\beta_{2,u}$ wird im Kanalmittelschnitt eine Fünflochsonde (Abb. 3.7) eingesetzt. Diese Sonde wird hinter der Schaufel Nr. 4 beim Turbinengitter T115 bzw. Nr. 3 beim Turbinengitter T116 längs einer Schaufelteilung t traversiert. Der Meßebenenabstand von der Gittereintrittsebene beträgt jeweils $x/l_{ax} = 1.5$.

Für die Messung der statischen Drücke auf der Profilkontur sind beim Turbinengitter T115 27 saugseitige und 22 druckseitige Bohrungen und beim Turbinengitter T116 28 saugseitige und 21 druckseitige Bohrungen instrumentiert (siehe Abb. 3.8). Der Innendurchmesser der Profildruckmeßstellen beträgt ca. 0.6 mm.

Der Kammerdruck p_k wird in einer strömungsberuhigten Zone innerhalb der Druckkammer des HGK als Differenz gegen den Umgebungsdruck $p_{u,mg}$ gemessen. Als einziger Absolutdruck dient der Umgebungsdruck außerhalb der Druckkammer. Dieser wird zur Berechnung der Absolutdrücke herangezogen, da alle weiteren Drücke als Differenzdrücke vorliegen. Der umfangreiche Geräteaufbau kann der Abb. 3.9 entnommen werden.

3.3. Messung und Auswertung der Profildruckverteilungen sowie der Nachlauftraversierung

Die Profildruckverteilungs- und Nachlaufmessungen wurden im Mittelschnitt der eingesetzten Schaufelgitter durchgeführt. Die integralen Beurteilungsparameter der Schaufelgitterströmung konnten als Ergebnis der Nachlaufmessungen ermittelt werden und werden mit Hilfe der Profildruckverteilungen näher analysiert. Die Steuerung der Versuche, die Erfassung der Daten und deren Online-Auswertung erfolgt mit dem Programmsystem WINPANDA (Ganzert, 1996_a; Ganzert, 1996_b).

Die gemessenen Profildrücke p_x und der gemessene Zuström-Totaldruck p_{t1} werden zur Berechnung der isentropen Profil-Machzahlen $Ma_{iS,x}$ herangezogen:

$$Ma_{iS,x} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{t1}}{p_x} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (3.2)$$

Bei der Nachlauftraversierung werden bei jedem einzelnen Meßpunkt die integralen Beurteilungsparameter der Schaufelgitterströmung bestimmt, wobei unter Anwendung der Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie auf die in Abb. 3.10 eingezeichnete Kontrollfläche die Größen der homogenen Abströmung ($\beta_2, p_2, p_{t2}, \rho_2, w_2$) bestimmt werden. Gemäß Amecke (1967) gilt dabei die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{1}{l} \cdot \int_0^l \rho_{2,u} \cdot w_{2,u} \cdot \sin \beta_{2,u} \cdot du = \rho_2 \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (3.3)$$

und der Impulssatz normal zur Gitterfront

$$\frac{1}{l} \cdot \int_0^l (\rho_{2,u} \cdot w_{2,u}^2 \cdot \sin^2 \beta_{2,u} + p_{2,u}) \cdot du = \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot \sin^2 \beta_2 + p_2 \quad (3.4)$$

sowie der Impulssatz parallel zur Gitterfront

$$\frac{1}{l} \cdot \int_0^l \rho_{2,u} \cdot w_{2,u}^2 \cdot \sin \beta_{2,u} \cdot \cos \beta_{2,u} \cdot du = \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (3.5)$$

Beim Ansetzen der Impulssätze wird angenommen, daß Reibungs- und Turbulenzanteile der Normal- und Tangentialspannungen klein im Vergleich zu Druck- und Impulskräften sind. Zudem wird eine adiabate und zweidimensionale Homogenisierung der Strömung vorausgesetzt. Die daraus gewonnenen Beurteilungsparameter lauten:

Aerodynamische Umlenkung	$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$	(3.6)
--------------------------	-----------------------------------	-------

Statische Druckumsetzung	$\frac{\Delta p}{q_{2th}} = \frac{p_2 - p_1}{p_{t1} - p_K}$	(3.7)
--------------------------	---	-------

Totaldruckverlustbeiwert	$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_K}$	(3.8)
--------------------------	---	-------

Axiales Stromdichteverhältnis	$\Omega = \frac{\rho_2 \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1}$	(3.9)
-------------------------------	--	-------

Während beim Turbinengitter T115 bei stationärer und instationärer Zuströmung die Nachlauftraversierungen in der Meßebebene $x/l_n = 1.5$ mittels einer Fünflochsonde durchgeführt wurden, fand für das Turbinengitter T116 ein Nachlaufkamm Verwendung. Dieser Nachlaufkamm sollte die mechanische Belastung des EIZ gerade bei hohen Stabgeschwindigkeiten gering halten (Kleinofen, 1998). Der Nachlaufkamm ermöglicht die Messung der Totaldrücke

über eine ganze Schaufelteilung im Nachlauf des Turbinengitters T116 ohne Traversierung des Kammes. Der in [Abb. 3.11](#) dargestellte Nachlaufkamm besteht aus 25 Pitotsonden, die zueinander einen Abstand von je 4 mm aufweisen. Die Pitot-Drücke, wie auch schon die Profildruckverteilungen, werden mittels Scanivalve aufgenommen. Aufgrund dieser Vorgehensweise wird eine Reduzierung der erforderlichen Meßzeit für eine Nachlauf- und Profildruckverteilungsmessung auf ca. 3 Minuten (bei herkömmlicher Vorgehensweise ca. 35 Minuten) ermöglicht. Da mittels der Pitotsonden nur Totaldrücke gemessen werden können, wird eine Beschränkung der integralen Größen auf den Totaldruckverlustbeiwert in Kauf genommen. Für die Bildung des Totaldruckverlustbeiwertes bei instationärer Zuströmung wird die Annahme eines konstanten Abströmwinkels β_2 und eines konstanten Abströmdruckes p_2 getroffen. Es konnte gezeigt werden (Brunner, 1998_a), daß sich der Abströmwinkel mit veränderter Stabgeschwindigkeit kaum verändert. Sowohl der konstante Abströmwinkel β_2 als auch der konstante statische Abströmdruck p_2 werden mittels einer Nachlauftraversierung mit einer Fünflochsonde bei einer Stabgeschwindigkeit von $U = 10$ m/s ermittelt.

Bei Verwendung des EIZ können die Zuströmgrößen (p_{11} , p_1) zu den Turbinengittern T115 und T116 nicht direkt zwischen Stabebene und Gittereintrittsebene (siehe [Abb. 3.3](#)) gemessen werden, sondern nur in Strömungsrichtung gesehen vor der Stabebene. Die Totaldruckverlustbeiwerte, die vom Programm WINPANDA berechnet werden, enthalten daher sowohl die Verluste des jeweiligen Turbinengitters als auch die Stabverluste bei instationärer Zuströmung. Für die tatsächlichen Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters müssen somit die von der Stabbewegung in der Zuströmung verursachten Totaldruckverluste (Brunner, 1998_a; Brunner, 1999_a) abgezogen werden (siehe [Tab. 3.1](#)).

Die Widerstandsbeiwerte der Stäbe wurden in einem Vorversuch bei Zuström-Machzahlen von $Ma_1 = 0.2$ bis $Ma_1 = 0.96$ mit einer Stabteilung von $t_s = 40$ mm und einer Stab-Reynoldszahl von $Re_{\text{Stab}} = 2650$ ermittelt (Teusch, 1996; Brunner, 1998_a). Die vermessenen Stäbe wiesen im Vorversuch, im Gegensatz zu den im EIZ eingebauten Stäben, einen Durchmesser von $d = 1$ mm auf. Für den Widerstandsbeiwert gilt dabei folgende Beziehung:

$$c_d = \frac{D}{\frac{\rho}{2} w_1^2 d} \quad (3.10)$$

Die Stabverluste werden mit Hilfe des in [Abb. 3.12](#) dargestellten Kontrollvolumens berechnet, welches sich fest zu den Stäben mitbewegt. Die Strömung passiert die Strecke A-B mit einer homogenen Geschwindigkeit w_1 und verläßt das Kontrollvolumen durch die Strecke C-D mit einer ausgemischten Geschwindigkeit w_2 . Die Zuströmgrößen w_1 , p_1 , T_1 , und β_1 sind durch Messungen und aufgrund der Einbaulage des jeweiligen Turbinengitters im Gitterwind-

kanal bekannt. Die unbekanntenen ausgemischten Abströmgrößen w_2 , p_2 , T_2 und β_2 können über die Erhaltungssätze für stationäre Strömung bestimmt werden:

$$\text{Kontinuitätsgleichung} \quad \rho \cdot w \cdot A = \text{const.} \quad (3.11)$$

$$\text{Impulssatz} \quad \int_A \rho \cdot \vec{w} \cdot (\vec{w} \cdot d\vec{A}) = \sum F \quad (3.12)$$

$$\text{Energieerhaltung} \quad \frac{\rho \cdot w^2}{2} + p + \rho \cdot g \cdot z = \text{const.} \quad (3.13)$$

Die Kräfte und Geschwindigkeiten werden nach ihren Komponenten u und a_x (siehe Abb. 3.12) aufgespalten. Die Anwendung der kinematischen Beziehungen

$$c_u = w_u + U \quad (3.14)$$

und

$$w^2 = w_{ax}^2 + w_u^2 \quad (3.15)$$

sowie der Durchfließzahl

$$\Phi = \frac{c_{ax}}{U} \quad (3.16)$$

führen zum Totaldruckverlust der Stäbe im inkompressiblen Fall (Schulte, 1995):

$$\frac{\Delta p_{t, \text{Stab}}}{c_{t, \text{ax}}^2} = c_d \cdot \frac{d}{t_s} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot Z \cdot \left(Z^2 - \frac{c_d}{4} \cdot \frac{d}{t_s} \cdot Z \cdot Y \right) \quad (3.17)$$

mit den Substitutionen (α entspricht dem absoluten Zuströmwinkel)

$$Y = \tan^2 \alpha - \frac{2 \tan \alpha}{\Phi} + \frac{1}{\Phi^2} \quad ; \quad Z = \sqrt{1 + Y} \quad (3.18)$$

Die Turbinengitter T115 und T116 weisen jedoch Zuström- und Abström-Machzahlen $Ma > 0.3$ auf; somit kann die Kompressibilität des Mediums nicht mehr vernachlässigt werden. Unter Beachtung der Kompressibilität ergibt sich folgender Totaldruckverlustbeiwert der Stäbe (Brunner, 1998_a):

$$\frac{\Delta p_{t, \text{Stab}}}{c_{t, \text{ax}}^2} = c_d \cdot \frac{d}{t_s} \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot Z \cdot \left[1 + \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot Y \cdot \left(1 + \frac{c_d}{4} \cdot \frac{d}{t_s} \cdot Z \right) \right] - \left(\frac{\rho_1}{2} - \frac{\rho_1^2}{\rho_2} \right) + Y \cdot \left(\frac{\rho_1 - \rho_2}{2} \right) \quad (3.19)$$

Somit läßt sich der Totaldruckverlustbeiwert der Stäbe nach Gleichungen 3.18 und 3.19 in der Zuströmung zum Turbinengitter berechnen, d.h. es können um diese Stabverluste korrigierte Zuströmtotaldrücke zu den Turbinengittern ermittelt werden. Mittels der Zuströmtotaldruckkorrektur kann die integrale Größe des Totaldruckverlustbeiwertes ω berechnet werden, der direkt auf das Turbinengitter zurückzuführen ist. Zudem können somit korrigierte isentrope Profil-Machzahlverteilungen Ma_{is} bestimmt werden.

3.4. Strömungsfeldtraversierung im Gitternachlauf und Öl-Anstrichbilder bei stationärer Zuströmung

Um eine zweidimensionale Profilmströmung im Mittelschnitt des jeweiligen Turbinengitters bei einer eingeeengten Schaufelhöhe von 176 mm sicherzustellen, werden Strömungsfeldtraversierungen in einer Meßebebene $x/l_{ax} = 1.5$ (parallel zur Gittereintrittsebene) durchgeführt. Daneben soll die Zweidimensionalität im Schaufelmittelschnitt zusätzlich durch Öl-anstrichbilder der Turbinenschaufel nachgewiesen werden.

Strömungsfeldtraversierung im Gitternachlauf bei stationärer Zuströmung

In der Meßebebene $x/l_{ax} = 1.5$ im Nachlauf der Schaufelgitter T115 und T116 werden mit einer Fünfflochsonde die fünf Sondendrucke p_{0s} , p_{1s} , p_{2s} , p_{3s} und p_{4s} gemessen, aus denen dann mit Hilfe von Kalibrierfunktionen folgende örtliche Strömungsgrößen ermittelt werden (Pretzsch, 1986; Duden, 1999):

- örtlicher Totaldruck $p_t(u,z)$
- örtlicher statischer Druck $p(u,z)$
- örtlicher Strömungswinkel in Umfangs- und Schaufelhöhenrichtung $\beta(u,z)$, $\alpha(u,z)$
- örtliche Machzahl $Ma(u,z)$

Im Gegensatz zur Nachlauftraversierung werden bei der Strömungsfeldtraversierung nicht nur in Umfangsrichtung, sondern auch in Schaufelhöhenrichtung ($z/h = 0.0$ bis $z/h = -0.29$) insgesamt ca. 320 Meßpunkte aufgenommen. Nach der Ermittlung der Strömungsgrößen in jedem Punkt der Meßebebene werden folgende Größen bestimmt:

- örtlicher Totaldruckverlustbeiwert $\zeta(u,z) = \frac{p_{0t} - p_t(u,z)}{q_{1.8}}$ (3.20)

- örtlicher Sekundärgeschwindigkeitsvektor gemäß Marchal und Sieverding (1977), d.h. die Abweichung des örtlichen Geschwindigkeitsvektors vom Geschwindigkeitsvektor im Mittelschnitt an der entsprechenden Umfangsposition
- örtliche Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung („Streamwise Vorticity“, SVO) gemäß Gregory-Smith et al. (1987)

$$SVO = \frac{\Gamma_s \cdot l}{w_{z,0}} \quad (3.21)$$

Bei der Auswertung (Weiß, 1993; Brunner, 1997; Brunner, 1998_b) werden die Verlustbeiwerte und die Strömungswinkel in Umfangsrichtung massenstromgemittelt (ζ_m , β_m , α_m). Eine Korrektur des Sondenkopf-Geometrieinflusses (Gregory-Smith et al. 1987; Vinnemeier et al., 1990) ist für den verwendeten Meßebenenabstand von $x/l_n = 1.5$ nicht erforderlich, da sich keine wesentlichen Änderungen der Meßgrößen ergeben (Hübner, 1996; Duden, 1999).

Öl-Anstrichbilder

Für die Untersuchung von Ablösegebieten und Sekundärströmungsphänomenen können Anstrichbilder ein wichtiges Hilfsmittel sein. Durch die Sichtbarmachung von Strömungsvorgängen auf der Oberfläche bzw. in deren nächsten Nähe ist eine qualitative Aussage auch über komplexe, dreidimensionale Effekte möglich, da sich ausbildende Farbspuren in Relation zu den Wandschubspannungen stehen. Dabei muß jedoch beachtet werden, daß die Grenzschichtströmungen unter Umständen durch den Farbauftrag beeinflußt werden könnten und die Information aus den Bildern nicht isoliert betrachtet werden darf. Neben den Kräften aus Wandschubspannungen wirken noch Druck- und Gravitationskräfte auf die Farbpartikel.

Die jeweiligen Schaufeloberflächen werden mit einem Gemisch aus Weißöl, Petroleum und farbigem, fluoreszierendem Pulver bestrichen. In Gebieten hoher Schubspannungen wird mehr Farbe abgetragen als in Bereichen niedrigerer Schubspannungen. Die am HGK eingesetzte Öl-Anstrichtechnik ist ausführlich in Weiß (1993) beschrieben. Im Falle einer laminaren Ablöseblase kommt es zu Ansammlungen des Farbgemisches, die nur schwer abtrocknen. Beim Abstellen und Belüften des Windkanals kann es zum Auslaufen der Farbe aus der Blase kommen, so daß ein nicht benetzter (farbloser) Bereich zurückbleibt.

Die erstellten Öl-Anstrichbilder werden mit einer Spiegelreflexkamera und vorgeschaltetem UV-Filter aufgenommen und anschließend davon Abzüge gefertigt. Die Abzüge werden mittels eines hochauflösenden Scanners digitalisiert und mit dem Programm PhotoPaint weiterbearbeitet. Die dabei erzielte Qualität der Ölanstrichbilder ist im Vergleich zu anderen Verfahrensweisen, wie z.B. bei der direkten Digitalisierung per CCD-Kamera, sehr gut (Brunner, 1997).

3.5. Instationäre Meßtechniken

Um instationäre Strömungsphänomene erfassen zu können werden sowohl die Heißfühler-Meßtechnik als auch die Dünnfilm-Meßtechnik eingesetzt. Die 1D-Heißfühler-Meßtechnik wird verwendet, um zum einen die Turbulenzintensitäten und die Geschwindigkeitsdefizite der Stabnachläufe in der Gittereintrittsebene der Turbinengitter T115 und T116 zu erfassen. Zum anderen werden mit einer Grenzschicht-Hitzdrahtsonde Grenzschichttraversierungen im saugseitigen Hinterkantenbereich des Turbinengitters T116 durchgeführt. Die Dünnfilm-Meßtechnik soll dagegen eine detailliertere Untersuchung des Grenzschichtumschlages auf der jeweiligen Profil-Saugseite der beiden Turbinengitter ermöglichen.

3.5.1. 1D – Heißfühler-Meßtechnik

Die Heißfühler-Meßtechnik basiert auf der Änderung der Wärmeverlustleistung eines erhitzten Sensors bei der Veränderung der Strömungs- und damit der Abkühlgeschwindigkeit. Der Sensor bildet einen Bestandteil einer im Anemometer eingebauten Wheatstoneschen Brücke. Bei dem hier eingesetzten Konstant-Temperatur-Verfahren (CTA) wird die Brücke so ausgeglichen, daß der Sensor auf die gewünschte konstante Temperatur überhitzt wird. Die am Regelverstärker anliegende Spannung stellt dabei das Meßsignal dar. Das analoge Ausgangssignal des Anemometers kann zur Unterdrückung von Aliasing-Phänomenen mit einem Tiefpaßfilter gefiltert werden.

3.5.1.1. Messungen des Zuströmturbulenzgrades

Die Zuströmturbulenz stromauf der Gittereintrittsebene (ohne EIZ) wird mittels der Heißfühler-Meßtechnik unter der Annahme einer isotropen Turbulenzverteilung bestimmt (Bell, 1995). Die Heißfühlersonde vom Typ DISA 55R03-200 befindet sich bei der Untersuchung des Zuströmturbulenzgrades ohne EIZ-Einbau ca. 500 mm stromauf der Gittereintrittsebene. Zur Ermittlung der Turbulenzstruktur werden folgende lokale Größen bestimmt:

- linearisierter Mittelwert der Spannung $E_{in,m}$
- Standardabweichung (Root-Mean-Square) der Spannung $E_{in,RMS}$

Der nichtlineare Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit und Anemometerausgangsspannung (DANTEC 55M01) wird über druckabhängige Kalibrierkurven mittels eines Polynomlinearisators berücksichtigt. Ein Druckkorrekturverfahren ermöglicht die Umrechnung auf von der Kalibrierung abweichende Druckzustände in der Meßstrecke. Gleichspan-

nungsanteil und Effektivwert der linearisierten Anemometerausgangsspannung werden über einen Tiefpaßfilter zur Unterdrückung der hochfrequenten Schwankungen des Meßsystems von zwei integrierenden Digitalvoltmetern gemessen. Unter Annahme einer isotropen Turbulenzstruktur ergibt sich der Turbulenzgrad Tu_1 aus folgender Beziehung:

$$Tu_1 = \frac{\sqrt{\overline{w_1^2}}}{\overline{w_1}} = \frac{E_{lin,RMS}}{E_{lin,m}} \quad (3.22)$$

3.5.1.2. Messungen von Stabnachlaufdellen und Grenzschichttraversierung

Die Turbulenzintensitäten und die Geschwindigkeitsdefizite der in die Gitterpassagen eintretenden Stabnachlaufdellen wurden mit einer Heißfilmsonde DANTEC HF-55R01 vermessen. Die Messungen in der Gittereintrittsebene (siehe Abb. 3.3) wurden dabei ohne eingesetzte Turbinengitter durchgeführt. Der Meßaufbau ist aus [Abb. 3.13](#) ersichtlich und wird in Wolff (1999) und Wolff et al. (2000) näher beschrieben.

Zur Umrechnung der Spannungsdaten in Geschwindigkeiten ist eine Kalibrierung der Heißfilme notwendig. Diese wird vor jeder Meßkampagne und für jeden statischen Druck innerhalb der Druckkammer durchgeführt. Im Vergleich zu der anfangs beschriebenen Zuströmturbulenzgradmessung wird nun, aufgrund eines unterschiedlichen Meßaufbaus, der nichtlineare Zusammenhang von Geschwindigkeit und Spannung mit Hilfe eines Polynoms vierten Grades approximiert. Die aus jedem Meßsignal berechneten Geschwindigkeiten können anschließend statistisch ausgewertet werden.

Beim Turbinengitter T116 wurden zusätzlich im saugseitigen Hinterkantenbereich Grenzschichttraversierungen in vier Grenzschichtsnitten (siehe [Abb. 3.14](#)) von $x/l_{av} = 0.82$ bis $x/l_{av} = 0.99$ mit einer Hitzdrahtsonde DANTEC HW-55P15 durchgeführt. Zum einen soll hierdurch eine detailliertere Untersuchung der Grenzschichtentwicklung im saugseitigen Hinterkantenbereich bei stationärer und instationärer Zuströmung ermöglicht werden. Zum anderen soll speziell der Grenzschichtsnitt $x/l_{av} = 0.99$ eine Information über den Beitrag der saugseitigen Grenzschicht zur Profil-Verlustgenerierung des Turbinengitters T116 liefern. Die gewonnenen Meßdaten werden für die Berechnung folgender integraler Grenzschichtgrößen verwendet:

$$\text{Grenzschichtdicke} \quad \delta(t) = y \cdot \left(\frac{w(y,t)}{w_\infty} = 0.99 \right) \quad (3.23)$$

$$\text{Verdrängungsdicke} \quad \delta_1(t) = \int_0^{\delta(t)} \left[1 - \frac{\rho(y,t) \cdot w(y,t)}{\rho(\delta(t),t) \cdot w(\delta(t),t)} \right] dy \quad (3.24)$$

$$\text{Impulsverlustdicke} \quad \delta_2(t) = \int_0^{\delta(t)} \frac{\rho(y,t) \cdot w(y,t)}{\rho(\delta(t),t) \cdot w(\delta(t),t)} \left[1 - \frac{w(y,t)}{w(\delta(t),t)} \right] dy \quad (3.25)$$

$$\text{Formfaktor} \quad H_{12}(t) = \frac{\delta_1(t)}{\delta_2(t)} \quad (3.26)$$

3.5.2. Dünnfilmmesstechnik

Die Dünnfilmmesstechnik ermöglicht eine direkte Detektierung des Umschlagpunktes sowohl bei natürlicher Transition als auch bei Transition über eine laminare Ablöseblase. Darüber hinaus kann über die Reynolds-Analogie eine indirekte Messung der lokalen Wandschubspannung vorgenommen werden.

Diese Messtechnik basiert, wie die oben beschriebene Heißfühler-Messtechnik, auf der Messung des Wärmeüberganges von einem auf der Profilloberfläche angebrachten Sensor auf die Strömung. Die 0.3 µm dicken Nickel Sensoren (SenFlex™ - Array 9102) werden in einem Abstand von 2.5 mm auf eine auf die Profilloberfläche aufgeklebte Isolierfolie aus Polyamid aufgedampft. Die Sensoren werden einzeln mit Hilfe eines Konstant-Temperatur-Anemometers (DANTEC Streamline) um ΔT=60°C elektrisch überhitzt. Maßgebend für den Wärmeübergang ist die erzwungene Konvektion, die von der Strömung bzw. von der Wandschubspannung abhängt und somit Informationen über den Grenzschichtzustand liefert. Die Frequenzantwort des Systems ist wegen der größeren Abmessungen des Sensors niedriger als bei den Hitzdrahtsonden und erreicht ca. 10 kHz. Die Beziehung zwischen dem Wärmeübergang und der Wandschubspannung läßt sich mit Hilfe der zweidimensionalen thermischen Energiegleichung (Bellhouse und Schulz, 1966) in folgender Form ausdrücken:

$$A \cdot \rho \cdot \tau_{11} - B \cdot \rho \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{T_s - T_0}{Q_s} \right) = \left(\frac{Q_s}{T_s - T_0} \right)^3 \quad (3.27)$$

Die Differenz zwischen der Sensortemperatur T_s und der Umgebungstemperatur T_0 wird als ΔT bezeichnet. Der vom Sensor abgegebene Wärmestrom Q_s entspricht der Verlustleistung an einem Ohmschen Widerstand, so daß die obige Gleichung für kleine axiale Druckgradienten in inkompressibler Strömung folgendermaßen vereinfacht werden kann:

$$G \cdot \tau_w^{1/3} = \frac{Q}{R_s} = \frac{E}{R_s} \quad (3.28)$$

Die nach Gl. 3.27 mögliche Kalibrierung der Dünnsfilme wird jedoch nicht durchgeführt, weil die Genauigkeit aufgrund der bei Turbinenbeschaufelungen auftretenden hohen Druckgradienten und der niedrigen Wandschubspannungen im Bereich von Ablöseblasen stark abnimmt. Zudem ist die Lage des Transitionsgebietes auch ohne Kalibrierung direkt aus dem Wechselspannungsanteil der Anemometerspannungen zu ermitteln (Schröder, 1991). Der Gleichspannungsanteil des Anemometersignals E_M repräsentiert den mittleren abgegebenen Wärmestrom und folglich mit guter Näherung die Wandschubspannung. Wird die freie Konvektion des überhitzten Sensors bei ruhender Strömung durch Messung der Nullspannung E_0 berücksichtigt, so kann die Wandschubspannung qualitativ beschrieben werden durch:

$$\frac{E_M - E_0}{E_0} = f_1(x/l_w) \approx c_f \quad (3.29)$$

Die Nullspannung E_0 ergibt sich aus der durch Leitung und Strahlung sowie durch freie Konvektion abgegebenen Wärme. Da die freie Konvektion von der Dichte des umgebenden Fluids abhängt, ist eine Bestimmung des E_0 -Wertes für jeden unterschiedlichen statischen Druck im Druckbehälter des Windkanals notwendig.

Die normierte mittlere quadratische Abweichung (RMS):

$$\frac{1}{E_0} \cdot \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_{j=1}^N (E_j - \bar{E})^2} = f_2(x/l_w) \quad (3.30)$$

entspricht den stochastischen Schwankungen in der Grenzschicht. Daraus können Informationen über den Grenzschichtzustand gewonnen werden. Niedrige Schwankungswerte kennzeichnen eine laminare Grenzschicht und hohe eine turbulente, während der Transitionsbereich durch ein ausgeprägtes Maximum in der RMS-Verteilung charakterisiert ist (Schröder, 1991). Ein kleineres relatives Maximum bzw. ein ausgeprägtes Plateau stromauf vom absoluten RMS-Maximum kennzeichnet den Ablösepunkt einer laminaren Ablösung. Weiterer Aufschluß über die Grenzschichtentwicklung kann mit Hilfe der Schiefe (oder Moment 3. Ordnung) erzielt werden:

$$\mu_3 = \frac{1}{\bar{E}^3} \cdot \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{j=1}^N (E_j - \bar{E})^3 \quad (3.31)$$

Die Schiefe gibt eine zur mittleren quadratischen Abweichung zum Teil redundante Information; doch ist bei den komplexen zeitabhängigen Phänomenen der Rotor-Stator-Wechselwirkung die Detektierung des Transitionspunktes als Nulldurchgang bei der Schiefe wesentlich leichter zu automatisieren als die Suche nach einem absoluten Maximum bei der RMS-Verteilung. Außerdem ermöglicht der Schiefeverlauf das Erkennen einer auftretenden Relaminarisierung, was mit den anderen Auswerteverfahren nicht möglich wäre (Acton, 1998).

Mit Hilfe der neu aufgebauten simultanen Dünnfilm-Meßtechnik (Brunner et al., 1998_b) können bis zu 12 Dünnfilm-Sensoren simultan aufgenommen werden. Bei stationärer Zuströmung wird hierbei eine zeitliche Mittelung der Meßsignale vorgenommen, wohingegen bei instationärer Zuströmung eine phasengemittelte Auswertung der Meßsignale erfolgt. Um eine phasengemittelte Auswertung durchzuführen, ist die Messung von Auswirkungen immer derselben Stäbe (z.B. Meßblock á 5 Stäbe) auf die Grenzschicht notwendig. Deshalb wird bei instationärer Zuströmung gleichzeitig zu den Strömungssignalen das Signal eines Stab-Triggers auf einem weiteren Kanal aufgenommen, was die Zuordnung von Stabposition und Grenzschichtverhalten ermöglicht. Zudem wird ein Referenztrigger-Signal aufgenommen, welches den Start des jeweiligen Meßblocks pro Umdrehung des Zahnriemens auslöst. Die Software für die Meßwertaufnahme ermöglicht es, sowohl die Blockgröße pro Umdrehung (d.h. die Anzahl der aufzunehmenden Stäbe pro Umdrehung) als auch die Anzahl der Blöcke für die phasengemittelte Auswertung, das sogenannte „Ensemble-Averaging“-Verfahren, vorzugeben. Der Aufbau der Dünnfilm-Meßtechnik am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal ist aus Abb. 3.15 zu entnehmen. Insgesamt werden bei den Turbinengittern T115 und T116 jeweils 32 Dünnfilm-Sensoren vermessen, deren Positionen auf der Saugseite in Tab. 3.2 und Tab. 3.3 eingetragen sind.

3.5.3. Auswerteverfahren bei instationärer Zuströmung

Die digitale Erfassung und Speicherung der Meßsignale der Heißfühlersonden und der Dünnfilmsensoren ermöglicht eine nachträgliche Verarbeitung der Rohdaten sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich. Zusätzlich können die Daten auch statistisch ausgewertet werden, um das Verhalten der Strömung detaillierter zu analysieren. Bei der Messung hinter periodisch bewegten Objekten wird eine Sonde von einer periodisch instationären und turbulenten Strömung beaufschlagt. Bei der Auswertung dürfen deshalb nicht nur die über die Zeit gemittelten Werte in Betracht gezogen werden, sondern es müssen die periodischen Schwankungen von den turbulenten getrennt werden. Ein zeitabhängiges Signal b kann wie folgt zerlegt werden (Lakshminarayana, 1981):

$$b = \tilde{b} + b' \quad (3.32)$$

wobei für den periodischen Anteil \tilde{b} gilt:

$$\tilde{b}(t) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N b_j(t) \quad (3.33)$$

N ist hierbei die Anzahl der Perioden, über die gemittelt wird. Für den turbulenten Anteil b' gilt:

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N b'_j = 0 \quad (3.34)$$

Die periodische Komponente kann aus den Rohdaten dadurch extrahiert werden, daß über eine ausreichend große Anzahl von Signalen, die zueinander und zu der Rotationsgeschwindigkeit in Phase sind, gemittelt wird. N beschreibt also hier die Anzahl der Blöcke über die gemittelt werden soll, und t den jeweiligen fixen Zeitpunkt des Anemometersignals pro Block. Die phasengebundene Mittelwertbildung (Phased Locked Ensemble Averaging Technique) wird hier auch zur Berechnung der mittleren quadratischen Abweichung verwendet (Lakshminarayana und Poncet, 1974):

$$\sqrt{\tilde{b}'^2(t)} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_{j=1}^N (b_j(t) - \tilde{b}(t))^2} \quad (3.35)$$

Bei den Hitzdrahtmessungen wird die Größe b durch die Geschwindigkeit u ersetzt. In diesem Fall ist die mittlere quadratische Abweichung gleich der Turbulenz:

$$\tilde{T}u(t) = \frac{1}{\tilde{u}(t)} \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_{j=1}^N (u_j(t) - \tilde{u}(t))^2} \quad (3.36)$$

Bei den Dünnfilmmessungen kann die Größe b mit der zur Schubspannung proportionalen Ausgangsspannung der Anemometer E belegt werden.

Auch die Schiefe:

$$\mu_3(t) = \frac{1}{(\tilde{E}(t))^3} \cdot \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{j=1}^N (E_j(t) - \tilde{E}(t))^3 \quad (3.37)$$

kann mit Hilfe der Ensemble-Average-Technik berechnet werden und ermöglicht zusätzliche Einblicke in das Umschlagsphänomen. Insgesamt fanden jeweils 300 Meßblöcke für die Auswertung mittels Ensemble-Average-Verfahren Verwendung.

3.6. Meßprogramm

Die Untersuchung befaßt sich mit den Ergebnissen der Turbinengitter T115 und T116 sowohl bei stationärer als auch bei instationärer Zuströmung mit eingebautem EIZ. Die Messungen bei eingebautem EIZ erfolgten bei einem geometrischen Einbauwinkel der Turbinengitter von $\beta_{\text{geom}} = 135^\circ$.

Bei stationärer und instationärer Zuströmung mit EIZ wurden gemäß Tab. 3.4 folgende Parametervariationen durchgeführt:

- 6 verschiedene Stabgeschwindigkeiten $U = 10, 20, 25, 30, 35$ und 40 m/s, was den dimensionslosen Strouhalzahlen $St = 0.26, 0.53, 0.66, 0.79, 0.93$ und 1.06 bei $Ma_{2th} = 0.7$, $Re_{2th} = 100000$ entspricht;
- 3 verschiedene Abström-Machzahlen $Ma_{2th} = 0.6, 0.7$ und 0.8 bei stationärer Zuströmung;
- Auslegungs-Abström-Machzahl $Ma_{2th} = 0.7$ bei instationärer Zuströmung;
- 5 verschiedene Abström-Reynoldszahlen von $Re_{2th} = 70000$ bis 300000 sowohl bei stationärer als auch bei instationärer Zuströmung;
- 2 verschiedene Stabteilungen $t_s = 40$ mm und $t_s = 80$ mm, was beim Turbinengitter T115 den dimensionslosen Stabteilungen $t_s/t_G = 0.47$ und $t_s/t_G = 0.94$ und beim Turbinengitter T116 den Stabteilungen $t_s/t_G = 0.41$ und $t_s/t_G = 0.82$ entspricht.

Die in Tab. 3.4 angegebenen Einstellwerte für Abström-Machzahl und Abström-Reynoldszahl stellen Vorgabewerte dar. Aus ihnen werden bei Vorgabe einer Totaltemperatur $T_{\text{rvk}} = 40^\circ\text{C}$ und unter Berücksichtigung der Schaufel-Sehnenlänge die HGK-Einstellwerte Kammerdruck p_K und isentroper Abströmstaudruck q_{2th} berechnet.

4. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Wie bereits verdeutlicht, wurden zur detaillierten experimentellen Untersuchung des Strömungsverhaltens von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern bei instationärer Zuströmung im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal Messungen an vergrößerten Modellen der Turbinengitter bei turbomaschinentypischen Bedingungen durchgeführt. Im folgenden werden zunächst die Besonderheiten und die Unterschiede des Versuchsaufbaus mit und ohne EIZ

dargestellt. Im weiteren wird eine zweidimensionale Strömung im jeweiligen Profilmittelschnitt mittels Strömungsfeldtraversierung und Ölanstrichbilder nachgewiesen werden. Dies ist entscheidend, da alle weiteren Messungen im Profilmittelschnitt oder stromauf und stromab des Profilmittelschnitts vorgenommen worden sind. Nach den durchgeführten Voruntersuchungen werden dann die mit den einzelnen Meßtechniken gewonnenen Ergebnisse näher diskutiert. Zunächst werden die Ergebnisse der stationären Nachlauf- und Profildruckverteilungs-Meßtechnik analysiert, um dann die Ergebnisse der instationären Meßtechniken, wie die der 1D-Heißfilm-, der 1D-Hitzdraht- oder der simultanen Dünnfilm-Meßtechnik, näher zu untersuchen. Zur vertieften Analyse der saugseitigen Grenzschicht im Hinterkantenbereich des Turbinengitters T116 werden anschließend Ergebnisse der Grenzschichttraversierung mittels 1D-Hitzdraht-Meßtechnik präsentiert. Abschließend werden die wichtigsten experimentellen Erkenntnisse kurz zusammengefaßt und Empfehlungen für weiterführende experimentelle Untersuchungen gegeben.

4.1. Voruntersuchungen beim Einsatz des EIZ

Beim Einsatz des EIZ sind im Vergleich zum Einbau der Turbinengitter T115 und T116 ohne EIZ (Brunner, 1997; Brunner, 1998₁) einige Voruntersuchungen notwendig, um die Vergleichbarkeit der Meßdaten mit und ohne EIZ zu gewährleisten und etwaige Unterschiede aufzuzeigen. Hierzu wurden bei eingebautem EIZ die Stäbe stromauf der jeweiligen Gittereintrittsebene entfernt, um so eine rein stationäre, homogene Zuströmung zu ermöglichen.

Um eine vorlaufende Rotorreihe mittels zylindrischer Stäbe in der Zuströmung zu den Turbinengittern simulieren zu können, ist es notwendig, Schlitze im Zuströmkanal für den Stabdurchgang zu belassen. Die Schlitze verursachen jedoch einen Massenstromaustausch zwischen Zuströmkanal und evakuierter Kanalumgebung, der durch das treibende Druckverhältnis p_i/p_k hervorgerufen wird. Somit muß ein im Vergleich zur stationären Messung ohne EIZ größerer Massenstrom vom Axialverdichter des Gitterwindkanals gefördert werden, um die einzustellende Abström-Machzahl zu erreichen. Die Zuström-Machzahl steigt dabei um $\Delta Ma_i=0.15$ ($Ma_{2m}=0.7$) an. Mittels an den Turbinengittern T115 und T116 angebrachter, drehbar gelagerter Umlenkbleche (vgl. Abb. 3.3) kann dieser Massenstromverlust durch eine weitgehende Abdichtung der Schlitze minimiert werden. Zudem können die statischen Drücke p_i , die mittels statischer Druckbohrungen gleichmäßig über der gesamten Kanalhöhe erfaßt werden (siehe Abb. 3.3), durch die Umlenkbleche in der Zuströmung über die Kanalhöhe homogen eingestellt werden.

Bei den Messungen zeigten sich anhand der isentropen Profil-Machzahlverteilungen (siehe Abb. 4.1) starke Unterschiede der jeweiligen Verläufe ohne und mit Einsatz des EIZ. Im Ver-

gleich zur Messung ohne EIZ konnte beim Turbinengitter T115 wie auch beim Turbinengitter T116 mit EIZ eine höhere Belastung sowohl über weite Bereiche der Saugseite als auch der Druckseite der Turbinengitter festgestellt werden. Erst im Hinterkantenbereich liegen bei beiden Konfigurationen nahezu identische Verläufe der isentropen Profil-Machzahlverteilungen vor. Den entsprechenden isentropen Profil-Machzahlverteilungen im saugseitigen Vorderkantenbereich zufolge liegt bei Einsatz des EIZ eine druckseitige Fehlanströmung zu den Turbinengittern vor. Dies drückt sich bei den Turbinengittern T115 und T116 in einer Saugspitze im Vorderkantenbereich aus. Obwohl die Turbinengitter T115 und T116 mit dem gleichen geometrischen Einbauwinkel von $\beta_{\text{geom}}=135^\circ$ in die Meßstrecke des HGK sowohl mit als auch ohne EIZ eingesetzt wurden, werden beide Turbinengitter bei Einsatz des EIZ mit einem unterschiedlichen Zuströmwinkel angeströmt. Die veränderten Zuströmbedingungen sind dabei auf die für die Durchführung der Stäbe benötigten Schlitze in der Zuströmung bei EIZ-Einbau zurückzuführen. Nachrechnungen der isentropen Profil-Machzahlverteilungen mittels des gekoppelten Euler-/Grenzschichtlösers MISES2.4 ergaben für das Turbinengitter T115 eine Fehlanströmung von $\Delta\beta_1=+5^\circ$ und für das Turbinengitter T116 eine Fehlanströmung von $\Delta\beta_1=+6^\circ$, wobei jeweils eine Stromröhrenkontraktion von $\Omega=1.0$ angenommen wurde. Ein Einfluß der Schlitze auf eine Änderung der Stromröhrenkontraktion ist wahrscheinlich. Dennoch ist aufgrund der guten Übereinstimmung von berechneten (T115: $\beta_1=140^\circ$; T116: $\beta_1=141^\circ$) und gemessenen ($\beta_{\text{geom}}=135^\circ$) isentropen Profil-Machzahlverteilungen eine Änderung der Stromröhrenkontraktion im Vergleich zur Zuströmwinkeländerung wohl von untergeordneter Bedeutung. Das gekoppelte Euler-/Grenzschicht-Rechenverfahren MISES2.4 wird an späterer Stelle noch ausführlich beschrieben werden. In den weiteren Ausführungen wird der geometrische Einbauwinkel $\beta_{\text{geom}} = 135^\circ$ verwendet, so daß im folgenden der Index „geom“ entfällt.

Um eine zweidimensionale Strömung im Mittelschnitt der Turbinengitter T115 und T116 sicherzustellen, wurden sowohl Strömungsfeldtraversierungen in einer Meßebebene $x/l_{\text{ax}} = 1.5$ stromab der Gittereintrittsebene durchgeführt als auch Ölanstrichbilder der Turbinenschaufeln angefertigt. Die Ergebnisse der Strömungsfeldtraversierung, dargestellt als Isolinienverläufe in Abb. 4.2, zeigen ein insgesamt sehr ähnliches Verlustverhalten der beiden Turbinengitter in Schaufelhöhenrichtung. In der Ergebnisdarstellung wird die Schaufelhöhenkoordinate z auf die Schaufelhöhe h ohne Kanalverengung ($h = 300 \text{ mm}$) bezogen. Die Schaufelhöhenkoordinate $z/h = 0.0$ entspricht dem Profil-Mittelschnitt, die Koordinate $z/h = -0.285$ dem Seitenwandschnitt der Turbinengitter T115 und T116 bei verengtem Kanal. Die auf die Teilung bezogene Umfangskoordinate ist für sämtliche Darstellungen so definiert, daß sie im Schnittpunkt der Senkrechten zur Gitteraustrittsebene mit der Meßebebene den Wert $u/t = 0.0$ hat. Dabei verläuft die Senkrechte durch den Hinterkantenpunkt der entsprechenden mittleren Schaufel in der Gitteraustrittsebene. Bedingt durch den Mindestabstand der Fünfflochsonde von der Seitenwand, der 2.5 mm beträgt, konnten die Wandgrenzschichten nicht vollständig erfaßt

werden. Die Darstellungen entsprechen dem realen Einbau der Turbinengitter in die Meßstrecke des HGK, d.h. es werden die stromauf gesehen rechten Hälften der Turbinengitter traversiert. Sowohl bei der Verteilung des Profil-Totaldruckverlustbeiwertes im Mittelschnitt als auch im absoluten Maximum der Isolinienverteilung der Totaldruckverlustbeiwerte zeigt sich beim Turbinengitter T116 ein leicht angehobenes Verlustniveau, was auf die stärkere laminare Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich (vgl. Abb. 4.1) des Turbinengitters T116 zurückzuführen ist. Die Isolinienverläufe der Totaldruckverlustbeiwerte in Abb. 4.2 weisen bereits durch ihr homogenes Verhalten im Profil-Mittelschnittsbereich auf eine zweidimensionale Umströmung im Mittelschnitt der Turbinengitter hin. Die Auswirkungen der Sekundärströmungsgebiete auf die Strömung und somit auf die Verlustgenerierung wird ab ca. $z/h = -0.1$ durch eine Verzerrung der Verlustisolines nach unten und einer Vergrößerung des Verlustmaximums deutlich. Auch die Isolinienverläufe der SVO-Verteilungen (Streamwise Vorticity) und die Verteilung der Wirbelintensitäten zeigen eine deutlich zweidimensionale Strömung im Mittelschnitt der Turbinengitter. Die Wirbelzentren befinden sich alle im Seitenwandbereich zwischen $z/h = -0.1$ und $z/h = -0.285$ und haben somit keinerlei Auswirkungen mehr auf die Profilmittelschnittströmung; dies wird auch durch die fehlenden Sekundärgeschwindigkeitsvektoren im Mittelschnittsbereich und die Ölanstrichbilder in Abb. 4.2 belegt. Der Kanalwirbel wird hierbei durch positive SVO-Werte beschrieben, der saugseitige Hufeisen-/Hinterkantenwirbel und der Eckenwirbel (im unmittelbaren Seitenwandbereich) hingegen können durch negative SVO-Werte detektiert werden. Zusätzlich wird die Zweidimensionalität der Strömung im Profil-Mittelschnitt durch die in Umfangsrichtung massenstromgemittelten Totaldruckverlustbeiwerte und Abströmwinkel (vgl. Abb. 4.3) bestätigt, welche im Mittelschnittsbereich aufgrund eines Plateaus der jeweiligen Verläufe auf keinerlei Beeinflussung der Mittelschnittsumströmung durch die Sekundärströmung hindeuten.

4.2. Analyse der Nachlauf- und Profildruckverteilungsmessungen

Zur Beurteilung des Einflusses von Abström-Machzahl, Abström-Reynoldszahl, Strouhalzahl und der Variation der Stabteilung auf die Profil-Umströmung der Turbinengitter T115 und T116 werden im folgenden die jeweiligen isentropen Profil-Machzahlverteilungen und die integralen Profil-Totaldruckverlustbeiwerte σ sowohl bei stationärer als auch bei instationärer Zuströmung diskutiert.

Isentrope Profil-Machzahlverteilungen

Die Variation der Abström-Machzahl als auch die Variation der Abström-Reynoldszahl bei stationärer Zuströmung und deren Auswirkungen auf die isentropen Profil-Machzahlverteilungen ist in Abb. 4.4 dargestellt. Bei direktem Vergleich der isentropen Profil-

Machzahlverteilungen des Turbinengitters T115 mit dem Turbinengitter T116 fällt die deutlich höhere Belastung des Turbinengitters T116 speziell im saugseitigen Vorderkantenbereich auf. Im Gegensatz zum Turbinengitter T115, bei dem die maximale isentrope Profil-Machzahl erst bei ca. $x/l_{ax} = 0.64$ auf der Saugseite erreicht wird, ist dies beim Turbinengitter T116 bereits bei $x/l_{ax} = 0.15$ der Fall. Das Auslegungsziel einer höheren aerodynamischen Belastung des Turbinengitters T116 bei möglichst hohem Geschwindigkeitsniveau konnte somit realisiert werden. Die isentropen Profil-Machzahlverteilungen beider Turbinengitter weisen im saugseitigen Hinterkantenbereich ab ca. $x/l_{ax} = 0.8$ eine starke laminare Ablösung auf. Auf ein Wiederanlegen dieser laminaren Ablösung noch vor der Hinterkante bzw. auf die Bildung einer laminaren Ablöseblase kann anhand der Verläufe der gemessenen isentropen Profil-Machzahlverteilungen nicht eindeutig geschlossen werden, aber aufgrund von reibungsfreien Euler-Rechnungen vermutet werden. Aufgrund der bereits beschriebenen Fehlanströmung zu den Turbinengittern bei Einsatz des EIZ liegt bei beiden Turbinengittern eine Saugspitze im saugseitigen Vorderkantenbereich vor, die beim Turbinengitter T116 stärker ausgeprägt ist. Dies ist auf den stärkeren Bauchstoß des Turbinengitters T116 zurückzuführen. Bei **Variation der Abström-Machzahl** in Abb. 4.4 kann bei beiden Turbinengittern ein ähnliches Verhalten festgestellt werden. Mit zunehmender Abström-Machzahl heben sich die Niveaus der isentropen Profil-Machzahlverteilungen sowohl druckseitig als auch saugseitig an. Während die Veränderungen auf der Saugseite sehr ausgeprägt sind, ist auf den jeweiligen Druckseiten nur eine geringfügige Anhebung der Niveaus zu verzeichnen. Bei beiden Turbinengittern wird ein Anliegen der laminaren Ablösung mit zunehmender Abström-Machzahl immer unwahrscheinlicher. Zusätzlich sind in Abb. 4.4 die isentropen Profil-Machzahlverteilungen der Turbinengitter T115 und T116 bei **Variation der Abström-Reynoldszahl** dargestellt. Während beim Turbinengitter T116 bis ca. $x/l_{ax} = 0.6$ auf der Saugseite und auf der gesamten Druckseite kaum ein Einfluß der Variation der Abström-Reynoldszahl auf die isentrope Profil-Machzahlverteilung festzustellen ist, zeigt sich im saugseitigen Hinterkantenbereich eine Stromaufverlagerung des Transitionspunktes mit zunehmender Abström-Reynoldszahl. Der Transitionspunkt (TP), bei dem eine Intermitenz von $\gamma = 50\%$ vorliegt, ist hierbei definiert (siehe hierzu [Abb. 4.5](#)) als der Schnittpunkt der Tangenten an die isentrope Profil-Machzahlverteilung im Bereich der laminaren Ablöseblase. Der Ablösepunkt einer laminaren Ablösung (SP) kann wiederum mittels des Beginns eines plateauartigen Verlaufes der isentropen Profil-Machzahlverteilung detektiert werden. Eine solche Stromaufverlagerung des saugseitigen Transitionspunktes ergibt sich auch bei den isentropen Profil-Machzahlverteilungen des Turbinengitters T115 in Abb. 4.4. Zudem läßt sich beim Turbinengitter T115 im Gegensatz zum Turbinengitter T116 bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{zth} = 200000$ eindeutig anhand der saugseitigen isentropen Profil-Machzahlverteilung ein Wiederanlegen der laminaren Ablöseblase in diesem Betriebspunkt bei $x/l_{ax} = 0.95$ detektieren. Im Gegensatz zum Turbinengitter T116 weist die saugseitige isentrope Profil-Machzahlverteilung des Turbinengitters

T115 eine leichte Anhebung des Niveaus über nahezu der gesamten Saugseite mit zunehmender Abström-Reynoldszahl auf.

In Abb. 4.5 sind die Auswirkungen der **instationären Zuströmung** auf die isentrope Profil-Machzahlverteilung exemplarisch beim Turbinengitter T115 im Auslegungszustand bei $Re_{2th} = 100000$ und $Ma_{2th} = 0.7$ dargestellt. Wie bereits erläutert, bewegen sich die Stäbe bei Simulation einer Turbinenreihe nach oben (siehe Abb. 4.5). In Abhängigkeit von der jeweilig eingestellten Stabgeschwindigkeit U_{Stab} ergeben sich somit unterschiedliche Eintrittswinkel der Nachlaufdüellen $\beta_{Nachlaufdüelle}$ in die nachfolgende Schaufelpassage. Um die grundsätzlichen Unterschiede der isentropen Profil-Machzahlverteilungen übersichtlich darstellen zu können, wurden nur zwei isentrope Profil-Machzahlverteilungen des Turbinengitters T115 bei stationärer und instationärer ($Sr = 0.79$) Zuströmung ausgewählt. Insgesamt ergibt sich bei Vorliegen von Stabnachlaufdüellen in der Zuströmung eine Absenkung von großen Teilen der saug- und druckseitigen isentropen Profil-Machzahlverteilung im Vergleich zur stationären Zuströmung. Diese Absenkung des Niveaus läßt sich durch die Verwendung eines stationären Druckmeßsystems erklären, welches eine zeitliche Mittelung der Meßwerte vornimmt. Bei instationärer Zuströmung führen somit die periodisch auf die Grenzschicht wirkenden Geschwindigkeitsdefizite der Stabnachlaufdüellen zu einem insgesamt abgesenkten isentropen Profil-Machzahl-Niveau. Im saugseitigen Hinterkantenbereich ist bei stationärer Zuströmung ($Sr = 0.0$) aufgrund des plateauartigen Verlaufes der isentropen Profil-Machzahlverteilung eine laminare Ablöseblase deutlich zu detektieren. Diese laminare Ablöseblase wird bei instationärer Zuströmung entweder periodisch unterdrückt oder zumindest periodisch stark abgeschwächt, was durch das schwächer ausgeprägte Plateau im saugseitigen Hinterkantenbereich angedeutet wird. Eine periodische Unterdrückung der laminaren Ablöseblase wird von dem stationären Druckmeßsystem wiederum nur zeitlich gemittelt wiedergegeben. Somit wird eine zeitliche Auflösung und die Detektierung einer vollständigen Unterdrückung einer laminaren Ablöseblase oder auch einer laminaren Ablösung mit diesem Meßsystem nicht ermöglicht. Zudem läßt sich bei Vorliegen einer instationären Zuströmung eine Abschwächung der Saugspitze im saugseitigen Vorderkantenbereich und eine leichte Anhebung der isentropen Profil-Machzahlen im druckseitigen Vorderkantenbereich detektieren. Im druckseitigen Vorderkantenbereich läßt sich bei stationärer Zuströmung eine kleine laminare Ablöseblase vermuten.

Bei **Variation der Strouhalzahl** in Abb. 4.6 (linke Seite) sind für beide Turbinengitter nur zwei untersuchte Strouhalzahlen $Sr = 0.26$ und $Sr = 0.79$ dargestellt. Während beim Turbinengitter T115 mit anwachsender Strouhalzahl eine zunehmende saug- und druckseitige Absenkung des Niveaus der isentropen Profil-Machzahlverteilungen zu verzeichnen ist, wird beim Turbinengitter T116 hauptsächlich die druckseitige isentrope Profil-Machzahlverteilung beeinflusst. Die nur geringfügige Auswirkung der gesteigerten Strouhalzahl auf die saugseitige

Profilumströmung beim Turbinengitter T116 ist dabei auf die sehr starke Beschleunigung im saugseitigen Vorderkantenbereich zurückzuführen. Dadurch wird beim Turbinengitter T116 die stromab liegende saugseitige Grenzschicht stärker durch die stromauf liegende starke Beschleunigung beeinflusst als durch die in die Gitterpassage eintretenden Geschwindigkeitsdefizite der Stabnachlaufdüsen. Somit zeigt sich auch im saugseitigen Hinterkantenbereich beim Turbinengitter T115 eine stärkere Unterdrückung des laminaren Ablösebereiches als beim Turbinengitter T116. In Abb. 4.6 (rechte Seite) sind zudem die Abhängigkeiten der isentropen Profil-Machzahlverteilungen bei **Variation der Stabteilung** und konstanter Strouhalzahl $Sr = 0.26$ im Vergleich zur stationären Zuströmung über der dimensionslosen axialen Sehnenlänge aufgetragen. Ausgehend von den isentropen Profil-Machzahlverläufen bei stationärer Zuströmung ergibt sich beim Turbinengitter T116 eine zunehmende Absenkung des Machzahl-Niveaus mit zunehmender Stabteilung. Beim Turbinengitter T115 hingegen läßt sich anhand der isentropen Profil-Machzahlverteilungen kein unterschiedlicher Einfluß der beiden Stabteilungen detektieren. Da die Strouhalzahlen bei beiden Stabteilungen auf $Sr = 0.26$ eingestellt wurden, ist auf einen Einfluß der unterschiedlichen Zuströmbedingungen bei Veränderung der Stabteilung zu schließen. Ob das unterschiedliche isentrope Profil-Machzahlniveau speziell beim Turbinengitter T116 auf die verschiedenen Eintrittswinkel der Stabnachlaufdüsen von $\beta_{\text{Nachlaufdüse}} = 48^\circ$ (kleinere Stabteilung bei $U_{\text{Stab}} = 10 \text{ m/s}$) bis $\beta_{\text{Nachlaufdüse}} = 50^\circ$ (größere Stabteilung bei $U_{\text{Stab}} = 20 \text{ m/s}$) zurückzuführen ist oder aber auf ein anderes Phänomen, wird an späterer Stelle noch ausführlicher dargelegt werden. Es kann also festgehalten werden, daß bei Variation der Strouhalzahl das Turbinengitter T115, bei Variation der Stabteilung das Turbinengitter T116 eine stärkere Beeinflussung durch den jeweiligen Variationsparameter aufweist.

Integrale Profil-Totaldruckverlustbeiwerte

Im folgenden werden die Ergebnisse der Nachlauftraversierung in einer Meßebebene $x/l_{\text{ax}} = 1.5$ mittels des integralen Profil-Totaldruckverlustbeiwertes bei Variation der Abström-Machzahl und der Abström-Reynoldszahl bei stationärer Zuströmung vorgestellt. Zudem wird bei instationärer Zuströmung eine Variation der Abström-Reynoldszahl, der Strouhalzahl und der Stabteilung diskutiert.

Die **Variation der Abström-Machzahl** in Abb. 4.7 ergibt für beide Turbinengitter ein Ansteigen des Profil-Totaldruckverlustbeiwertes mit zunehmender Abström-Machzahl. Die Unterschiede der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte der Turbinengitter T115 und T116 bei der jeweiligen Abström-Machzahl sind vernachlässigbar. Während das Turbinengitter T115 bei der Auslegungs-Abström-Machzahl $Ma_{2th} = 0.7$ leichte Vorteile aufweist, ist dies für die sonstigen Abström-Machzahlen gerade umgekehrt. Der Anstieg der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte ist mit einer Vergrößerung der laminaren Ablöseblase, bzw. mit einem Nichtwie-

deranlegen der laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich mit ansteigender Abström-Machzahl zu erklären (siehe Abb. 4.4). Bei der **Variation der Abström-Reynoldszahl** in Abb. 4.7 liegen bei stationärer Zuströmung die Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T116 im Bereich von $Re_{2th} > 105000$ deutlich unter denen des Turbinengitters T115, wohingegen dann ab $Re_{2th} < 105000$ das Turbinengitter T115 deutliche Vorteile aufweist. Im Auslegungspunkt beider Turbinengitter bei $Ma_{2th} = 0.7$ und $Re_{2th} = 100000$ weisen die Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beider Turbinengitter nahezu gleiche Werte auf. Bei der niedrigsten untersuchten Abström-Reynoldszahl von $Re_{2th} = 70000$ steigen die Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beim Turbinengitter T116 im Vergleich zum Turbinengitter T115 überproportional an, was auf eine stärkere laminare Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich zurückzuführen ist. Bei instationärer Zuströmung wurde eine Variation der Abström-Reynoldszahl bei der konstanten Strouhalzahl $Sr = 0.79$ durchgeführt. Prinzipiell zeigt sich im Vergleich zum Verlauf der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte bei stationärer Zuströmung ein ähnliches Verhalten. Bei höheren Abström-Reynoldszahlen liegen auch bei instationärer Zuströmung für das Turbinengitter T116 niedrigere Verluste vor; bei kleineren Abström-Reynoldszahlen ergeben sich aufgrund der noch bei instationärer Zuströmung stärkeren laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich höhere Profil-Totaldruckverlustbeiwerte. Allerdings verschiebt sich der Schnittpunkt der jeweiligen Verläufe der Turbinengitter T115 und T116 von $Re_{2th} = 105000$ bei stationärer Zuströmung auf $Re_{2th} = 120000$ bei instationärer Zuströmung. Im Vergleich zum Profil-Totaldruckverlustbeiwert bei stationärer Zuströmung liegt beim Turbinengitter T115 im Auslegungspunkt bei $Re_{2th} = 100000$ und $Ma_{2th} = 0.7$ eine Reduktion des Profil-Totaldruckverlustbeiwertes von $\Delta\omega = 34\%$ und beim Turbinengitter T116 von $\Delta\omega = 28\%$ vor. Das Auslegungsziel, beim Turbinengitter T116 trotz der wesentlich höheren Schaufelbelastung im Vergleich zum Turbinengitter T115 bei instationärer Zuströmung ähnlich niedrige Profil-Totaldruckverlustbeiwerte zu erzielen, konnte, wie in Abb. 4.7 ersichtlich, verwirklicht werden. Es zeigt sich also, daß eine bei stationärer Zuströmung unvorteilhafte Auslegungs-Profilumströmung mit hoher Diffusion (w_{max}/w_2) und damit Ablöseigung der saugseitigen Grenzschicht bei vorliegender instationärer Zuströmung zu wesentlich niedrigeren Profil-Totaldruckverlustbeiwerten führt. Interessant ist auch das vorhandene Verlust-Reduzierungspotential im gesamten untersuchten Abström-Reynoldszahlbereich bei instationärer Zuströmung, welches durch eine periodische Unterdrückung einer laminaren Ablöseblase oder eine periodische Abschwächung einer laminaren Ablösung hervorgerufen wird. Die starke saugseitige laminare Ablösung beim Turbinengitter T116 bei $Re_{2th} = 70000$ wird durch die instationäre Zuströmung stark abgeschwächt, doch ist aufgrund der hohen Profil-Totaldruckverlustbeiwerte im Vergleich zum Turbinengitter T115 von einer immer noch abgelösten Strömung im saugseitigen Hinterkantenbereich auszugehen. Es ist jedoch auffallend, daß, trotz des hohen Profil-Totaldruckverlustbeiwertes beim Turbinengitter T116 bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 70000$ und instationärer Zuströmung,

dieser Verlustbeiwert immer noch unterhalb der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte der Turbinengitter T115 und T116 bei $Re_{2th} = 100000$ und stationärer Zuströmung bleibt.

Die Auswirkungen einer **Variation der Strouhalzahl** auf die Profil-Totaldruckverlustbeiwerte ω bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 100000$ und der Abström-Machzahl $Ma_{2th} = 0.7$ wird für die Turbinengitter T115 und T116 in Abb. 4.8 (obere Darstellung bei $t_s=40\text{mm}$) aufgezeigt. Ausgehend von stationärer Zuströmung bei $Sr = 0.0$ ergeben sich bei instationärer Zuströmung abgesenkte Profil-Totaldruckverlustbeiwerte. Bei der Strouhalzahl $Sr = 0.79$ liegen für beide Turbinengitter verlustoptimale Stabfrequenzen vor. Interessant ist, daß bei instationärer Zuströmung relativ hohe Verlustreduktionen im Vergleich zur stationären Zuströmung ermöglicht werden. So liegt beim Turbinengitter T115 bereits bei einer Strouhalzahl von $Sr = 0.26$ eine Reduktion der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte um 27% im Vergleich zur stationären Zuströmung und beim Turbinengitter T116 ebenfalls bei $Sr = 0.26$ eine Verlustreduktion um 23 % vor. Bei weiterer Steigerung der Strouhalzahl ergibt sich für beide Turbinengitter bis zu der Strouhalzahl $Sr = 0.79$ nur noch eine geringfügige weitere Absenkung der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte. Wird die Strouhalzahl über $Sr = 0.79$ hinaus weiter erhöht, so steigen die Profil-Totaldruckverlustbeiwerte wieder geringfügig an. Bei Betrachtung beider Darstellungen in Abb. 4.8 sind die Auswirkungen der **Variation der Stabteilung** bei den Turbinengittern T115 und T116 ersichtlich. Bei der größeren Stabteilung in der unteren Darstellung der Abb. 4.8 sind zusätzlich zum Verlauf der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 100000$ auch die Verlustverläufe bei $Re_{2th} = 200000$ dargestellt. Während beim Turbinengitter T115 bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 100000$ kein Minimum des Verlaufes der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte zu detektieren ist, weist das Turbinengitter T116 bei der Strouhalzahl $Sr = 0.26$ ein Minimum auf. Mit zunehmender Stabteilung bei $Re_{2th} = 100000$ wird beim Turbinengitter T116 die optimale Strouhalzahl hin zu niedrigeren Strouhalzahlen verschoben (vgl. Abb. 4.8 oben und unten). Bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200000$ bewegt sich die verlustoptimale Strouhalzahl bei der größeren Stabteilung beim Turbinengitter T116 ebenso zu kleineren Strouhalzahlen hin. Beim Turbinengitter T115 hingegen wird bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200000$ bei vorliegender instationärer Zuströmung sogar eine Anhebung der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte über den stationären Wert hinaus deutlich. Problematisch ist allerdings, daß in der unteren Darstellung in Abb. 4.8 nur drei Meßpunkte verwendet werden konnten. Dadurch können keine eindeutigen Aussagen über ein Strouhalzahl-Optimum getroffen werden.

Die Absenkung des Profil-Totaldruckverlustbeiwertes ($Re_{2th} = 100000$) bei instationärer im Vergleich zur stationären Zuströmung beruht vermutlich auf Verlustminderungen durch eine Unterdrückung oder eine Abschwächung einer saugseitigen oder auch druckseitigen laminaren Ablösung. Aufgrund der instationären Zuströmung werden zwar auch zusätzliche Verluste

in der Grenzschicht, durch zusätzlich eingebrachte nachlaufzelleninduzierte turbulente Grenzschichtbereiche, erzeugt, diese werden jedoch durch die Verlustreduzierungen überkompensiert. Eine detailliertere Darstellung des saugseitigen Grenzschichtzustandes und des Grenzschichtverhaltens wird an späterer Stelle gegeben werden. Bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200000$ überwiegen die durch die instationäre Zuströmung verursachten zusätzlichen saugseitigen Verluste die bei der größeren Abström-Reynoldszahl geringeren Verlustminderungen einer Unterdrückung der kleineren laminaren Ablöseblase. Somit ergeben sich bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 200000$ und der größeren Stabteilung beim Turbinengitter T115 insgesamt angehobene Profil-Totaldruckverlustbeiwerte bei instationärer Zuströmung.

4.3. Untersuchungen mit instationären Meßtechniken

Die instationäre Heißfilm-/Hitzdraht-Meßtechnik wurde für eine detailliertere Untersuchung der Zuströmbedingungen in der Gittereintrittsebene, des saugseitigen Grenzschichtumschlages von laminar zu turbulent und des saugseitigen Profildruckverhaltens bei stationärer und instationärer Zuströmung eingesetzt. Im Gegensatz zur stationären Profildruckverteilungs-Meßtechnik und Nachlauf-Meßtechnik lassen sich mit der verwendeten instationären Meßtechnik periodisch instationäre Vorgänge in der Zuströmung zu den Turbinengittern und in der saugseitigen Grenzschicht auflösen und somit detaillierter untersuchen.

4.3.1. Analyse der instationären Zuströmbedingungen in der Gittereintrittsebene

Für die Untersuchung der in die Gitterpassagen eintretenden Stabnachlaufzellen wurden in der Gittereintrittsebene des jeweiligen Turbinengitters 1D-Hitzdrahtmessungen vorgenommen. Aufgrund der schlechten Zugänglichkeit der Meßebene bei eingebautem Turbinengitter, wurde die Untersuchung der Stabnachlaufzellen ohne Turbinengitter durchgeführt.

In [Abb. 4.9](#) sind exemplarisch die Zuströmbedingungen zum Turbinengitter T115 bei unterschiedlichen Stabteilungen dargestellt. In beiden Diagrammen werden sowohl die phasengemittelten Geschwindigkeitsverteilungen als auch die phasengemittelten Verteilungen der Turbulenzgrade über der dimensionslosen Dellendurchgangsperiode aufgetragen. Zunächst soll die größere Stabteilung $t_s/t_G = 0.94$ behandelt werden. Sowohl bei stationärer Zuströmung als auch bei instationärer Zuströmung liegt ein Zuströmturbulenzgrad stromauf der Stäbe von ca. $Tu_1 = 1\%$ vor. Daraus kann geschlossen werden, daß zwischen zwei Stabnachlaufzellen bei der Stabteilung $t_s/t_G = 0.94$ eine ungestörte Zuströmung in der Gittereintrittsebene vorliegt. Innerhalb einer Nachlaufzelle ergeben sich hingegen maximale Turbulenzgrade von ca. $Tu_{max} = 5\%$, die im Falle der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 100000$ und der Abström-Machzahl $Ma_{2th} = 0.7$ mit einem Geschwindigkeitsdefizit innerhalb der Stabnachlaufzelle von ca. 8.6% bezogen auf die Freistromgeschwindigkeit zwischen zwei Nachlaufzellen korrespondieren.

Die Breite der Stabnachlaufdele in der Gittereintrittsebene beträgt, aufgrund der niedrigen Abström-Reynoldszahl von $Re_{zh} = 100000$, in diesem Betriebspunkt ca. 75 % der Stabteilung. Auffallend bei der Turbulenzgradverteilung sind die Doppel-Maxima im Nachlaufdelenzentrum. Der jeweilig linke Nachlaufast wird beim Durchlauf der Stäbe von der Hitzdrahtsonde zuerst registriert und liegt in Bewegungsrichtung der Stäbe vorne. Dieses Verhalten kann mit der Wirbelbildung hinter einem Kreiszyylinder, der sogenannten von Kármán'schen Wirbelstraße (Truckenbrodt, 1980), erklärt werden. Dabei lösen abwechselnd gegensinnig drehende Wirbel vom Kreiszyylinder ab, die von der 1D-Hitzdrahtsonde als hohe Turbulenzgrade detektiert werden können. Die zwischen den Wirbelpaaren liegende gleichgerichtete Strömung weist dabei niedrigere Turbulenzgrade auf als dies innerhalb der Wirbel der Fall ist; es entsteht somit in diesem Bereich ein lokales Turbulenzgradminimum. In den überwiegenden Fällen tritt eine ausgeprägtere Turbulenzgradspitze des vorlaufenden Nachlaufastes auf. Diese Turbulenzgradspitze entsteht vermutlich durch Superposition der Umströmung des Stabes durch die Zuströmung mit der Umströmung des Stabes aufgrund der Stabgeschwindigkeit. Somit wird eine Verstärkung des vorlaufenden Nachlaufastes durch eine Verstärkung des vorlaufenden Wirbels hervorgerufen. Bei Betrachtung der kleineren Stabteilung $t_s/t_G = 0.47$ in Abb. 4.9 zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie bei der größeren Stabteilung, allerdings mit dem Unterschied, daß die Stabnachlaufdellen in der Gittereintrittsebene bereits zusammengewachsen sind. Dies kann anhand des angehobenen Turbulenzgradniveaus von ca. $Tu = 1.5\%$ zwischen zwei Stabnachlaufdellen verdeutlicht werden. Es zeigt sich also, daß eine Variation der Stabteilung nicht die Stabnachlaufdellen selbst, sondern hauptsächlich die Bereiche zwischen zwei Nachlaufdellen durch eine Anhebung des Turbulenzgradniveaus beeinflusst.

Um unterschiedliche Zuströmbedingungen zu den Turbinengittern T115 und T116 bei instationärer Zuströmung auszuschließen, werden in Abb. 4.10 die mit der jeweiligen maximalen Zuströmgeschwindigkeit C_{max} normierten Geschwindigkeitsdefizite bei der Variation der Abström-Reynoldszahl und der Variation der Strouhalzahl dargestellt. Mit zunehmender Abström-Reynoldszahl steigen die von den Stäben verursachten Geschwindigkeitsdefizite beider Turbinengitter kontinuierlich an. Dies ist auf den ebenfalls mit zunehmender Abström-Reynoldszahl ansteigenden Turbulenzgrad innerhalb der Stabnachlaufdele (Brunner, 1998₂) zurückzuführen. Ansonsten weisen die Verläufe der Geschwindigkeitsdefizite nur geringfügige Unterschiede auf. Speziell im Auslegungspunkt der Turbinengitter bei $Re_{zh} = 100000$ liegt bei beiden Turbinengittern ein nahezu identisches Geschwindigkeitsdefizit von ca. $\Delta C/C_{max} = 8.6\%$ vor, was einem typischen erzeugten Geschwindigkeitsdefizit innerhalb der Nachlaufdele einer Niederdruck-Turbine entspricht. Die Verläufe der normierten Geschwindigkeitsdefizite bei Variation der Strouhalzahl zeigen sogar eine bessere Übereinstimmung der jeweiligen Werte. Daraus kann geschlossen werden, daß für beide Turbinengitter T115

und T116 in den verschiedenen Betriebspunkten jeweils eine nahezu identische Zuströmung vorherrscht.

4.3.2. Dünnschichtuntersuchungen der saugseitigen Grenzschicht bei stationärer Zuströmung

Um den saugseitigen Grenzschichtumschlag von laminar zu turbulent näher untersuchen zu können, wurde eine simultane Dünnschicht-Meßtechnik eingesetzt. Im weiteren werden zunächst Dünnschichtmessungen bei stationärer Zuströmung diskutiert, die bei Variation der Abström-Reynoldszahl und Variation der Abström-Machzahl durchgeführt worden sind. Die Auswertung der Dünnschichtergebnisse erfolgte hierbei nach der normierten Standardabweichung (E_{RMS}/E_0), des Moments dritter Ordnung (Schiefe, μ_3) und nach der Quasi-Wandschubspannungsverteilung ($(E-E_0)/E_0$).

Dünnschichtergebnisse bei stationärer Zuströmung

Zunächst werden die Dünnschichtergebnisse der Turbinengitter T115 und T116 im Auslegungspunkt verglichen (siehe [Abb. 4.11](#)). Ein globales Maximum einer normierten RMS-Verteilung kennzeichnet den Transitionspunkt (TP) der Grenzschicht, an dem eine Intermittenz von 50 % vorliegt. Ein lokales Maximum stromauf des globalen Maximums detektiert den Ablösepunkt (SP) einer laminaren Ablösung. Weist die normierte RMS-Verteilung im Hinterkantenbereich einen plateauartigen Verlauf auf, der insgesamt ein höheres Niveau einnimmt, aufgrund des stärkeren Wärmeüberganges vom Dünnschichtsensor zur Umgebung bei turbulenter Grenzschicht, als die laminare Grenzschicht stromauf, so liegt eine vollturbulente, anliegende Grenzschicht im saugseitigen Hinterkantenbereich vor; im Falle einer laminaren Ablösung entspricht dies einer wiederanlegenden Ablöseblase. Die Verläufe der normierten RMS-Verteilungen der Turbinengitter T115 und T116 weisen deutliche globale Maxima im saugseitigen Hinterkantenbereich auf. Während beim Turbinengitter T115 stromauf des globalen Maximums auch ein lokales Maximum (Ablösepunkt einer laminaren Ablösung) detektiert werden kann, ist dies für den normierten RMS-Verlauf des Turbinengitters T116 nicht möglich. Beim Turbinengitter T116 liegt aber im saugseitigen Hinterkantenbereich eine starke laminare Ablösung vor, was anhand der isentropen Profil-Machzahlverteilung in [Abb. 4.4](#) nachgewiesen werden kann. Aufgrund der sehr hohen RMS-Werte direkt an der Position des am weitest stromab liegenden Dünnschichtsensoren ist eine vollturbulente Grenzschicht und damit ein Wiederanlegen der laminaren Ablösung nicht zu detektieren. Allerdings ist aufgrund der verbleibenden Wegstrecke zwischen dem jeweils letzten Sensor und der Profilhinterkante ein Wiederanlegen der Strömung direkt an der saugseitigen Hinterkante nicht vollständig auszuschließen. Anhand der Dünnschichtergebnisse kann nur ein stark transitionales Verhalten der

Grenzschicht im saugseitigen Hinterkantenbereich der Turbinengitter T115 und T116 detektiert werden. Dies wird auch an der Verteilung der Schiefe in Abb. 4.11 deutlich. Während der Schiefe-Verlauf des Turbinengitters T115 noch vor der saugseitigen Hinterkante einen Nulldurchgang der Schiefe (Transitionspunkt) zeigt, weist der gemessene Verlauf beim Turbinengitter T116 keinen derartigen Nulldurchgang mehr auf. Eine laminare Ablösung einer Grenzschicht geht zudem mit ausgeprägten Minima der Quasi-Wandschubspannungsverteilungen einher, was in Abb. 4.11 deutlich ersichtlich ist. Anhand der Quasi-Wandschubspannungsverteilungen läßt sich zudem feststellen, daß beim Turbinengitter T116 die laminare Ablösung bereits weiter stromauf stattfindet, was sich auch bei der RMS-Verteilung anhand des Werte-Plateaus im Bereich von $x/l_{ax} = 0.71-0.73$ andeutet.

Bei Betrachtung der Transitionspunktwanderung (jeweils absolutes Maximum der RMS-Verteilung) bei Variation der Abström-Reynoldszahl (siehe Abb. 4.12) kann die am weitesten stromab verlagerte Transitionspunktlage im Auslegungspunkt der Turbinengitter festgestellt werden. Wie auch schon anhand der isentropen Profil-Machzahlverteilungen bei Variation der Abström-Reynoldszahl ersichtlich, bewegt sich der Transitionspunkt mit zunehmender Abström-Reynoldszahl stromauf. Überraschend sind hingegen die ebenfalls im Vergleich zum Auslegungspunkt stromauf verlagerten Transitionspunkte bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 70000$. Dies ist wohl auf eine fehlerhafte Erfassung einer stark laminar abgelösten Strömung durch die Dünnfilmsensoren zurückzuführen. Ebenso wie bei der Variation der Abström-Reynoldszahl zeigt sich auch bei der Variation der Abström-Machzahl in Abb. 4.13, daß im Auslegungspunkt der Turbinengitter ($Re_{2th} = 100000$, $Ma_{2th} = 0.7$) die Transitionspunkte am weitesten stromab verlagert werden.

Rohdatenanalyse bei stationärer Zuströmung

Eine exemplarische Rohdatenanalyse der Dünnfilmergebnisse bei stationärer Zuströmung ($Re_{2th} = 300000$, $Ma_{2th} = 0.7$) wird für beide Turbinengitter T115 und T116 in Abb. 4.14 wiedergegeben. Gezeigt werden sowohl die Rohdaten ausgewählter Dünnfilmsensoren als auch vergleichend dazu die jeweiligen FFT-Analysen. Anhand der Messungen bei der Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 300000$ sind charakteristische Bereiche der saugseitigen Grenzschicht entlang des jeweiligen Schaufelprofils gut erkennbar. Während beim Turbinengitter T115 bei $x/l_{ax} = 0.710$ die Grenzschicht noch kaum transitional ist, ist die Transition beim Turbinengitter T116 ($x/l_{ax} = 0.726$) deutlich weiter fortgeschritten. Erste Instabilitäten der Grenzschicht treten in den Rohsignalen als nach oben gerichtete Spitzen und durch anwachsende Amplituden speziell im niedrigen Frequenzbereich des FFT-Verlaufes in Erscheinung. Hierbei wird der Transitionspunkt mit einer Intermitenz von 50 % durch ein ausgewogenes Verhältnis von nach oben und nach unten gerichteten Spitzen in den Rohsignalen und durch maximale Amplituden des FFT-Verlaufes im Bereich von 0 kHz bis 5 kHz charakterisiert.

Weiter stromab vom Transitionspunkt weisen die Rohsignale überwiegend nach unten gerichtete Spitzen und sinkende Amplituden des FFT-Verlaufes (im saugseitigen Hinterkantenbereich) auf. Während beim Turbinengitter T115 die Transition bis zur Hinterkante nahezu abgeschlossen ist, also eine nahezu vollturbulente Grenzschicht vorliegt, weist die Grenzschicht des Turbinengitters T116 einen stärkeren transitionalen Charakter auf.

4.3.3. Dünnfilmuntersuchungen der saugseitigen Grenzschicht bei instationärer Zuströmung

Bei instationärer Zuströmung werden die Auswirkungen einer Variation der Abström-Reynoldszahl, der Stabgeschwindigkeit und der Stabteilung auf den Umschlagvorgang innerhalb der saugseitigen Grenzschicht der Turbinengitter untersucht. Um einen direkten Vergleich der Rohdatenanalyse bei stationärer und instationärer Zuströmung vorzunehmen, wird im folgenden die Rohdatenanalyse den globalen Betrachtungen der saugseitigen Grenzschicht vorangestellt.

Rohdatenanalyse bei instationärer Zuströmung

Ebenso wie die Rohdatenanalyse bei stationärer Zuströmung werden auch bei instationärer Zuströmung die Rohdaten bei $Re_{zth} = 300000$ und $Ma_{zth} = 0.7$ analysiert. Die in [Abb. 4.15](#) dargestellten Rohdaten bei $Sr = 0.79$ beim Turbinengitter T115 ($t_s/t_G = 0.47$) und beim Turbinengitter T116 ($t_s/t_G = 0.41$) stellen jeweils Meßergebnisse von fünf Dünnfilmsensoren einer Sensorreihe dar. Die jeweiligen Sensoren einer Sensorreihe wurden simultan aufgenommen, um die Auswirkungen einer Nachlaufdelle auf die Profilgrenzschicht und den zeitlichen Zusammenhang der Sensorsignale beschreiben zu können. Die in [Abb. 4.15](#) eingetragenen Linien (LE = Vorderkante des nachlaufdelleninduzierten turbulenten Pfades; TE = Hinterkante des nachlaufdelleninduzierten turbulenten Pfades) begrenzen das Dünnfilmsignal eines durch die Stabnachlaufdelle induzierten turbulenten Pfades. Während beim Turbinengitter T115 im eigentlich laminar transitionalen Bereich der Grenzschicht die nachlaufdelleninduzierten Turbulenzpfade (z.B. Bereich C und D) und der nachfolgende beruhigte Bereich A deutlich zu erkennen sind, sind diese Bereiche weiter stromab, bei fortschreitender Transition, nur noch schwer separierbar. Erst bei einem überwiegend vollturbulenten Grenzschichtzustand im unmittelbaren Hinterkantenbereich des Turbinengitters T115 läßt sich ein beruhigter Bereich B wieder detektieren. Ebenso können beim Turbinengitter T116 die nachlaufdelleninduzierten Turbulenzpfade in den Bereichen H und G und der anschließend beruhigte Bereich E gezeigt werden. Aufgrund des im Vergleich zum Turbinengitter T115 stärker transitionalen Charakters der Grenzschicht im saugseitigen Hinterkantenbereich des Turbinengitters T116 ist eine

Detektierung eines beruhigten Bereiches F bei $x/l_{ax} = 0.99$ beim Turbinengitter T116 nicht mehr eindeutig möglich.

In Abb. 4.16 sind die Rohdaten und die FFT-Verläufe für einzelne Sensorpositionen bei instationärer Zuströmung aufgetragen. Im Vergleich zur stationären Zuströmung in Abb. 4.14 zeigt sich für beide Turbinengitter anhand anwachsender Amplituden des FFT-Verlaufes im niederfrequenten Bereich eine Ausweitung des Transitionsbereiches bei instationärer Zuströmung. Zudem wird bei der Darstellung der FFT-Analyse, insbesondere beim Turbinengitter T115, ein Peak bei 750 Hz deutlich, der exakt mit der Stabfrequenz des EIZ bei $Sr = 0.79$, d.h. $U_{Stab} = 30$ m/s bei einer Stabteilung von $t_s = 40$ mm, übereinstimmt.

Dünnfilmergebnisse bei instationärer Zuströmung

Eine Möglichkeit, das charakteristische Grenzschichtverhalten bei instationärer Zuströmung darzustellen, sind sogenannte Zeit-Weg Diagramme, wie in Abb. 4.17 anhand des Turbinengitters T115 exemplarisch dargelegt. Hierbei wird die dimensionslose Stabdurchgangsperiode über der dimensionslosen axialen Sehnenlänge aufgetragen. In Abb. 4.17 sind sowohl die normierten, phasengemittelten RMS-Verteilungen als auch die Quasi-Wandschubspannungsverteilungen bei instationärer Zuströmung dargestellt. Ein hohes Niveau der normierten RMS-Werte wird durch die dunklen Bereiche im Zeit-Weg-Diagramm gekennzeichnet. Zusätzlich wird in Abb. 4.17 (rechte Seite) die normierte RMS-Verteilung bei stationärer Zuströmung gezeigt. Wie bereits erwähnt, detektiert ein lokales Maximum der RMS-Verteilung den Ablösepunkt einer laminaren Ablöseblase, ein globales Maximum hingegen den Transitionsbereich, an dem eine Intermitenz von 50 % vorherrscht. Diese beiden bei stationärer Zuströmung charakteristischen Positionen sind als gestrichelte senkrechte Linien in die instationären Zeit-Weg Diagramme eingezeichnet. Sofern bei instationärer Zuströmung die saugseitige Grenzschicht von einer Stabnachlaufdüse beeinflusst wird, bewegt sich der Transitionsbereich, gekennzeichnet durch hohe normierte RMS-Werte, stromauf. Zwischen zwei Nachlaufdüsen wandert der Transitionsbereich bei dem Turbinengitter T115 stromab an eine Position, an der bei stationärer Zuströmung die Transition stattfinden würde. Der von einer Stabnachlaufdüse erzwungene Transitionsbereich wird im Zeit-Weg Diagramm durch die Linien LE und TE kenntlich gemacht. Einem nachlaufdüseninduzierten Transitionsbereich folgt dann zwischen den Linien TE und CE der sogenannte beruhigte Bereich mit quasi laminarem Grenzschichtverhalten. Bei instationärer Zuströmung läßt sich zudem stromab des erzwungenen, stromauf verschobenen Transitionsbereiches eine vollturbulente Grenzschicht (Bereich C) anhand der niedrigen RMS-Werte detektieren. Diese würde bei rein stationärer Zuströmung im saugseitigen Hinterkantenbereich nicht auftreten. Im Einflußbereich der Stabnachlaufdüse auf die saugseitige Grenzschicht kann auch eine Anhebung des Niveaus der Quasi-Wandschubspannungsverteilung detektiert werden. Wie auch schon aus der normierten RMS-Verteilung

bei stationärer Zuströmung ersichtlich, kann bei instationärer Zuströmung an nahezu identischer Oberflächenposition zwischen zwei Stabnachlaufdübeln ebenfalls ein lokales Maximum (Bereich A) der normierten RMS-Verteilung zwischen zwei Nachlaufdübeln aufgezeigt werden (Brunner et al., 1999). Zusammen mit der Kenntnis einer laminaren Ablöseblase im saugseitigen Hinterkantenbereich (siehe Abb. 4.4) und des ausgeprägten Minimums der Quasi-Wandschubspannungsverteilung zwischen zwei Nachlaufdübeln kann von einer sich wieder ausbildenden laminaren Ablöseblase zwischen zwei Stabnachlaufdübeln stromab des Bereiches B ausgegangen werden. Im Bereich der Stabnachlaufdübeln wird diese hingegen durch den stromauf verschobenen Transitionsbereich unterdrückt.

Bei **Variation der Abström-Reynoldszahl** in [Abb. 4.18](#) beim Turbinengitter T115 zeigt sich bei den phasengemittelten RMS-Verteilungen der Zeit-Weg Diagramme wie auch bei den isentropen Profil-Machzahlverteilungen eine Stromaufverschiebung des gesamten Transitionsbereiches mit anwachsender Abström-Reynoldszahl. Zusätzlich, als schwarze Linie eingezeichnet, kennzeichnet der Nulldurchgang der Schiefe ebenso wie die hohen RMS-Werte in den Zeit-Weg Diagrammen eine periodische Stromaufverlagerung des Transitionspunktes bei Beeinflussung der saugseitigen Grenzschicht durch eine Stabnachlaufdübel. Bei der Auslegungs-Abström-Reynoldszahl $Re_{\text{ab}} = 100000$ kann im Bereich D eine sich ausbildende laminare Ablöseblase zwischen zwei von Nachlaufdübeln beeinflussten Grenzschichtbereichen detektiert werden (vgl. [Abb. 4.17](#)). Mit anwachsender Abström-Reynoldszahl ist ein solches lokales RMS-Maximum zwischen zwei Nachlaufdübeln nicht mehr vorhanden. Ein direkter Vergleich der Dünnfilmresultate der Turbinengitter T115 und T116 wird in [Abb. 4.19](#) gezeigt. Im Prinzip kann für beide Turbinengitter ein in Abhängigkeit von der Abström-Reynoldszahl identisches Verhalten der Grenzschicht festgestellt werden. Mit anwachsender Abström-Reynoldszahl bewegt sich der gesamte Transitionsbereich stromauf. Bei der Auslegungs-Abström-Reynoldszahl beim Turbinengitter T116 bildet sich aber im Gegensatz zum Turbinengitter T115 keine vollturbulente Grenzschicht (stark abgesenkte RMS-Werte) im unmittelbaren Hinterkantenbereich stromab eines nachlaufdübelninduzierten Transitionsbereiches aus. Dies ist auf die stärkere laminare Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich beim Turbinengitter T116 zurückzuführen. Die im saugseitigen Hinterkantenbereich noch sehr hohen normierten RMS-Werte lassen vermuten, daß beim Turbinengitter T116 der Einfluß der Stabnachlaufdübel nicht ausreicht, um die starke laminare Ablösung vollständig zu unterdrücken. Durch den stromauf verschobenen nachlaufdübelninduzierten Transitionsbereich wird diese laminare Ablösung nur vermindert, was aber ausreicht um die Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T116 drastisch zu reduzieren (siehe [Abb. 4.7](#)). Erst bei angehobener Abström-Reynoldszahl ergibt sich das auch schon beim Turbinengitter T115 beobachtete charakteristische Grenzschichtverhalten im saugseitigen Hinterkantenbereich bei instationärer Zuströmung; es zeigt sich eine stromauf verschobene vollturbulente Grenzschicht.

Bei **Variation der Strouhalzahl** beim Turbinengitter T115 und einer Abström-Reynoldszahl von $Re_{2th} = 100000$ in [Abb. 4.20](#) kann bei allen untersuchten Strouhalzahlen eine periodische Wiederausbildung einer laminaren Ablöseblase, detektiert durch ein lokales Maximum der normierten RMS-Verteilung zwischen zwei Stabnachlaufdüsen, festgestellt werden. Trotz Variation der Strouhalzahl bleibt die Position des Beginns der nachlaufdüseninduzierten Transition (ca. $x/l_{ax} = 0.76$) konstant. Bei den zusätzlich in [Abb. 4.20](#) dargestellten isentropen Profil-Machzahlverteilungen hingegen ergibt sich mit zunehmender Strouhalzahl eine Absenkung der jeweiligen Machzahlverläufe (vgl. [Abb. 4.6](#)). Beim direkten Vergleich der Zeit-Weg-Diagramme der Turbinengitter T115 und T116 in [Abb. 4.21](#) ergeben sich beim Turbinengitter T116 keine neuen Aspekte der Beeinflussung der saugseitigen Grenzschicht aufgrund einer Variation der Strouhalzahl. Wiederum zeigt sich beim Turbinengitter T116 bei der Auslegungs-Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 100000$ keine vollturbulente Grenzschicht im saugseitigen Hinterkantenbereich trotz periodischer Stromaufverlagerung des Transitionsbereiches. Die jeweiligen Ausdehnungen der Transitionsbereiche der Turbinengitter T115 und T116 weisen bei Variation der Strouhalzahl kaum Unterschiede auf (Brunner, 1999).

In [Abb. 4.22](#) werden Zeit-Weg-Diagramme der normierten RMS-Verteilung wie auch der Quasi-Wandschubspannungsverteilung des Turbinengitters T115 bei **Variation der Stabteilung** dargestellt. Sowohl bei der kleineren als auch bei der größeren Stabteilung wurde die Strouhalzahl konstant auf $Sr = 0.26$ eingestellt, was bei der größeren Stabteilung eine doppelt so hohe Stabgeschwindigkeit im Vergleich zur kleineren Stabteilung erforderte. Aufgrund der unterschiedlichen Stabgeschwindigkeiten ergeben sich verschiedene Geschwindigkeitsdreiecke und somit auch verschiedene Eintrittswinkel der Stabnachlaufdüsen $\beta_{Nachlaufdüse}$ in die stromab liegende Gitterpassage (vgl. [Abb. 3.4](#)). Während bei der kleineren Stabteilung ein Eintrittswinkel der Stabnachlaufdüsen von $\beta_{Nachlaufdüse} = 48^\circ$ vorherrscht, liegt bei der größeren Stabteilung ein Winkel von $\beta_{Nachlaufdüse} = 50^\circ$ vor. In [Abb. 4.22](#) (obere Darstellung) zeigt sich bei der kleineren Stabteilung ein bereits vorher beschriebenes Verhalten der saugseitigen Grenzschicht bei Beeinflussung durch periodisch eintretende Stabnachlaufdüsen. Es kann eine einmalige Stromaufverlagerung des Transitionsbereiches mit nachfolgendem vollturbulenten Grenzschichtbereich (Bereich C) pro Stabdurchgangsperiode und eine sich wiederausbildende laminare Ablöseblase zwischen zwei Stabnachlaufdüsen detektiert werden (Bereich A). Im Gegensatz hierzu zeigt sich bei der größeren Stabteilung sowohl anhand der normierten RMS-Verteilung als auch anhand der Quasi-Wandschubspannungsverteilung eine doppelte Stromaufverlagerung des Transitionsbereiches pro Stabdurchgang (siehe auch Acton, 1998). Bei der Quasi-Wandschubspannungsverteilung kommt diese doppelte Transitionsbereichsverlagerung durch eine zweifache Anhebung des Niveaus der Werte (siehe Bereiche B und D) zum Vorschein. Obwohl diese starken Unterschiede im saugseitigen Grenzschichtverhalten des Turbinengitters T115 bei Variation der Stabteilung trotz konstanter Strouhalzahl bestehen, kann

anhand der isentropen Profil-Machzahlverteilungen (siehe Abb. 4.6) kein Unterschied zwischen diesen beiden Stabteilungen festgestellt werden. Aufgrund der geringen Abweichung des Eintrittswinkels der Stabnachlaufdüellen von nur $\Delta\beta_{\text{Nachlaufdüelle}} = 2^\circ$ zwischen beiden Konfigurationen bei $Sr = 0.26$ ist die Winkeländerung wohl auch nicht ursächlich für die prägnanten Unterschiede der instationären Verlagerung der Transitionsbereiche innerhalb der saugseitigen Grenzschicht. Einen größeren Einfluß scheint das Zuströmturbulenzgrad-Niveau zwischen zwei Nachlaufdüellen zu haben (Brunner und Fottner, 1999). Sofern die Stabnachlaufdüellen in der Gittereintrittsebene bereits zusammengewachsen sind (siehe Abb. 4.9) - was bei der kleineren Stabteilung der Fall ist - zeigt sich nur noch eine Transitionspunktverschiebung pro Stabdurchgangsperiode. Dieser Fall von zusammengewachsenen Nachlaufdüellen und somit angehobenem Zuströmturbulenzgrad zwischen zwei Nachlaufdüellen ist zudem eher für eine Turbomaschine mit einem gemittelten Zuströmturbulenzgrad von ca. $Tu_1 = 2 - 4 \%$ relevant. Diese Vermutung kann durch die Gegenüberstellung der Ergebnisse bei gleichem Eintrittswinkel der Stabnachlaufdüelle $\beta_{\text{Nachlaufdüelle}} = 50^\circ$ in die Passage des Turbinengitters T115 anhand [Abb. 4.23](#) bestätigt werden. Bei der kleineren Stabteilung wird hierfür eine Strouhalzahl von $Sr = 0.53$ eingestellt, während für die größere Stabteilung die Strouhalzahl $Sr = 0.26$ Verwendung fand. Wiederum läßt sich trotz der höheren Strouhalzahl bei der kleineren Stabteilung eine einmalige Verlagerung des Transitionsgebietes pro Stabdurchgangsperiode, bei der größeren Stabteilung hingegen eine doppelte Verlagerung pro Stabdurchgangsperiode detektieren. Dies zeigt deutlich, daß bei dem Turbinengitter T115 die großen Unterschiede im Verhalten der saugseitigen Grenzschicht auf die unterschiedliche Verteilung des Zuströmturbulenzgrades zurückzuführen sind. Der kleine Winkelunterschied von nur $\Delta\beta_{\text{Nachlaufdüelle}} = 2^\circ$ bei konstanter Strouhalzahl $Sr = 0.26$ spielt im saugseitigen Grenzschichtumschlagverhalten eine nur untergeordnete Rolle. Bei einem direkten Vergleich der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T115 bei der kleineren und der größeren Stabteilung ([Abb. 4.8](#)) zeigt sich für die größere Stabteilung ein höherer Profil-Totaldruckverlustbeiwert bei der konstanten Strouhalzahl $Sr = 0.26$. Dies ist auf das unterschiedliche saugseitige Grenzschichtverhalten bei beiden Stabteilungen zurückzuführen. Aufgrund der doppelten Transitionspunktverschiebung pro Stabdurchgangsperiode bei der größeren Stabteilung sind im Vergleich zur kleineren Stabteilung zusätzliche transitionale und turbulente Grenzschichtbereiche vorhanden, die eine angehobene saugseitige Verlustzeugung und somit einen höheren Profil-Totaldruckverlustbeiwert bewirken. Beim direkten Vergleich der normierten RMS-Verteilungen beider Turbinengitter T115 und T116 in [Abb. 4.24](#) kann für das Turbinengitter T116 ein ähnliches Grenzschichtverhalten festgestellt werden. Bei der größeren Stabteilung deutet sich beim Turbinengitter T116 zwischen zwei Stabdurchgangsperioden ebenfalls eine zusätzliche Transitionspunktverschiebung an. Anhand der normierten RMS-Verteilung des Turbinengitters T116 bei der größeren Stabteilung wird deutlich, daß im saugseitigen Hinterkantenbereich stromab einer nachlaufdüelleninduzierten Transitionsbereichsverschiebung im Gegensatz zu der kleineren Stabteilung eine nahezu vollturbulente Grenzschicht auftritt. Bei der kleineren Stabteilung

ist dagegen kein eindeutiges Verhalten der Grenzschicht im saugseitigen Hinterkantenbereich des Turbinengitters T116 zu erkennen; es kann nur eine stark transitionale Grenzschicht detektiert werden.

Ebenso wie bei der kleineren Stabteilung, zeigt sich auch bei der größeren Stabteilung bei **Variation der Abström-Reynoldszahl** eine Verlagerung des kompletten Transitionsgebietes (siehe Abb. 4.25). Sowohl beim Turbinengitter T115 als auch beim Turbinengitter T116 ist mit Anhebung der Abström-Reynoldszahl eine Stromaufverlagerung des Transitionsbereiches zu verzeichnen. Ist bei der Auslegungs-Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 100000$ und der Stabteilung $t_s = 80$ mm pro Stabdurchgangsperiode bei beiden Turbinengittern eine doppelte Verlagerung des Transitionsbereiches zwischen zwei Stabdurchgangsperioden zu detektieren, überlagern sich diese nahezu bei der größeren Abström-Reynoldszahl.

4.3.4. Saugseitige Profilgrenzschichtentwicklung

Um einen näheren Einblick in die Grenzschichtentwicklung bei vorliegender instationärer Zuströmung zu gewinnen, wurden am Turbinengitter T116 vier verschiedene Grenzschicht-schnitte (siehe Abb. 3.14) im saugseitigen Hinterkantenbereich mittels 1D-Hitzdraht-Meßtechnik aufgenommen. Da die Reduktion der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte bezogen auf den stationären Wert beim Turbinengitter T116 bei einer Strouhalzahl von $Sr = 0.26$ nahezu ihr Maximum erreicht hat, wurde die Grenzschichttraversierung bei dieser Strouhalzahl im Auslegungspunkt des Turbinengitters T116 durchgeführt. Ein positiver Nebeneffekt bei dieser Strouhalzahl von $Sr = 0.26$ ist dabei die relativ geringe mechanische Belastung des EIZ. Im folgenden werden die integralen Grenzschichtgrößen Grenzschichtdicke δ , Verdrängungsdicke δ_1 , Impulsverlustdicke δ_2 und der Formfaktor H_{12} bei instationärer und stationärer Zuströmung bei der Auslegungs-Abström-Reynoldszahl $Re_{2th} = 100000$ miteinander verglichen.

Die Ergebnisse der Grenzschichttraversierung im weitest stromab gelegenen Grenzschicht-schnitt bei $x/l_{ax} = 0.99$ werden in Abb. 4.26 anhand der zeitlichen Verteilung der normierten, phasengemittelten Geschwindigkeits- und Turbulenzgradprofile dargestellt. Bei der normierten Geschwindigkeitsverteilung läßt sich im Einflußbereich der Stabnachlaufdelle ein höheres Geschwindigkeitsdefizit normal zur Schaufeloberfläche (in Richtung y/l) erkennen. Zwischen zwei von Stabnachlaufdellen beeinflussten Grenzschichtbereichen lassen sich nahezu konstante Geschwindigkeitsprofile feststellen. Im saugseitigen Hinterkantenbereich scheint die Stabnachlaufdelle nahezu vollständig in die saugseitige Grenzschicht übergegangen zu sein. Ebenso wie bei den normierten Geschwindigkeitsprofilen, zeigen auch die Turbulenzgradprofile unmittelbar an der saugseitigen Hinterkante eine nur noch geringfügige Beeinflussung

durch die Stabnachlaufdelle. Die untere Darstellung der Abb. 4.26 zeigt zwei normierte Geschwindigkeitsprofile, die aus den Zeit-Weg-Diagrammen bei instationärer Zuströmung extrahiert sind und mit dem normierten Geschwindigkeitsprofil bei stationärer Zuströmung verglichen werden. Während im Grenzschichtschnitt $x/l_{ax} = 0.99$ bei $t/T = 2.00$ noch der Einfluß der Stabnachlaufdelle mit einer im Vergleich zum stationären Fall abgesenkten Freistromgeschwindigkeit angedeutet ist, ergibt sich für das zweite normierte Geschwindigkeitsprofil eine stärkere Annäherung an die stationäre Verteilung. Ist im Grenzschichtschnitt $x/l_{ax} = 0.99$ nahezu kein Einfluß der Stabnachlaufdelle auf die saugseitige Grenzschicht mehr feststellbar, wird hingegen bei Betrachtung eines weiter stromauf gelegenen Grenzschichtschnittes $x/l_{ax} = 0.88$ in Abb. 4.27 ein solcher Einfluß wesentlich deutlicher. Im Bereich von $t/T = 2.0$ bis $t/T = 2.7$ sind die Stabnachlaufdellen weiter stromauf noch bis in die Schaufelpassage hinein anhand niedriger Geschwindigkeiten gut sichtbar. Es kann sogar die für die Stabnachlaufdellen typische Doppelspitze (siehe Abb. 4.9) detektiert werden. Während in der Zuströmung zum Turbinengitter T116 diese Doppelspitze anhand der Turbulenzgradverteilung festgestellt werden konnte, so wird sie im Grenzschichtschnitt in Abb. 4.27 eher anhand der normierten Geschwindigkeitsverteilung deutlich. Die Turbulenzgradspitzen der Stabnachlaufdellen scheinen beim Durchgang durch die Gitterpassage ausgemischt zu werden und in Spitzen der Geschwindigkeitsverteilung zu resultieren. Die Turbulenzgradverteilung zeigt zwar im Bereich von $t/T = 2.0$ bis $t/T = 2.7$ noch eine Anhebung des Turbulenzgradniveaus, nicht aber die typischen Turbulenzgradspitzen der Stabnachlaufdellen. Beim Vergleich der Grenzschicht-schnitte in Abb. 4.26 und Abb. 4.27 wird die zunehmende Ausmischung der Stabnachlauf-delle, bei der Stromabbewegung durch die Schaufelpassage hindurch deutlich. Sind im stromauf gelegenen Grenzschichtschnitt noch die Auswirkungen der Stabnachlaufdellen mit ausgeprägten Geschwindigkeitsdefiziten und Turbulenzgradmaxima bis in die wandnächsten Bereiche eindeutig zu detektieren, so ist eine klare Unterscheidung weiter stromab nicht mehr möglich. Bei Betrachtung der normierten Geschwindigkeitsprofile einzelner Zeitschritte im Vergleich zur stationären Zuströmung in Abb. 4.27 zeigt sich wiederum beim Zeitschritt $t/T = 2.88$, daß die normierten Geschwindigkeitsprofile zwischen zwei Nachlaufdellen nahezu dem normierten Geschwindigkeitsprofil bei stationärer Zuströmung entsprechen.

Bei der Auswertung derartiger normierter Geschwindigkeitsprofile hinsichtlich der integralen Grenzschichtparameter können die Ergebnisse von allen durchgeführten Grenzschicht-schnitten wiederum als Zeit-Weg-Diagramme dargestellt werden (siehe Abb. 4.28). Aufgetragen sind wie bei den Dünnfilmresultaten die normierten Stabdurchgangsperioden über der normierten axialen Sehnenlänge für die Parameter Grenzschichtdicke δ , Verdrängungsdicke δ_1 , Impulsverlustdicke δ_2 und Formfaktor $H_{1,2}$. Der Pfad des Einflußbereiches einer Stabnachlauf-delle ist als gestrichelte, weiße Linie in die Zeit-Weg-Diagramme eingezeichnet. Sofern die Stabnachlaufdelle auf die Grenzschicht wirkt, ergibt sich eine Aufdickung der Grenzschicht. Im Einflußbereich des beruhigten Bereiches (fülliges Geschwindigkeitsprofil) zwischen zwei

Nachlaufdüsen ist sogar eine Absenkung der Grenzschichtdicke zu beobachten. Ab $x/l_{ax} = 0.95$ scheint der beruhigte Bereich durch die starken positiven Druckgradienten im saugseitigen Hinterkantenbereich abgeschwächt zu werden, so daß die Grenzschichtdicke wieder ansteigt. Die Verdrängungsdicke δ_1 zeigt einen deutlich stromauf verlagerten Beginn der Erhöhung der Werte im Einflußbereich der Stabnachlaufdüsen. Gleiches kann auch für die Impulsverlustdicke δ_2 , die ein Maß für die Verlüsterzeugung der Grenzschicht darstellt, festgestellt werden. Im Bereich der Stabnachlaufdüse kommt es aufgrund einer Stromaufverlagerung der Verlustgenerierung zu einer insgesamt erhöhten Verlüsterzeugung innerhalb der saugseitigen Grenzschicht. Der Formfaktor, der eine Aussage über den eher laminaren oder turbulenten Zustand der Grenzschicht liefert, detektiert im Einflußbereich der Stabnachlaufdüse ein abgesenktes Wertenniveau, was auf eine eher turbulente Grenzschicht in diesem Bereich im Vergleich zum Grenzschichtzustand zwischen zwei Stabnachlaufdüsen hindeutet. Alle integralen Grenzschichtparameter zeigen einen ausgeprägten Einfluß der Stabnachlaufdüsen auf die gesamte saugseitige Grenzschicht.

Wird nun für jeden einzelnen Grenzschichtsschnitt der Abb. 4.28 eine zeitliche Mittelung vorgenommen, lassen sich die integralen Grenzschichtparameter bei instationärer Zuströmung direkt mit den Werten bei stationärer Zuströmung in [Abb. 4.29](#) vergleichen. Die zeitlich gemittelte Dicke der Grenzschicht bei instationärer Zuströmung ist nahezu über den ganzen untersuchten Saugseitenbereich im Vergleich zur stationären Zuströmung abgesenkt. Analog verhalten sich die Verläufe der Verdrängungsdicke und der Impulsverlustdicke. Das Niveau der Werte bei instationärer Zuströmung liegt unterhalb des Wertes bei stationärer Zuströmung. Die zeitlich gemittelte Impulsverlustdicke unmittelbar an der saugseitigen Hinterkante weist hierbei eine Reduktion bezogen auf den Wert bei stationärer Zuströmung von ca. 11 % auf. Es kann somit auch anhand der Impulsverlustdicke unmittelbar im saugseitigen Hinterkantenbereich, die ein Maß für die gesamte Verlüsterzeugung der saugseitigen Grenzschicht darstellt, eine Verminderung der Verluste bei instationärer Zuströmung festgestellt werden. Anders verhält es sich mit dem Verlauf des Formfaktors. Aufgrund des angehobenen Turbulenzgradniveaus innerhalb der Stabnachlaufdüsen zeigt die Grenzschicht bei instationärer Zuströmung ein eher turbulentes Verhalten und somit niedrigere Werte des Formfaktors als dies bei stationärer Zuströmung der Fall ist.

Da für den Beitrag der Verlustgenerierung der saugseitigen Grenzschicht zum Profil-Totaldruckverlustbeiwert nur der unmittelbare Hinterkanten-Grenzschichtsschnitt in $x/l_{ax} = 0.99$ relevant ist, werden in [Abb. 4.30](#) die integralen Grenzschichtparameter in Abhängigkeit von den Stabnachlaufdüsen und im Vergleich zu der stationären Zuströmung näher diskutiert. Die Darstellungen enthalten den jeweiligen integralen Grenzschichtparameter bei instationärer und stationärer Zuströmung. Zusätzlich eingetragen ist der jeweilige zeitlich gemittelte Wert bei instationärer Zuströmung, um eine direkte Vergleichsmöglichkeit mit der stationären Zu-

strömung zu ermöglichen. Die Grenzschichtdicke δ , die Verdrängungsdicke δ_1 und auch die Impulsverlustdicke δ_2 zeigen im Hinterkanten-Grenzschichtschnitt, daß der jeweilige stationäre Wert nur im Bereich der Stabnachlaufdelle selbst erreicht wird. Zwischen zwei Nachlaufdellen liegt ein wesentlich geringeres Wertenniveau vor als dies bei stationärer Zuströmung der Fall ist (siehe Abb. 4.30). Zurückzuführen ist dies auf die Unterdrückung bzw. Abschwächung der starken laminaren Ablösung. Die Impulsverlustdicke zeigt, daß der einer nachlaufdelleninduzierten Transitionsbereichsverlagerung folgende beruhigte Bereich zwischen zwei Nachlaufdellen bis an die saugseitige Hinterkante wirkt, was durch das stark abgesenkte Niveau der Impulsverlustdicke in diesem Bereich zum Ausdruck kommt. Die Ergebnisse der Grenzschichttraversierung zeigen, daß bei instationärer Zuströmung selbst bei der relativ geringen Strouhalzahl von $Sr = 0.26$ der Grenzschichtzustand zwischen zwei Stabnachlaufdellen nicht dem Grenzschichtzustand bei stationärer Zuströmung entspricht. Auch der Verlauf des Formfaktors H_{12} zeigt, daß der niedrige H_{12} -Wert der stationären Zuströmung nur im Bereich der Stabnachlaufdellen erreicht wird. Ansonsten kann bei instationärer Zuströmung aufgrund des angehobenen H_{12} -Verlaufes von einem insgesamt eher laminaren Grenzschichtzustand im saugseitigen Hinterkantenbereich im Vergleich zur stationären Zuströmung ausgegangen werden.

Die Zusammenfassung der Ergebnisse der Grenzschichttraversierung bei der Auslegungs-Abström-Reynoldszahl des Turbinengitters T116 wird im folgenden in [Abb. 4.31](#) mit den entsprechenden Dünnsfilmergebnissen verglichen. Die Position des Transitionspunktes bei stationärer Zuströmung (Dünnsfilmergebnisse) ist in den verschiedenen Darstellungen als senkrechte, gestrichelte Linie eingezeichnet worden. Die Dünnsfilmergebnisse der normierten RMS-Verteilung bei instationärer Zuströmung lassen keine Aussage über einen eindeutigen Grenzschichtzustand im saugseitigen Hinterkantenbereich zu. Im Gegensatz zum Turbinengitter T115 kann beim Turbinengitter T116 keine vollturbulente Grenzschicht stromab eines nachlaufdelleninduzierten Transitionsbereiches unmittelbar im saugseitigen Hinterkantenbereich festgestellt werden. Die Dünnsfilmergebnisse deuten lediglich auf eine stark transitionale Grenzschicht in diesem Bereich hin. Anders dagegen bei den Ergebnissen der Grenzschichttraversierung. Hier lassen sich eindeutige Aussagen über den Einfluß von Stabnachlaufdellen auf den Grenzschichtzustand bis hin zur Hinterkante treffen. Die Verteilung der Impulsverlustdicke im Zeit-Weg-Diagramm läßt im saugseitigen Hinterkantenbereich ein kontinuierliches Anwachsen der Impulsverlustdicke bis an die Hinterkante erkennen. Sofern Stabnachlaufdellen auf die Grenzschicht wirken, beginnt die saugseitige Verlustgenerierung wesentlich früher und führt zu insgesamt höheren Impulsverlustdicken als dies zwischen zwei Nachlaufdellen der Fall ist. Dabei erreichen aber die hohen Impulsverlustdicken im Einflußbereich der Stabnachlaufdellen maximal das Niveau der Impulsverlustdicke bei stationärer Zuströmung. Bei Betrachtung der zeitlich gemittelten instationären Verteilungen der Impulsverlustdicken mit den entsprechenden stationären Werten im untersuchten saugseitigen Oberflächenbereich

kann in allen Grenzschichtsnitten ein abgesenktes Niveau der Impulsverlustdicken bei instationärer Zuströmung festgestellt werden. Es zeigt sich also, daß bei Durchführung einer Grenzschichttraversierung mit einer 1D-Hitzdrahtsonde Aussagen über den Grenzschichtzustand möglich sind. Mittels der Dünnfilm-Meßtechnik hingegen ist dies, aufgrund der bei instationärer Zuströmung immer noch vorliegenden laminaren Ablösung, nur schwer möglich. Dies belegt die Notwendigkeit, daß für eine eindeutige Beschreibung von Strömungsphänomenen eine Vielzahl von Meßtechniken eingesetzt werden sollte.

In Abb. 4.32 schließlich werden die Ergebnisse der Grenzschichttraversierung im Hinterkantenschnitt mit den Ergebnissen der Nachlauftraversierung verglichen. Dargestellt werden sowohl die normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T116 als auch die normierten Impulsverlustdicken über der Strouhalzahl. Während der Profil-Totaldruckverlustbeiwert aufgrund vorliegender instationärer Zuströmung bei der Strouhalzahl von $Sr = 0.26$ eine Verlustreduktion von ca. 23 % aufweist, wird von der im saugseitigen Hinterkantenschnitt gewonnenen Impulsverlustdicke nur eine Reduzierung von ca. 11 % wiedergegeben. Die Diskrepanz zwischen diesen Reduzierungspotentialen könnte auf eine Nichtbeachtung der druckseitigen Grenzschicht (Acton, 1998; Engber, 1996) zurückgeführt werden. Die isentropen Profil-Machzahlverteilungen in Abb. 4.4 deuten bei beiden hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern auf eine Gefährdung durch eine laminare Ablöseblase im druckseitigen Vorderkantenbereich hin. Verursacht wird dies durch die sehr dünne Auslegung der Vorderkanten-Profilierungen. Die stationären Druckmessungen werden jedoch zeitlich gemittelt, so daß z.B. eine oszillierende laminare Ablöseblase nicht aufgelöst werden könnte. Auch der Hinterkantenverlust, der ebenso zum Profil-Totaldruckverlustbeiwert beiträgt, könnte durch die periodisch instationäre Zuströmung merklich beeinflusst werden. Zum anderen ist es aber auch denkbar, daß aufgrund der zeitlichen Mittelung der Impulsverlustdicke das Verlustsenkungspotential der saugseitigen Grenzschicht bei vorliegender instationärer Zuströmung nicht entsprechend wiedergegeben werden kann. Die Dynamik des periodisch instationären Grenzschichtzustandes wird durch die zeitliche Mittelung der Werte vernachlässigt. Es kann somit festgestellt werden, daß zwar anhand der saugseitigen Impulsverlustdicke im Grenzschichtschnitt direkt an der Hinterkante eine Absenkung von Verlusten deutlich nachgewiesen werden kann, aber bei weitem nicht das Verlustreduktionspotential der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte erreicht wird.

Die Grenzschichttraversierung bei $Re_{th} = 200000$ (siehe Tab. 3.4) führte zu analogen Ergebnissen und kann in Braun (1999) nachgelesen werden.

4.4. Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen

Zur detaillierten experimentellen Untersuchung des Strömungsverhaltens von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern bei instationärer Zuströmung im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Universität der Bundeswehr München wurden Messungen an vergrößerten Modellen der Turbinengitter bei turbomaschinentypischen Bedingungen durchgeführt. Mit den verschiedensten Meßtechniken wurden Strömungsphänomene an den Turbinengittern detailliert untersucht. Dabei wurden bei stationärer Zuströmung die Parameter Abström-Reynoldszahl und Abström-Machzahl variiert. Bei instationärer Zuströmung hingegen fanden Variationen der Abström-Reynoldszahl, der Strouhalzahl und der Stabteilung statt. Um eine direkte Vergleichbarkeit der beiden Turbinengitter zu gewährleisten, wurden zudem bei beiden Gittern identische Parametervariationen durchgeführt. Eine saugseitige Grenzschichttraversierung wurde nur beim Turbinengitter T116 durchgeführt. Die durchgeführten experimentellen Untersuchungen ergaben folgende wichtige Erkenntnisse:

- Bei Einsatz des Erzeugers instationärer Zuströmbedingungen (EIZ) konnte eine homogene Zu- und Abströmung zum jeweiligen Turbinengitter eingestellt werden. Im Gegensatz zur stationären Zuströmung ohne EIZ zeigte sich bei beiden Turbinengittern mit EIZ eine Fehlanströmung von etwa $\Delta\beta_1 = 5^\circ - 6^\circ$ im Vergleich zur geometrischen Einbaulage der Turbinengitter von $\beta_{1,geom} = 135^\circ$, welche durch den EIZ-Einbau verursacht wird. Die Fehlanströmung der Turbinengitter konnte mittels des gekoppelten Euler-/Grenzschicht-Lösers MISES2.4 nachgerechnet werden. Die Vergleichbarkeit von stationären zu instationären Ergebnissen wird hiervon nicht beeinflusst, da die Vergleichsmessungen nur bei eingebautem EIZ durchgeführt worden sind.
- Sowohl durch die durchgeführten Strömungsfeldtraversierungen bei eingebautem EIZ in der Meßebebene $x/l_n = 1.5$ als auch durch die Anfertigung von Ölanstrichbildern konnte das Vorliegen einer rein zweidimensionalen Strömung im jeweiligen Profil-Mittelschnitt nachgewiesen werden.
- Der Vergleich der isentropen Profil-Machzahlverteilungen der Turbinengitter T115 und T116 bei stationärer Zuströmung zeigt eine größere aerodynamische Belastung des Turbinengitters T116 (T115: $Z = 1.00$; T116: $Z = 1.15$) trotz gleicher aerodynamischer Zu- und Abströmbedingungen. Die höhere Belastung des Turbinengitters T116 wird durch die Vergrößerung der Schaufelteilung bei gleichzeitiger Anpassung der Profilkontur und somit einer höheren aerodynamischen Belastung des Turbinengitters T116 im saugseitigen Vorderkantenbereich erreicht. Beide Turbinengitter weisen im saugseitigen Hinterkantenbereich eine starke laminare Ablösung auf. Während diese laminare Ablösung im Auslegungspunkt beim Turbinengitter T115 vor der saugseitigen Hinterkante wiederanlegt, bleibt sie beim Turbinengitter T116 abgelöst.

- Bei instationärer Zuströmung senken sich die Niveaus der jeweiligen isentropen Profil-Machzahlverteilungen im Vergleich zur stationären Zuströmung aufgrund der in die Gitterpassage eintretenden Geschwindigkeitsdefizite der Stabnachlaufdellen ab. Ebenso wird bei instationärer Zuströmung die im jeweiligen saugseitigen Hinterkantenbereich vorhandene laminare Ablösung periodisch unterdrückt oder zumindest periodisch abgeschwächt. Beim Turbinengitter T116 bildet sich auch bei instationärer Zuströmung eine größere Belastung im Vergleich zum Turbinengitter T115 aus.
- Bei stationärer Zuströmung sind im Abström-Reynoldszahlbereich von $Re_{2th} = 300000$ bis $Re_{2th} = 105000$ die Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T116 im Vergleich zum Turbinengitter T115 niedriger. Bei weiterer Absenkung der Abström-Reynoldszahl ergibt sich aufgrund der stärkeren laminaren Ablösung des Turbinengitters T116 ein umgekehrtes Verhalten. Bei instationärer Zuströmung liegt ein grundsätzlich ähnliches Verhalten der Verläufe der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte vor, jedoch wird der Schnittpunkt der beiden Kurven zu einer höheren Abström-Reynoldszahl von $Re_{2th} = 120000$ hin verschoben. Das Auslegungsziel beim Turbinengitter T116, bei instationärer Zuströmung im Auslegungspunkt einen ähnlich guten Profil-Totaldruckverlustbeiwert zu erlangen, konnte realisiert werden. Bei Variation der Strouhalzahl zeigten sich bei $Sr = 0.79$ sowohl beim Turbinengitter T115 als auch beim Turbinengitter T116 minimale Profil-Totaldruckverlustbeiwerte. So konnte beim Turbinengitter T115 eine maximale Reduktion des Profil-Totaldruckverlustbeiwertes von 34 % und beim Turbinengitter T116 von 28 %, bezogen auf den jeweiligen Profil-Totaldruckverlustbeiwert bei stationärer Zuströmung ($Sr = 0.0$), erreicht werden. Insgesamt ist festzustellen, daß bei Vorliegen einer instationären Zuströmung bei einer Stabteilung von $t_s = 40$ mm sowohl bei einer Variation der Abström-Reynoldszahl als auch bei Variation der Strouhalzahl bei beiden Turbinengittern niedrigere Profil-Totaldruckverlustbeiwerte auftreten als bei stationärer Zuströmung. Dies kann auf die Verlustminderung aufgrund einer periodischen Unterdrückung einer starken laminaren Ablösung bzw. laminaren Ablöseblase im saugseitigen Hinterkantenbereich zurückgeführt werden.
- Die Untersuchung der Stabnachlaufdellen hinsichtlich der Turbulenzgradverteilung und der Geschwindigkeitsdefizite in der Gittereintrittsebene (1D-Hitzdrahtmeßtechnik) ergab für die Turbinengitter T115 und T116 ähnliche Zuströmbedingungen. Der im Niederdruck-Turbinenbereich typische gemittelte Grundzuströmturbulenzgrad von ca. $Tu_1 = 2$ % - 4 % (Auslegungswert der Turbinengitter T115 und T116 bei $Tu_1 = 3$ %) wird bei beiden Turbinengittern in Betriebszuständen, bei denen in der Gittereintrittsebene die Stabnachlaufdellen bereits zusammengewachsen sind und sich somit zwischen zwei Nachlaufdellen ein Turbulenzgrad von ca. $Tu = 1.5$ % ausgebildet hat, nahezu erreicht. Zudem ergibt die Nachlaufdellensimulation mittels Stäben in der Gittereintrittsebene ein charakteristisches Geschwindigkeitsdefizit innerhalb der Nachlaufdelle von ca. 8 % -10 % im Auslegungszustand der Turbinengitter.

- Die Analyse der Zeit-Weg-Diagramme der Dünnsfilmsignale der Turbinengitter T115 und T116 ergab bei instationärer Zuströmung eine Ausdehnung des Transitionsgebietes im Vergleich zur stationären Zuströmung. Während bei stationärer Zuströmung beim Turbinengitter T115 an der saugseitigen Hinterkante bereits eine nahezu vollturbulente Grenzschicht vorliegt, weist die saugseitige Grenzschicht im Hinterkantenbereich des Turbinengitters T116 noch einen stärker transitionalen Charakter auf.
- Anhand der instationären Dünnsfilmergebnisse am Turbinengitter T115 konnte eine periodische Wiederausbildung einer laminaren Ablöseblase zwischen zwei von Nachlaufdellen beeinflussten Bereichen detektiert werden.
- Während beim Turbinengitter T115 im gesamten untersuchten Abström-Reynoldszahlbereich an der saugseitigen Hinterkante aufgrund der erzwungenen Stromaufverlagerung des Transitionsgebietes durch die Nachlaufdellen eine vollturbulente Grenzschicht zu detektieren ist, wird dies beim Turbinengitter T116 erst im Bereich $Re_{z,th} > 130000$ ersichtlich. Dieses deutet wiederum auf den stärkeren transitionalen Charakter der saugseitigen Hinterkantengrenzschicht des Turbinengitters T116 hin. Bei beiden Turbinengittern ergibt sich sowohl bei stationärer als auch bei instationärer Zuströmung eine Stromaufverlagerung des Transitionsgebietes mit zunehmender Abström-Reynoldszahl.
- Eine Variation der Strouhalzahl hat in den untersuchten Betriebspunkten keine Auswirkung auf die Ausdehnung der jeweiligen Transitionsgebiete der Turbinengitter T115 und T116.
- Eine Variation der Stabteilung zeigt bei beiden Turbinengittern einen ähnlichen Effekt. Im Gegensatz zu der kleineren Stabteilung bildet sich bei der größeren Stabteilung bei beiden Turbinengittern eine doppelte Transitionspunktverschiebung pro Nachlaufdellendurchgangsperiode aus. Diese doppelte Transitionspunktverschiebung kann auf einen sehr niedrigen Zuströmturbulenzgrad zwischen zwei Nachlaufdellen von ca. $Tu_t = 1\%$ zurückgeführt werden. Bei zunehmender Stabfrequenz wachsen die Stabnachlaufdellen auch bei der größeren Stabteilung in der Gittereintrittsebene nahezu zusammen, und es bildet sich innerhalb der saugseitigen Grenzschicht ebenfalls nur noch eine einmalige Transitionspunktverschiebung pro Nachlaufdellendurchgangsperiode aus.
- Die Untersuchungen deuten darauf hin, daß die positiven Effekte einer instationären Zuströmung auf die saugseitige Grenzschicht größtenteils auf die periodisch instationäre Zuströmturbulenzgradverteilung zurückzuführen ist. Einen eher geringen Einfluß weist hingegen der jeweilige Eintrittswinkel der Stabnachlaufdellen in die Gitterpassage (Geschwindigkeitsdreieck) auf. Trotz der mittels EIZ simulierten Geschwindigkeitsdreiecken kann somit gewährleistet werden, daß eine Simulation der Rotor-Stator Interaktion am HGK zu praxisrelevanten Ergebnissen führt.
- Die Grenzschichttraversierungen beim Turbinengitter T116 zeigten, daß das Geschwindigkeitsdefizit einer Nachlaufdelle noch innerhalb der Gitterpassage mittels Hitzdraht-Messungen nachgewiesen werden kann. Im unmittelbaren saugseitigen Hinterkantenbe-

reich geht diese Nachlaufdüse dann nahezu vollständig in die saugseitige Grenzschicht über. Zudem konnte verdeutlicht werden, daß mittels der Grenzschichttraversierung und der Auswertung hinsichtlich der integralen Grenzschichtparameter ein deutlicher Einfluß der instationären Zuströmung auf die Grenzschicht im saugseitigen Hinterkantenbereich detektierbar ist. Die Dünnfilmergebnisse im saugseitigen Hinterkantenbereich ergeben hingegen beim Turbinengitter T116 keine eindeutige Aussage über den Grenzschichtzustand in diesem Oberflächenbereich. Bei instationärer Zuströmung zeigt sich bei der Auslegungs-Abström-Reynoldszahl eine 11 %-ige Absenkung der zeitlich gemittelten Impulsverlustdicke des saugseitigen Hinterkanten-Grenzschichtschnittes im Vergleich zur stationären Zuströmung, was auf das Verlustreduktionspotential der saugseitigen Grenzschicht hindeutet.

Die Auslegung von sehr hochbelasteten Niederdruck-Turbinenbeschaukelungen führt bei stationärer Zuströmung zu relativ hohen Profil-Totaldruckverlustbeiwerten. Bei instationärer Zuströmung hingegen werden sehr geringe Profil-Totaldruckverlustbeiwerte über den gesamten typischen Abström-Reynoldszahlbereich erzielt. Die Untersuchungsergebnisse liefern somit eine Sicherheit hinsichtlich der Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern, deren Arbeitsbereiche außerhalb der heute immer noch üblichen Auslegungsgrenzen in hohen Abström-Machzahl- und gleichzeitig niedrigen Abström-Reynoldszahlbereichen liegen.

4.5. Empfehlungen für weitere experimentelle Untersuchungen

Trotz der bereits diskutierten umfangreichen experimentellen Untersuchung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern bei stationärer und instationärer Zuströmung sind Fragen der realistischen Simulation der Rotor-Stator Interaktion am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal oder auch der detaillierteren Analyse der auftretenden Strömungsphänomene noch nicht abschließend beantwortet worden. Aus diesem Grunde sollen im folgenden einige Empfehlungen für weitere experimentelle Untersuchungen gegeben werden.

Die Ergebnisse der isentropen Profil-Machzahlverteilungen bei Einbau des EIZ ergaben eine Fehlanströmung von $\Delta\beta_1 = 5^\circ\text{-}6^\circ$ im Vergleich zum geometrischen Einbauwinkel $\beta_{1\text{geom}} = 135^\circ$ bei den Turbinengittern T115 und T116. Trotz dieser Fehlanströmung konnten grundsätzliche Untersuchungen hinsichtlich der Beeinflussung einer saugseitigen Grenzschicht durch eine instationäre Zuströmung vorgenommen werden. Innerhalb der vorliegenden Untersuchung wurde aus Zeit- und Kostengründen die Untersuchung einer konstanten geometrischen Einbaulage der Turbinengitter vereinbart. Bei zukünftigen Untersuchungen wäre es jedoch anzuraten, diese Fehlanströmung für ein jeweiliges Gitter im Rahmen eines Vorversuches zu er-

mitteln, um dann bei Anströmung des Turbinengitters unter dem tatsächlichen Auslegungswinkel Untersuchungen durchführen zu können.

Aufgrund des sehr flachen Eintrittswinkels der Stabnachlaufdelle in die nachfolgende Gitterpassage wären zudem höhere Stabgeschwindigkeiten erforderlich. Der Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen wurde für eine Stabgeschwindigkeit von bis zu $U_{\text{Stab}} = 60 \text{ m/s}$ ausgelegt. Bisher wurden jedoch nur Untersuchungen von bis zu $U_{\text{Stab}} = 40 \text{ m/s}$ durchgeführt, so daß in Zukunft durchaus realistischere Geschwindigkeitsdreiecke bzw. Durchflüßzahlen als in der bisherigen Verfahrensweise möglich wären. Allerdings ist anzumerken, daß für die vorliegenden Niederdruck-Turbinengitter eine Stabgeschwindigkeit von $U_{\text{Stab}} = 133 \text{ m/s}$ ($\Phi = 0.85$) erforderlich gewesen wäre, was mit dem eingesetzten EIZ keinesfalls erreichbar wäre.

Für die Untersuchung der Stabnachlaufdellen in der Gittereintrittsebene wurde mit einer 1D-Heißfilmsonde und daneben aufgrund der schlechten Zugänglichkeit der Meßebene ohne eingebautes Turbinengitter gemessen. Um nähere Aussagen über die Geschwindigkeitsvektoren bzw. auch Verwirbelungen innerhalb der Stabnachlaufdelle und die Dellenbreite zu erhalten, ist in Zukunft jedoch die Verwendung einer X-Hitzdrahtsonde oder sogar einer 3D-Hitzdrahtsonde anzustreben. Zudem könnte durch einen angepaßten Sondenarm die Aufstauwirkung des Gitters berücksichtigt werden und dessen Einfluß auf die in die Gitterpassage eintretenden Nachlaufdellen untersucht werden.

Bei einem beliebig einstellbaren Zuströmturbulenzgrad könnte bei der größeren Stabteilung ($t_s = 80 \text{ mm}$) der Grundzuströmturbulenzgrad zwischen zwei Nachlaufdellen schrittweise erhöht werden, um so die Auswirkungen des Grundzuströmturbulenzgrades auf die saugseitige Grenzschichtentwicklung bei instationärer Zuströmung zu untersuchen. Bisher stellte sich für einen Betriebspunkt in Abhängigkeit von dem jeweilig verwendeten Turbulenzsieb ein konstanter Zuströmturbulenzgrad ein.

Interessant wäre auch eine Untersuchung hinsichtlich der Auswirkungen von instationärer Zuströmung auf Sekundärströmungsgebiete. Denkbar wäre zum Beispiel eine Absenkung der hohen Sekundärverluste bei instationärer Zuströmung. Bei Niederdruck-Turbinen mit einem relativ großen Schaufelhöhen-/Sehnenlängenverhältnis spielen zwar solche Sekundärströmungsverluste eher eine untergeordnete Rolle im Vergleich zu den Profil-Verlusten, aber sie sind dennoch nicht zu vernachlässigen. Um Effekte einer instationären Zuströmung auf die Strömung im Seitenwandbereich (Gehäuse oder auch Nabe) realistisch untersuchen zu können, wäre es zudem erforderlich, nicht wie bisher zweidimensionale Profilschnitte, sondern dreidimensional Profilschnitte der Turbinengitter im Übergangsbereich Nabe-Schaufel und Schaufel-Gehäuse für zukünftige Gitter-Untersuchungen vorzusehen.

In den vorliegenden Untersuchungen wurden nur auf der Saugseite detaillierte Analysen der Grenzschicht durchgeführt. Der Vergleich von Profil-Totaldruckverlustbeiwerten mit Veränderungen der saugseitigen Impulsverlustdicken des Turbinengitters T116 bei instationärer Zuströmung zeigte jedoch, daß möglicherweise die druckseitige Grenzschichtentwicklung ebenso eine deutliche Abhängigkeit von der instationären Zuströmung aufweisen könnte. Somit sollte in zukünftigen Untersuchungen möglichst auch die Druckseite hinsichtlich der Grenzschichtentwicklung detaillierter untersucht werden. Um die einzelnen Verlustquellen, die zum Profil-Totaldruckverlustbeiwert führen, zu separieren, wäre zudem eine Untersuchung der Beeinflussung der Hinterkantenverwirbelungen durch die instationäre Zuströmung interessant. Damit könnte dann auch eine Aussage über die Übertragbarkeit der Impulsverlustdickenreduktion (Saug- und Druckseite) auf die Profil-Totaldruckverlustreduktion getroffen werden.

Auch die Untersuchung noch höher belasteter Niederdruck-Turbinenbeschaukelungen wäre von Interesse, um für den Auslegungsprozeß Informationen zu erlangen, ab welcher Belastung bzw. Diffusion im saugseitigen Hinterkantenbereich die instationäre Zuströmung keine positiven Grenzschichteffekte und somit Verlustsenkung mehr leisten kann.

Mittels der verwendeten stationären Druckmeßtechnik konnte die Profilmströmung nur zeitlich gemittelt wiedergegeben werden. Zukünftig wäre die Verwendung einer instationären Meßtechnik wünschenswert, um sowohl die periodisch instationäre Profilmströmung (z.B. Oberflächen-Kulites) als auch den periodisch instationären Nachlauf (Kulite-Nachlaufkamm) eines mit instationärer Zuströmung beaufschlagten Turbinengitters detaillierter untersuchen zu können. Neben einer periodischen Unterdrückung der saugseitigen laminaren Ablösung wäre eine aufgrund einwirkender Nachlaufdellen lokale Mehr- oder Minderbelastung der Beschaukelung detektierbar. Dies würde dann auch Rückschlüsse auf die mechanischen Belastungen oder auch das Schwingungsverhalten von Beschaukelungen bei instationärer Zuströmung zulassen.

5. Ergebnisse der numerischen Untersuchungen und Vergleich mit Messungen

Während die experimentellen Untersuchungen positive Effekte der Rotor-Stator Interaktion auf das saugseitige Grenzschichtverhalten der Turbinengitter deutlich aufzeigten, lassen sich diese vorteilhaften Auswirkungen mit den bisher zur Verfügung stehenden numerischen Strömungslösern nur bedingt erfassen. Wichtig erscheint dabei die Implementierung eines Transitionskriteriums, um die bei den Experimenten detektierten periodisch instationären Stromaufverlagerungen des Transitionsbereiches bei Beeinflussung durch eine Nachlaufdelle nachvollziehen zu können. Aus diesem Grund fand für die Nachrechnung der Meßergebnisse

der von der DLR Köln entwickelte zweidimensionale Navier-Stokes Strömungslöser TRACE_U Verwendung, der eine Implementierung eines solchen instationären Transitionskriteriums aufweist. Da aber ein instationärer Navier-Stokes Löser sehr hohe Rechenzeiten erfordert, wird im folgenden die alternative Verwendung des stationären gekoppelten Euler-/Grenzschichtlösers MISES2.4 überprüft. Zunächst werden die Grundlagen beider Rechenverfahren erörtert, um dann näher auf den Vergleich von gemessenen und berechneten Ergebnissen der Turbinengitter T115 und T116 einzugehen. Abschließend werden die wichtigsten numerischen Erkenntnisse kurz zusammengefaßt und Empfehlungen für weiterführende numerische Untersuchungen gegeben.

5.1. Gekoppelter Euler-/Grenzschichtlöser MISES

Das Programmpaket MISES2.4 wurde am Massachusetts Institute of Technology (MIT) als Finite-Volumen-Verfahren (Euler) mit einem gekoppelten integralen Grenzschichtverfahren entwickelt (Drela und Giles, 1987_a; Drela und Giles, 1987_b). Die Euler-Gleichungen werden hierbei auf konservativen Stromlinien-Gitterpunkten diskretisiert und mit einer integralen Zwei-Gleichungs-Grenzschichtformulierung verbunden, die auf dem Verdrängungsdickenkonzept basiert. Dabei kann über die Eingabe der Reynoldszahl diese Grenzschichtkoppelung zu- oder abgeschaltet werden (bei $Re_1=0$ wird keine integrale Grenzschichtberechnung vorgenommen). Für die Lösung wird ein Newton-Verfahren verwendet, welches eine simultane Bestimmung der viskosen, nichtviskosen und transitionalen Größen ermöglicht und selbst bei stark abgelösten Strömungen zuverlässige Ergebnisse ermöglicht. Für die Berechnung des laminar-turbulenten Umschlages stehen das e^n -Transitionskriterium und ein von Drela (1995) modifiziertes Transitionskriterium nach Abu-Ghanam und Shaw (1980), welches mit der auf die Impulsverlustdicke bezogenen Reynoldszahl korreliert, zur Verfügung.

Da es sich bei MISES2.4 um ein rein stationäres Verfahren handelt, können auch keine Simulationen einer periodisch instationären Zuströmung vorgenommen werden. Zur Simulation von unterschiedlichen Zuströmbedingungen kann als Eingabegröße lediglich der zeitlich gemittelte Zuströmturbulenzgrad vorgegeben werden. Sollte der positive Effekt der Rotor-Stator Interaktion durch eine Anhebung des zeitlich gemittelten Zuströmturbulenzgrades verursacht werden, so würde eine zukünftige Auslegungsrechnung mit dem schnellen und damit kostengünstigen Strömungslöser MISES2.4 ausreichen. Um abzuklären, ob eine derartige relativ einfache Verfahrensweise ausreicht, oder ob doch eine Berechnung mit dem aufwendigeren und vergleichsweise kostenintensiven Navier-Stokes Verfahren TRACE_U notwendig ist, werden die Ergebnisse beider Rechenverfahren mit den Meßergebnissen verglichen.

Der mit MISES2.4 berechnete Auslegungspunkt des Turbinengitters T115 ($Re_{2th} = 100000$, $Ma_{2th} = 0.7$) bei stationärer Zuströmung wurde bereits in Abb. 4.1 dargestellt, wobei als Eingabegrößen Meßdaten des Turbinengitters T115 Verwendung fanden. Das axiale Stromdichteverhältnis wurde bei der Berechnung konstant auf $\Omega = 1$ eingestellt, da sich gezeigt hat, daß die Messungen (Brunner, 1997; Brunner, 1998_b) an den Turbinengittern T115 und T116 nur geringfügige Abweichungen von diesem Wert zeigten. Die Berechnungen wurden jeweils auf die gemessene Abström-Machzahl Ma_2 und auf das gemessene statische Druckverhältnis p_2/p_1 konvergiert. Als Rechenetz fand, wie in Abb. 5.1 ersichtlich, im Gittereintritt ein periodisches H-Netz und im Gitteraustritt ein nahezu orthogonales I-Netz bei beiden Turbinengittern Verwendung. Da MISES2.4 keine Relaminarisierung vorhersagen kann, wurde beim Turbinengitter T115 (vgl. Abb. 4.1), aufgrund des Grenzschichtumschlages durch die im saugseitigen Vorderkantenbereich befindliche Saugspitze, die saugseitige Transition bereits im Bereich der saugseitigen Vorderkante berechnet. Somit konnte im saugseitigen Hinterkantenbereich keine laminare Ablöseblase mehr detektiert werden. Aus diesem Grunde wird auch bei Veränderung des Zuströmturbulenzgrades (bei instationärer Zuströmung) nicht die Größe der laminaren Ablöseblase beim Turbinengitter T115 verändert, sondern nur die Transitions- punkt-lage im unmittelbaren saugseitigen Vorderkantenbereich. Für die Simulation der Auswirkungen von verschiedenen Zuströmbedingungen mit MISES2.4 beim Turbinengitter T115 wurde deshalb der Zuströmwinkel $\beta_1 = 135^\circ$ (im Unterschied zu $\beta_{1,geom} = 135^\circ$ in Abb. 4.1) verwendet. Bei diesem Zuströmwinkel wurde noch eine laminare Ablöseblase im saugseitigen Hinterkantenbereich berechnet, was auf die nicht vorhandenen Saugspitze im saugseitigen Vorderkantenbereich bei diesem Zuströmwinkel zurückzuführen ist. Bei diesem von der Messung mit EIZ unterschiedlichen Zuströmwinkel soll eine grundsätzliche Aussage über die Auswirkung einer Zuströmturbulenzgradveränderung auf die laminare Ablöseblase getroffen werden.

5.2. Navier-Stokes Löser TRACE_U

Der Navier-Stokes Strömungslöser TRACE_U wurde in Zusammenarbeit von der DLR Köln und dem Unternehmen MTU München GmbH zur numerischen Untersuchung von instationären, reibungsbehafteten Strömungen in Turbomaschinenkomponenten entwickelt (Eulitz, 1999; Eulitz und Engel, 1998; Vogel et al., 1998).

Die Diskretisierung der konvektiven Terme der zweidimensionalen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen basiert auf einem Flux-Difference-Splitting Upwind-Verfahren nach Roe (1981) unter Verwendung einer MUSCL-Extrapolation (Monotone Upstream-Centred Schemes for Conservation Laws) nach Van Leer (1979) für eine Genauigkeit zweiter Ordnung. Aufgrund einer begrenzten axialen Position der Integrationsgebietsränder im Stu-

fenverband, aber auch aus Konvergenzgründen, werden sowohl an den Ein- und Austrittsrändern als auch zwischen den Schaufelreihen nicht-reflektierende Randbedingungen (Giles, 1988; Saxer und Giles, 1993) verwendet. Mit TRACE_U wird zunächst mittels eines impliziten Verfahrens (Jameson, 1991) eine stationäre Startlösung als Eingabe für die instationäre Rechnung erzeugt. Die instationäre Rechnung wird dann mit einem expliziten Vierschritt-Runge-Kutta-Verfahren durchgeführt (Nürnberger et al., 1999).

Die Kopplung von relativ zueinander bewegten Rechennetzen an einem Intergrid-Rand (Rotor-Stator) wird bei gleichen Netzdimensionen durch die Sheared-Cells-Technik nach Giles (1991) realisiert. Bei ungleichen Netzdimensionen am Intergrid-Rand wird die allgemein gültigere Patched-Cells Technik verwendet, die auf einer Interpolation der physikalischen Zustandsgrößen beruht. Beide Methoden sind orts- und zeitgenau und auf das verwendete Diskretisierungsmodell abgestimmt. Bei den Turbinengittern T115 und T116 wurden Multi-Block-Netze mit O- und H-Netz-Topologien verwendet (siehe [Abb. 5.2](#)), wobei die O-Netze das Strömungsgebiet in Schaufel- und Stabnähe definieren. Für die restlichen Flächen fanden Blöcke mit H-Netzen Verwendung. Um eine gute Konvergenz des Strömungslösers zu erreichen, ist es dabei notwendig, daß die Stator-Schaufelteilung ein Vielfaches der Rotor- oder Stabteilung beträgt. Aus diesem Grunde betragen die Stabteilungen bei der Berechnung mit TRACE_U beim Turbinengitter T115 und T116 im Vergleich zu den Messungen leicht abweichende Werte, wie in [Abb. 5.2](#) ersichtlich.

Als Turbulenzmodell kam ein Eingleichungsmodell nach Spalart und Allmaras (1993) zum Einsatz. Zur Berücksichtigung laminar-turbulenter Umschlagsphänomene wird dieses Eingleichungsmodell mit einem von Drela (1995) erweiterten Transitionskriterium nach Abu-Ghanam und Shaw (1980) gekoppelt. Im Vergleich zu klassischen Zweigleichungsmodellen besitzt das Eingleichungsmodell nach Spalart-Allmaras Vorteile hinsichtlich numerischer Robustheit und geringer Speicher- und Rechenanforderungen. Um Bypass-Transition berücksichtigen zu können, wurde zusätzlich eine Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie eingeführt.

5.3. Vergleich der Ergebnisse von Messung und Rechnung

Zunächst werden die mit MISES2.4 ermittelten isentropen Profil-Machzahlverteilungen und die berechneten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T115 diskutiert, um dann auf die entsprechenden mit TRACE_U gewonnenen Größen einzugehen. Im weiteren werden die berechneten Grenzschichtzustände der Turbinengitter T115 und T116 bei verschiedensten Parameterkombinationen mit den Messungen verglichen. Abschließend wird die

berechnete und gemessene saugseitige Grenzschichtentwicklung des Turbinengitters T116 näher analysiert.

5.3.1. Vergleich des Gitterverhaltens (isentropie Profil-Machzahlverteilungen, Profil-Totaldruckverlustbeiwerte)

Bei den Untersuchungen des Einflusses von Zuströmturbulenzgradänderungen auf die isentropen Profil-Machzahlverteilungen und die normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T115 im Falle von MISES2.4-Rechnungen wurde bei der jeweiligen Strouhalzahl ein konstanter, zeitlich gemittelter Zuströmturbulenzgrad vorgegeben. Als Grundlage dieses Zuströmturbulenzgrades, der als Eingabegröße für die MISES-Berechnung diente, wurden die bei den unterschiedlichen Strouhalzahlen gemessenen Turbulenzgradverteilungen (Brunner, 1998,) in der Gittereintrittsebene des Turbinengitters bei instationärer Zuströmung verwendet. In [Abb. 5.3](#) sind neben den verschiedenen isentropen Profil-Machzahlverteilungen und den gemessenen und berechneten normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerten bei den unterschiedlichen Strouhalzahlen auch die jeweilig verwendeten konstanten, zeitlich gemittelten Zuströmturbulenzgrade dargestellt. Die Rechnungen werden mit MISES2.4 exemplarisch bei einem tatsächlichen Zuströmwinkel von $\beta_i=135^\circ$ vorgenommen, da bei dem Zuströmwinkel mit eingebautem EIZ im Gegensatz zur Messung keine saugseitige laminare Ablöseblase berechnet werden konnte.

Die berechneten isentropen Profil-Machzahlverteilungen in [Abb. 5.3](#) ergeben eine Stromaufverlagerung des saugseitigen Transitionspunktes bei gleichzeitiger Abschwächung der laminaren Ablöseblase mit zunehmendem Zuströmturbulenzgrad. Während in [Abb. 5.3](#) die gemessenen normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte eine deutliche Absenkung der Verluste mit zunehmender Strouhalzahl zeigen (Minimum bei $Sr = 0.79$), weisen die berechneten Verlustbeiwerte nur eine geringfügige, über die Strouhalzahlvariation konstante 1%-ige Absenkung der Verluste bei instationärer Zuströmung auf. Aufgrund der Erhöhung des zeitlich gemittelten Zuströmturbulenzgrades um ca. $\Delta Tu_i = 3\%$ bei instationärer Zuströmung im Vergleich zur stationären Zuströmung wird die laminare Ablöseblase nur verkleinert und erzeugt somit auch geringere Verluste. Es kann deshalb mit dem Rechenverfahren MISES2.4 zwar eine geringfügige Verlustabsenkung nachgewiesen werden, aber bei weitem nicht die maximale Reduktion der Messung von 34% bei der Strouhalzahl $Sr = 0.79$. Es ist also naheliegend, daß bei der Messung wohl ein kleiner Anteil der Verlustsenkung auf eine stationäre Verkleinerung der saugseitigen laminaren Ablöseblase zurückzuführen ist, was wiederum auf der Erhöhung des zeitlich gemittelten Zuströmturbulenzgrades beruht. Die Hauptursache für die Senkung der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte der Messung beim Turbinengitter T115 liegt in

den dynamischen Effekten der Rotor-Stator Interaktion mit den einhergehenden beruhigten Bereichen zwischen zwei Nachlaufdüsen.

Bei den Rechnungen mit TRACE_U hingegen wird kein zeitlich gemittelter Zuströmturbulenzgrad vorgegeben. Die Verteilung der Turbulenz in der Zuströmung zum Turbinengitter wird durch die Einbeziehung der stromauf verlaufenden Stäbe in das Rechengebiet bestimmt. In Abb. 5.4 wird ein Konturplot der normierten turbulenten Viskosität des Simulationsgebietes (S1-Ebene) dargestellt. Zusätzlich wird die Verteilung der normierten turbulenten Viskosität in der Gittereintrittsebene im Vergleich zu der gemessenen Turbulenzgradverteilung gezeigt. Auffällig ist, daß bei Messung und Rechnung innerhalb der Stabnachlaufdüse eine Doppelspitze detektierbar ist, deren vorlaufende Spitze sowohl bei der Messung als auch bei der Berechnung leicht angehoben ist. Wie bei der Analyse der Messergebnisse vermutet, ist diese Doppelspitze auf eine von Kármánsche Wirbelstraße im Nachlauf des Stabes zurückzuführen. Die von Kármánsche Wirbelstraße ist im Konturplot des Simulationsgebietes deutlich zu erkennen. Die gute Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Gestalt der in die Gitterpassage eintretenden Stabnachlaufdüsen zeigt, daß sich die instationäre Zuströmung zum Turbinengitter mit dem Rechenverfahren TRACE_U gut vorherbestimmen läßt.

Im Gegensatz zu den Messungen mit der stationären Druckmeßtechnik, bei der eine Mittelung der instationären Drücke vorgenommen wurde, ermöglicht die Berechnung mittels des instationären Verfahrens TRACE_U die Analyse der instationären isentropen Profil-Machzahlverteilungen des jeweiligen Zeitschrittes. So wurden bei der Berechnung des Betriebspunktes bei der Strouhalzahl $Sr = 0.79$ mit TRACE_U pro Stabdurchgangsperiode 32 Zeitschritte gerechnet. In Abb. 5.5 werden exemplarisch vier Zeitschritte einer Stabdurchgangsperiode (0 bis 3) als Konturplot der normierten turbulenten Viskosität mit den dazugehörigen Momentaufnahmen der instationären isentropen Profil-Machzahlverteilungen des Turbinengitters T115 dargestellt. Im Vergleich zu diesen Verteilungen ist zusätzlich eine aus den 32 Zeitschritten gemittelte isentrope Profil-Machzahlverteilung über der normierten axialen Sehnenlänge aufgetragen. Auffällig ist, daß sich insbesondere im saugseitigen Hinterkantenbereich und auf der kompletten Druckseite in Abhängigkeit von der Position der Stabnachlaufdüse zum Turbinengitter starke Abweichungen der momentanen isentropen Profil-Machzahlverteilungen von diesem Mittelwert ergeben. Während dies im saugseitigen Hinterkantenbereich auf die periodische Beeinflussung der laminaren Ablöseblase durch die Stabnachlaufdüsen bzw. auf ein numerisches Überschwingen zurückzuführen ist, scheint die Druckseite generell empfindlicher auf Störungen zu reagieren. Anhand der langen Verweildauer der Gebiete hoher turbulenter Viskosität im druckseitigen Vorderkantenbereich des Turbinengitters T115 bei den Konturdarstellungen kann dies auch verdeutlicht werden. Detailanalysen des druckseitigen Strömungsfeldes zeigten eine starke druckseitige Ablösung bei der TRACE_U Berechnung, die so ausgeprägt bei der Messung nicht oder allenfalls als laminare Ablöseblase im drucksei-

tigen Vorderkantenbereich auftrat. Erklärt werden könnte dies durch die bei der Messung möglicherweise im druckseitigen laminaren Grenzschichtbereich existierenden dreidimensional ausgeprägten Görtler-Wirbel (Traupel, 1988; Hinze, 1987), die im Experiment eine laminare Ablösung im druckseitigen Vorderkantenbereich unterdrücken könnten. Da die Berechnungen mit TRACE_U nur zweidimensional durchgeführt wurden, ist eine Simulation solcher Görtler-Wirbel nicht möglich. Zudem könnte das verwendete Turbulenzmodell für die hier berechnete Kombination von sehr niedrigen Reynoldszahlen und hohen Machzahlen gerade im druckseitigen Vorderkantenbereich problematisch sein.

Die Auswirkungen einer Strouhalzahlvariation auf die mit TRACE_U berechneten, gemittelten isentropen Profil-Machzahlverteilungen und die normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte im Vergleich zur Messung werden in [Abb. 5.6](#) diskutiert. Zunächst läßt sich eine überwiegend gute Übereinstimmung der gemessenen und berechneten isentropen Profil-Machzahlverteilungen bei stationärer Zuströmung ($Sr = 0.0$) feststellen. Wie bereits angesprochen berechnet TRACE_U im druckseitigen Turbinenprofilbereich eine im Vergleich zur Messung zu starke druckseitige Ablösung. Die Absenkung des saugseitigen Niveaus der berechneten isentropen Profil-Machzahlverteilungen mit zunehmender Strouhalzahl in Verbindung mit einer Verminderung der laminaren Ablöseblase verhält sich analog zum Verhalten der gemessenen isentropen Profil-Machzahlverteilungen in [Abb. 4.6](#). Im Gegensatz zu den Messungen ergibt sich bei der Betrachtung der berechneten, normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte statt einer Absenkung eine Anhebung der Verlustbeiwerte mit zunehmender Strouhalzahl. Denkbar wäre hierfür, daß TRACE_U die Verlustgenerierung einer laminaren Ablöseblase zu gering berechnet und so bei instationärer Zuströmung die Verlustabsenkungen aufgrund der periodischen Unterdrückung der laminaren Ablöseblase durch die zusätzlichen Verluste der nachlaufzelleninduzierten turbulenten Grenzschichtbereiche überkompensiert werden. Damit wäre der berechnete Verlustanstieg beim Turbinengitter T115 bei instationärer Zuströmung erklärbar. Die an späterer Stelle noch zu diskutierende Grenzschichtentwicklung beim Turbinengitter T116 mit einer nicht wiederanlegenden laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich liefert hierfür einen Nachweis.

Bevor jedoch die Grenzschichtentwicklung und die zugehörigen integralen Grenzschichtparameter bei instationärer Zuströmung detaillierter vorgestellt werden, soll zunächst ein Vergleich des Grenzschichtzustandes bei Messung und Rechnung anhand von Zeit-Weg-Diagrammen bei den verschiedensten Parametervariationen der Turbinengitter T115 und T116 vorgenommen werden. Für den Vergleich mit der gemessenen normierten RMS-Verteilung wurde die berechnete turbulente kinetische Energie ausgewählt.

Anhand [Abb. 5.7](#) soll zunächst das charakteristische Grenzschichtverhalten mittels der turbulenten kinetischen Energie und der Schubspannung im Vergleich zu den Messungen des Tur-

binengitters T115 analysiert werden. Sowohl die gemessenen als auch die berechneten Zeit-Weg-Diagramme beinhalten die Linien LE, TE (Vorderkante und Hinterkante des nachlaufdelleninduzierten Turbulenzbereiches) und die Linie CE (beruhigter Bereich). Beim direkten Vergleich der normierten RMS-Verteilung und der turbulenten kinetischen Energie zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung von gemessenem und berechnetem Grenzschichtverhalten. Der Beginn des nachlaufdelleninduzierten Turbulenzbereiches ist sowohl bei der Messung als auch bei der Rechnung an nahezu gleicher axialer Position zu detektieren. Bei der Messung (vgl. Abb. 5.7) bildete sich stromab des nachlaufdelleninduzierten Turbulenzbereiches im Bereich C eine vollturbulente Grenzschichtströmung aus. Bei der Berechnung mit TRACE_U hingegen kann eine vollturbulente Grenzschicht aufgrund hoher Werte der turbulenten kinetischen Energie nur vermutet werden. Während sich anhand der gemessenen normierten RMS-Verteilung im Bereich A zwischen zwei von Nachlaufdellen beeinflussten Bereichen ein Ablösepunkt einer laminaren Ablösung erkennen läßt, ist dies mittels der berechneten turbulenten kinetischen Energie nicht möglich. Insgesamt wird aber die Stromaufverschiebung der Transition bei Nachlaufdelleneinfluß von der Rechnung sehr gut als Stromaufverlagerung der angehobenen Werte der turbulenten kinetischen Energie wiedergegeben. Das ausgeprägte Minimum der gemessenen Quasi-Wand Schubspannungsverteilung (Bereich B) - ebenfalls ein Indiz für eine wiederausgebildete laminare Ablöseblase - wird in der berechneten Schubspannungsverteilung in einem sehr engen Bereich (siehe ebenfalls Bereich B) bestimmt. Somit kann zwar mittels der berechneten turbulenten kinetischen Energie kein Ablösepunkt der laminaren Ablösung detektiert werden, aber die berechnete Schubspannungsverteilung deutet dennoch auf eine Wiederausbildung einer laminaren Ablöseblase hin.

Beim Vergleich der Turbinengitter T115 und T116 in [Abb. 5.8](#) wird wiederum die gute Bestimmbarkeit des charakteristischen Grenzschichtverhaltens bei instationärer Zuströmung mittels TRACE_U deutlich. Beim Turbinengitter T116 liegt bei stationärer Zuströmung im saugseitigen Hinterkantenbereich eine starke laminare Ablösung vor, die selbst bei instationärer Zuströmung nicht vollständig unterdrückt werden kann; dies läßt sich aus dem immer noch stark transitionalen Verhalten der normierten RMS-Verteilung schließen. Ebenso weist die Berechnung des Turbinengitters T116 im saugseitigen Hinterkantenbereich eine starke Produktion turbulenter kinetischer Energie zwischen zwei von Stabnachlaufdellen beeinflussten Bereichen auf, was auf eine abgelöste Grenzschicht hindeuten könnte.

Im folgenden werden nun eine **Variation der Strouhalzahl und der Stabteilung** anhand des Turbinengitters T115 diskutiert. Bei der Variation der Strouhalzahl in [Abb. 5.9](#) von $Sr = 0.26$ auf $Sr = 0.79$ ergeben sich beim Vergleich von Messung und Rechnung sehr gute Übereinstimmungen. Bei beiden berechneten Zeit-Weg-Diagrammen der turbulenten kinetischen Energie sind deutlich die Einflußbereiche der Stabnachlaufdellen zu detektieren. Die gemessene und berechnete Variation der Stabteilung des Turbinengitters T115 wird in [Abb. 5.10](#)

dargestellt. Bei der kleineren Stabteilung zeigt die Messung wie auch die Berechnung einen einmaligen Einflußbereich (siehe Bereiche D) der Stabnachlaufdellen pro Stabdurchgangsperiode. Bei der größeren Stabteilung hingegen weist die gemessene normierte RMS-Verteilung in den Bereichen E und F eine doppelte Transitionspunktverschiebung pro Stabdurchgangsperiode auf. Dieses Verhalten findet sich in der Rechnung (ebenfalls Bereiche E und F) mit einem geringfügig unterschiedlichen zeitlichen Verhalten wieder. Die Rechnungen zeigen somit eine gute Übereinstimmung mit den Messungen, was für eine gute Bestimmbarkeit eines charakteristischen Grenzschichtverhaltens bei instationärer Zuströmung mit dem Strömungslöser TRACE_U spricht.

5.3.2. Vergleich der saugseitigen Grenzschichtentwicklung

Bevor ein direkter Vergleich von berechneten und gemessenen Grenzschichtentwicklungen des Turbinengitters T116 bei instationärer Zuströmung ($Sr = 0.26$) vorgenommen wird, sollen zunächst Darstellungen der Geschwindigkeitsvektoren und Konturdarstellungen der normierten turbulenten Viskosität während einer Stabdurchgangsperiode beim Turbinengitter T115 diskutiert werden. Auf diese Weise kann die Beeinflussung einer laminaren Ablöseblase durch eine Stabnachlaufdelle näher analysiert werden.

In [Abb. 5.11](#) werden sowohl Geschwindigkeitsvektoren als auch Isoliniendarstellungen der normierten turbulenten Viskosität im saugseitigen Hinterkantenbereich des Turbinengitters T115 dargestellt. Aus den mit TRACE_U berechneten 32 Zeitschritten pro Stabdurchgangsperiode wurden nun exemplarisch acht Zeitschritte mit gleichmäßigen Zeitabständen ausgewählt. In den Vektordarstellungen ist deutlich das Rückströmgebiet innerhalb der laminaren Ablöseblase im unmittelbaren Oberflächenbereich der Saugseite zu erkennen. Im Bereich der Zeitschritte von $2/8$ bis $3/8$ wird der zunehmende Einfluß der Stabnachlaufdelle deutlich, der schließlich dazu führt, daß die laminare Ablöseblase nahezu vollständig unterdrückt wird. Im Zeitschritt $3/8$ ist nur noch ein minimales Rückströmgebiet detektierbar. Außerhalb des direkten Stabnachlaufdelleneinflusses bildet sich im Zeitschritt-Bereich von $4/8$ bis $7/8$ ein relativ flacher Ablösebereich aus, der sich über einen großen saugseitigen Oberflächenbereich erstreckt. Erst beim Zeitschritt $8/8$ zeigt sich eine stabile laminare Ablöseblase, bevor sie im Zeitschritt $1/8$ zwischen zwei von Nachlaufdellen beeinflussten Bereichen in einen quasi-stationären Zustand übergeht.

Da nur beim Turbinengitter T116 ($Sr = 0.26$) eine Grenzschichttraversierung mit einer 1D-Hitzdrahtsonde durchgeführt wurde, werden im folgenden auch nur die Berechnungen mit TRACE_U im gleichen Betriebspunkt gezeigt. [Abb. 5.12](#) stellt sowohl die Zeit-Weg-Diagramme der gemessenen und berechneten Impulsverlustdickenentwicklung als auch die

direkt im saugseitigen Hinterkantenbereich ausgewerteten Impulsverlustdicken bei stationärer und instationärer Zuströmung dar. Wie auch schon beim Zeit-Weg-Diagramm der Messung zeigt der Verlauf der berechneten Impulsverlustdicken eine Anhebung des Niveaus im Einflußbereich einer Nachlaufdelle. Während bei der Messung direkt an der Hinterkante eine deutliche Anhebung der Impulsverlustdicke (Bereich G) im Einflußbereich der Nachlaufdelle zu detektieren ist, liegt im unmittelbaren saugseitigen Hinterkantenbereich bei der berechneten Verteilung der Impulsverlustdicke innerhalb des Nachlaufdelleneinflusses (ebenso Bereich G) ein Minimum des integralen Parameters vor. Dieses könnte auf die Doppelspitzen der in die Gitterpassage eintretenden Stabnachlaufdellen (vgl. Abb. 5.4) zurückzuführen sein. Interessanter jedoch ist der direkte Vergleich der gemessenen und berechneten Impulsverlustdicken zwischen stationärer und instationärer Zuströmung. Während die Messung eine Absenkung der zeitlich gemittelten Impulsverlustdicken von 11 % im Vergleich zur stationären Zuströmung aufzeigt, läßt sich bei der berechneten Impulsverlustdicke eine Absenkung des zeitlich gemittelten Wertes von nahezu 45 % bei instationärer Zuströmung detektieren. Es scheint, daß TRACE_U die bei stationärer Zuströmung vorhandene nicht wiederanlegende Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich zu stark berechnet, was dann zu der im Vergleich zur Messung mehr als doppelt so groß berechneten Impulsverlustdicke bei stationärer Zuströmung führt. Beim Vergleich der zeitlich gemittelten instationären Impulsverlustdicken liegt hingegen die berechnete Größe nur noch ca. 25 % über dem gemessenen Wert.

In Abb. 5.13 werden die normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte von Messung und Rechnung (MISES2.4, TRACE_U) und die normierten Impulsverlustdicken dargestellt. Die Normierungen erfolgten unter Verwendung der jeweiligen absoluten Größen bei stationärer Zuströmung ($Sr = 0.0$). Sowohl die Rechnungen mit MISES2.4 als auch mit TRACE_U weisen für das Turbinengitter T116 auf eine Verlustminderung bei instationärer Zuströmung hin. Während bei MISES2.4 nur eine Anhebung des Zuströmturbulenzgrades (vgl. Abb. 5.3) vorgenommen wurde, fand für die TRACE_U-Berechnung eine simulierte instationäre Zuströmung (vgl. Abb. 5.4) Verwendung. Beim Turbinengitter T116 liegt bei stationärer Zuströmung eine offene Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich vor, die entsprechend hohe Verluste verursacht. Sowohl bei MISES als auch bei TRACE_U wird bei instationärer Zuströmung diese Ablösung stark vermindert oder sogar vollständig unterdrückt, was zu massiven Absenkungen der saugseitigen Verlustwerte führt (wie auch anhand der Absenkung der berechneten Impulsverlustdicken in Abb. 5.12 verdeutlicht). Die Ablösung des Turbinengitters T116 im saugseitigen Hinterkantenbereich bei stationärer Zuströmung und die damit zusammenhängende Verlustgenerierung wird von beiden Strömungslösern zu hoch berechnet. Die Ergebnisse mit MISES2.4 zeigen, daß allein das Wiederanlegen der offenen Ablösung vor der saugseitigen Hinterkante aufgrund der Erhöhung eines stationären Zuströmturbulenzgrades zu einer deutlichen Verlustsenkung führt. Dafür spricht auch, daß bei weiterer Variation des Zuströmturbulenzgrades bei der MISES-Berechnung die Verlustsenkung bei Strouhal-

zahlvariation auf unverändertem Niveau verbleibt. Die Verlustgenerierung einer wiederanliegenden laminaren Ablöseblase wird hingegen mit TRACE_U zu gering berechnet. Die Vermutung einer unrealistischen Simulation von Ablösegebieten hinsichtlich ihrer Verusterzeugung wird bei Betrachtung der Absolutgrößen der mit TRACE_U berechneten und gemessenen Verlustbeiwerte bei stationärer Zuströmung verstärkt. Während beim Turbinengitter T115 bei stationärer Zuströmung mit TRACE_U um 18 % niedrigere Verluste als bei der Messung berechnet werden, ergibt sich beim Turbinengitter T116 ein um 52 % größerer Verlust, jeweils bezogen auf den jeweiligen gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwert. Aufgrund der zu hoch berechneten Verlustgenerierung bei laminarer Ablösung beim Turbinengitter T116 ergibt sich auch die in Abb. 5.13 dargestellte zu starke Absenkung der Impulsverlustdicke bei instationärer Zuströmung im Vergleich zur Messung. Da die gemessenen und berechneten isentropen Profil-Machzahlverteilungen in Abb. 5.6 bei stationärer Zuströmung geringfügig voneinander abweichen, könnte dies ein Grund für unterschiedliche Profil-Totaldruckverlustbeiwerte sein; dies würde aber nicht die große Diskrepanz zwischen den Profil-Totaldruckverlustbeiwerten von Messung und Rechnung bei den Turbinengittern T115 und T116 erklären.

In Abb. 5.14 sind der Vollständigkeit wegen und um eine direkte Vergleichsmöglichkeit mit Abb. 5.13 zu schaffen die gemessenen und berechneten normierten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte bei Variation der Strouhalzahl beim Turbinengitter T115 dargestellt.

5.4. Zusammenfassung der numerischen Untersuchungen

Um eine Aussage über die Bestimmbarkeit der Effekte der Rotor-Stator Interaktion auf die Grenzschicht und die Profilmströmung der experimentell untersuchten Turbinengitter T115 und T116 mittels heutiger Strömungslöser zu treffen, wurden numerische Untersuchungen mit zwei unterschiedlichen Programmen durchgeführt. Zunächst wurden mit dem stationären, gekoppelten Euler-Grenzschicht-Verfahren MISES2.4 unter Vorgabe eines konstanten Zuströmerturbulenzgrades Berechnungen durchgeführt. Desweiteren fand der instationäre, zweidimensionale Navier-Stokes-Löser TRACE_U Verwendung, bei dem die gesamte Versuchsanordnung modelliert wurde. Unter gesamter Versuchsanordnung ist sowohl das jeweilige Turbinengitter als auch die für die Simulation der Rotor-Stator-Interaktion verwendeten Stäbe stromauf der Gittereintrittsebene zu verstehen. Um zu überprüfen, ob die numerischen Ergebnisse realistisch sind, wurden direkte Vergleiche mit den jeweiligen Meßergebnissen durchgeführt. Im folgenden werden die mittels der numerischen Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse kurz zusammengefaßt:

- Die mit MISES2.4 und TRACE_U berechneten isentropen Profil-Machzahlverteilungen (zeitlich gemittelt bei TRACE_U) weisen eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen isentropen Profil-Machzahlverteilungen bei instationärer Zuströmung auf. Mit zunehmender Strouhalzahl ergibt sich eine Absenkung speziell des saugseitigen Niveaus der isentropen Profil-Machzahlverteilung bei gleichzeitiger Verkleinerung der laminaren Ablöseblase bzw. der laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich.
- Die mit MISES2.4 berechneten normierten Verluste des Turbinengitters T115 bei Veränderung des Zuströmturbulenzgrades zeigen bei „instationärer“ Zuströmung eine einprozentige, gleichbleibende Absenkung der Verluste im Vergleich zur stationären Zuströmung ($Sr = 0.0$). Dies ist in der Verkleinerung der saugseitigen laminaren Ablöseblase im saugseitigen Hinterkantenbereich durch die angehobene Zuströmturbulenz begründet. Beim Turbinengitter T116 ergibt sich hingegen aufgrund einer nicht wiederanlegenden laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich bei instationärer Zuströmung eine konstante Absenkung von ca. 17 % im Vergleich zur stationären Zuströmung. Die rein stationäre Zuströmturbulenzgraderhöhung bewirkt somit beim Turbinengitter T115 und T116 ein unterschiedliches Verhalten. Obwohl bei beiden Turbinengittern identische Zuströmturbulenzgrade vorgegeben wurden, zeigt sich beim Turbinengitter T116 eine stärkere Verlustsenkung als beim Turbinengitter T115. Dies ist in der laminaren Ablösung und der damit zusammenhängenden zu hohen Verlustgenerierung in der Simulation begründet. Mit dem stationären Verfahren MISES2.4 kann somit zwar eine Verlustabsenkung aufgrund instationärer Zuströmung nachgewiesen werden, jedoch kann der Verlauf des gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwertes bei instationärer Zuströmung nicht nachvollzogen werden. Es wird deutlich, daß der bei der Messung auftretende instationäre Transitionsvorgang nicht vernachlässigt werden darf. Der gekoppelte Euler-Grenzschicht-Löser MISES2.4 ist deshalb nur bedingt für die Berechnung der Auswirkungen der Rotor-Stator-Interaktion verwendbar.
- Bei der Berechnung der Effekte der Rotor-Stator-Interaktion mittels des zweidimensionalen Navier-Stokes-Lösers TRACE_U ergeben sich hinsichtlich der Berechnung der zeitlich gemittelten isentropen Profil-Machzahlverteilungen bei instationärer Zuströmung im Vergleich zur stationären Zuströmung gute Übereinstimmungen mit der Messung. Während die berechneten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T116 bei instationärer Zuströmung eine deutliche Absenkung der Verluste zeigen, weisen die berechneten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte des Turbinengitters T115 mit zunehmender Strouhalzahl sogar ansteigende Verlustwerte auf. Die Ursachen für die sehr unterschiedlichen Rechenergebnisse der Turbinengitter T115 und T116 könnten zum einen in einer zu gering berechneten Verlustgenerierung bei einer laminaren Ablöseblase liegen; zum anderen könnten sie auf eine zu groß berechnete Verlustgenerierung einer laminar abgelösten Strömung zurückzuführen sein. Der von TRACE_U beim Turbinengitter T115 bei stationärer Zuströmung berechnete Profil-Totaldruckverlustbeiwert liegt um 18 % unter-

halb des gemessenen Wertes, wohingegen beim Turbinengitter T116 ein im Vergleich zur Messung um 52 % zu hoher Profil-Totaldruckverlustbeiwert berechnet wird. Die ansteigenden Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beim Turbinengitter T115 können nun so erklärt werden, daß eine bei instationärer Zuströmung vorliegende Verlustminderung durch die periodische Unterdrückung der laminaren Ablöseblase durch die zusätzlich in die Grenzschicht eingebrachten Turbulenzbereiche mit hoher Verlustgenerierung überkompensiert wird. Da aber die Verlufterzeugung innerhalb der laminaren Ablöseblase zu gering berechnet wird, ist auch bei Unterdrückung dieser Ablöseblase nur von einer geringeren Verlustabsenkung auszugehen. Anders ist dies beim Turbinengitter T116, bei dem bei stationärer Zuströmung eine nicht wiederanlegende laminare Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich vorliegt. Aufgrund der Berechnung einer zu hohen Verlustgenerierung der laminaren Ablösung bei stationärer Zuströmung ist bei instationärer Zuströmung - sobald die laminare Ablösung zum Wiederanlegen gebracht wird oder sogar komplett unterdrückt wird - von einer drastischen Verlustsenkung auszugehen. Hinsichtlich der Berechnung der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte bzw. der Berechnung der Verlustgenerierung innerhalb einer laminaren Ablöseblase oder einer nicht wiederanlegenden laminaren Ablösung sind die Ergebnisse der TRACE_U Rechnung kritisch zu betrachten. Aufgrund von geringfügigen Unterschieden zwischen gemessenen und berechneten isentropen Machzahlverteilungen bei stationärer Zuströmung könnte zwar von einer nicht exakten numerischen Einstellung des Betriebspunktes in der Rechnung ausgegangen werden; ein solcher geringfügiger Unterschied kann aber die extreme Diskrepanz zwischen berechneten und gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwerten bei stationärer Zuströmung nicht erklären. Wie auch schon die Verteilung der berechneten Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beim Turbinengitter T116, zeigt auch die zeitlich gemittelte Impulsverlustdicke bei instationärer Zuströmung eine zu starke Absenkung der Werte an.

- Dagegen stimmen das mit TRACE_U berechnete und das gemessene charakteristische Grenzschichtverhalten, dargestellt mittels Zeit-Weg-Diagrammen, sehr gut überein. Als Vergleichsgröße zur gemessenen normierten RMS-Verteilung wurde die berechnete Verteilung der turbulenten kinetischen Energie herangezogen, die die beste Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung zeigte. Sogar die bei der Variation der Stabteilung gemessene doppelte Transitionspunktverschiebung konnte mittels TRACE_U berechnet werden.
- Eine Analyse der berechneten Geschwindigkeitsvektoren im saugseitigen Hinterkantenbereich des Turbinengitters T115 zeigte deutlich eine periodische Unterdrückung der im saugseitigen Hinterkantenbereich vorhandenen laminaren Ablöseblase während einer Nachlaufdellendurchgangsperiode. Zwischen zwei Nachlaufdellen bildete sich diese nahezu unterdrückte laminare Ablöseblase wieder vollständig aus.

- Der Vergleich der mit TRACE_U berechneten und gemessenen Zeit-Weg-Diagramme der Impulsverlustdicke beim Turbinengitter T116 ($Sr = 0.26$) zeigte eine gute Übereinstimmung.

Während das stationäre Verfahren MISES2.4 für die Berechnung von instationären Transitionsvorgängen im Zusammenhang mit einer Rotor-Stator-Interaktion unzureichend ist, zeigt das instationäre Verfahren TRACE_U jedenfalls hinsichtlich des berechneten saugseitigen instationären Transitionsvorganges eine realistische Wiedergabe des charakteristischen Grenzschichtverhaltens. Für die Darstellung des Grenzschichtverhaltens wurden die Ergebnisse der Rechnung mittels Zeit-Weg-Diagrammen der turbulenten kinetischen Energie gezeigt. Eine realistische numerische Simulation der bei der Messung ermittelten deutlichen Absenkung der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte der Turbinengitter T115 und T116 bei instationärer Zuströmung konnte hingegen nicht befriedigend nachvollzogen werden. Somit wird deutlich, daß das instationäre Verfahren TRACE_U zwar aufgrund des implementierten instationären Transitionskriteriums die charakteristische periodische Transitionspunktverschiebung bei instationärer Zuströmung wiedergeben kann, das Verfahren allerdings noch nicht ausreichend validiert erscheint, um auch eine Absenkung von Verlusten aufgrund der instationären Zuströmung und der periodischen Unterdrückung einer laminaren Ablöseblase zu berechnen.

5.5. Empfehlungen für weitere numerische Untersuchungen

Die umfangreichen numerischen Untersuchungen an den Turbinengittern T115 und T116 zeigten im Vergleich zu den entsprechenden Meßergebnissen einige Abweichungen, für deren detailliertere Untersuchung im folgenden Empfehlungen gegeben werden.

Die Berechnungen der isentropen Profil-Machzahlverteilungen mit dem Verfahren TRACE_U zeigten im druckseitigen Strömungsbereich eine starke druckseitige Ablösung, die in diesem Ausmaß bei den Messungen nicht auftrat. Die dreidimensionalen Görtlerwirbel, die in der druckseitigen laminaren Grenzschicht auftreten, könnten eine ablösegefährdete Grenzschicht zum Anliegen zwingen (Hinze, 1987; Traupel, 1988). Da es sich hierbei um einen dreidimensionalen Effekt handelt, die TRACE_U-Berechnungen allerdings nur zweidimensional durchgeführt wurden, konnte ein Auftreten solcher dreidimensionaler Görtlerwirbel nicht berechnet werden. Deshalb wäre für eine exaktere Untersuchung der Ursache der berechneten starken druckseitigen Ablösung eine voll dreidimensionale Rechnung mit einer entsprechend hohen Netzpunktauflösung mit TRACE_U notwendig. Wegen des hohen Zeit- und Kostenaufwandes einer hochaufgelösten 3D-Berechnung, wäre wohl zunächst eine Überprüfung des verwendeten Turbulenzmodelles für die hier berechnete Kombination von sehr niedrigen Abström-Reynoldszahlen und hohen Abström-Machzahlen anzuraten.

Der Vergleich von gemessenen und berechneten isentropen Profil-Machzahlverteilungen zeigte auch im saugseitigen Vorderkantenbereich der Turbinengitter eine leichte Abweichung von Messung und Rechnung. Zukünftig sollte untersucht werden, ob eine exaktere Übereinstimmung von Messung und Rechnung überhaupt zu einer Veränderung der Abströmung und auch der Verlustgenerierung führt. Um zudem einen Einfluß einer Stromröhrenkontraktion auszuschließen, sollte zum einen eine systematische Variation der Stromröhrenkontraktion bei zweidimensionaler Berechnung vorgenommen werden. Zum anderen könnte aber auch der Verlauf der Stromröhrenkontraktion selbst mittels einer quasi dreidimensionalen (Q3D) TRACE_U-Berechnung ermittelt werden. Aufgrund der starken Unterschiede der absoluten Werte der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte der Turbinengitter T115 und T116 von den jeweiligen gemessenen Werten ist allerdings nicht davon auszugehen, daß eine solche exaktere Übereinstimmung der isentropen Profil-Machzahlverteilungen für die drastischen Unterschiede der Verlustberechnung einer laminaren Ablöseblase im Vergleich zu einer nicht wiederanliegenden laminaren Ablösung ursächlich ist.

Im weiteren sollte anhand von verschiedensten Versuchsanordnungen, ausgehend von Messungen an einfachen Plattenkonfigurationen bis hin zu komplexen Schaufelgeometrien, die Bestimmbarkeit der Verlustgenerierung einer laminaren Ablöseblase bzw. einer nicht wiederanliegenden laminaren Ablösung mit TRACE_U überprüft werden. Mittels der Vergleiche mit Messungen könnte dann zum einen eine Erweiterung des Verfahrens vorgenommen werden, oder aber zum anderen eine Validierung der Ergebnisse für bestimmte Anwendungsfälle durchgeführt werden.

6. Empfehlungen für die Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern unter Berücksichtigung von periodisch instationärer Zuströmung

Die Untersuchungen zeigten eine positive Beeinflussung der saugseitigen Grenzschicht durch eine instationäre Zuströmung aufgrund einer periodischen Unterdrückung einer saugseitigen laminaren Ablösung bzw. Ablöseblase. Bedingt wird eine solche laminare Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich durch die Auslegung von sehr hoch belasteten Beschaufelungen bei Vergrößerung der Schaufelteilung. Durch die größere Belastung der einzelnen Niederdruck-Turbinenschaufel wird der Einsatz einer geringeren Anzahl von Schaufeln pro Stufe bei konstanter Arbeitsumsetzung der Stufe ermöglicht. Eine kleinere Schaufelanzahl wiederum bedingt sinkende Herstellkosten und eine Reduzierung des Gewichtes pro Stufe und folglich eine Gewichtsreduzierung des Gesamttriebwerkes.

Für die Auslegung von zukünftigen hochbelasteten Niederdruck-Turbinenschaufeln sind bestimmte Auslegungskriterien zu beachten, die bei den vorliegenden Niederdruck-Turbinengittern Anwendung fanden und im folgenden näher erläutert werden.

Aerodynamische Randbedingungen

Eine höhere Belastung einer Beschaufelung kann durch eine kontrollierte saugseitige Grenzschichtentwicklung erreicht werden. Hierbei wird die höhere aerodynamische Belastung hauptsächlich durch ein angehobenes Niveau der saugseitigen Profil-Machzahlverteilung charakterisiert. Ein hohes saugseitiges Profil-Machzahl-Niveau bedingt allerdings auch eine relativ hohe Diffusion und die Ausbildung einer laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich. Der Beschleunigungsbereich stromauf der maximalen saugseitigen Profil-Machzahl sollte dabei derart ausgelegt werden, daß die laminare Grenzschicht bei Erreichen der maximalen Machzahl eine vorab definierte Grenzschichtdicke nicht überschreitet (Cobley et al., 1997). Um möglichst geringe saugseitige Profilverluste zu erlangen, sollte zudem die maximale saugseitige Machzahl stromab des engsten Querschnittes positioniert werden (Harvey et al., 1999).

Neben der Position der maximalen Profil-Machzahl auf der Saugseite stellt die Diffusion im saugseitigen Hinterkantenbereich einen weiteren wichtigen Parameter bei der Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern dar. Der im saugseitigen Hinterkantenbereich vorliegende positive Druckgradient sollte nicht zu groß gewählt werden, damit ein aufgrund der nachlaufzelleninduzierten Transition entstehender beruhigter Bereich der Ablösung noch entgegenwirken kann. Untersuchungen von Schulte und Hodson (1997) und Schulte (1995) weisen darauf hin, daß ein positiver Effekt der Rotor-Stator Interaktion auf die saugseitige Grenzschicht nur auftritt, wenn der Beginn der nachlaufzelleninduzierten Transition ($Re_{\delta_2} = 200$) zwar stromab der maximalen Profil-Machzahl aber noch stromauf des Ablösepunktes der laminaren Ablösung positioniert wird. Ist dies der Fall, kann bei instationärer Zuströmung die laminare Ablösung komplett unterdrückt werden. Ein hoher positiver Druckgradient im saugseitigen Hinterkantenbereich bewirkt dabei, daß selbst bei niedrigen Reynoldszahlen die nachlaufzelleninduzierte Transition noch stromauf der laminaren Ablösung stattfindet. Grundsätzlich wirkt sich die instationäre Zuströmung nur dann positiv auf eine Reduzierung von Profil-Totaldruckverlustbeiwerten aus, sofern im saugseitigen Hinterkantenbereich eine laminare Ablösung bzw. laminare Ablöseblase vorliegt. Dabei kann sogar in Kauf genommen werden, daß die laminare Ablösung bei stationärer Zuströmung vor der saugseitigen Hinterkante nicht wieder anlegt. Dies ist vor allem bei Reiseflugbedingungen in großen Flughöhen und somit niedrigen Reynoldszahlen in der Niederdruck-Turbine der Fall. Die Belastung der saugseitigen Vorderkante sollte mäßig sein, um eine geringe Zuströmwinkelabhängigkeit zu gewährleisten. Für die Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-

Turbinenschaufeln ist hauptsächlich die kontrollierte Auslegung der saugseitigen Grenzschichtentwicklung wichtig, da mit zunehmendem Teilungsverhältnis der druckseitige Anteil und der Hinterkantenanteil am Profilverlust (vgl. Curtis et al.; 1996) abnehmen. Im druckseitigen Vorderkantenbereich sollte jedoch dennoch auf ein geringes Verhältnis von Vorderkantengeschwindigkeit zu minimaler druckseitiger Profil-Geschwindigkeit geachtet werden, um eine Ablösung im druckseitigen Vorderkantenbereich zu vermeiden (Goel et al., 1996).

Neben der höheren Belastung der Beschau felung und der größeren Schaufelteilung stellt auch das Schaufelprofil selbst einen Parameter für die Senkung des Gewichtes dar. Durch die Auslegung sehr dünner Turbinenprofile kann nämlich zusätzlich Gewicht eingespart werden. Durch die Auslegung einer relativ dünnen Vorderkante wird allerdings die Zu strömwinkelabhängigkeit der Turbinengitter und auch die Gefahr einer druckseitigen Ablösung vergrößert. Speziell beim Turbinengitter T116 wurde diesem Problem begegnet, indem im saugseitigen Vorderkantenbereich die Schaufelprofilierung eine sehr starke Beschleunigung bewirkte, welche eine bereits im saugseitigen Vorderkantenbereich turbulente Grenzschicht (aufgrund einer starken Saugspitze) relaminarisierte. Bei den Turbinengittern T115 und T116 wurden damit ähnlich geringe Zu strömwinkelabhängigkeiten erreicht (Brunner, 1999_b).

Während mit diesen Kriterien ausgelegte hochbelastete Niederdruck-Turbinengitter bei stationärer Zu strömung eine relativ schlechte Aerodynamik aufweisen, zeigen sie erst bei instationärer Zu strömung ihr positives Potential.

Eine Erhöhung des Teilungsverhältnisses und somit der Belastung der Beschau felung ist nach Schulte (1995) auf zwei Arten möglich. Zum einen kann bei konstanter Schaufelsehnenlänge durch eine Vergrößerung des Teilungsverhältnisses die Anzahl der Schaufeln pro Stufe verringert werden, was zu einem niedrigeren Gewicht und zu niedrigeren Herstell- und Wartungskosten führt. Zum anderen ist aber auch eine Vergrößerung des Teilungsverhältnisses aufgrund einer Verkleinerung der Schaufelsehnenlänge denkbar, was zu einer Verkürzung der axialen Komponentenlänge und somit wiederum zu einer Gewichtseinsparung führt. Nach Curtis et al. (1996) kann im ersten Fall das Kosteneinsparungspotential als proportional zur Teilungsvergrößerung gesehen werden.

Anhand der experimentellen Daten ließ sich in Kapitel 4 eine für die untersuchten Niederdruck-Turbinengitter optimale Strouhalzahl hinsichtlich minimaler Profil-Totaldruckverlustbeiwerte zeigen. Hierbei handelte es sich aber um die Betrachtung nur einer Stufe. Im Triebwerk bei der Aufeinanderfolge von mehreren Turbinenstufen ist hingegen die Einstellung einer optimalen Frequenz und somit einer optimalen Schaufelanzahl für jede einzelne Stufe schlecht durchführbar. Dies bedingt, daß einzelne Stufen in einem optimalen Frequenzbereich betrieben werden, dagegen andere Stufen abseits ihres Optimums (Schulte, 1995). Deshalb ist

darauf hinzuweisen, daß es nicht ausreicht nur eine Stufe bei der Auslegung hinsichtlich der Rotor-Stator Interaktion zu betrachten, sondern vielmehr ist der ganze Stufenverband, im Sinne einer Kompromißbildung, in die Auslegung einzubeziehen.

Mechanische und geometrische Randbedingungen

Die Gewichtseinsparung durch die Auslegung von sehr dünnen Niederdruck-Turbinenprofilen stößt wegen den Anforderungen der Schauffestigkeit an ihre Grenzen. Im Triebwerksbetrieb müssen die Beschaukelungen den mechanischen Belastungen standhalten können und dürfen somit nicht beliebig dünn ausgelegt werden. Zudem sollten sie möglichst zu keinen Schwingungen angeregt werden.

Neben der Gewichtsreduzierung bei Vergrößerung der Teilung ist zu bedenken, daß die größere Teilung auch eine massivere Auslegung der Deckbänder erfordert, was die Gewichtseinsparung zum Teil wieder aufheben könnte.

Randbedingungen bei Flugbedingungen

Die positiven Effekte der Rotor-Stator Interaktion treten nur bei Existenz einer laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich auf. Dieses wiederum ist bei Niederdruck-Turbinen bei Reiseflugbedingungen in großen Höhen und somit niedrigen Reynoldszahlen der Fall. Die hochbelasteten Niederdruck-Turbinenbeschaukelungen bei Rotor-Stator Interaktion sind speziell für Reiseflugbedingungen ausgelegt und erzielen dort niedrige Verluste bei instationärer Zuströmung. Bei Betriebsbedingungen außerhalb des Auslegungsfalles z.B. beim Startvorgang, wo sehr hohe Reynoldszahlen auch in der Niederdruck-Turbinenkomponente auftreten können, ist von erhöhten Verlusten im Vergleich zu stationärer Zuströmung auszugehen. Dies ist darin begründet, daß bei großen Reynoldszahlen keine oder nur eine relativ kleine laminare Ablöseblase im saugseitigen Hinterkantenbereich auftritt. Dies zeigt, daß die Auslegung von aerodynamisch sehr hochbelasteten Niederdruck-Turbinen hauptsächlich auf den zivilen Triebwerksmarkt mit einer Optimierung der Niederdruck-Turbine für Reiseflugbedingungen abzielt.

7. Zusammenfassung

Um ihre Wettbewerbsfähigkeit zu steigern, versuchen insbesondere Triebwerkshersteller, neben der Verbesserung des Komponenten- und des Gesamttriebwerkswirkungsgrades, das Gewicht eines Triebwerkes bei gleicher Schuberzeugung zu senken. Das Triebwerksgewicht hat aufgrund der notwendigen Anzahl von Schauffeln pro Schauffelreihe sowohl einen Einfluß

auf die Herstellkosten als auch auf die notwendigen Wartungskosten des Triebwerkes. Bei Einsparung von Gewicht am Triebwerk bei gleicher Schuberzeugung und gleichem Treibstoffverbrauch, wird dem Flugzeugbetreiber eine Vergrößerung der Nutzlast ermöglicht. Dies führt wiederum zu einer indirekten Kosteneinsparung beim Betrieb des Flugzeuges. Da in einem modernen Triebwerk ein bedeutender Anteil des Gesamtgewichtes eines Triebwerkes auf die Niederdruck-Turbinenkomponente zurückzuführen ist, stellt diese auch eine wesentliche Komponente für eine Gewichtseinsparung dar.

In Turbomaschinen liegen unter anderem wegen der Aufeinanderfolge von Rotor- und Statorreihen instationäre Zuströmungen zu den jeweiligen Beschauelungsreihen vor. Diese instationären Zuströmbedingungen können unter gewissen Voraussetzungen positive Effekte auf die Grenzschichtentwicklung der nachfolgenden Beschauelungsreihe haben, was speziell auf die Niederdruck-Turbinenkomponente bei niedrigen Reynoldszahlen und vorliegender laminarer Ablöseblase im saugseitigen Hinterkantenbereich zutrifft.

Deshalb wurden zwei Turbinengitter T115 und T116, die speziell für die Nutzung der positiven Effekte der Rotor-Stator Interaktion in niedrigen Reynoldszahlbereichen ausgelegt worden sind, bei stationärer und instationärer Zuströmung näher untersucht. Ziel war es dabei, detailliertere Erkenntnisse über die instationären saugseitigen Grenzschicht-Transitionsmechanismen bei instationärer Zuströmung zu erlangen. Für die Simulation einer Rotor-Stator Interaktion am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK) des Instituts für Strahlantriebe fand ein sogenannter Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen (EIZ) Verwendung. Für die Generierung der Nachlaufdüsen wurden 2 mm dicke Stäbe stromauf der Turbinengitter-Eintrittsebene mit einer Geschwindigkeit von bis zu 40 m/s traversiert. Neben den experimentellen Untersuchungen, die sowohl mit Druck- als auch mit Hitzdraht- oder auch Dünnfilm-Meßtechniken ausgeführt wurden, sind auch numerische Untersuchungen hinsichtlich der Auswirkungen der Rotor-Stator Interaktion auf das saugseitige Grenzschichtverhalten mit dem stationären gekoppelten Euler-/Grenzschichtlöser MISES2.4 und mit dem instationären Navier-Stokes-Löser TRACE_U durchgeführt worden.

Das Turbinengitter T116 weist, aufgrund einer vergrößerten Schaufelteilung und gleichzeitig angepaßter Profilkontur, gegenüber dem Turbinengitter T115 eine größere Belastung bei gleichen aerodynamischen Zu- und Abströmbedingungen auf. Wegen einer starken laminaren Ablösung im saugseitigen Hinterkantenbereich, welche beim Turbinengitter T115 vor der Hinterkante wiederanlegt, zeigen beide Turbinengitter bei periodisch instationärer Zuströmung ein Verlustsenkungspotential im Vergleich zur stationären Zuströmung. Die aufgrund der instationären Zuströmung periodisch erzwungenen Transitionsbereiche mit großer saugseitiger Verlustgenerierung werden durch die Verlustabsenkungen aufgrund der periodischen Unterdrückung der laminaren Ablösung überkompensiert und führen so bei der Auslegungs-

Reynoldszahl von $Re_{zh} = 100000$ zu insgesamt abgesenkten Profil-Totaldruckverlustbeiwerten. Beide Turbinengitter zeigten zudem bei der Strouhalzahl $Sr = 0.79$ eine maximale Reduktion der gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwerte; so erzielte das Turbinengitters T115 eine Reduktion von 34 % und das Turbinengitters T116 von 28 % bei instationärer Zuströmung. Die Rechnungen zeigten, daß diese Verlustsenkung zum Teil auf die Anhebung des gemittelten Zuströmturbulenzgrades bei der instationären Zuströmung zurückgeführt werden kann. Die gemessene deutliche Ausprägung eines Verlustminimums bei der Variation der Strouhalzahl kann jedoch nur mit einem periodischen Auftreten von nachlaufzellen-induzierten Transitionsbereichen mit nachfolgenden beruhigten Bereichen erklärt werden. Die numerischen Untersuchungen deuteten darauf hin, daß mittels des instationären Navier-Stokes-Lösers zwar das charakteristische Grenzschichtverhalten bei instationärer Zuströmung gut wiedergegeben werden kann, aber die Bestimmung der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte mit dem Rechenverfahren weniger realistisch durchgeführt werden kann. Zurückgeführt werden konnte dies zum einen auf eine zu geringe Bestimmung der Verlustgenerierung innerhalb einer laminaren Ablöseblase und zum anderen auf eine zu hohe Verlustbestimmung eines nicht wieder anliegenden laminaren Ablösebereiches durch den Navier-Stokes Löser TRACE_U.

Die experimentelle als auch die numerische Untersuchung ergab eine deutliche Abhängigkeit der saugseitigen Grenzschichtentwicklung bei veränderter Stabteilung (zwei Stabteilungen). Während die kleinere Stabteilung eine einmalige Transitionspunktverschiebung pro Nachlaufzelle zeigte, verursachte die größere Stabteilung eine doppelte Transitionspunktverlagerung. Anhand der Messungen konnte nachgewiesen werden, daß dies auf eine unterschiedliche Verteilung des Zuströmturbulenzgrades zurückzuführen ist. Während bei der kleineren Stabteilung die in die Turbinengitterpassage eintretenden Nachlaufzellen bereits zusammengewachsen sind, liegen bei der größeren Stabteilung zwischen zwei Nachlaufzellen ungestörte Bereiche der Zuströmturbulenzgradverteilung vor.

Während hochbelastete Niederdruck-Turbinenbeschaukelungen bei stationärer Zuströmung eine relativ schlechte Aerodynamik im Sinne von hohen Profil-Totaldruckverlustbeiwerten aufweisen, zeigen sie erst bei instationärer Zuströmung ihr positives Potential. Bei instationärer Zuströmung können aufgrund einer periodischen Unterdrückung einer laminaren Ablösung bzw. einer laminaren Ablöseblase auf der Saugseite sehr geringe Profil-Totaldruckverlustbeiwerte über den gesamten typischen Abström-Reynoldszahlbereich erzielt werden. Die Ergebnisse der Untersuchungen liefern somit eine Sicherheit für die Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern, deren Arbeitsbereiche außerhalb der heute immer noch üblichen Auslegungsgrenzen in hohen Abström-Machzahl- und gleichzeitig niedrigen Abström-Reynoldszahlbereichen liegen. Aus diesem Grunde wurde versucht aus den gewonnenen Erkenntnissen Auslegungskriterien, die zum Teil bereits bei der Auslegung der

untersuchten Turbinengitter Verwendung fanden, für eine zukünftige Auslegung von hochbelasteten Niederdruck-Turbinengittern zur Verfügung zu stellen.

Die Beachtung dieser Auslegungskriterien könnte zur Entwicklung von neuen hochbelasteten Niederdruck-Turbinenbeschaukelungen beitragen. Dies würde die Verwendung einer geringeren Anzahl von Schaufeln bei konstanter Arbeitsumsetzung in der Niederdruck-Turbinenstufe ermöglichen, was dann zu einem niedrigeren Gewicht und sinkenden Kosten der Turbinenkomponente und damit des gesamten Turbostrahltriebwerkes beitragen könnte.

8. Literaturverzeichnis

Abu Ghanam, B.J., Shaw, R.
„Natural Transition of Boundary Layers – The Effect of Turbulence, Pressure Gradient and Flow History“
Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 22, No. 5, pp. 213-228, 1980

Acton, P.
„Untersuchung des Grenzschichtumschlages an einem hochbelasteten Turbinengitter unter inhomogenen und instationären Zuströmbedingungen“
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1998

Acton, P., Fottner, L.
„Investigation of the Boundary-Layer Development on a Highly Loaded Low Pressure Turbine Cascade under the Influence of Unsteady Flow Conditions“
Proceedings 8th ISUAAT, 1997

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

Adamczyk, J.J.
„Aerodynamic Analysis of Multistage Turbomachinery Flows in Support of Aerodynamic Design“
ASME 99-GT-80, 1999

Addison, J.S., Hodson, H.P.
„Unsteady Transition in an Axial Flow Turbine, Part 1: Measurements on the Turbine Rotor“
ASME 89-GT-289, 1989_a

Addison, J.S., Hodson, H.P.
„Unsteady Transition in an Axial Flow Turbine, Part 2: Cascade Measurements and Modelling“
ASME 89-GT-290, 1989_b

Amecke, J.
„Auswertung von Nachlaufmessungen an ebenen Schaufelgittern“
Bericht 67 A 49, AVA Göttingen, 1967

Arndt, N.
„Blade Row Interaction in a Multistage Low-Pressure Turbine“
Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 137-146, 1993

Arnone, A., Marconcini, M., Pacciani, R.

„On the Use of Dual Time Stepping in Unsteady Turbomachinery Flow Calculations“
ERCOFTAC Bulletin, No. 42, pp. 37-42, 1999

Banieghbal, 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-CP-571, Nr. 23, 1996

Bell, R.

„Untersuchungen zur Stoß-Grenzschicht-Interferenz an aerodynamisch hochbelasteten Trans-
sonik-Verdichtergittern“
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1995

Bellhouse, B.J., Schulz, D.L.

„Determination of mean and dynamic skin friction, separation and transition in low-speed
flow with a thin-film heated element“
Journal of Fluids Mechanics, Vol. 24, part 2, pp. 379-400, 1966

Binder, A., Förster, W., Kruse, H., Rogge, H.

„An Experimental Investigation into the Effect of Wakes on the Unsteady Turbine Rotor
Flow“
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 458-466, 1985

Binder, A., Förster, W., Mach, K., Rogge, H.

„Unsteady Flow Interaction Caused by Stator Secondary Vortices in a Turbine Rotor“
ASME 86-GT-302, 1986

Binder, A., Schröder, T., Hourmouziadis, J.

„Turbulence Measurements in a Multistage Low-Pressure Turbine“
Journal of Turbomachinery, Vol. 111, pp. 153-161, 1989

Braun, T.

„Experimentelle Untersuchung des Turbinengitters T116 und Auswertung der Meßdaten hin-
sichtlich der saugseitigen Grenzschichtentwicklung bei stationärer und instationärer Zu-
strömung“
Diplomarbeit 99/4.13, Institut für Strahltriebwerke, UniBw München, 1999

Brunner, S.

„Untersuchungen am Turbinengitter T115 zur Bestimmung der Gittercharakteristik, der Pro-
fildruckverteilung und des Strömungsfeldes hinter dem Gitter bei homogener, stationärer Zu-
strömung“
Institutsbericht LRT-WE12-97/04, Institut für Strahltriebwerke, UniBw München, 1997

Brunner, S.

„Untersuchungen am Turbinengitter T115 zur Bestimmung der Gittercharakteristik, der Profildruckverteilung, des Strömungsfeldes hinter dem Gitter und der saugseitigen Transition bei stationärer und instationärer Zuströmung bei eingebautem EIZ“

Institutsbericht LRT-WE12-98/06, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1998_a

Brunner, S.

„Untersuchungen am Turbinengitter T116 zur Bestimmung der Gittercharakteristik, der Profildruckverteilung und des Strömungsfeldes hinter dem Gitter bei homogener, stationärer Zuströmung“

Institutsbericht LRT-WE12-98/08, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1998_b

Brunner, S.

„Untersuchungen am Turbinengitter T116 zur Bestimmung der Gittercharakteristik, der Profildruckverteilung, des Strömungsfeldes hinter dem Gitter und der saugseitigen Transition bei stationärer und instationärer Zuströmung bei eingebautem EIZ“

Institutsbericht LRT-WE12-99/02, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1999_a

Brunner, S.

„Untersuchungen am Turbinengitter T115 und T116 zur Bestimmung der Gittercharakteristik, der Profildruckverteilung, des Strömungsfeldes hinter dem Gitter und der saugseitigen Transition bei stationärer und instationärer Zuströmung bei eingebautem EIZ“

Institutsbericht LRT-WE12-99/03, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1999_b

Brunner, S., Teusch, R., Fottner, L., Schiffer, H.-P., Swoboda, M.

„Optimierung hochbelasteter Turbinen- und Verdichterbeschaufelungen mit Berücksichtigung instationärer Zuströmung“

6. Statusseminar AG TURBO, DLR/Köln, 1998_a

Brunner, S., Teusch, R., Stadtmüller, P., Fottner, L.

„The Use of Simultaneous Surface Hot Film Anemometry to Investigate Unsteady Wake Induced Transition in Turbine and Compressor Cascades“

14th Symposium on Measuring Techniques, Limerick / Irland, 1998_b

Brunner, S., Fottner, L.

„Untersuchungen zum Einfluß der Rotor-Stator Interaktion auf die saugseitige Transition eines hochbelasteten ungekühlten Niederdruck-Turbinengitters“

DGLR-JT99-078, 1999

Brunner, S., Fottner, L., Schulte, V., Kappler, G.

„Investigation of Wake-Induced Transition on a Highly Loaded Low-Pressure Turbine Cascade“

IMECHE C557/068, 1999

Cebeci, T., Carr, L.W.

„A Computer Program for Calculating Laminar and Turbulent Boundary Layers for Two Dimensional Time Dependent Flows“

NASA TM 78470, 1978

Chakka, P., Schobeiri, M.T.

„Scales of Turbulence during Boundary Layer Transition under Steady and Unsteady Flow Conditions“

ASME 99-GT-221, 1999

Chaluvadi, V.S.P., Kalfas, A.I., Baniaghbal, H.P., Hodson, H.P., Denton, J.D.

„Blade Row Interaction in a High Pressure Turbine“

ISABE 99-7265, 1999

Cobley, K., Coleman, N., Siden, G., Arndt, N.

„Design of New Three Stage Low Pressure Turbine for the BMW Rolls-Royce BR715 Turbofan Engine“

ASME 97-GT-419, 1997

Curtis, E.M., Hodson, H.P., Baniaghbal, M.R., Howell, R.J., Harvey, N.W.

„Development of blade profiles for low pressure turbine applications“

ASME 96-GT-358, 1996

Dawes, W.N.

„Blade Row Interference Effects in Axial Turbomachinery Stages: Simulation of Unsteady Blade Row Interaction with CFD“

VKI Lecture Series 1998-02, 1998

Dénos, R., Sieverding, C.H., Arts, T., Brouckaert, J.F., Paniagua, G., Michelassi, V.

„Experimental Investigation of the Unsteady Rotor Aerodynamics of a Transonic Turbine Stage“

IMECHE C557/057, 1999

Drela, M.

„MISES Implementation of Modified Abu-Ghanam/Shaw Transition Criterion“

MIT Aero-Astro, 1995

Drela, M., Giles, M.B.

„Viscous-Inviscid Analysis of Transonic and Low Reynolds Number Airfoils“

AIAA Journal, Vol. 25, Nr. 10, pp. 1347-1355, 1987_a

Drela, M., Giles, M.B.

„ISES: A Two-Dimensional Viscous Aerodynamic Design and Analysis Code“

AIAA-87-0424, 1987_b

Dring, R.P., Joslyn, H.D., Hardin, L.W., Wagner, J.H.

„Turbine Rotor-Stator Interaction“

Journal of Engineering for Power. Vol. 104, pp. 729-742, 1982

Du, H., Han, J.-C., Ekkard, S.V.

„Effect of Unsteady Wake on Detailed Heat Transfer Coefficient and Film Effectiveness Distributions for a Gas Turbine Blade“

ASME 97-GT-166, 1997

Duden, A.

„Strömungsbeeinflussung zur Reduzierung der Sekundärströmungen in Turbinengittern“

Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1999

Emmons, H.W.

„The Laminar-Turbulent Transition in a Boundary Layer – Part 1“

Journal of Aerospace Science. Vol. 18, No. 7, pp. 490-498, 1951

Engber, M.

„Untersuchung von Ablöseblasen in Turbinen- und Verdichtergittern unter dem Einfluß einer inhomogenen Zuströmung“

Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1996

Engber, M., Fottner, L.

„The Effect of Incoming Wakes on Boundary Layer Transition of a Highly Loaded Turbine Cascade“

AGARD-CP-571, Nr. 21, 1996

Eulitz, F.

„A RANS Method for the Time-Accurate Simulation of Wake-Induced Boundary-Layer Transition in Turbine Flows“

ISABE 99-7275, 1999

Eulitz, F., Engel, K.

„Numerical Investigation of Wake Interaction in a Low Pressure Turbine“

ASME 98-GT-563, 1998

Evans, R.L., Holland, R.M.

„Rotor-Stator Interaction Effects on Turbulent Boundary Layers“

AGARD CP-571, Nr. 19, 1996

Fan, S., Lakshminarayana, B.

„Computation and Simulation of Wake-Generated Unsteady Pressure and Boundary Layers in Cascades, Part 1: Description of the Approach and Validation“

ASME 94-GT-140, 1994_a

Fan, S., Lakshminarayana, B.

„Computation and Simulation of Wake-Generated Unsteady Pressure and Boundary Layers in Cascades, Part 2: Simulation of Unsteady Boundary Layer Flow Physics“
ASME 94-GT-141, 1994_b

Fottner, L.

„Advanced Concepts in Turbomachinery: Axial Compressors and Axial Turbines“
Fluid Dynamics Institute, Short Course No. 81-1, Hanover, N.H. USA, 1981

Fottner, L., Lichtfuß, H.J.

„Anwendungen neuer Entwurfskonzepte auf Profile für axiale Turbomaschinen – Teil B: Entwicklung und Erprobung optimaler Profilformen für Verdichter- und Turbinengitter“
Abschlußbericht ZTL-Programm, MTU 4.14-1, 1977

Funazaki, K.

„Unsteady Boundary Layers on a Flat Plate Disturbed by Periodic Wakes: Part II – Measurements of Unsteady Boundary Layers and Discussion“
ASME 94-GT-430, 1994

Funazaki, K.-I., Kitazawa, T., Koizumi, K., Tanuma, T.

„Studies on Wake-Disturbed Boundary Layers under the Influences of Favorable Pressure Gradient and Free-Stream Turbulence, Part I: Experimental Setup and Discussion on Transition Model“
ASME 97-GT-451, 1997_a

Funazaki, K.-I., Kitazawa, T., Koizumi, K., Tanuma, T.

„Studies on Wake-Disturbed Boundary Layers under the Influences of Favorable Pressure Gradient and Free-Stream Turbulence, Part II: Effect of Free-Stream Turbulence“
ASME 97-GT-452, 1997_b

Funazaki, K.-I., Sasaki, Y., Tanuma, T.

„Experimental Studies on Unsteady Aerodynamic Loss of a High-Pressure Turbine Cascade“
ASME 97-GT-52, 1997_c

Funazaki, K.-I., Koyabu, E.

„Effects of Periodic Wake Passing upon Flat-Plate Boundary Layers Experiencing Favorable and Adverse Pressure Gradients“
ASME 98-GT-114, 1998

Funazaki, K.-I., Tetsuka, N., Tanuma, T.

„Effects of Periodic Wake Passing upon Aerodynamic Loss of a Turbine Cascade, Part I: Measurements of Wake-Affected Cascade Loss by Use of a Pneumatic Probe“
ASME 99-GT-93, 1999

Gallus, H.E., Zeschky, J., Hah, C.

„Endwall and Unsteady Flow Phenomena in an Axial Turbine Stage“
ASME 94-GT-143, 1994

Ganzert, W.

„Konzeption, Programmierung und Erprobung eines PC-gesteuerten Meßsystems zur Aufnahme von Nachlaufdellen und Profildruckverteilungen inklusive Auswertung am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal als Ersatz des PE 3203-Systems“
Institutsbericht LRT-WE12-96/03, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1996_a

Ganzert, W.

„Auswertung von Nachlauf- und Profildruckverteilungsmessungen an ebenen Verdichter- und Turbinengittern im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal mit dem Programm WINPANDA“
Institutsbericht LRT-WE12-96/07, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1996_b

Giles, M.B.

„Non-Reflecting Boundary Conditions for the Euler Equations“
CFDL-TR-88-1, MIT, 1988

Giles, M.B.

„UNSFLO: A Numerical Method for the Calculation of Unsteady Transonic Flow in Turbomachinery“
GTL Report Nr. 201, MIT, 1991

Giles, M.B.

„An Approach for Multi-Stage Calculations Incorporating Unsteadiness“
ASME 92-GT-282, 1992

Goel, S., Cofer, J.I.IV, Singh, H.

„Turbine Airfoil Design Optimization“
ASME 96-GT-158, 1996

Gostelow, J.P., Walker, G.J., Solomon, W.J., Hong, G., Melwani, N.

„Investigation of the Calmed Region Behind a Turbulent Spot“
ASME 96-GT-489, 1996

Graf, M.B., Greitzer, E.M., Marble, F.E., Sharma, O.P.

„Effects of Stator Pressure Field on Upstream Rotor Performance“
ASME 99-GT-99, 1999

Gregory-Smith, D.G., Graves, C.P., Walsh, J.A.

„Growth of Secondary Losses and Vorticity in an Axial Turbine Cascade“
ASME 87-GT-114, 1987

Hale, J.H., Diller, T.E., Ng, W.F.

„Effects of a Wake on Turbine Blade Heat Transfer in a Transonic Cascade“
ASME 97-GT-130, 1997

Haueisen, V., Schröder, T., Hennecke, D.K.

„Measurements with Surface Mounted Hot-Film Sensors on Boundary Layer Transition in Wake Disturbed Flow“
AGARD CP-598, Nr. 38, 1998

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, 1995_a

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 3: LP Turbines“
ASME 95-GT-463, 1995_b

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 4: Computations & Analysis“
ASME 95-GT-464, 1995_c

Harvey, N.W., Cox, J.C., Schulte, V., Howell, R., Hodson, H.P.

„The Role of Research in the Aerodynamic Design of an Advanced Low-Pressure Turbine“
IMECHE C557/043, 1999

Heidmann, J.D., Lucci, B.L., Reshotko, E.

„An Experimental Study of the Effect of Wake Passing on Turbine Blade Film Cooling“
ASME 97-GT-255, 1997

Hilditch, M.A., Smith, G.C., Anderson, S.J., Chana, K.S., Jones, T.V., Ainsworth, R.W., Oldfield, M.L.G.

„Unsteady Measurements in an Axial Flow Turbine“
AGARD CP-571, Nr. 24, 1996

Hinze, J.O.

„Turbulence“
McGraw-Hill Book Company, 1987

Hodson, H.P.

„Turbomachinery Aerodynamics – Cascade Aerodynamics“
University of Cambridge, Programme for Industry, 1994

Hodson, H.P.

„Blade Row Interference Effects in Axial Turbomachinery Stages: Bladerow Interactions in Low Pressure Turbines“

VKI Lecture Series 1998-02, 1998

Hodson, H.P., Huntsman, I., Steele, A.B.

„An Investigation of Boundary Layer Development in a Multistage LP Turbine“

ASME 93-GT-310, 1993

Hourmouziadis, J.

„Aerodynamic Design of Low Pressure Turbines“

AGARD - LS – 167, 1989

Howell, R.J.

„Wake-Separation Bubble Interactions in Low Reynolds Number Turbomachinery“

Dissertation, Cambridge University Engineering Department, 1999

Hübner, J.

„Experimentelle und theoretische Untersuchung der wesentlichen Einflußfaktoren auf die Spalt- und Sekundärströmung in Verdichtergittern“

Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1996

Hughes, J.D., Walker, G.J., Gostelow, J.P.

„Identification of Instability Phenomena in Periodic Transitional Flows on Turbomachine Blades“

ISABE 99-7056, 1999

Jameson, A.

„Time Dependent Calculations Using Multigrid, with Applications to Unsteady Flow Past Airfoils and Wings“

AIAA 91-1596, 1991

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, Braunschweig, 1982

Kittichaikarn, C., Ireland, P.T., Zhong, S., Hodson, H.P.

„An Investigation on the Onset of Wake-Induced Transition and Turbulent Spot Production Rate Using Thermochromic Liquid Crystals“

ASME 99-GT-126, 1999

Kleinofen, U.

„Konstruktion eines Nachlaufkammes zur Messung von örtlichen Totaldrücken im Nachlauf von Turbinen- und Verdichtergittern für den Einsatz des Erzeugers instationärer Zuströmung (EIZ) am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)“
Studienarbeit Nr. 98/3.6, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1998

Lakshminarayana, B.

„Techniques for Aerodynamic and Turbulence Measurements in Turbomachinery Rotors“
Journal of Engineering for Power, Vol. 103, 1981

Lakshminarayana, B., Poncet, A.

„A Method of Measuring Three-Dimensional Rotating Wakes behind Turbomachinery Rotors“
Journal of Fluids Engineering, Vol. 96, 1974

Ladwig, M.

„Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß einer inhomogenen Zuströmung auf die Entwicklung des Strömungsfeldes in Turbinenschaufelgittern“
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1991

Ladwig, M., Fottner, L.

„Experimental Investigation of the Influence of Incoming Wakes on the Losses of a Linear Turbine Cascade“
ASME 93-GT-394, 1993

Lou, W., Gündogdu, Y., Ücğül, E., Hourmouziadis, J.

„Experimentelle Untersuchung der stationären und periodischen Plattengrenzschichten mit Ablöseblase“
DGLR-JT99-077, 1999

Marchal, P., Sieverding, C.H.

„Secondary Flows within Turbomachinery Bladings“
AGARD-CP-214, Nr. 11, 1977

Mayle, R.E.

„Boundary Layers in Turbomachines: Fundamental Aspects of Boundary Layers and Transition in Turbomachines“
VKI Lecture Series 1991-06, 1991_a

Mayle, R.E.

„The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines“
ASME 91-GT-261, 1991_b

Mayle, R.E., Dullenkopf, K.
„A Theory for Wake-Induced Transition“
ASME 89-GT-57, 1989

McCormick, M.E.
„An Analysis of the Formation of Turbulent Patches in the Transitional Boundary Layer“
Journal of Applied Mechanics, Vol. 35, pp. 216-219, 1968

McNally, W.D., Sockol, P.M.
„REVIEW – Computational Methods for Internal Flows With Emphasis on Turbomachinery“
Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 6-22, 1985

Meyer, R.X.
„The Effect of Wakes on the Transient Pressure and Velocity Distributions in Turbomachines“
Journal of Basic Engineering, October, pp. 1544-1552, 1958

Moss, R.W., Sheldrake, C.D., Ainsworth R.W., Smith, A.D., Dancer, S.N.
„Unsteady Pressure and Heat Transfer Measurements on a Rotating Blade Surface in a Transient Flow Facility“
AGARD CP-571, Nr. 22, 1996

Nürnbergger, D., Eulitz, F., Schmitt, S.
„Effiziente Berechnung der instationären Strömung in Turbomaschinen mittels impliziter Zeitintegration“
DGLR-JT99-181, 1999

O'Brien, J.E., Capp, S.P.
„Two-Component Phase-Averaged Turbulence Statistics Downstream of a Rotating Spoked-Wheel Wake Generator“
Journal of Turbomachinery, Vol. 111, pp. 475-482, 1989

Orth, U.
„Unsteady Boundary-Layer Transition in Flow Periodically Disturbed by Wakes“
Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 707-713, 1993

Paxson, D.E., Mayle, R.E.
„Laminar Boundary Layer Interaction with an Unsteady Passing Wake“
ASME 90-GT-120, 1990

Pfeil, H., Eifler, J.
„Turbulenzverhältnisse hinter rotierenden Zylindergittern“
Forschung im Ingenieurwesen, Vol. 42, S. 27-32, 1979

Pfeil, H., Herbst, R.

„Transition Procedure of Instationary Boundary Layers“
ASME 79-GT-128, 1979

Pfeil, H., Herbst, R., Schröder, T.

„Investigation of the Laminar-Turbulent Transition of Boundary Layers Disturbed by Wakes“
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 105, pp. 130-137, 1983

Pretzsch, P.

„Drucksonden“
Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, RWTH Aachen, 1986

Rannacher, J.

„Untersuchungen zu Strömungen mit begrenzten Ablösegebieten“
8. Strömungstechnische Tagung Dresden, 1988

Roberts, W.B.

„Calculation of Laminar Separation Bubbles and their Effects on Airfoil Performance“
AIAA Journal, Vol. 18, pp. 25-31, 1980

Roe, P.L.

„Approximative Riemann Solvers, Parameter Vector and Difference Schemes“
Journal of Comp. Physics, Vol. 43, p. 357, 1981

Römer, N.

„Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Umschlagverhalten der Profilgrenzschicht an Verdichter- und Turbinengittern“
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1990

Saxer, A.P., Giles, M.B.

„Quasi-Three-Dimensional Nonreflecting Boundary Conditions for Euler Equations Calculations“
AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 2, pp. 263-271, 1993

Schobeiri, M.T., Radke, R.E.

„Effects of Periodic Unsteady Wake Flow and Pressure Gradient on Boundary Layer Transition along the Concave Surface of a Curved Plate“
ASME 94-GT-327, 1994

Schobeiri, M.T., Pappu, K., Wright, L.

„Experimental Study of the Unsteady Boundary Layer Behavior on a Turbine Cascade“
ASME 95-GT-435, 1995

Schobeiri, M.T., Pappu, K.

„Experimental Study on the Effect of Unsteadiness on Boundary Layer Development on a Linear Turbine Cascade“
Experiments in Fluids 23 - 4, pp. 306-316, 1997

Schobeiri, M.T., Chakka, P., Pappu, K.

„Unsteady Wake Effects on Boundary Layer Transition and Heat Transfer Characteristics of a Turbine Blade“
ASME 98-GT-291, 1998

Scholz, N., Hopkes, U.

„Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Deutschen Forschungsanstalt für Luftfahrt Braunschweig“
Forschung aus dem Gebiet des Ingenieurwesens, Band 25, Nr. 5, 1959

Schröder, T.

„Entwicklung des instationären Nachlaufs hinter quer zur Strömungsrichtung bewegten Zylindern und dessen Einfluß auf das Umschlagverhalten von ebenen Grenzschichten stromabwärts angeordneter Versuchskörper“
Dissertation, TH Darmstadt, 1985

Schröder, T.

„Measurements with Hot-Film Probes and Surface-Mounted Hot-Film Gauges in a Multistage Low-Pressure Turbine“
European Propulsion Forum, Vol. 15, pp. 1-27, 1989

Schröder, T.

„Boundary Layers in Turbomachines: Investigation of Blade Row Interaction and Boundary Layer Transition Phenomena in a Multistage Aero Engine Low-Pressure Turbine by Measurements with Hot-Film Probes and Surface-Mounted Hot-Film Gauges“
VKI Lecture Series 1991-06, 1991

Schubauer, G.B., Klebanoff, P.S.

„Contributions on the Mechanics of Boundary Layer Transition“
NACA, Report 1289, 1956

Schulte, V.

„Unsteady Separated Boundary Layers in Axial-Flow Turbomachinery“
Dissertation, Cambridge University Engineering Department, 1995

Schulte, V., Hodson, H.P.

„Wake-Separation Bubble Interaction in Low Pressure Turbines“
AIAA-94-2931, 1994

Schulte, V., Hodson, H.P.

„Prediction of the Recalmed Region for LP Turbine Profile Design“
ASME 97-GT-398, 1997

Schulte, V., Hodson, H.P.

„Unsteady Wake-Induced Boundary Layer Transition in High Lift LP Turbines“
Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 28-35, 1998

Sieverding, C.H., Dénos, R., Arts, T., Brouckaert, J.F., Paniagua, G.

„Experimental Investigation of the Unsteady Rotor Aerodynamics and Heat Transfer of a Transonic Turbine Stage“
VKI Lecture Series 1998-02, 1998

Solomon, W.J.

„Effects of Turbulence and Solidity on the Boundary Layer Development in a Low Pressure Turbine“
ASME 2000-GT-273, 2000

Spalart, P., Allmaras, S.

„A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows“
AIAA-92-0439, 1992

Steffens, K., Fritsch, G.

„Enabling Low Spool Technologies for Future High-Bypass Ratio Engines“
ISABE 99-721, 1999

Sturm, W., Fottner, L.

„The High-Speed Cascade Wind-Tunnel of the German Armed Forces University Munich“
8th Symposium on Measuring Techniques, Genua / Italien, 1985

Teusch, R.

„Ermittlung des Widerstandsbeiwertes eines Zylinderstabes in Abhängigkeit der Zuström-Machzahl“
Institutsnotiz, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1996

Tiedemann, M., Kost, F.

„Unsteady Boundary Layer Transition on a High Pressure Turbine Rotor Blade“
ASME 99-GT-194, 1999

Truckenbrodt, E.

„Fluidmechanik-Band 2: Elementare Strömungsvorgänge dichteänderlicher Fluide sowie Potential- und Grenzschichtströmungen“
Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1980

Traupel, W.
„Thermische Turbomaschinen, Band 1: Thermodynamische-strömungstechnische Berechnung“
Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1988

Van Leer, B.
„Towards the Ultimate Conservation Difference Scheme V; A Second-Order Sequel to Godunov's Method“
Journal of Comp. Physics, Vol. 32, p. 101, 1979

Vinnemeier, F., Simon, L., Koschel, W.
„Korrektur des Kopfgeometrieinflusses einer Fünflochsonde auf die Meßergebnisse“
Technisches Messen, TM 7/8, 1990

Vogel, D.T., Eulitz, F., Fritsch, G., Henne, J., Carstens, V.
„Entwurfs- und Berechnungsverfahren für Triebwerkskomponenten aus der Kooperation MTU München und DLR“
DGLR-JT98-023, 1998

Walker, G.J.
„Observations of Separated Laminar Flow on Axial Compressor Blading“
ASME 75-GT-63, 1975

Walraevens, R.E., Gallus, H.E.
„Stator-Rotor-Stator Interaction in an Axial Flow Turbine and its Influence on Loss Mechanisms“
AGARD CP-571, Nr. 39, 1996

Walraevens, R.E., Gallus, H.E., Jung, A.R., Mayer, J.F., Stetter, H.
„Experimental and Computational Study of the Unsteady Flow in a 1.5 Stage Axial Turbine with Emphasis on the Secondary Flow in the Second Stator“
ASME 98-GT-254, 1998

Weiß, A.P.
„Der Einfluß der Profilgeometrie auf die Entwicklung der Sekundärströmungen in Turbinengittern“
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, 1993

White, F.M.
„Viscous Fluid Flow“
2nd Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1991

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

Wittig, S., Schulz, A., Dullenkopf, K., Fairbank, J.

„Effects of Free-Stream Turbulence and Wake Characteristics on the Heat Transfer along a Cooled Gas Turbine Blade“
ASME 88-GT-179, 1988

Wolff, S.

„Konzeption, Programmierung und Erprobung eines PC-gesteuerten Meßsystems zur Aufnahme und Auswertung von 1D und 3D-Hitzdraht-Signalen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal als Ersatz des HP-Systems“
Institutsbericht LRT-WE12-99/09, Institut für Strahlantriebe, UniBw München, 1999

Wolff, S., Brunner, S., Fottner, L.

„The Use of Hot-Wire Anemometry to Investigate Unsteady Wake-Induced Boundary-Layer Development on a High Lift LP Turbine Cascade“
ASME 2000-GT-49, 2000

Zeschky, J., Gallus, H.E.

„Effects of Stator Wakes and Spanwise Nonuniform Inlet Conditions on the Rotor Flow of an Axial Turbine Stage“
ASME 91-GT-93, 1991

9. Verzeichnis der Tabellen und Abbildungen

- Tab. 3.1: Stabverlustbeiwerte des Erzeugers instationärer Zuströmung (EIZ) bei den Turbinengittern T115 und T116
- Tab. 3.2: Position der Dünnfilm-Sensoren auf der Saugseite des Turbinengitters T115
- Tab. 3.3: Position der Dünnfilm-Sensoren auf der Saugseite des Turbinengitters T116
- Tab. 3.4: Meßprogramm der Turbinengitter T115 und T116 bei stationärer und instationärer Zuströmung
-
- Abb. 1.1: Herkömmliche Niederdruck-Turbinen-Auslegungsphilosophien (Hourmouziadis, 1989)
- Abb. 1.2: Verteilung der Reynoldszahl in einem Triebwerk bei Reiseflug (Hourmouziadis, 1989)
- Abb. 1.3: Niederdruck-Turbinen-Reynoldszahlen innerhalb einer zivilen Flugenvelope (Hourmouziadis, 1989)
- Abb. 1.4: Verlustquellen im Mittelschnitt einer Niederdruck-Turbine (Curtis, 1996)
- Abb. 1.5: Rotor-Rotor- und Rotor-Stator-Interaktion in einer Niederdruck-Turbine (Binder et al., 1989)
-
- Abb. 2.1: Idealisierte Skizze der natürlichen und der Bypass-Transition (White, 1991)
- Abb. 2.2: Charakteristik von turbulenten Flecken (Schubauer und Klebanoff, 1956; McCormick, 1968)
- Abb. 2.3: Saugseitige Transition auf einer Niederdruck-Turbinenschaufel bei Variation der Reynoldszahl (Mayle, 1991_a)
- Abb. 2.4: Transition über eine laminare Ablöseblase (Walker, 1975; Roberts, 1980)
- Abb. 2.5: Vorgang der Transition über eine laminare Ablöseblase (Römer, 1990)
- Abb. 2.6: Zeit-Weg-Diagramme der Turbulenzfleckenausbreitung und schematische Darstellung momentaner Grenzschichtdickenverläufe (Schröder, 1985)
- Abb. 2.7: Die Wirkung der Nachlaufdüse als „Negative-Jet“ (Meyer, 1958)
- Abb. 2.8: Zeitgemittelte Impulsverlustdicken der (a) druckseitigen und (b) der saugseitigen Oberfläche eines Turbinengitters (Schobeiri und Pappu, 1997)
- Abb. 2.9: Verlustbeiwerte über der reduzierten Frequenz bei der Auslegungs-Reynoldszahl von $Re_2=130000$ (Schulte, 1995)
- Abb. 2.10: Verlustbeiwerte über der reduzierten Frequenz bei der Reynoldszahl von $Re_2=210000$ (Schulte, 1995)
- Abb. 2.11: Verlustbeiwerte über der reduzierten Frequenz (Schulte, 1995)
- Abb. 2.12: Numerische Auslegungsstudie bei $Re_2=130000$ und $Re_{\delta_2}=200$ (Schulte und Hodson, 1997)
- Abb. 2.13: Verlustverteilungen bei unterschiedlichen Auslegungsphilosophien (Schulte, 1995)
-
- Abb. 3.1: Anordnung der Turbinengitter T115 und T116 im Mittelschnitt

- Abb. 3.2: Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal
- Abb. 3.3: Einbau des EIZ in die Meßstrecke des HGK
- Abb. 3.4: Erzeuger instationärer Zuströmbedingungen (EIZ)
- Abb. 3.5: Turbulenzsieb Vlk
- Abb. 3.6: Fünflochsonde
- Abb. 3.7: Profildruckverteilungsbohrungen der Turbinengitter T115 und T116
- Abb. 3.8: Geräteaufbau für Gittermessungen
- Abb. 3.9: Schaufelgitter-Nachlaufmessungen
- Abb. 3.10: Nachlaufkamm zur Messung von Totaldruckverlustbeiwerten im Nachlauf des Turbinengitters T116
- Abb. 3.11: Geräteaufbau der 1D-Heißfühler-Meßtechnik
- Abb. 3.12: Geräteaufbau der simultanen Dünnfilm-Meßtechnik
-
- Abb. 4.1: Voruntersuchungen hinsichtlich der isentropen Profil-Machzahlverteilung bei Einsatz des EIZ
- Abb. 4.2: Totaldruckverlust-Isolinienverläufe, SVO-Verläufe, Geschwindigkeitsvektoren und Ölanstrichbilder der Turbinengitter T115 und T116 bei $\beta_1=135^\circ$, $Ma_{2th}=0.7$, $Re_{2th}=100000$ ($h/l=1.76$, EIZ)
- Abb. 4.3: Umfangsgemittelte Totaldruckverlustbeiwerte ω_m und Abströmwinkel β_m bei den Turbinengittern T115 und T116 ($h/l=1.76$, EIZ)
- Abb. 4.4: Isentrope Profil-Machzahlverteilungen bei Variation der Abström-Machzahl und der Abström-Reynoldszahl bei stationärer Zuströmung
- Abb. 4.5: Instationäre Zuströmbedingungen in der Gittereintrittsebene des Turbinengitters T115 bei $t_s/t_G=0.47$
- Abb. 4.6: Isentrope Profil-Machzahlverteilungen bei Variation der Strouhalzahl und der Stabteilung bei instationärer Zuströmung
- Abb. 4.7: Totaldruckverlustbeiwerte bei Abström-Machzahl- und Abström-Reynoldszahlvariation bei stationärer und instationärer Zuströmung
- Abb. 4.8: Totaldruckverlustbeiwerte bei Strouhalzahlvariation bei stationärer und instationärer Zuströmung und unterschiedlichen Stabteilungen
- Abb. 4.9: Instationäre Zuströmbedingungen in der Gittereintrittsebene des Turbinengitters T115 bei $t_s/t_G=0.47$ und $t_s/t_G=0.94$
- Abb. 4.10: Vergleich der Stab-Geschwindigkeitsdefizite der Turbinengitter T115 und T116
- Abb. 4.11: Dünnfilmmessungen auf der Saugseite bei stationärer Zuströmung ($Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$) bei den Turbinengittern T115 und T116
- Abb. 4.12: Positionen der saugseitigen Transition der Turbinengitter T115 und T116 bei Variation der Abström-Reynoldszahl und stationärer Zuströmung
- Abb. 4.13: Positionen der saugseitigen Transition der Turbinengitter T115 und T116 bei Variation der Abström-Machzahl und stationärer Zuströmung
- Abb. 4.14: Rohdatenanalyse der Dünnfilmergebnisse bei stationärer Zuströmung ($Re_{2th}=300000$, $Ma_{2th}=0.7$)
- Abb. 4.15: Rohspannungssignale bei instationärer Zuströmung ($Sr=0.79$, $Re_{2th}=300000$, $Ma_{2th}=0.7$, $t_s/t_G=0.47$ bei T115, $t_s/t_G=0.41$ bei T116)

- Abb. 4.16: Rohdatenanalyse der Dünnschichtergebnisse bei instationärer Zuströmung ($Sr=0.79$, $Re_{2th}=300000$, $Ma_{2th}=0.7$, $t_s/t_G=0.47$ bei T115, $t_s/t_G=0.41$ bei T116)
- Abb. 4.17: Charakteristisches saugseitiges Grenzschichtverhalten des Turbinengitters T115 bei instationärer Zuströmung
- Abb. 4.18: Auswirkungen der Variation der Abström-Reynoldszahl auf die saugseitige Grenzschicht und die isentrope Profil-Machzahlverteilung beim Turbinengitter T115
- Abb. 4.19: Auswirkungen einer Variation der Abström-Reynoldszahl auf die saugseitige Grenzschicht der Turbinengitter T115 ($t_s/t_G=0.47$) und T116 ($t_s/t_G=0.41$)
- Abb. 4.20: Auswirkungen der Variation der Strouhalzahl auf die saugseitige Grenzschicht und die isentrope Profil-Machzahlverteilung beim Turbinengitter T115
- Abb. 4.21: Auswirkungen der Variation der Strouhalzahl auf die saugseitige Grenzschicht hinsichtlich der normierten RMS-Verteilungen bei den Turbinengittern T115 und T116
- Abb. 4.22: Variation der Stabteilung beim Turbinengitter T115 bei konstanter Strouhalzahl $Sr=0.26$
- Abb. 4.23: Variation der Stabteilung beim Turbinengitter T115 bei konstantem Eintrittswinkel der Nachlaufdüse $\beta_{Nachlaufdüse}=50^\circ$ in die Gitterpassage
- Abb. 4.24: Auswirkungen der Variation der Stabteilung bei konstanter Strouhalzahl auf die saugseitige Grenzschicht ($Sr=0.26$, $Re_{2th}=100000$) bei den Turbinengittern T115 und T116
- Abb. 4.25: Auswirkungen der Variation der Abström-Reynoldszahl bei konstanter Strouhalzahl ($Sr=0.26$) auf die saugseitige Grenzschicht bei den Turbinengittern T115 und T116 ($t_s=80$ mm)
- Abb. 4.26: Ergebnisse der Grenzschichttraversierung bei $x/l_{ax} = 0.99$ beim Turbinengitter T116
- Abb. 4.27: Ergebnisse der Grenzschichttraversierung bei $x/l_{ax} = 0.88$ beim Turbinengitter T116
- Abb. 4.28: Auswirkungen der instationären Zuströmung auf die saugseitige Grenzschichtentwicklung beim Turbinengitter T116
- Abb. 4.29: Auswirkungen der instationären Zuströmung auf die zeitlich gemittelten, saugseitigen integralen Grenzschichtparameter beim Turbinengitter T116
- Abb. 4.30: Saugseitige integrale Grenzschichtparameter beim Turbinengitter T116 bei $x/l_{ax}=0.99$
- Abb. 4.31: Vergleich der Ergebnisse der Dünnschichtmessungen und der Grenzschichttraversierung beim Turbinengitter T116
- Abb. 4.32: Reduktion der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte im Vergleich zur Reduktion der saugseitigen Impulsverlustdicke des Turbinengitters T116 bei instationärer Zuströmung
- Abb. 5.1: Netztopologie der Turbinengitter T115 und T116 mit MISES2.4
- Abb. 5.2: Rechennetz-Topologie der Turbinengitter T115 und T116 mit TRACE_U

- Abb. 5.3: Auswirkungen einer Strouhalzahlvariation auf die mit MISES2.4 berechneten isentropen Machzahlverläufe und die Totaldruckverlustbeiwerte beim Turbinengitter T115
- Abb. 5.4: Vergleich der gemessenen und mit TRACE_U berechneten Stabnachlaufdellen
- Abb. 5.5: Instationäre mit TRACE_U berechnete isentrope Profil-Machzahlverteilungen und dazugehörige Konturdarstellungen der normierten turbulenten Viskosität des T115
- Abb. 5.6: Vergleich der gemessenen und berechneten Verläufe der isentropen Machzahlverteilungen und Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beim T115 bei Variation der Strouhalzahl
- Abb. 5.7: Vergleich von Messung und TRACE_U-Berechnung am Turbinengitter T115
- Abb. 5.8: Vergleich von Messung und TRACE_U-Berechnung bei den Turbinengittern T115 und T116
- Abb. 5.9: Vergleich der Messung und TRACE_U-Berechnung bei Variation der Strouhalzahl beim Turbinengitter T115
- Abb. 5.10: Vergleich von Messung und TRACE_U-Berechnung bei Variation der Stabteilung beim Turbinengitter T115
- Abb. 5.11: Vektordarstellungen im saugseitigen Hinterkantenbereich des Turbinengitters T115 und Konturdarstellungen der normierten turbulenten Viskosität ($Sr=0.79$)
- Abb. 5.12: Vergleich von Messung und TRACE_U-Berechnung hinsichtlich der saugseitigen Impulsverlustdicke des Turbinengitters T116 ($Sr = 0.26$)
- Abb. 5.13: Vergleich der Auswirkungen einer Strouhalzahlvariation auf die berechneten und gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwerte und die Impulsverlustdicken beim Turbinengitter T116
- Abb. 5.14: Vergleich der Auswirkungen einer Strouhalzahlvariation auf die berechneten und gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beim Turbinengitter T115

Stabverlustbeiwerte ω_{Stab} (d=2mm) des EIZ bei den Turbinengittern T115 und T116

1) $t_{Stab}=40\text{mm}$

U [m/s]	10	20	25	30	35	40
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ $Re_{2th}=100000$	T115 / T116 0.066 / 0.077	0.076 / 0.083	0.082 / 0.088	0.88 / 0.095	0.094 / 0.101	-- / 0.094
Sr	0.26	0.53	0.66	0.79	0.93	1.06

2) $t_{Stab}=40\text{mm}$

Re_{2th}	70000	100000	130000	200000	300000
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ U=30 m/s	0.079 / 0.097	0.088 / 0.095	0.088 / 0.095	0.089 / 0.094	0.087 / 0.094
Sr	0.79	0.79	0.79	0.79	0.79

3) $t_{Stab}=80\text{mm}$

Re_{2th}	100000	200000	Sr
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ U=20 m/s	0.0395 / 0.055	0.0399 / 0.051	0.26
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ U=30 m/s	0.0478 / 0.051	0.0464 / 0.046	0.399

Tab. 3.1: Stabverlustbeiwerte des Erzeugers instationärer Zuströmung (EIZ) bei den Turbinengittern T115 und T116

Positionen der Dünnfilm-Meßstellen des T115 auf der Saugseite in s/g und x/l _{ax}									
Oberflächenlauflänge der Saugseite g= 146 mm, l _{ax} =93.16 mm									
Sensor	s [mm]	s/g	x [mm]	x/l _{ax}	Sensor	s [mm]	s/g	x [mm]	x/l _{ax}
01	65.5	0.448	50.1	0.54	17	105.5	0.723	75.8	0.81
02	68	0.466	52.2	0.56	18	108	0.740	77.1	0.83
03	70.5	0.483	54.3	0.58	19	110.5	0.757	78.2	0.84
04	73	0.50	56.2	0.60	20	113	0.774	79.4	0.85
05	75.5	0.517	58.1	0.62	21	115.5	0.791	80.5	0.86
06	78	0.534	59.9	0.64	22	118	0.808	81.7	0.88
07	80.5	0.551	61.6	0.66	23	120.5	0.825	82.8	0.89
08	83	0.568	63.2	0.68	24	123	0.842	83.9	0.90
09	85.5	0.586	64.8	0.70	25	125.5	0.859	85.0	0.91
10	88	0.603	66.3	0.71	26	128	0.877	86.1	0.92
11	90.5	0.620	67.8	0.73	27	130.5	0.894	87.1	0.93
12	93	0.637	69.2	0.74	28	133	0.911	88.2	0.95
13	95.5	0.654	70.6	0.76	29	135.5	0.928	89.3	0.96
14	98	0.671	72.0	0.77	30	138	0.945	90.3	0.97
15	100.5	0.688	73.3	0.79	31	140.5	0.962	91.4	0.98
16	103	0.705	74.6	0.80	32	143	0.979	92.4	0.99

Tab. 3.2: Position der Dünnfilm-Sensoren auf der Saugseite des Turbinengitters T115

Positionen der Dünnfilm-Meßstellen des T116 auf der Saugseite in s/g und x/l _{ax}									
Oberflächenlauflänge der Saugseite g= 150 mm, l _{ax} =92.77 mm									
Sensor	s [mm]	s/g	x [mm]	x/l _{ax}	Sensor	s [mm]	s/g	x [mm]	x/l _{ax}
32	70.5	0.470	51.1	0.551	16	110.5	0.737	77.1	0.831
31	73.0	0.487	53.4	0.575	15	113.0	0.753	78.1	0.841
30	75.5	0.503	55.4	0.597	14	115.5	0.770	79.6	0.858
29	78.0	0.520	57.3	0.617	13	118.0	0.787	80.6	0.869
28	80.5	0.537	59.1	0.637	12	120.5	0.803	81.8	0.881
27	83.0	0.553	61.0	0.657	11	123.0	0.820	82.8	0.892
26	85.5	0.570	62.7	0.675	10	125.5	0.837	84.0	0.905
25	88.0	0.587	64.2	0.692	09	128.0	0.853	85.0	0.916
24	90.5	0.603	65.9	0.710	08	130.5	0.870	86.0	0.927
23	93.0	0.620	67.4	0.726	07	133.0	0.887	87.0	0.938
22	95.5	0.637	68.9	0.743	06	135.5	0.903	88.0	0.949
21	98.0	0.653	70.4	0.759	05	138.0	0.920	88.7	0.956
20	100.5	0.670	71.8	0.773	04	140.5	0.937	89.7	0.967
19	103.0	0.687	73.1	0.788	03	143.0	0.953	90.7	0.978
18	105.5	0.703	74.5	0.803	02	145.5	0.970	91.5	0.987
17	108.0	0.720	75.8	0.817	01	148.0	0.987	91.9	0.990

Tab. 3.3: Position der Dünnfilm-Sensoren auf der Saugseite des Turbinengitters T116

Meßmatrix T115 und T116 mit EIZ (stationäre + instationäre Meßtechnik)

1) $t_{\text{Stab}}=40\text{mm}$

U [m/s]	10	20	25	30	35	40
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ $Re_{2th}=100000$	NL, DV, 1D, DFM, GS	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM
Sr	0.26	0.53	0.66	0.79	0.93	1.06

2) $t_{\text{Stab}}=40\text{mm}$

Re_{2th}	70000	100000	130000	200000	300000
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ U=30 m/s	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM, GS (U=10 m/s)	NL, DV, 1D, DFM
Sr	0.79	0.79	0.79	0.79	0.79

3) $t_{\text{Stab}}=80\text{mm}$

Re_{2th}	100000	200000	Sr
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ U=20 m/s	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM	0.26
$\beta_1=135^\circ$ $Ma_{2th}=0.7$ U=30 m/s	NL, DV, 1D, DFM	NL, DV, 1D, DFM	0.399

4) homogene Zuströmung bei Kanalverengung, $\beta_1=135^\circ$

Ma_{2th}	0.6	0.7	0.8
Re_{2th}			
70000	--	NL, DV, DFM	--
100000	NL, DV, DFM	NL, DV, Ö, F, DFM, GS	NL, DV, DFM
130000	--	NL, DV, DFM	--
200000	--	NL, DV, DFM, GS	--
300000	--	NL, DV, DFM	--

NL: Nachlaufmessungen

DV: Profildruckverteilungen

Ö: Ölanstrichbilder

F: Strömungsfeldtraversierung in $x/l_{ak}=1.5$

1D: Messung der Stabnachläufe mit 1D-HDA

DFM: Dünnfilmmessungen sowohl stationärer als auch bei instationärer Zuströmung

GS: Grenzschichttraversierung beim Turbinengitter T116 bei $U = 10$ m/s

Tab. 3.4: Meßprogramm der Turbinengitter T115 und T116 bei stationärer und instationärer Zuströmung

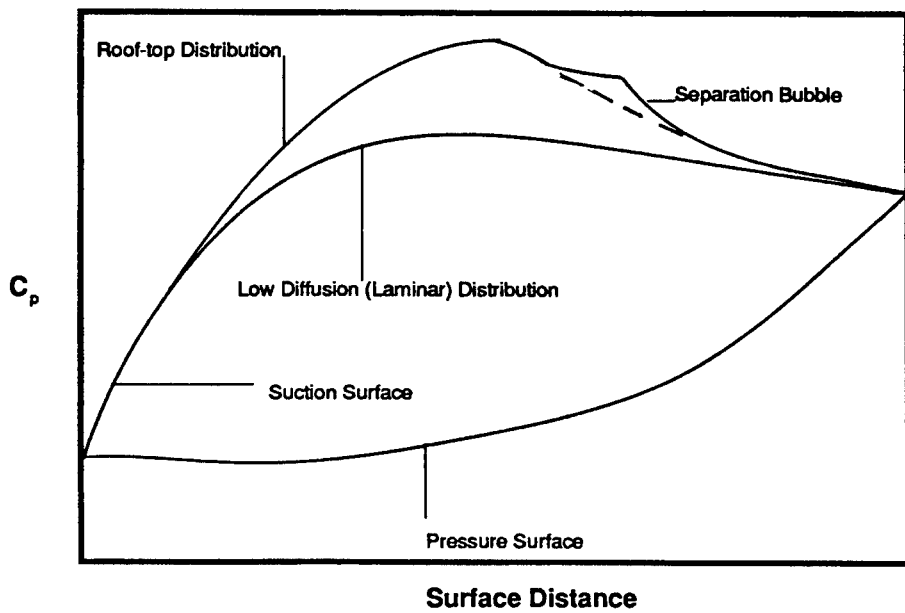
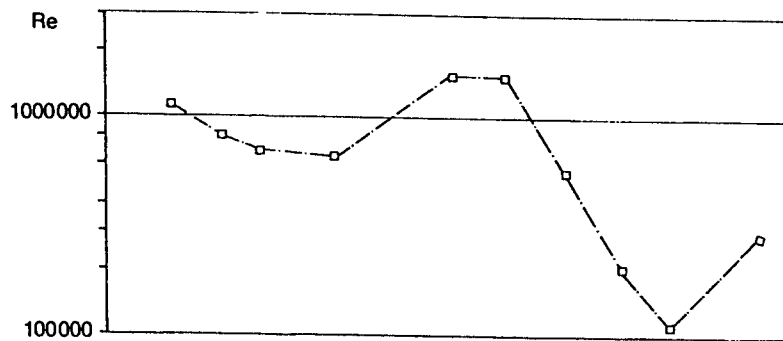


Abb. 1.1: Herkömmliche Niederdruck-Turbinen-Auslegungsphilosophien (Hourmouziadis, 1989)



PW 2037

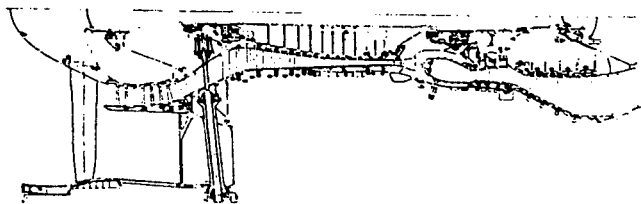


Abb. 1.2: Verteilung der Reynoldszahl in einem Triebwerk bei Reiseflug (Hourmouziadis, 1989)

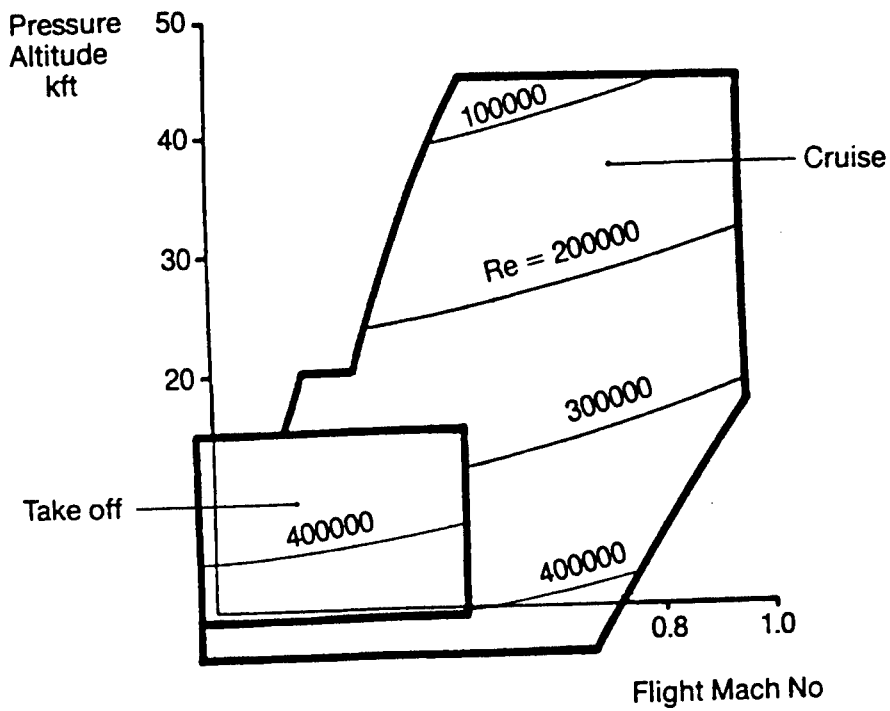


Abb. 1.3: Niederdruck-Turbinen-Reynoldszahlen innerhalb einer zivilen Flugenvolpe (Hourmouziadis, 1989)

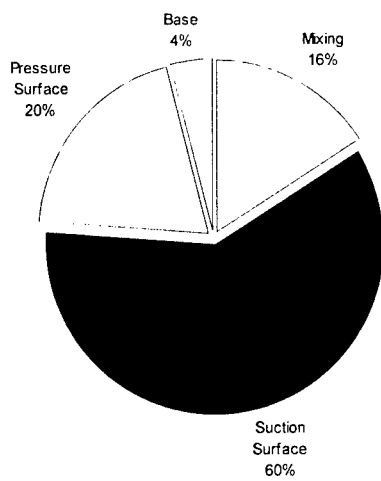


Abb. 1.4: Verlustquellen im Mittelschnitt einer Niederdruck-Turbine (Curtis, 1996)

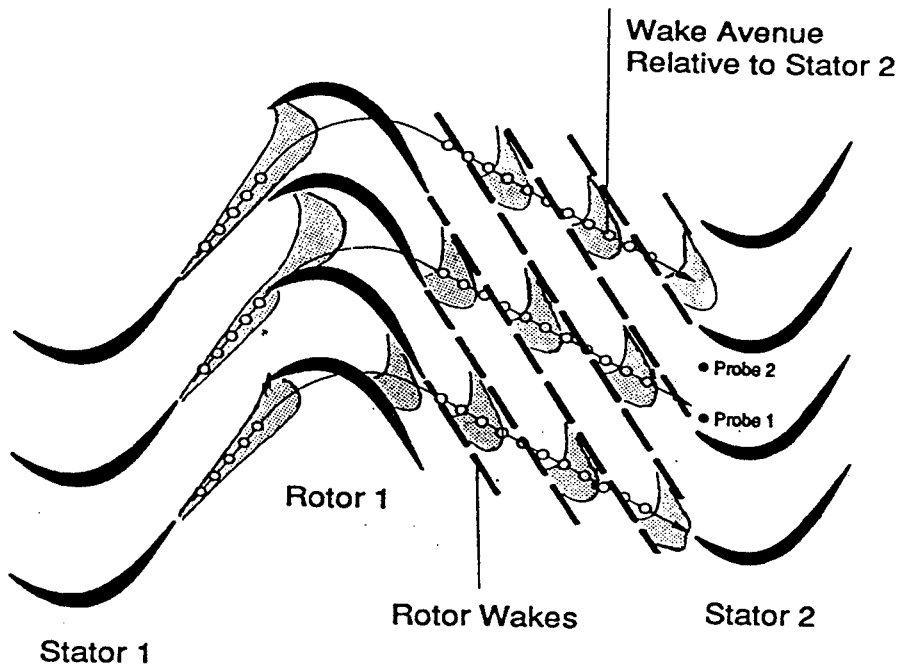


Abb. 1.5: Rotor-Rotor- und Rotor-Stator-Interaktion in einer Niederdruck-Turbine (Binder et al., 1989)

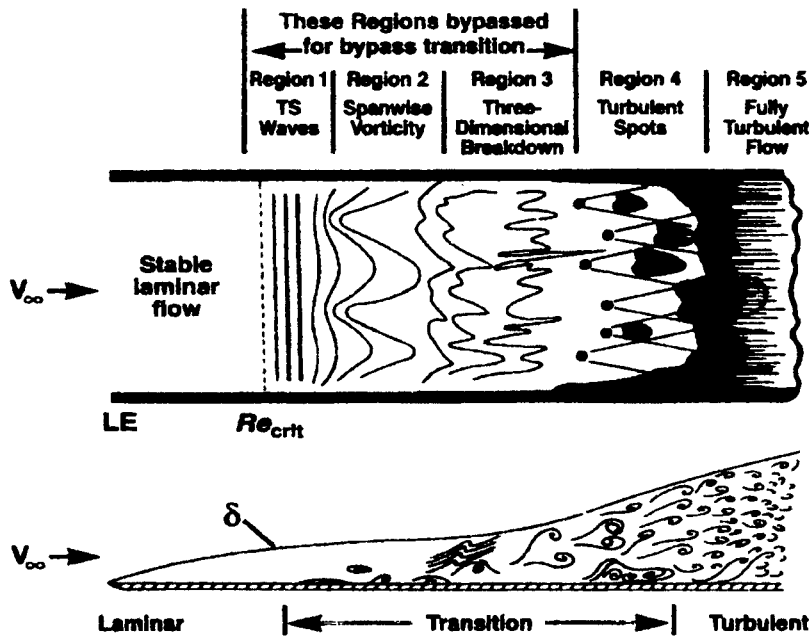
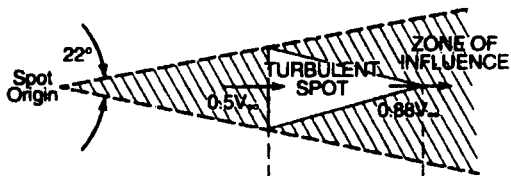
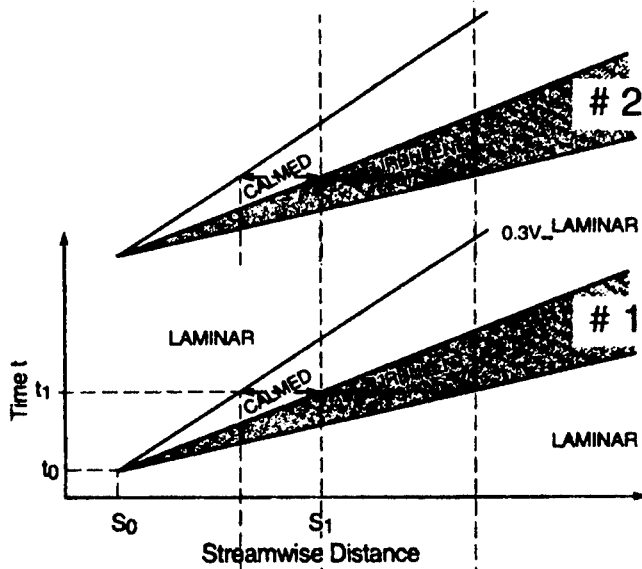


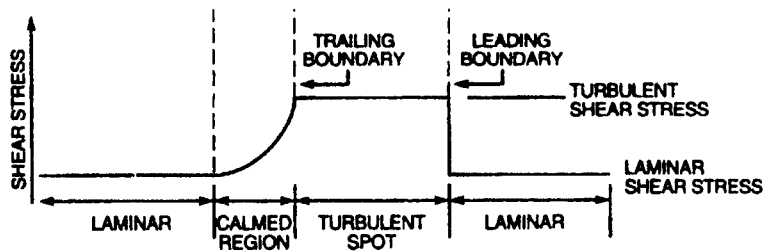
Abb. 2.1: Idealierte Skizze der natürlichen und der Bypass-Transition (White, 1991)



a) Plan view of turbulent spot at time t_1 in part b below (after Schubauer and Klebanoff, 1956, and as idealized by McCormick, 1968)



b) S-t diagram of turbulent spot



c) Variation in wall shear stress along spot centerline at $t=t_1$

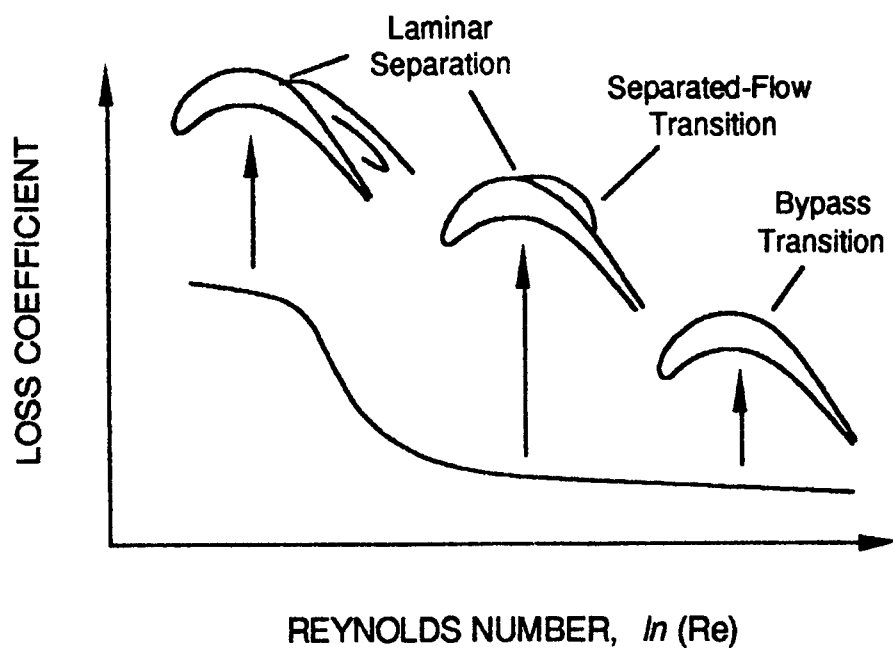


Abb. 2.3: Saugseitige Transition auf einer Niederdruck-Turbinenschaufel bei Variation der Reynoldszahl (Mayle, 1991.)

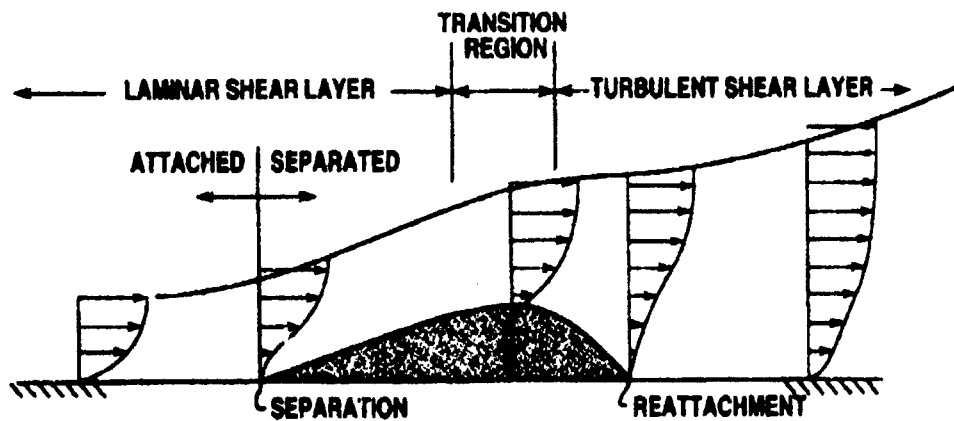
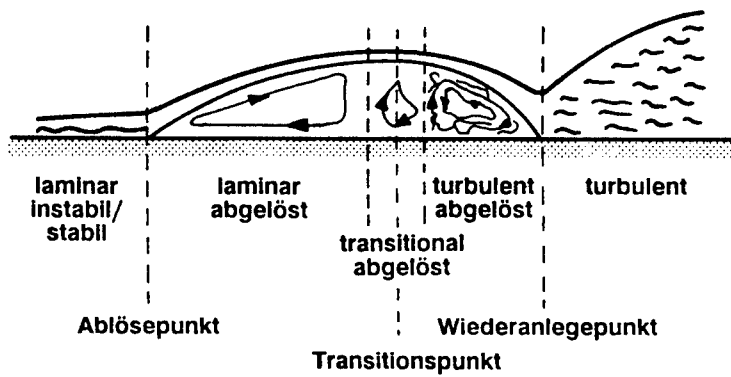
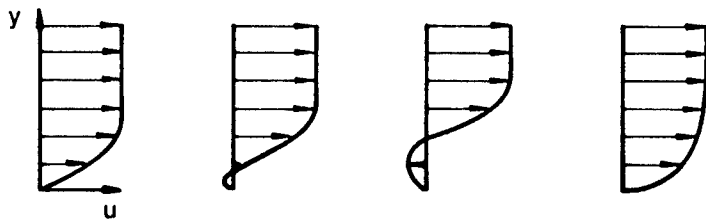


Abb. 2.4: Transition über eine laminare Ablöseblase (Walker, 1975; Roberts, 1980)



Grenzschichtgeschwindigkeitsprofile



Profildruckverteilung

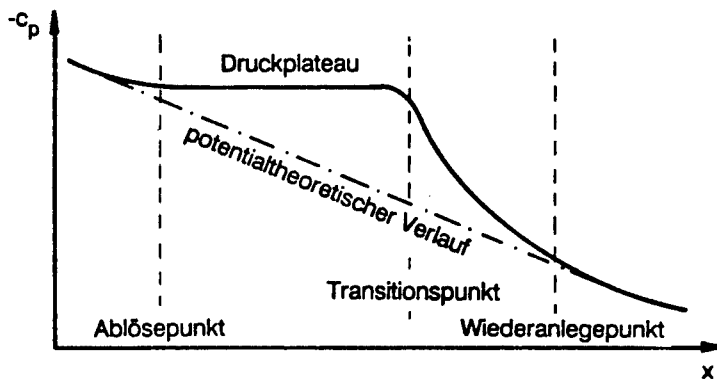


Abb. 2.5: Vorgang der Transition über eine laminare Ablöseblase (Römer, 1990)

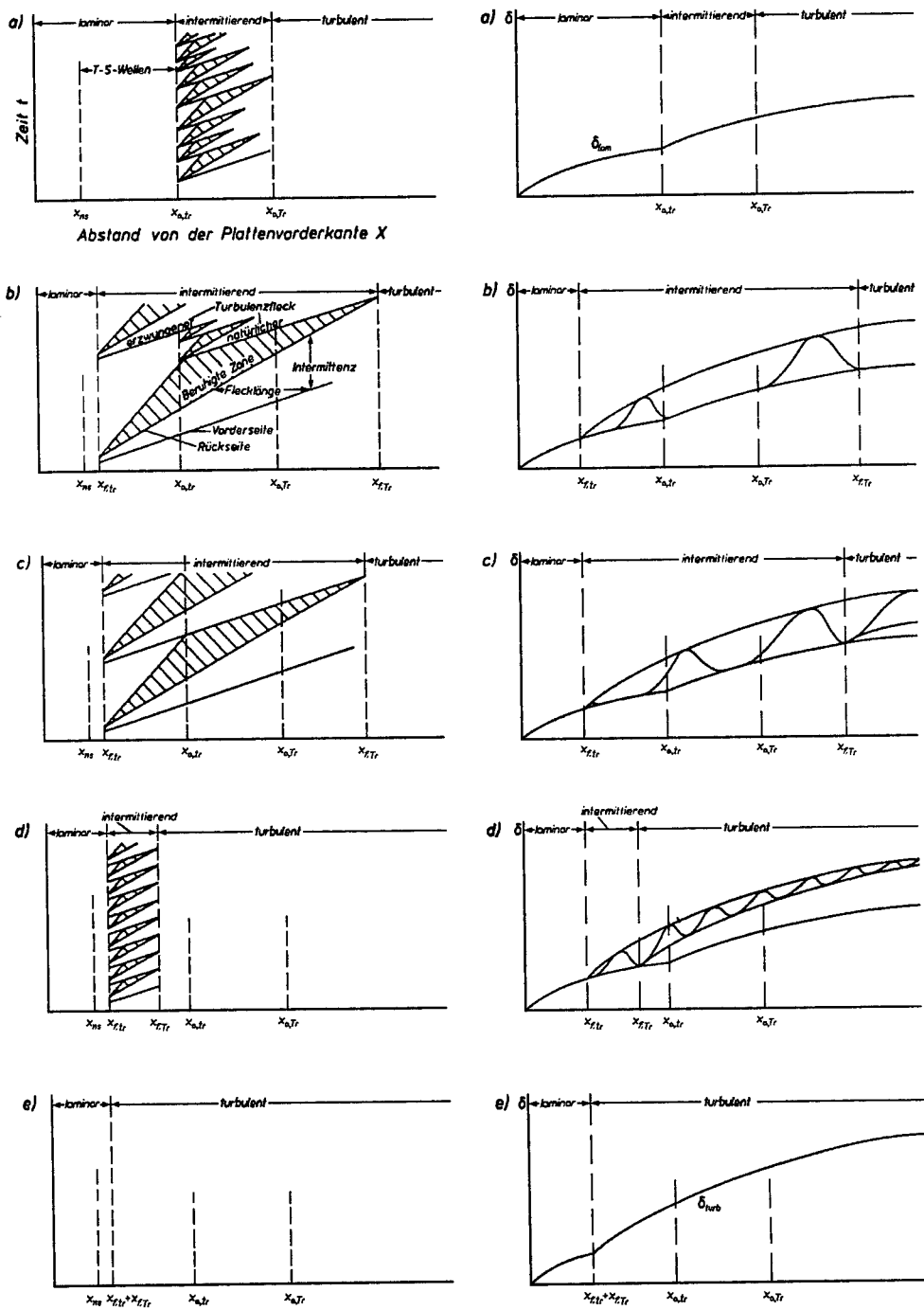


Abb. 2.6: Zeit-Weg-Diagramme der Turbulenzfleckenausbreitung und schematische Darstellung momentaner Grenzschichtdickenverläufe (Schröder, 1985)

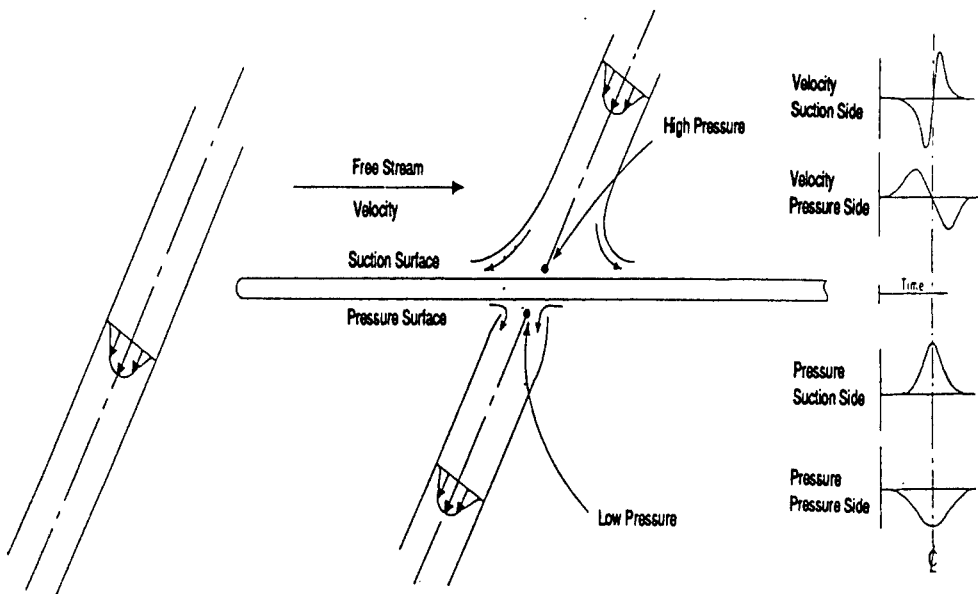


Abb. 2.7: Die Wirkung der Nachlaufdüse als "Negative-Jet" (Meyer, 1958)

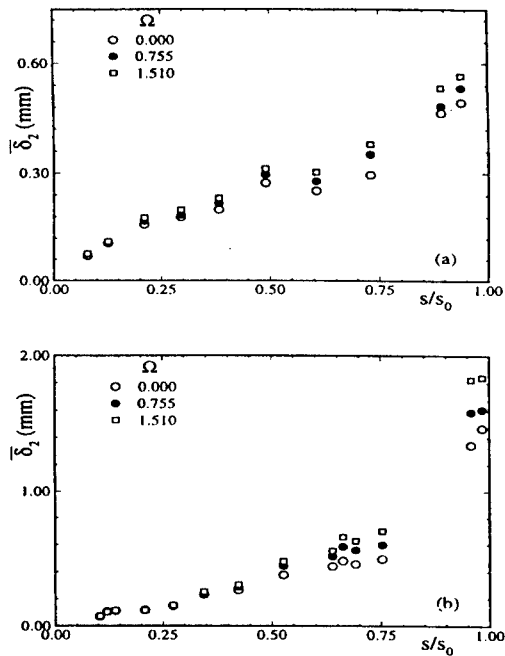


Abb. 2.8: Zeitgemittelte Impulsverlustdicken der (a) druckseitigen und (b) der saugseitigen Oberfläche eines Turbinengitters (Schobeiri und Pappu, 1997) bei Stabfrequenzvariation Ω

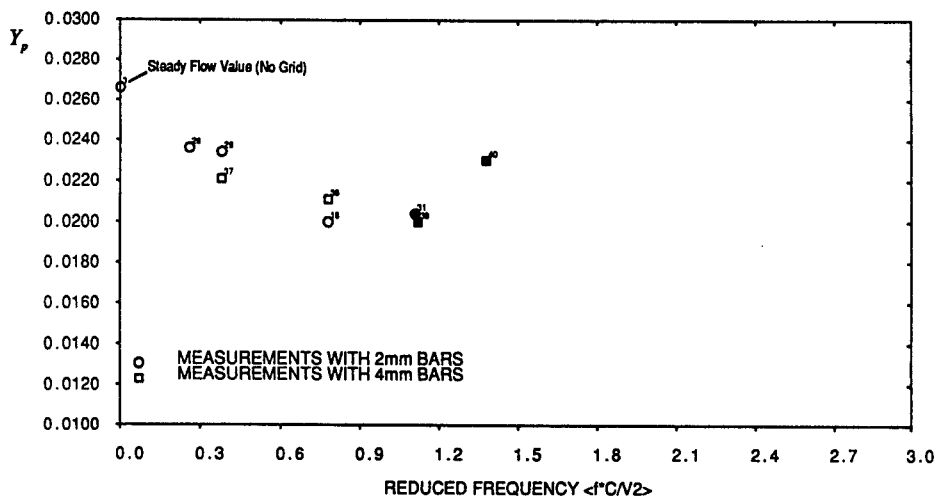


Abb. 2.9: Verlustbeiwerte über der reduzierten Frequenz bei der Auslegungs-Reynoldszahl von $Re_2=130000$ (Schulte, 1995)

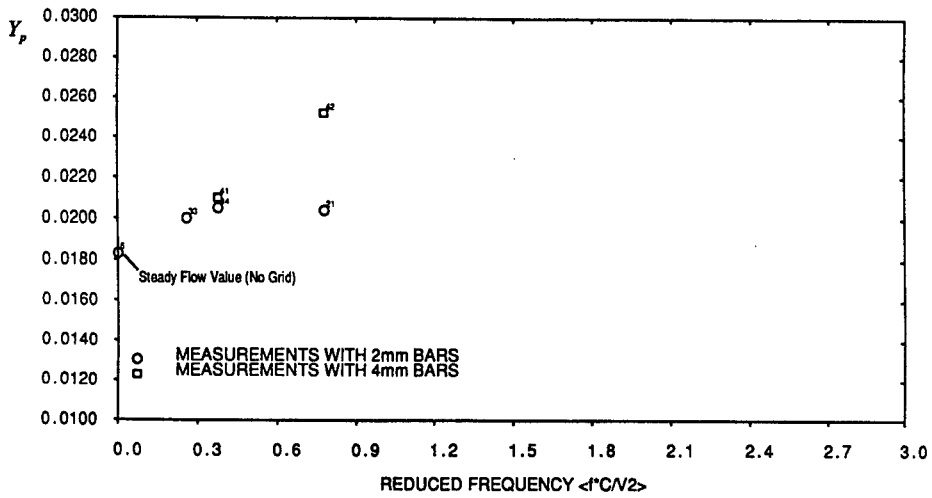


Abb. 2.10: Verlustbeiwerte über der reduzierten Frequenz bei der Reynoldszahl von $Re_2=210000$ (Schulte, 1995)

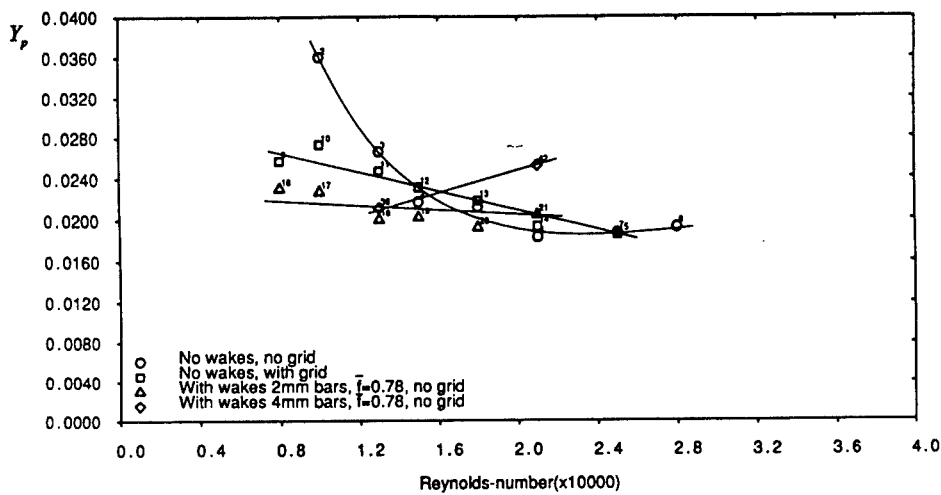


Abb. 2.11: Verlustbeiwerte über der reduzierten Frequenz (Schulte, 1995)

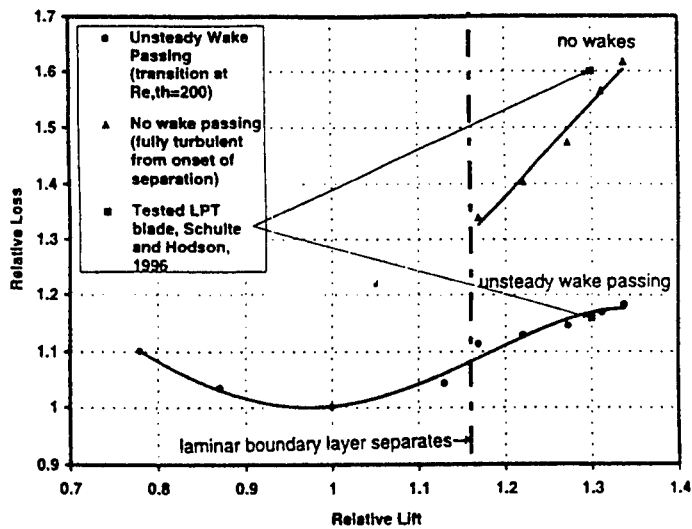


Abb. 2.12: Numerische Auslegungsstudie bei $Re_c=130000$ und $Re_{\delta_2}=200$ (Schulte und Hodson, 1997)

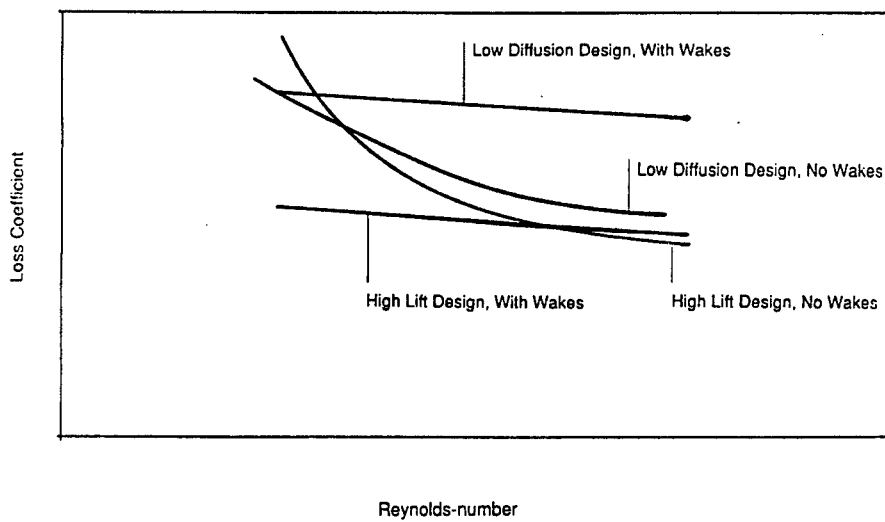


Abb. 2.13: Verlustverteilungen bei unterschiedlichen Auslegungsphilosophien (Schulte, 1995)

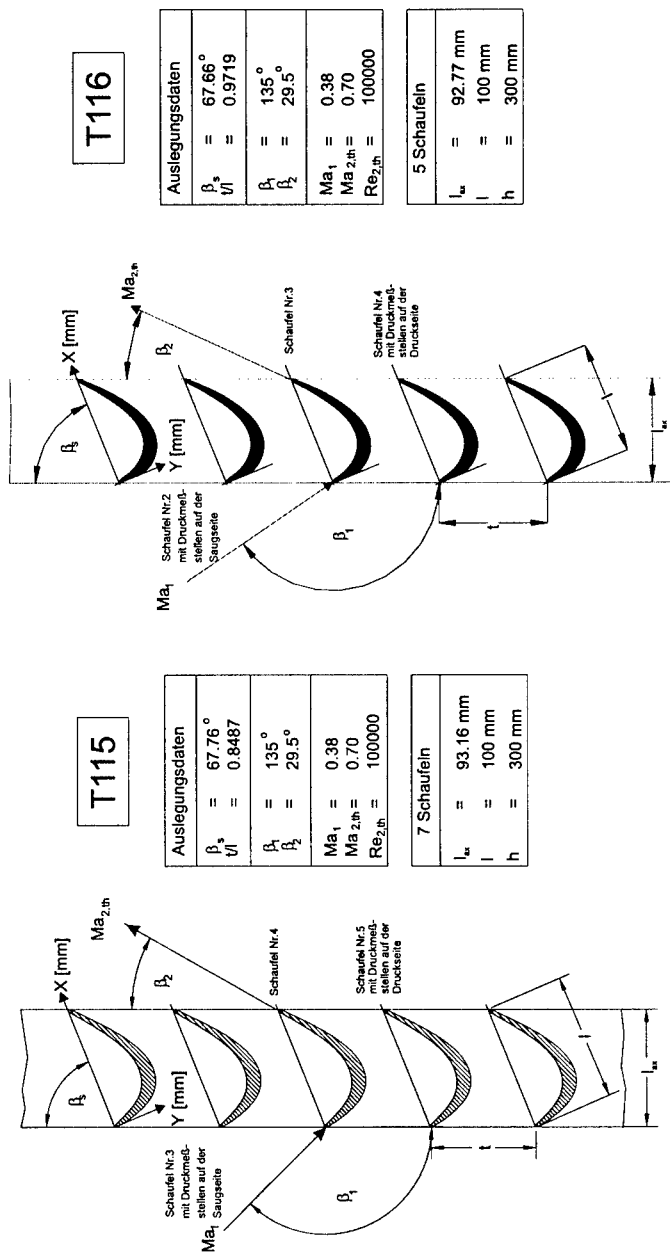


Abb. 3.1: Anordnung der Turbinengitter T115 und T116 im Mittelschnitt

UniBw München Institut für Strahltriebwerke	Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)	1985																					
<table border="0"> <tr> <td data-bbox="284 724 308 1039">Meßstreckenwerte:</td> <td data-bbox="284 1050 308 1365">Versorgungseinrichtungen:</td> <td data-bbox="284 1375 308 1793">Kanaldaten:</td> </tr> <tr> <td data-bbox="316 724 341 1039">- Machzahl : $0,2 \leq Ma \leq 1,05$</td> <td data-bbox="316 1050 341 1365">- Vakuumanlage : $P_1 = 30 \text{ kW}$</td> <td data-bbox="316 1375 341 1793">- Drehstrom-Motor : $P = 1300 \text{ kW}$</td> </tr> <tr> <td data-bbox="349 724 373 1039">- Reynoldszahl : $0,2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re/l \leq 16,0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$</td> <td data-bbox="349 1050 373 1365">- Grenzschichtabsaugung (Radialverdichter) : $P = 155 \text{ kW}$</td> <td data-bbox="349 1375 373 1793">- Axialverdichter : 6 Stufen</td> </tr> <tr> <td data-bbox="381 724 406 1039">- Turbulenzgrad : $0,4\% \leq Tu_1 \leq 7,5\%$</td> <td data-bbox="381 1050 406 1365">- Sekundärluftversorgung (Schraubenverdichter) : $P = 1000 \text{ kW}$</td> <td data-bbox="381 1375 406 1793">- Luftdurchsatz : $\dot{V} = 30 \text{ m}^3/\text{s}$</td> </tr> <tr> <td data-bbox="414 724 438 1039">- Zuströmwinkel : $25^\circ \leq \theta_1 \leq 155^\circ$</td> <td></td> <td data-bbox="414 1375 438 1793">Druckverhältnis : $P_1/P_K = 2,14$</td> </tr> <tr> <td data-bbox="446 724 470 1039">- Schaufelhöhe : 300 mm</td> <td></td> <td data-bbox="446 1375 470 1793">Verdichterdrehzahl: $n_{\text{max}} = 6300 \text{ min}^{-1}$</td> </tr> <tr> <td data-bbox="479 724 503 1039">- Zuströmhöhe : 235 mm - 510 mm</td> <td></td> <td data-bbox="479 1375 503 1793">Kammerdruck : $P_K = 0,04 - 1,2 \text{ bar}$</td> </tr> </table>			Meßstreckenwerte:	Versorgungseinrichtungen:	Kanaldaten:	- Machzahl : $0,2 \leq Ma \leq 1,05$	- Vakuumanlage : $P_1 = 30 \text{ kW}$	- Drehstrom-Motor : $P = 1300 \text{ kW}$	- Reynoldszahl : $0,2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re/l \leq 16,0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$	- Grenzschichtabsaugung (Radialverdichter) : $P = 155 \text{ kW}$	- Axialverdichter : 6 Stufen	- Turbulenzgrad : $0,4\% \leq Tu_1 \leq 7,5\%$	- Sekundärluftversorgung (Schraubenverdichter) : $P = 1000 \text{ kW}$	- Luftdurchsatz : $\dot{V} = 30 \text{ m}^3/\text{s}$	- Zuströmwinkel : $25^\circ \leq \theta_1 \leq 155^\circ$		Druckverhältnis : $P_1/P_K = 2,14$	- Schaufelhöhe : 300 mm		Verdichterdrehzahl: $n_{\text{max}} = 6300 \text{ min}^{-1}$	- Zuströmhöhe : 235 mm - 510 mm		Kammerdruck : $P_K = 0,04 - 1,2 \text{ bar}$
Meßstreckenwerte:	Versorgungseinrichtungen:	Kanaldaten:																					
- Machzahl : $0,2 \leq Ma \leq 1,05$	- Vakuumanlage : $P_1 = 30 \text{ kW}$	- Drehstrom-Motor : $P = 1300 \text{ kW}$																					
- Reynoldszahl : $0,2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re/l \leq 16,0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$	- Grenzschichtabsaugung (Radialverdichter) : $P = 155 \text{ kW}$	- Axialverdichter : 6 Stufen																					
- Turbulenzgrad : $0,4\% \leq Tu_1 \leq 7,5\%$	- Sekundärluftversorgung (Schraubenverdichter) : $P = 1000 \text{ kW}$	- Luftdurchsatz : $\dot{V} = 30 \text{ m}^3/\text{s}$																					
- Zuströmwinkel : $25^\circ \leq \theta_1 \leq 155^\circ$		Druckverhältnis : $P_1/P_K = 2,14$																					
- Schaufelhöhe : 300 mm		Verdichterdrehzahl: $n_{\text{max}} = 6300 \text{ min}^{-1}$																					
- Zuströmhöhe : 235 mm - 510 mm		Kammerdruck : $P_K = 0,04 - 1,2 \text{ bar}$																					

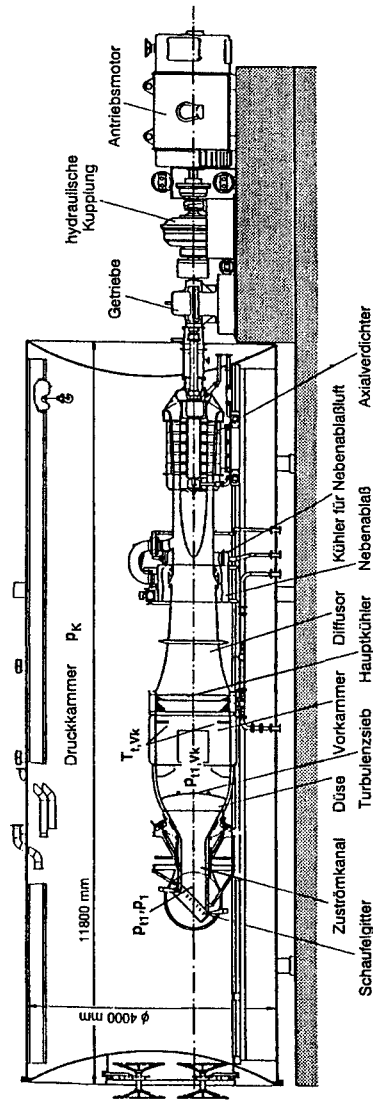


Abb. 3.2: Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

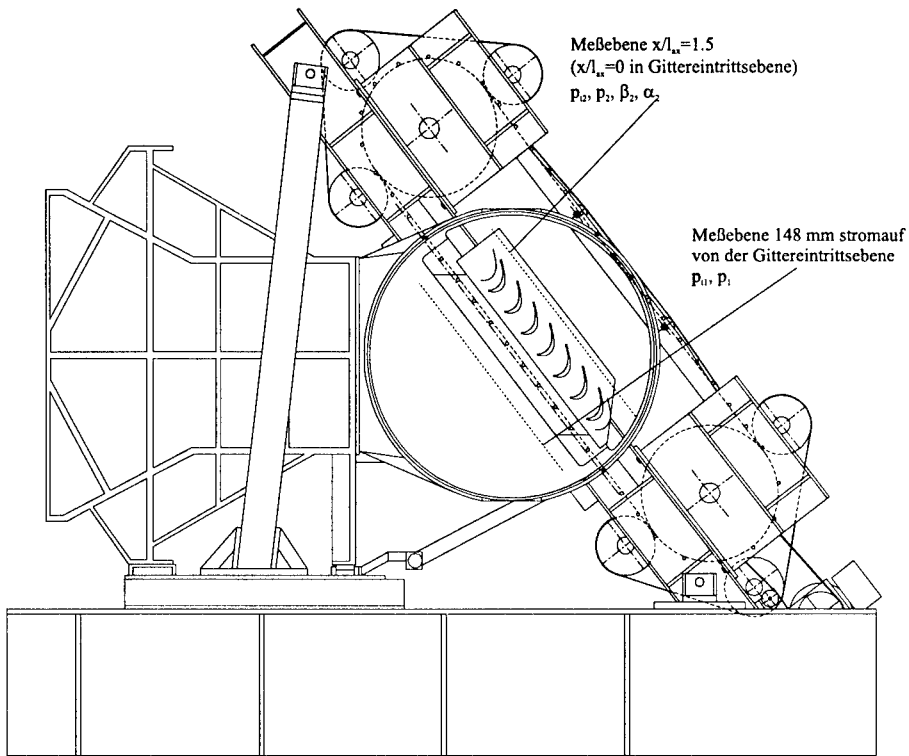


Abb. 3.3: Einbau des EIZ in die Meßstrecke des HGK

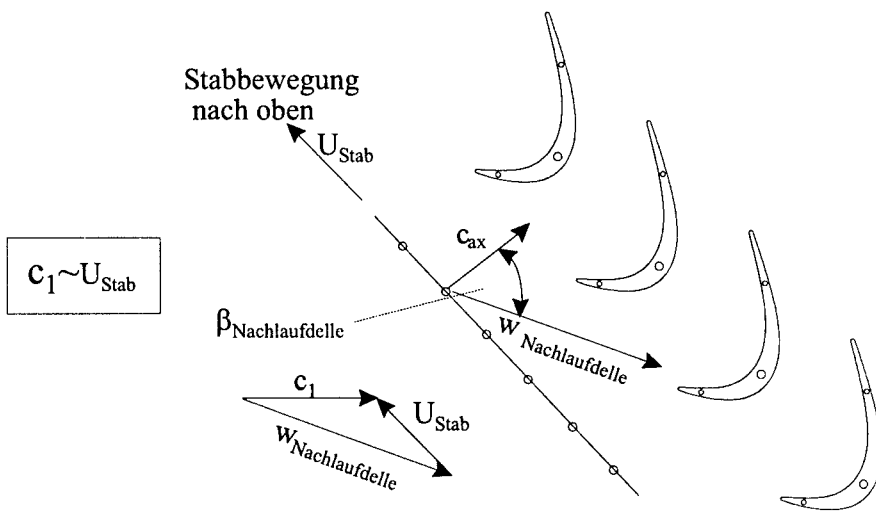


Abb. 3.4: Eintrittswinkel der Nachlaufdelle in die Gitterpassage

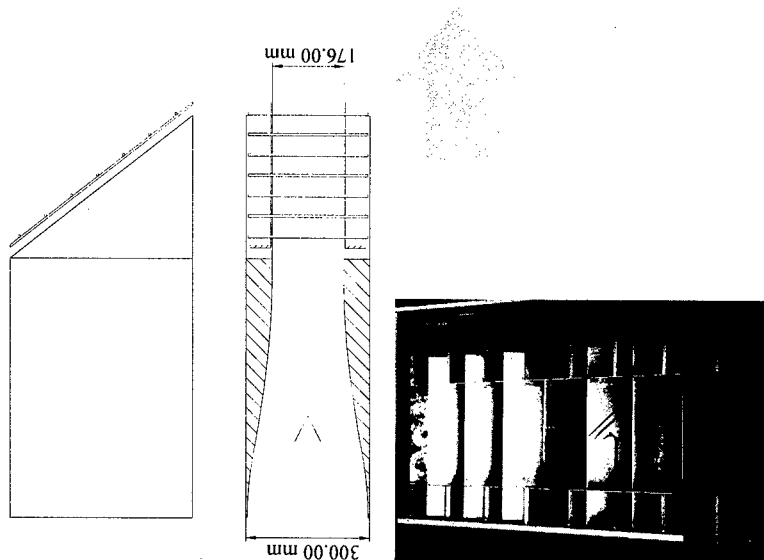
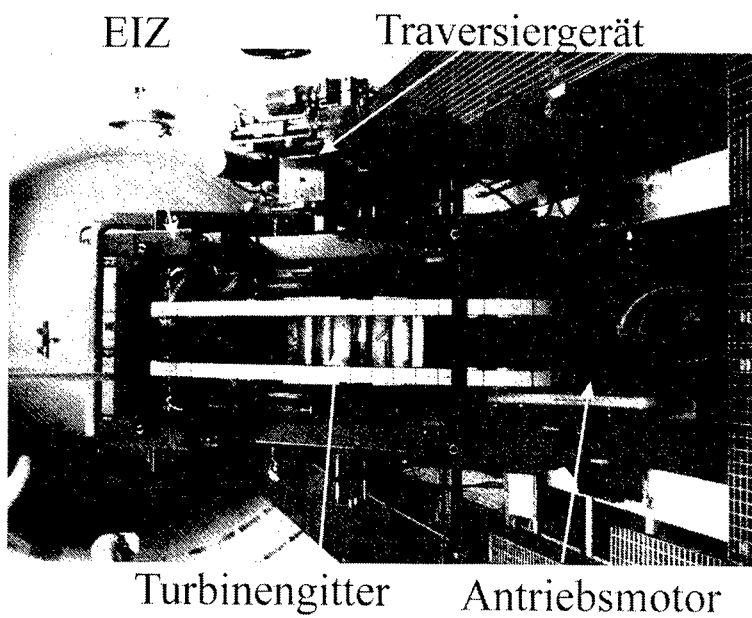


Abb. 3.5: Erzeuger instationärer Zustrombedingungen (EIZ)

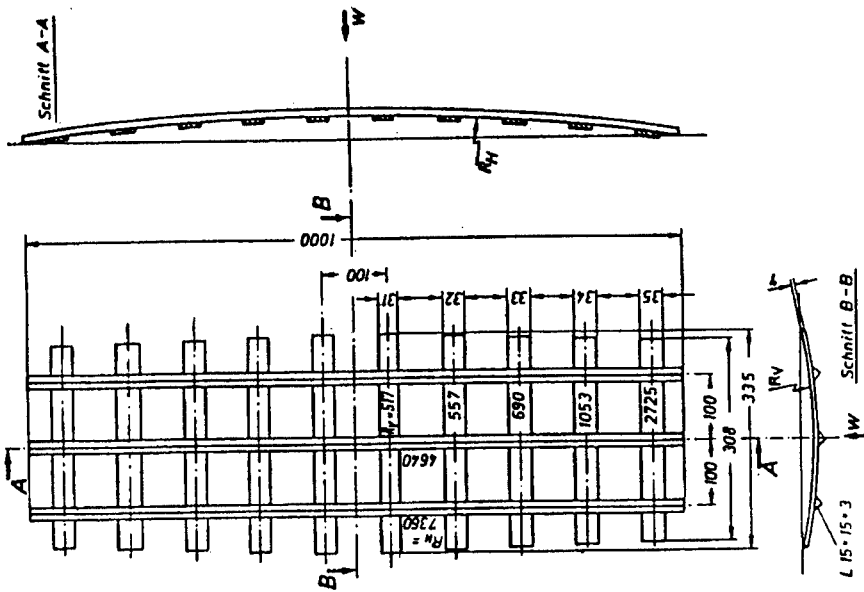


Abb. 3.6: Turbulenzsieb VIK

α_A, β_A : Kalibriervinkel
 $\Delta\beta, \Delta\alpha$: Relativströmungswinkel

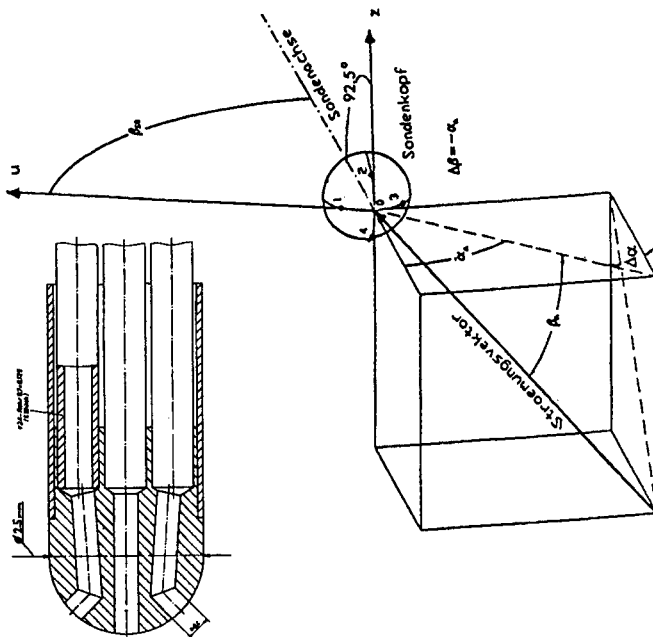
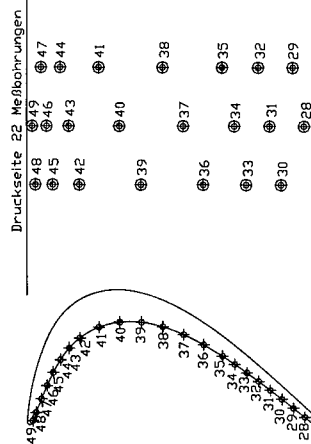
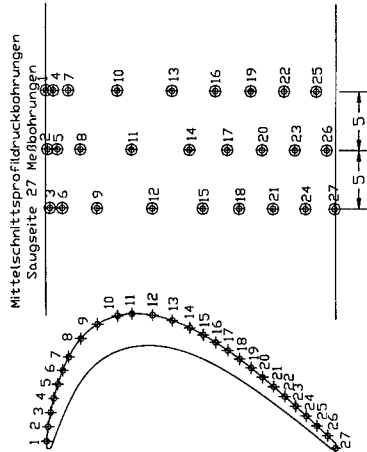


Abb. 3.7: Fünflochsonde

T115



T115

T116

T116

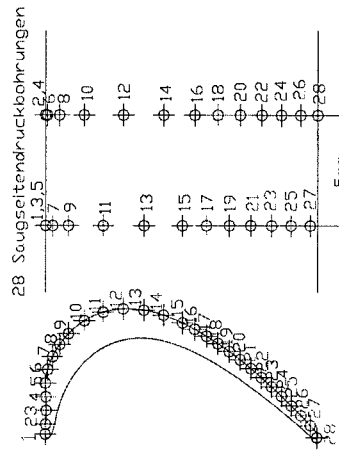
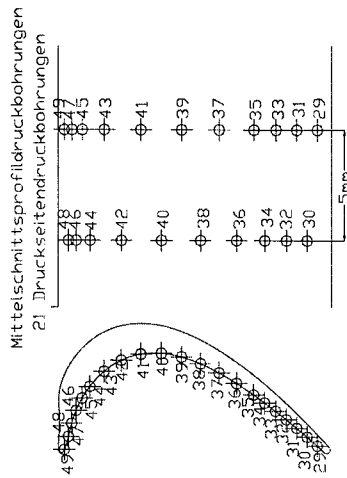


Abb. 3.8: Profildruckverteilungsbohrungen der Turbinengitter T115 und T116

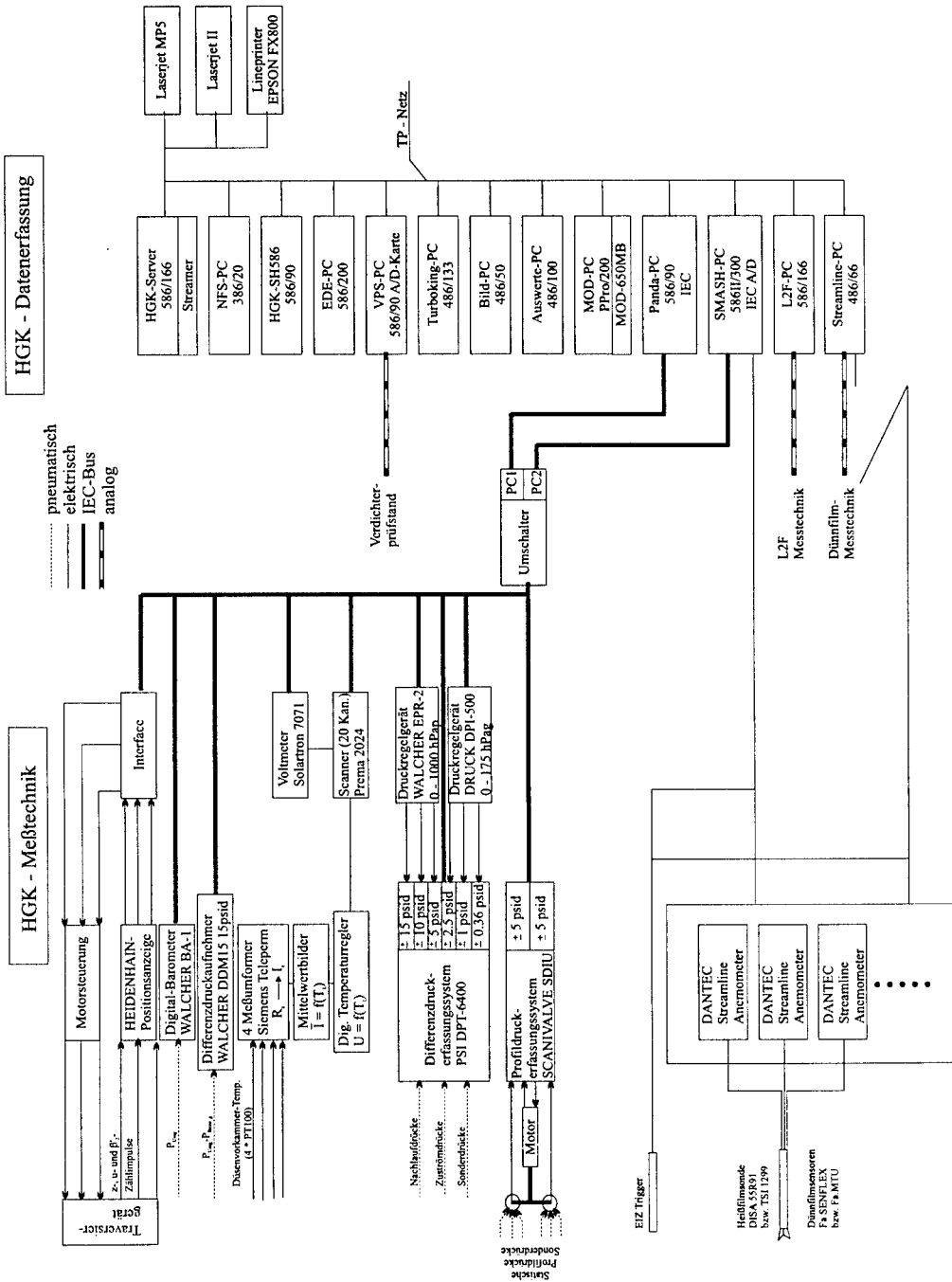


Abb. 3.9: Geräteaufbau für Gittermessungen

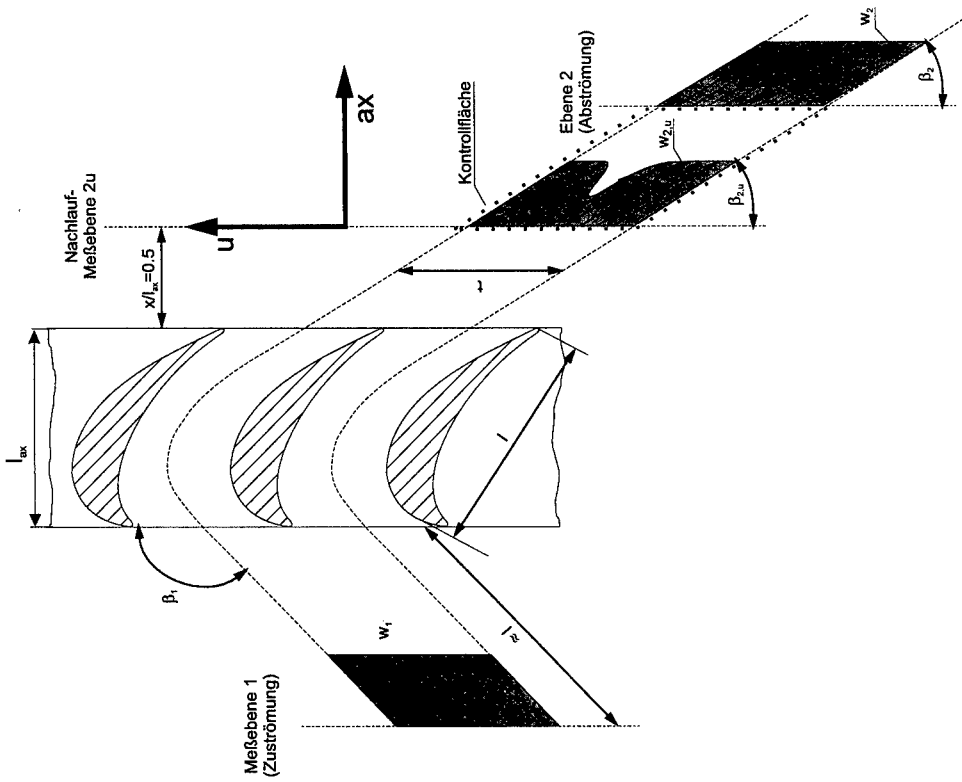


Abb. 3.10: Schaufelgitter-Nachlaufmessung

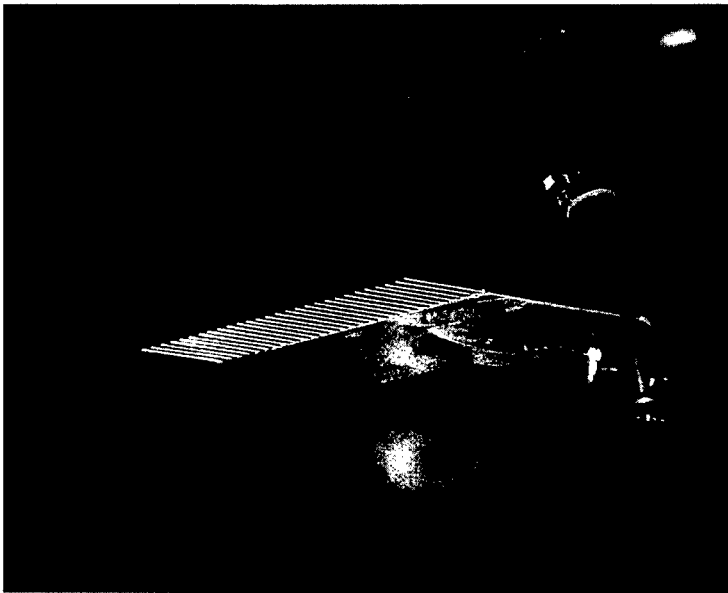


Abb. 3.11: Nachlaufkamm zur Messung von Totaldruckverlustbeiwerten im Nachlauf des Turbinengitters T116

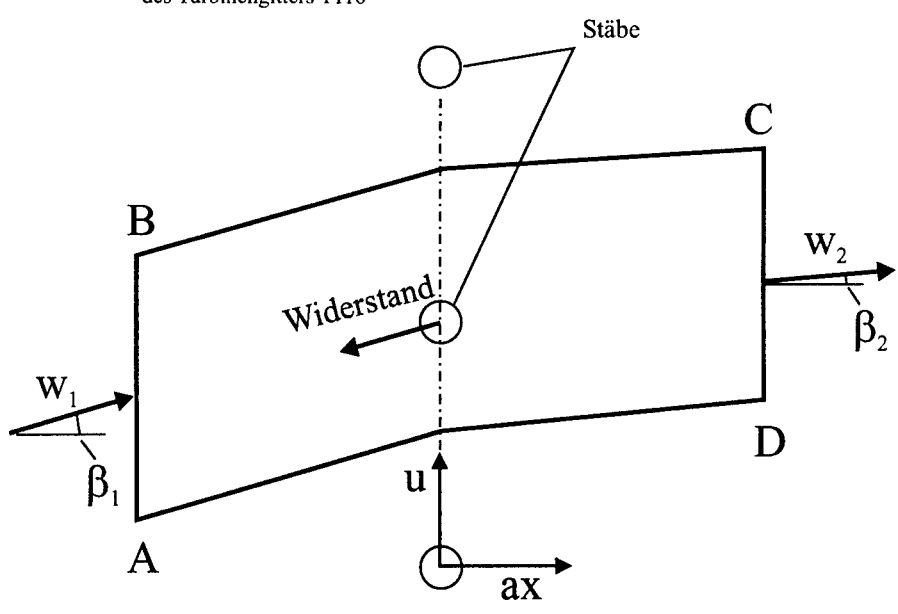


Abb. 3.12: Kontrollvolumen für die Strömung durch die Stabebene (Fest zu den Stäben)

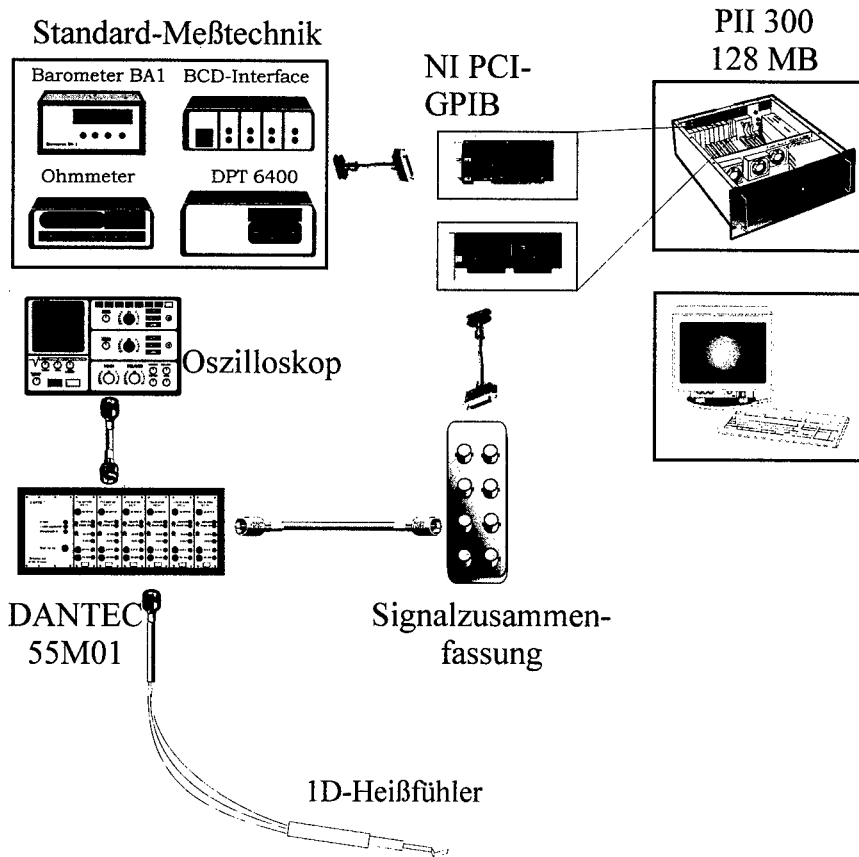
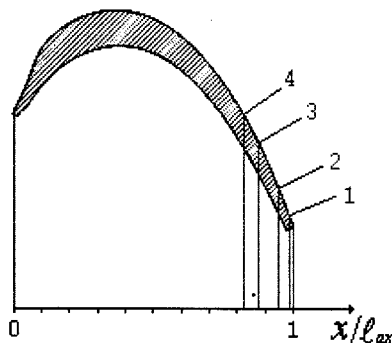


Abb. 3.13: Geräteaufbau der 1D-Heißfühler-Meßtechnik



Grenzschichtsnitte:
je 21 Meßpunkte

- 1: $x/l_{ax}=0.99$
- 2: $x/l_{ax}=0.95$
- 3: $x/l_{ax}=0.88$
- 4: $x/l_{ax}=0.83$

Abb. 3.14: Grenzschichtsnitte beim Turbinengitter T116 im saugseitigen Hinterkantenbereich

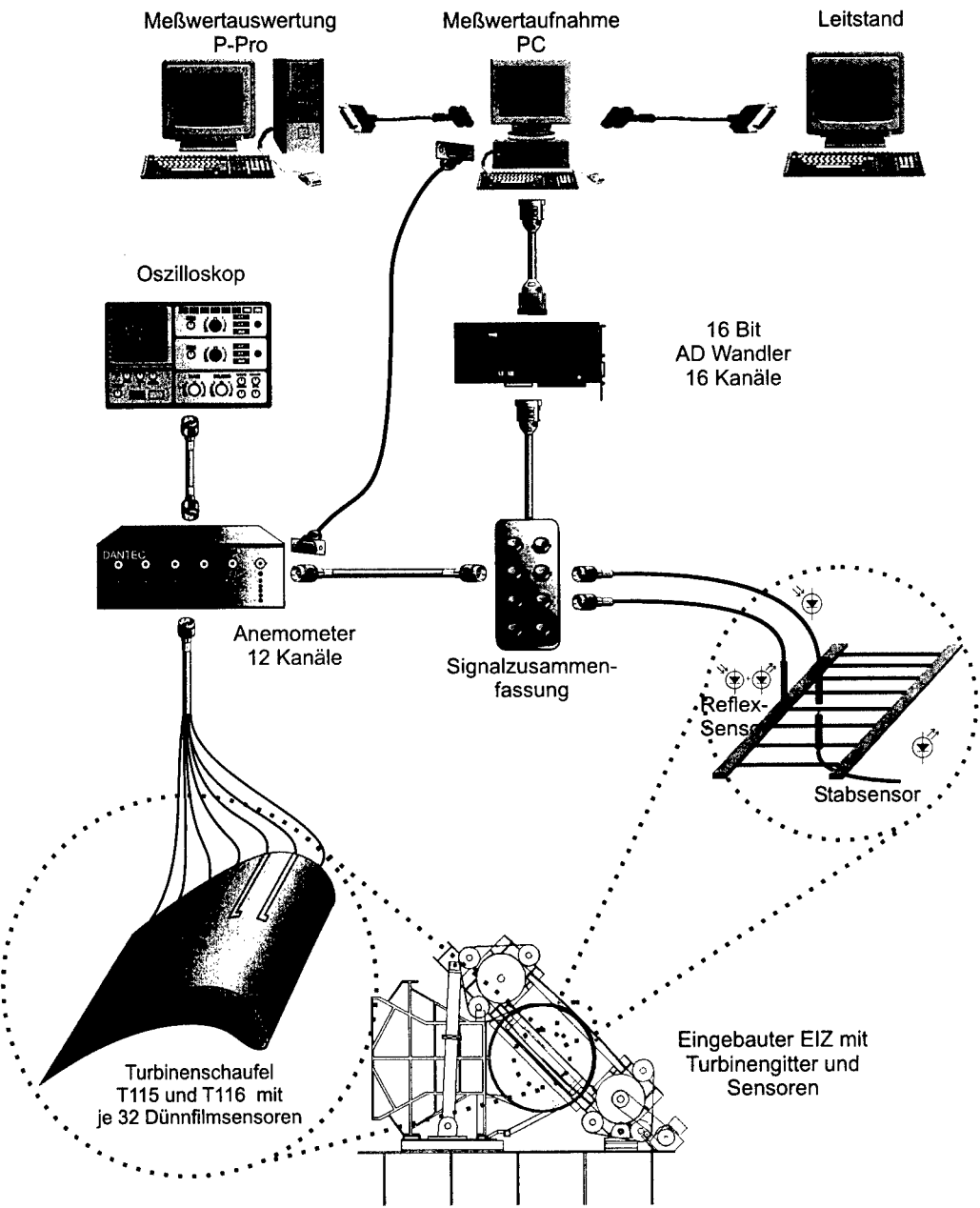


Abb. 3.15: Geräteaufbau der simultanen Dünnfilm-Meßtechnik

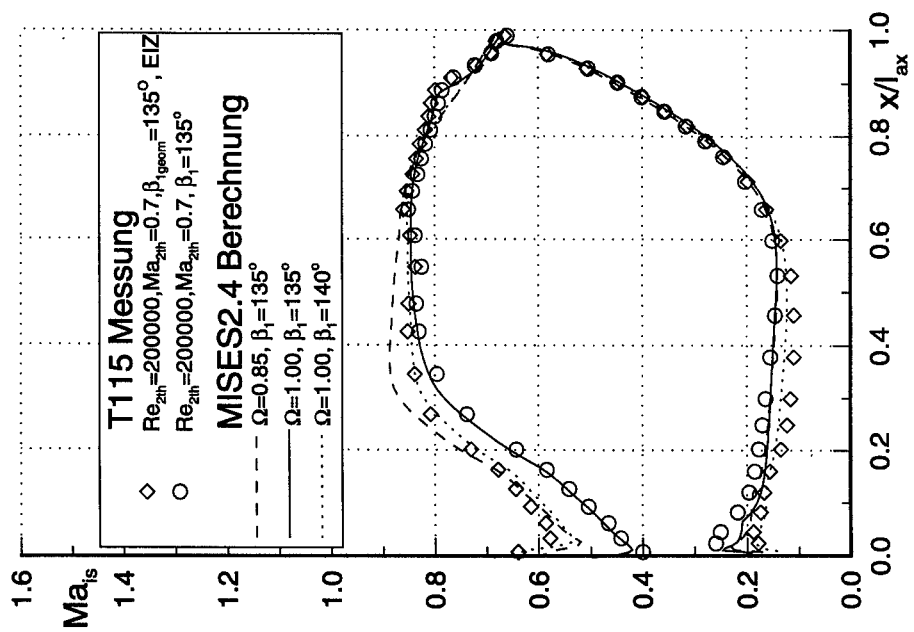
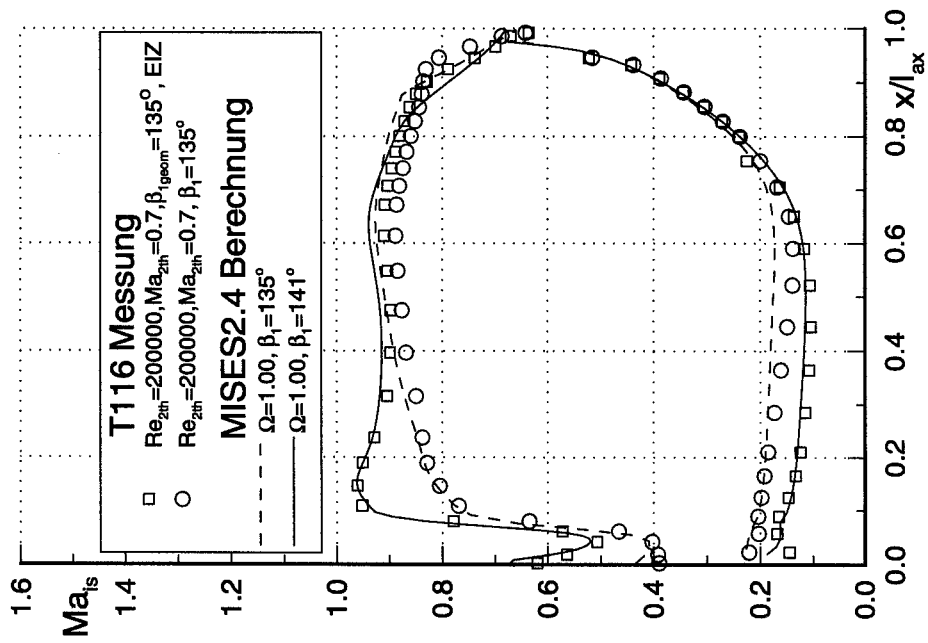
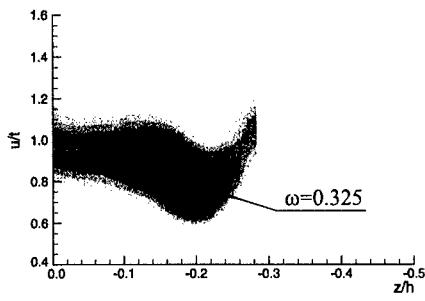


Abb. 4.1: Voruntersuchungen hinsichtlich der isentropen Profil- Machzahlverteilungen bei Einsatz des EIZ

T115



T116

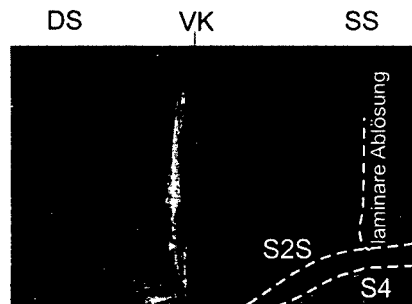
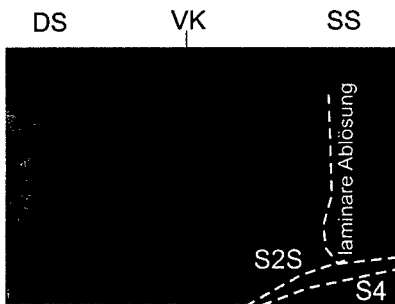
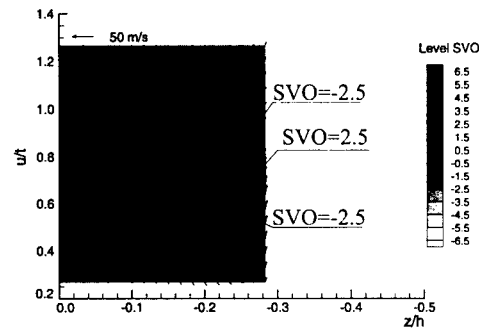
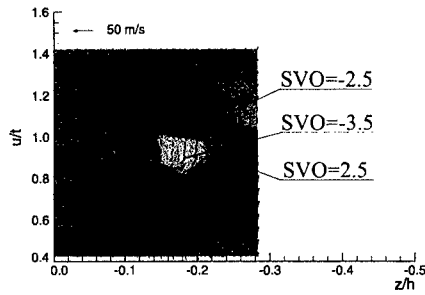
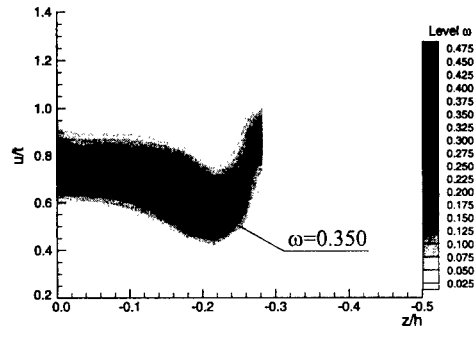


Abb. 4.2: Totaldruckverlust-Isolinienverläufe, SVO-Verläufe, Geschwindigkeitsvektoren und Ölanstrichbilder der Turbinengitter T115 und T116 bei $\beta_1=135^\circ$, $Ma_{2th}=0.7$, $Re_{2th}=100000$ ($h/l=1.76$, EIZ)

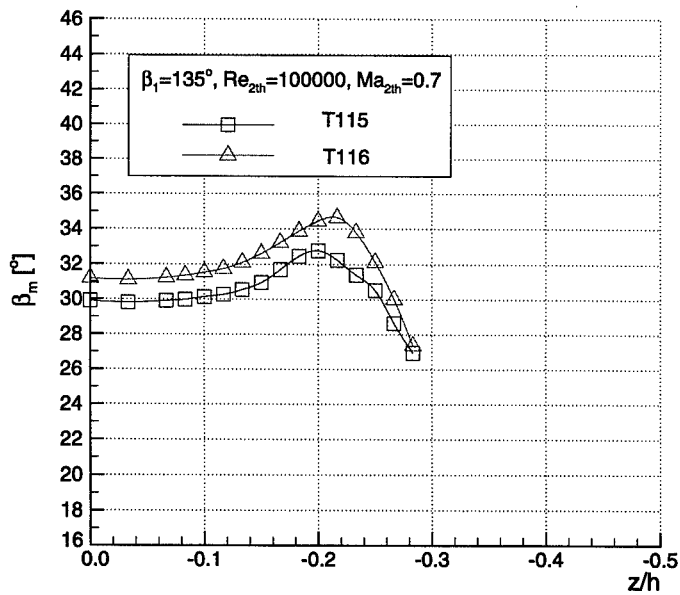
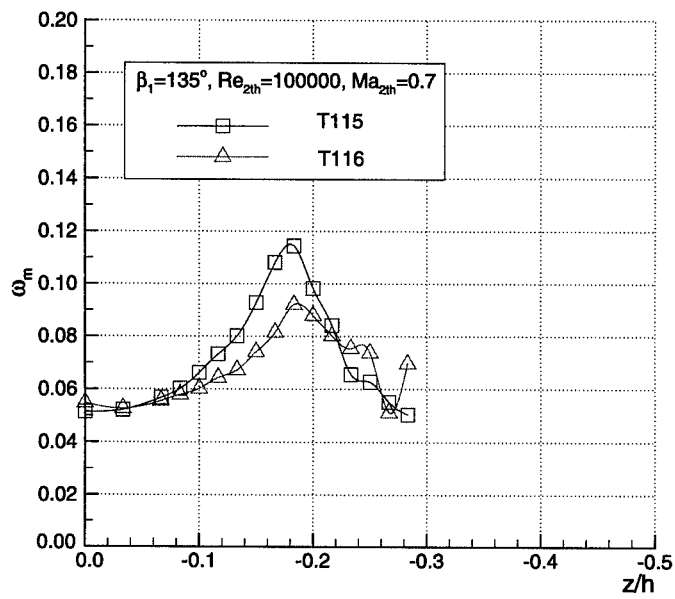


Abb. 4.3: Umfangsgemittelte Totaldruckverlustbeiwerte ω_m und Abströmwinkel β_m
 bei den Turbinengittern T115 und T116 ($h/l=1.76$, EIZ)

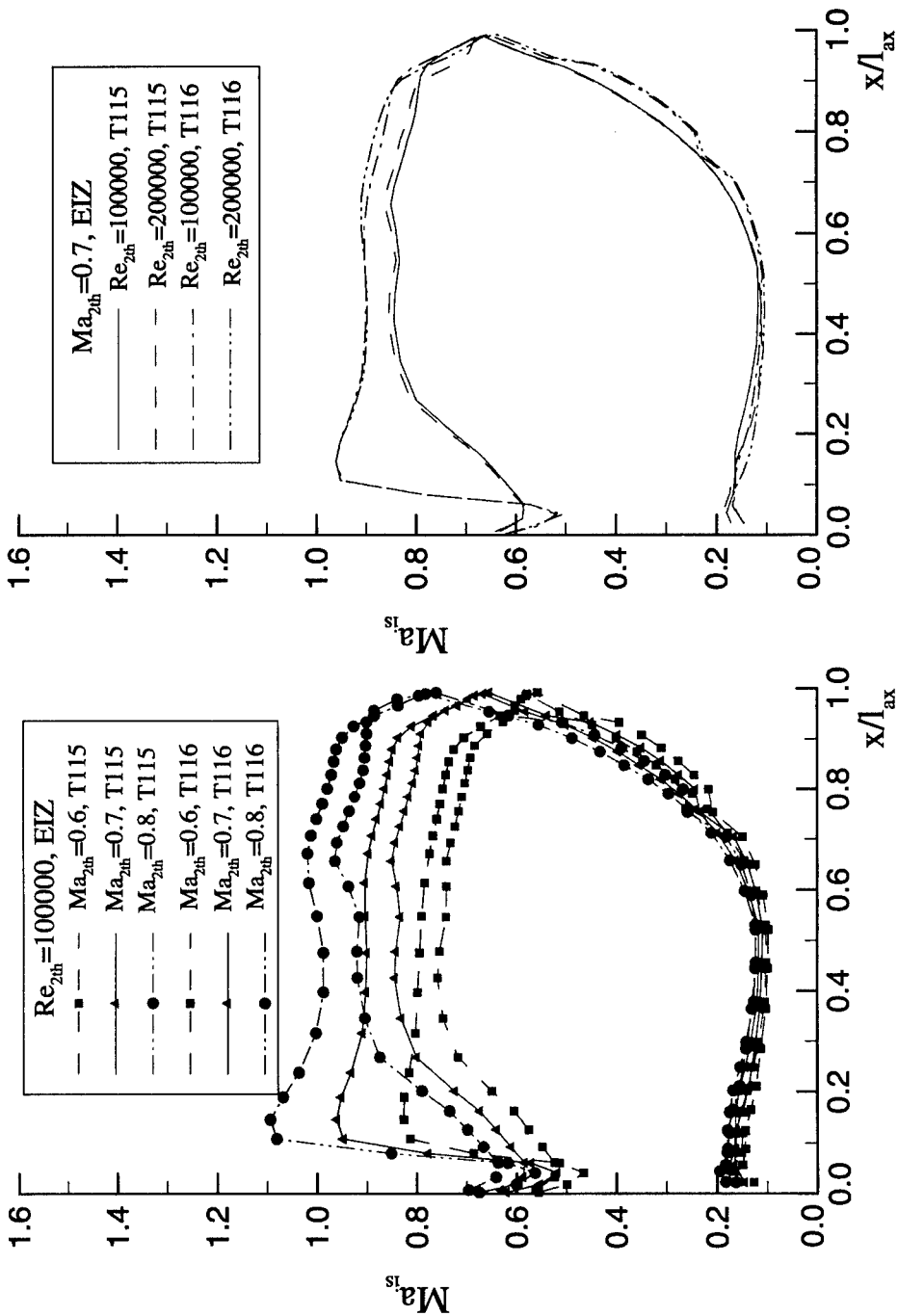


Abb. 4.4: Isentrope Profil-Machzahlverteilungen bei Variation der Abström-Machzahl und der Abström-Reynoldszahl bei stationärer Zuströmung

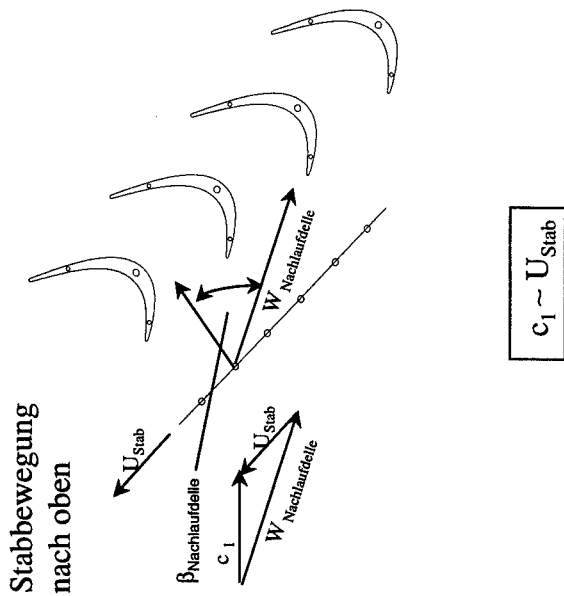
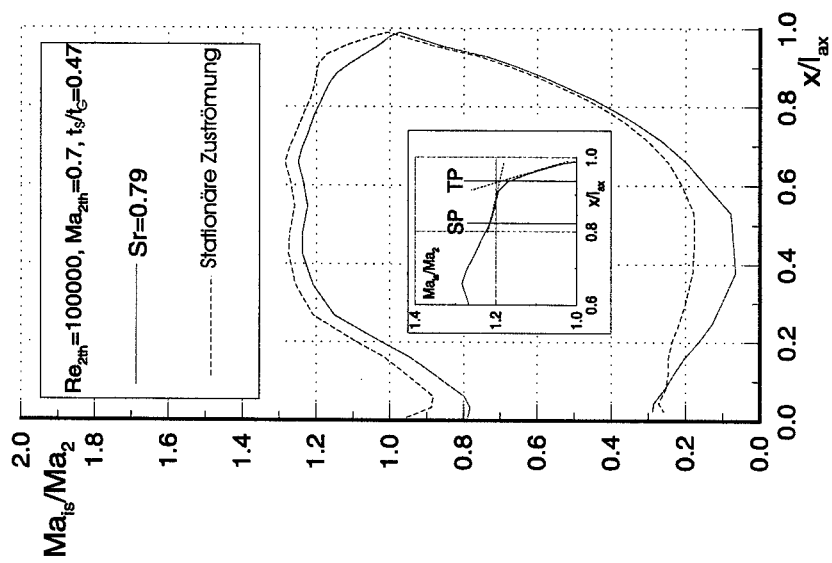


Abb. 4.5: Instationäre Zuströmbedingungen in der Gittereintrittsebene des Turbinengitters T115 bei $t_s/t_G = 0.47$

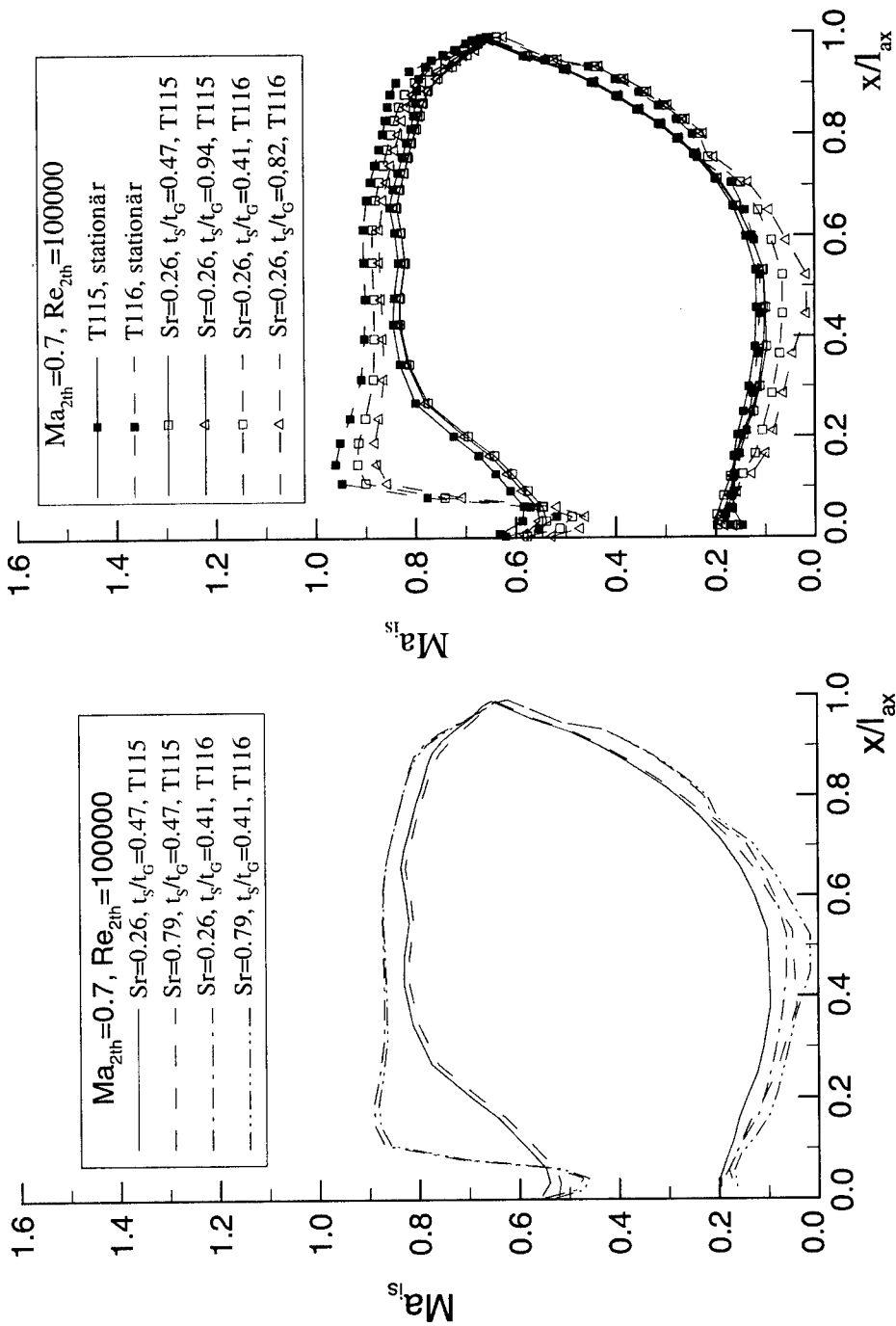


Abb. 4.6: Isentrope Profil-Machzahlverteilungen bei Variation der Strouhalzahl und der Stabteilung bei instationärer Zuströmung

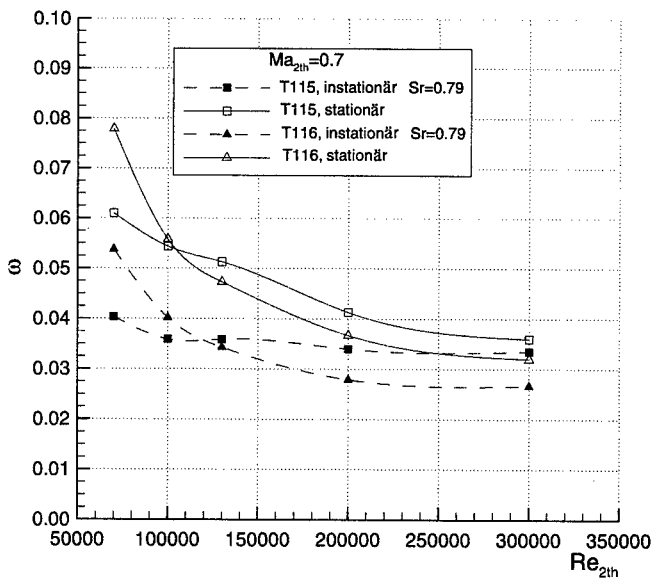
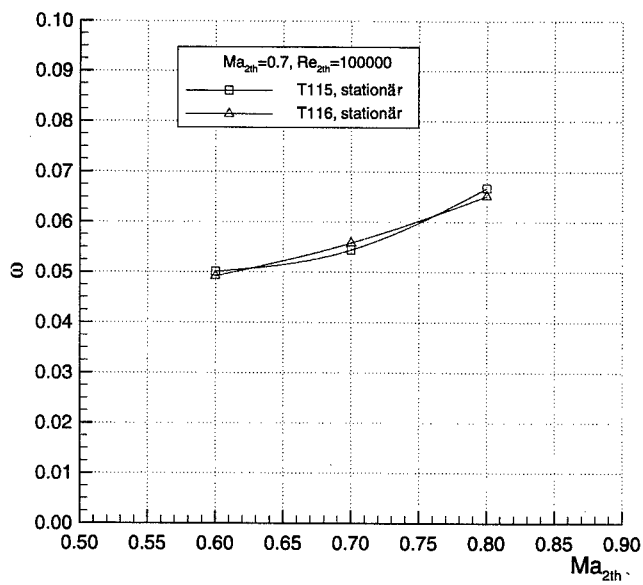


Abb. 4.7: Totaldruckverlustbeiwerte bei Abström-Machzahl- und Abström-Reynoldszahlvariation bei stationärer und instationärer Zuströmung

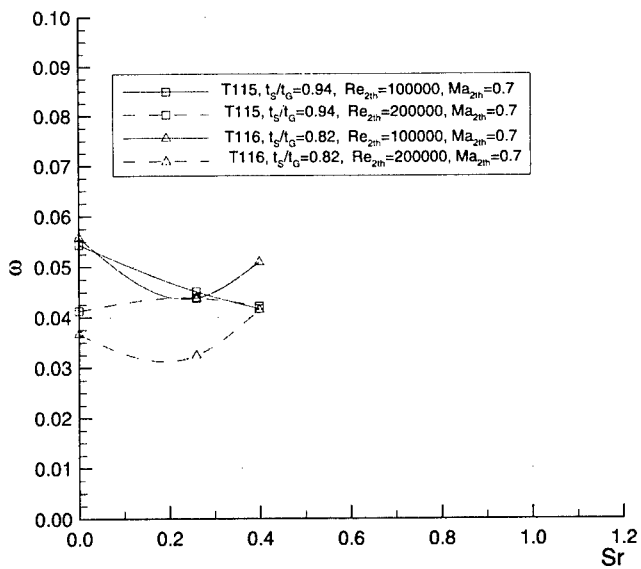
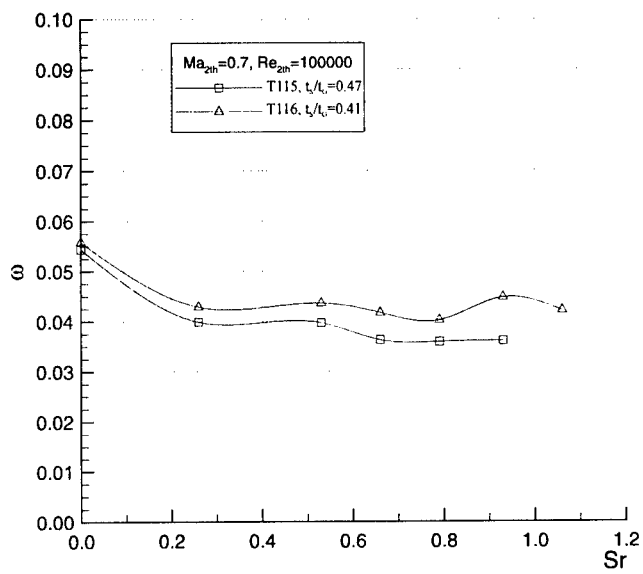


Abb. 4.8: Totaldruckverlustbeiwerte bei Strouhalzahlvariation bei stationärer und instationärer Zuströmung und unterschiedlichen Stabteilungen

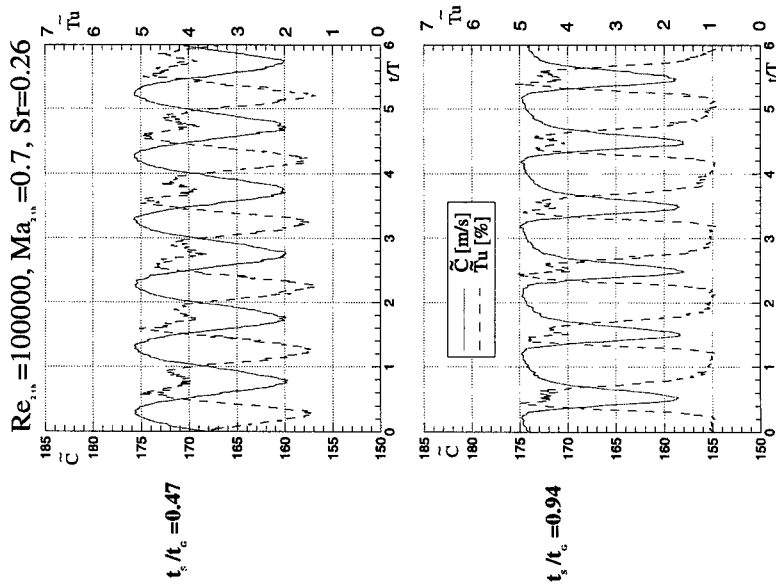
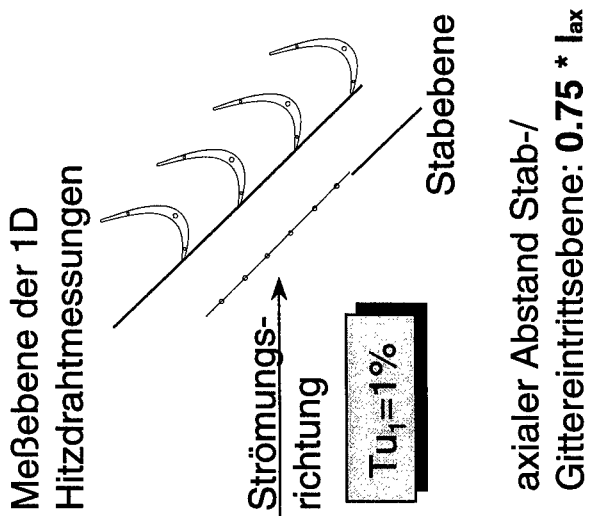


Abb. 4.9: Instationäre Zuströmbedingungen in der Gittereintrittsebene des Turbinengitters T115 bei $t_s/t_c = 0.47$ und $t_s/t_c = 0.94$

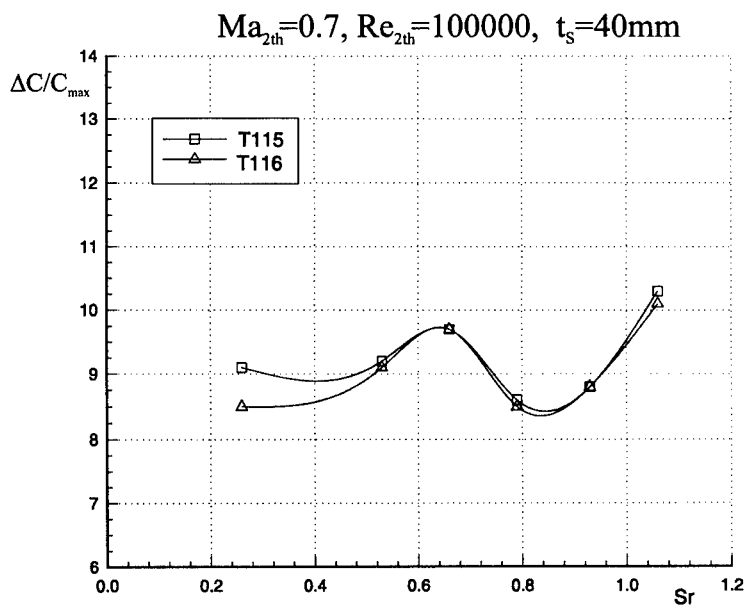
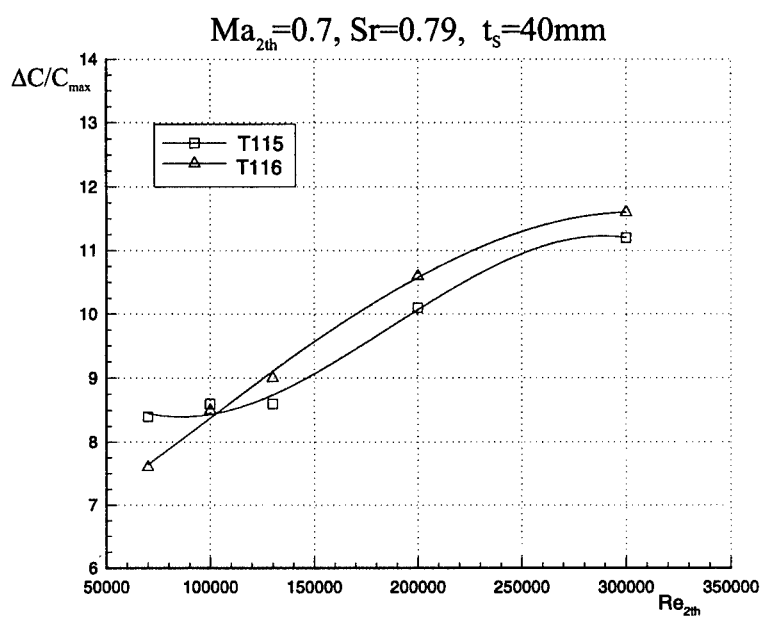
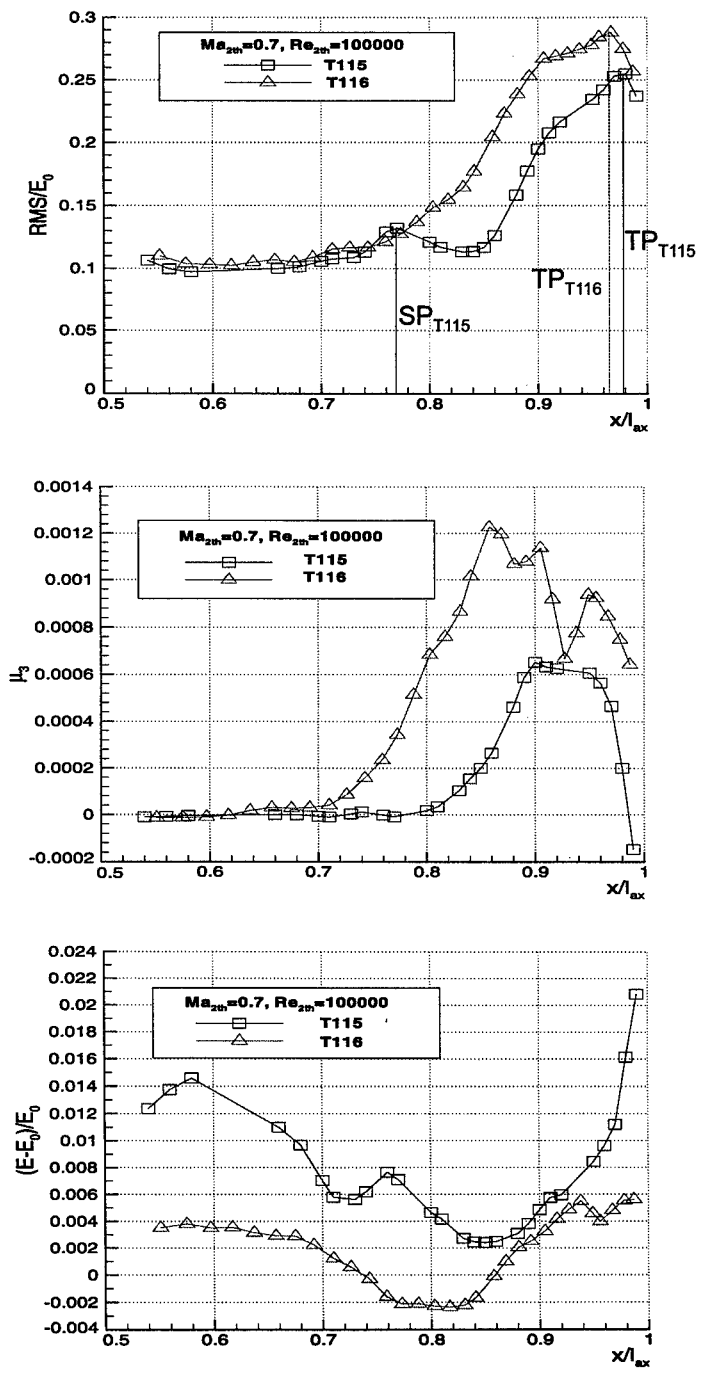


Abb. 4.10: Vergleich der Stab-Geschwindigkeitsdefizite der Turbinengitter T115 und T116



*Abb. 4.11: Dünnfilmmessung auf der Saugseite bei stationärer Zuströmung ($Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$) bei den Turbinengittern T115 und T116

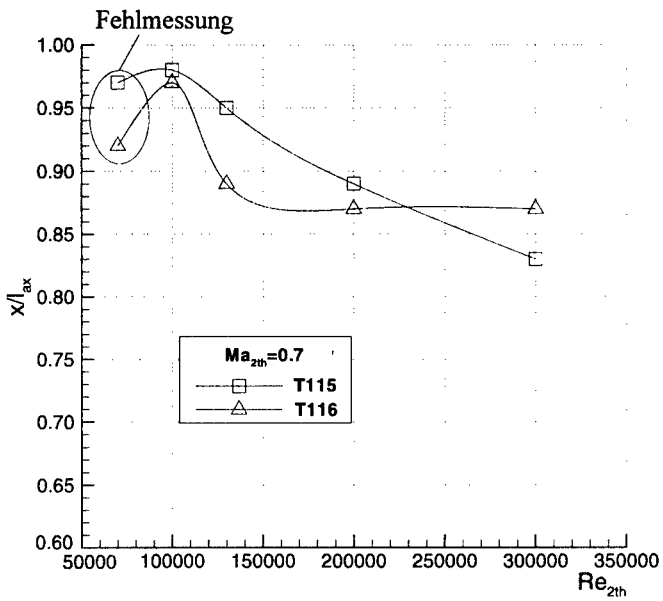


Abb. 4.12: Positionen der saugseitigen Transition der Turbinengitter T115 und T116 bei Variation der Abström-Reynoldszahl und stationärer Zuströmung

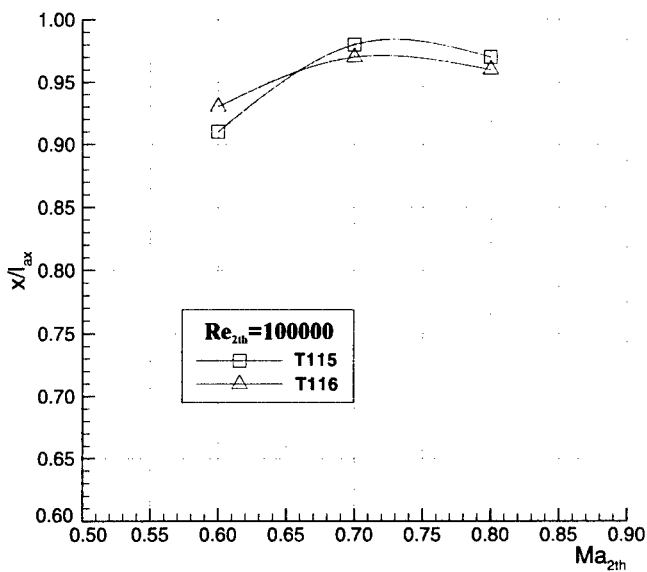
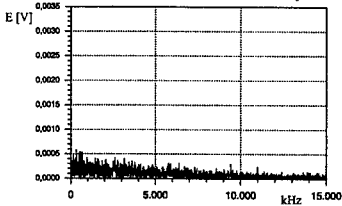
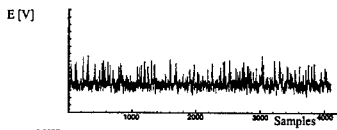


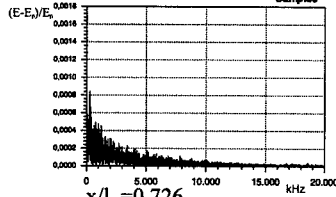
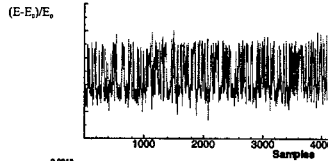
Abb. 4.13: Positionen der saugseitigen Transition der Turbinengitter T115 und T116 bei Variation der Abström-Machzahl und stationärer Zuströmung

T115

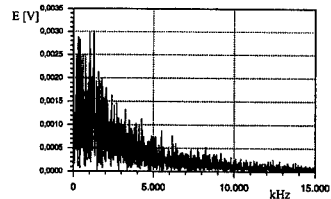
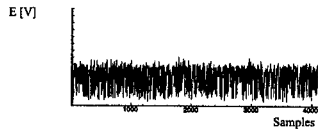


$x/l_{ax}=0.710$ (laminar transitional)

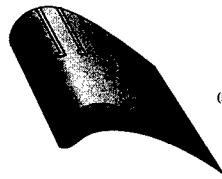
T116



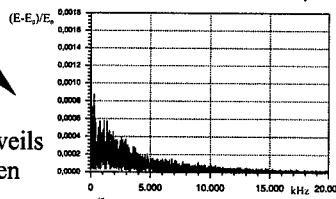
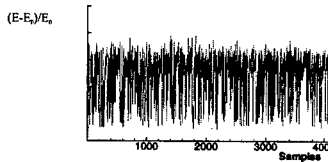
$x/l_{ax}=0.726$



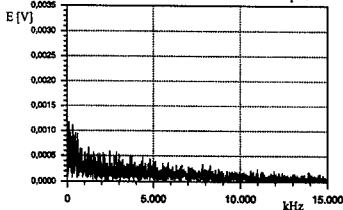
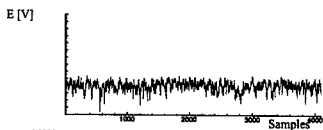
$x/l_{ax}=0.880$ (transitional)



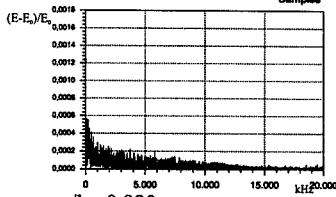
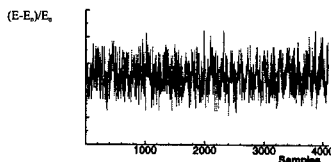
T115 und T116 mit jeweils 32 Dünnfilm-Sensoren



$x/l_{ax}=0.892$



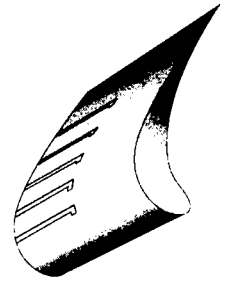
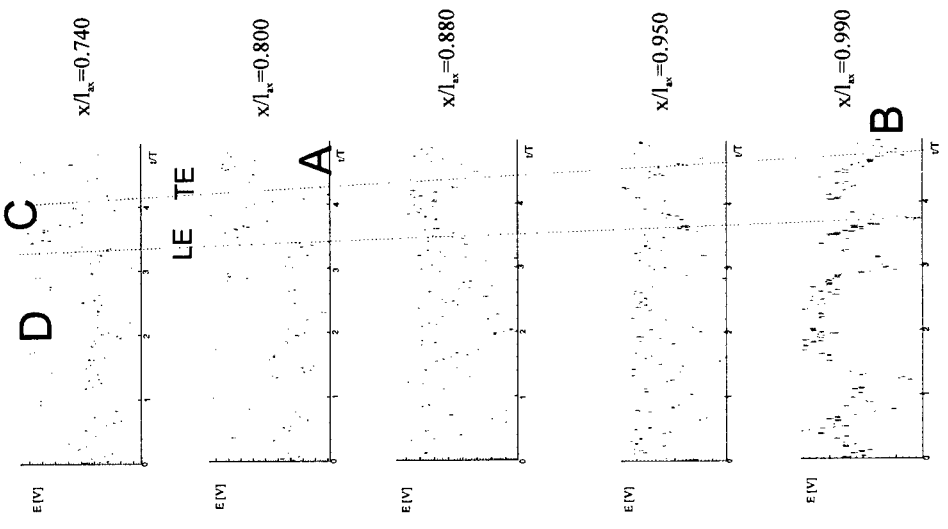
$x/l_{ax}=0.990$ (turbulent transitional)



$x/l_{ax}=0.990$

Abb. 4.14: Rohdatenanalyse der Dünnfilmresultate bei stationärer Zuströmung ($Re_{2th}=300000$, $Ma_{2th}=0.7$)

T115



T116

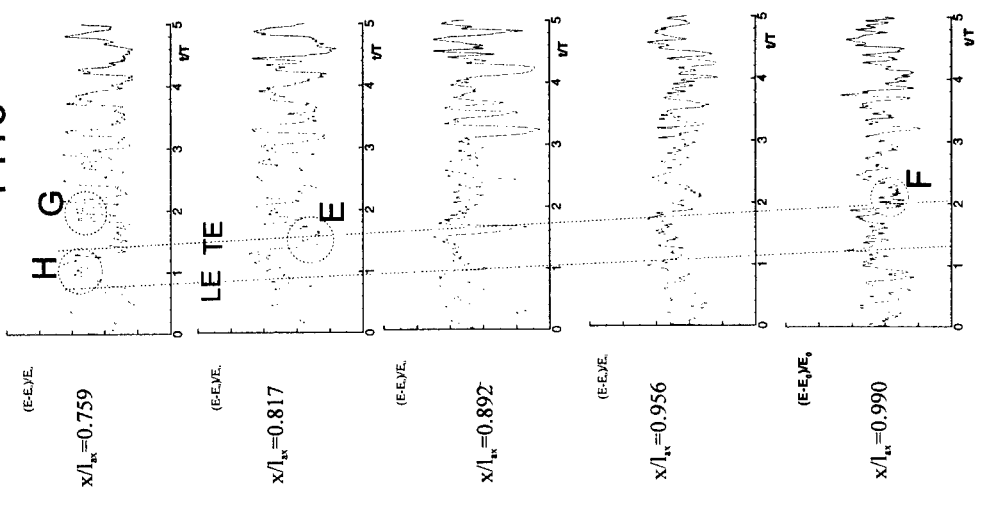
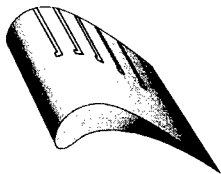
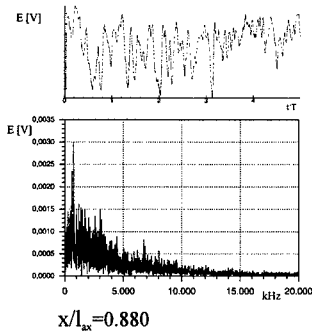
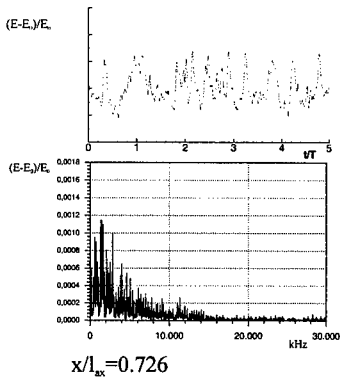
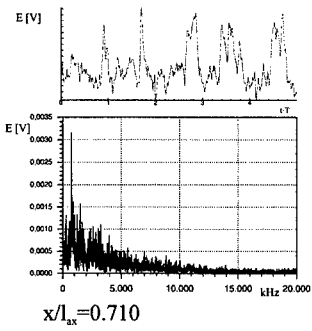


Abb. 4.15: Rohspannungssignale bei instationärer Zuströmung ($Sr=0.79$, $Re_{2h}=300000$, $Ma_{2h}=0.7$, $t_s/t_c=0.47$ bei T115, $t_s/t_c=0.41$ bei T116)

T115

T116



T115 und T116 mit jeweils 32 Dünnsfilm-Sensoren

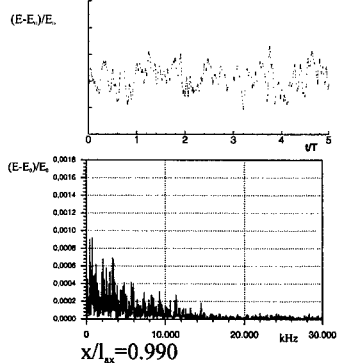
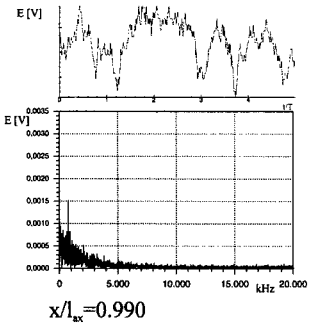
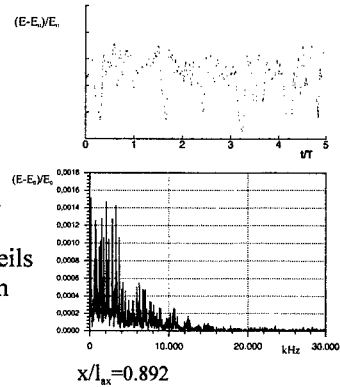


Abb. 4.16: Rohdatenanalyse der Dünnsfilmergebnisse bei instationärer Zustromung ($Sr=0.79$, $Re_{2th}=300000$, $Ma_{2th}=0.7$, $t_s/t_c=0.47$ bei T115, $t_s/t_c=0.41$ bei T116)

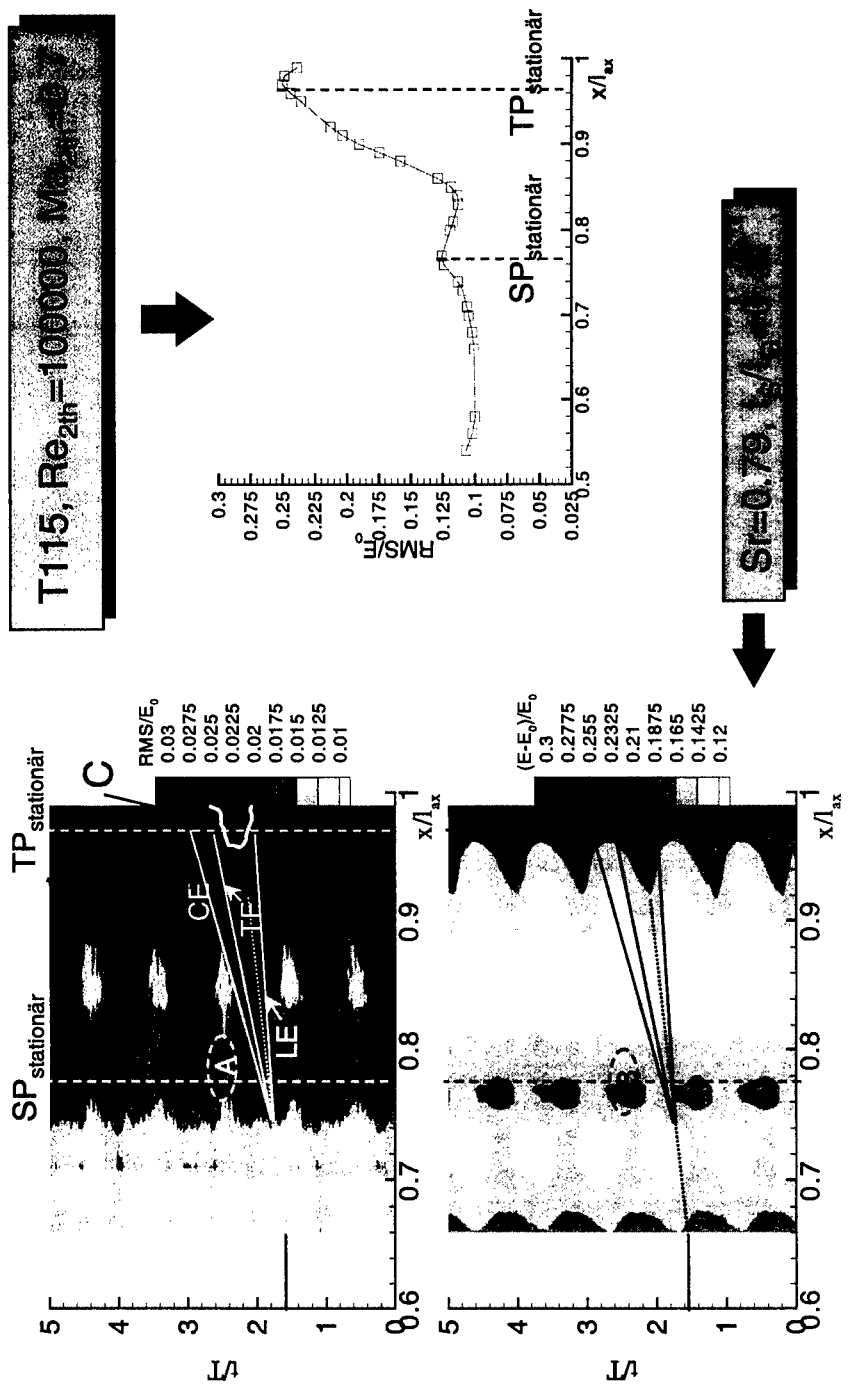


Abb. 4.17: Charakteristisches saugseitiges Grenzschichtverhalten des Turbinengitters T115 bei instationärer Zuströmung

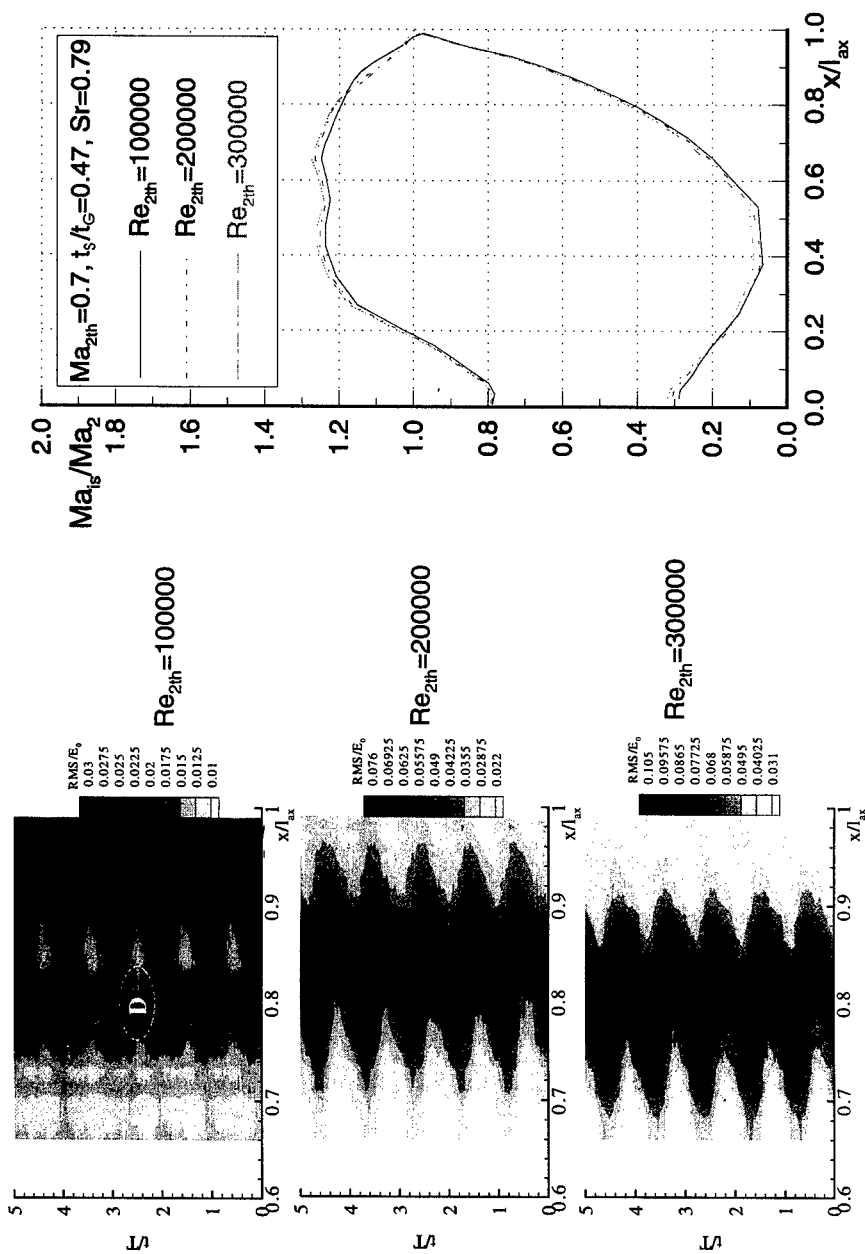
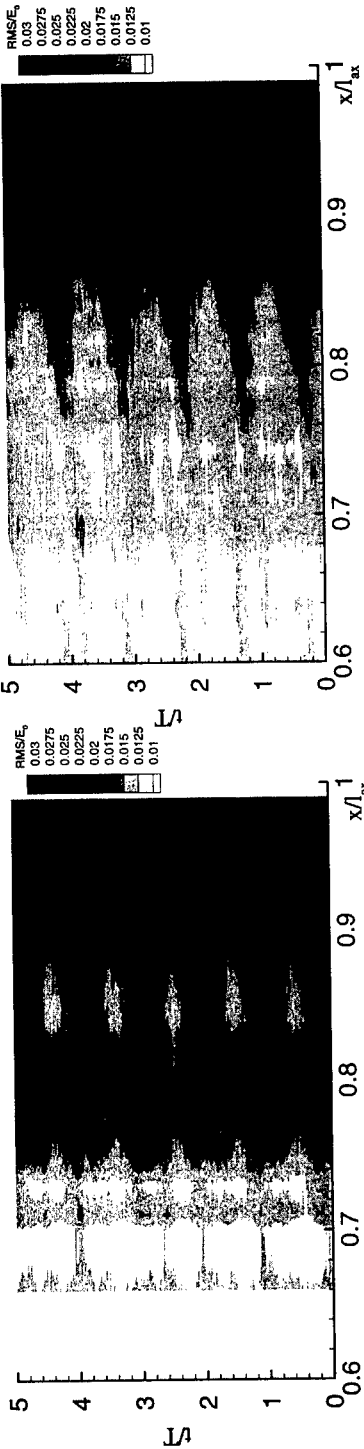


Abb. 4.18: Auswirkungen der Variation der Abström-Reynoldszahl auf die saugseitige Grenzschicht und die isentrope Profil-Machzahlverteilung beim Turbinengitter T115

T115

T116

$Re_{2th}=1000000, Ma_{2th}=0.7, St=0.79$



$Re_{2th}=200000, Ma_{2th}=0.7, St=0.79$

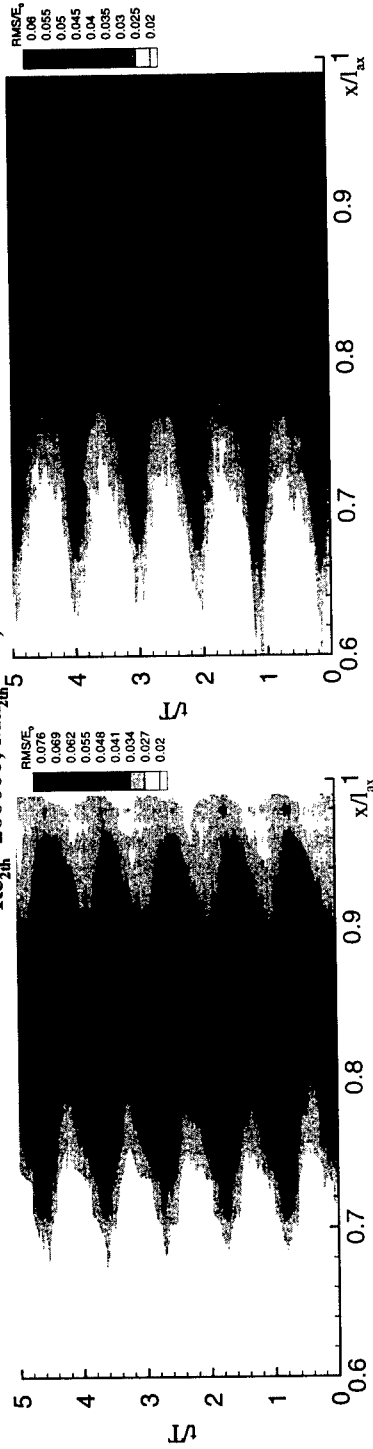


Abb. 4.19: Auswirkungen einer Variation der Abstrom-Reynoldszahl auf die saugseitige Grenzschicht der Turbinengitter T115 ($t_s/t_G=0.47$) und T116 ($t_s/t_G=0.41$)

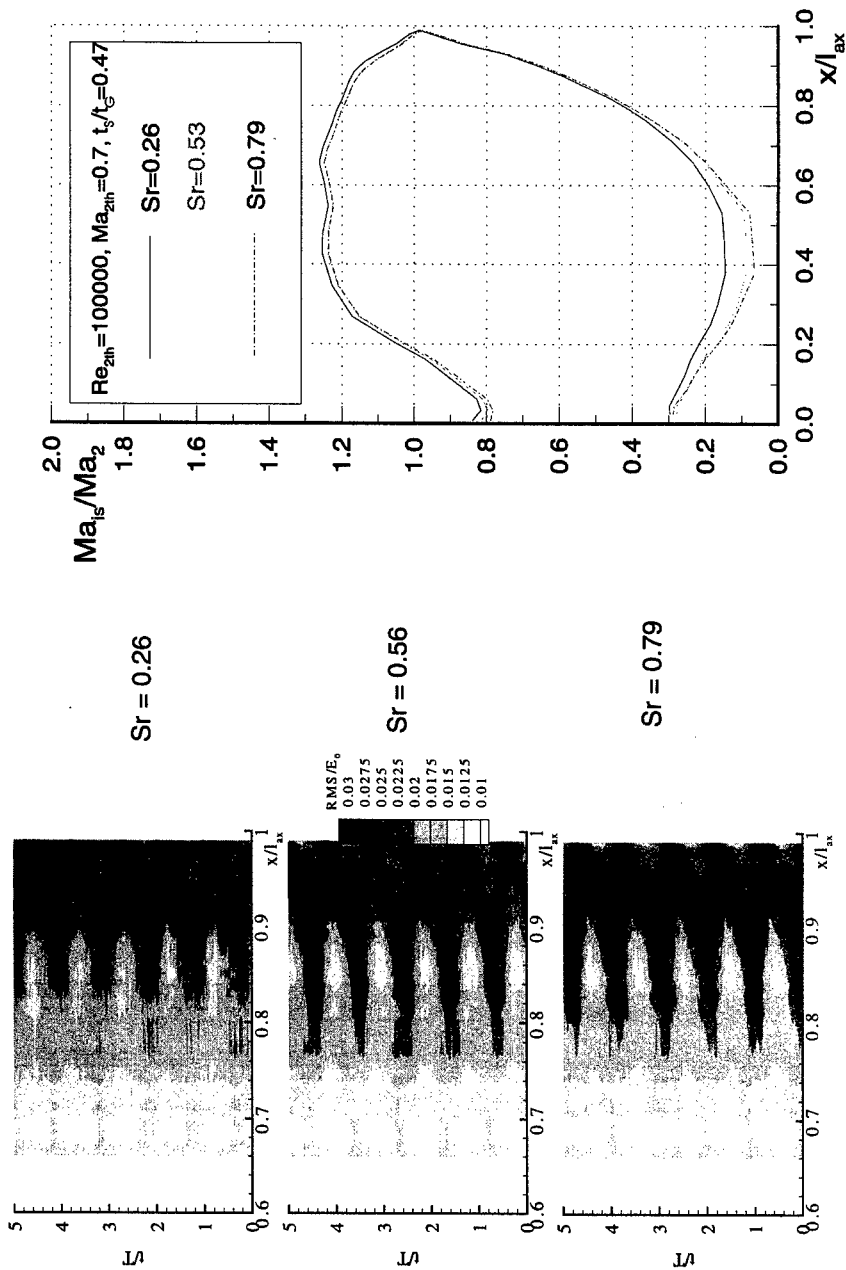
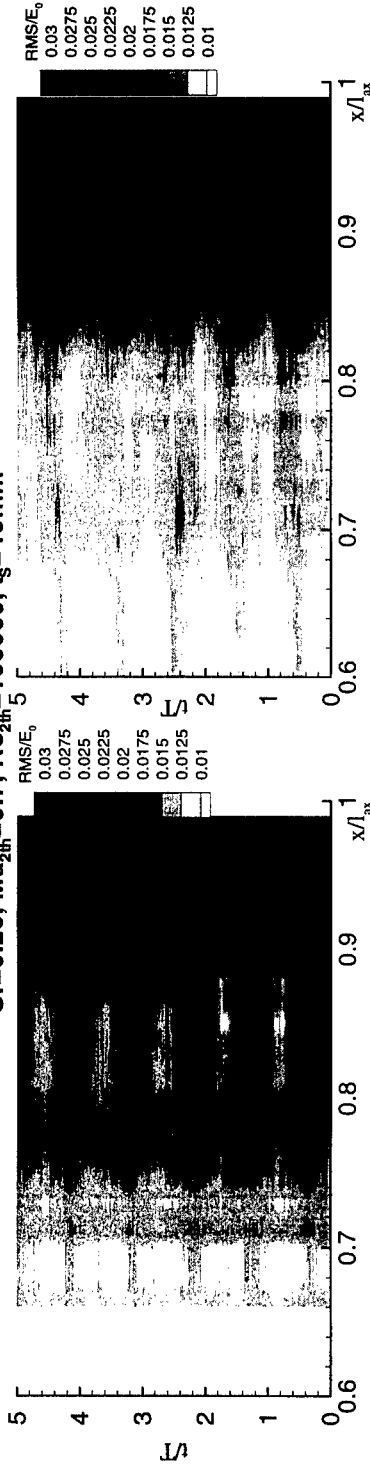


Abb. 4.20: Auswirkungen der Variation der Strouhalzahl auf die saugseitige Grenzschicht und die isentrope Profil-Machzahlverteilung beim Turbinengitter T115

T115

$Sr=0.26, Ma_{2^{th}}=0.7, Re_{2^{th}}=100000, t_s=40\text{mm}$



T116

$Sr=0.79, Ma_{2^{th}}=0.7, Re_{2^{th}}=100000, t_s=40\text{mm}$

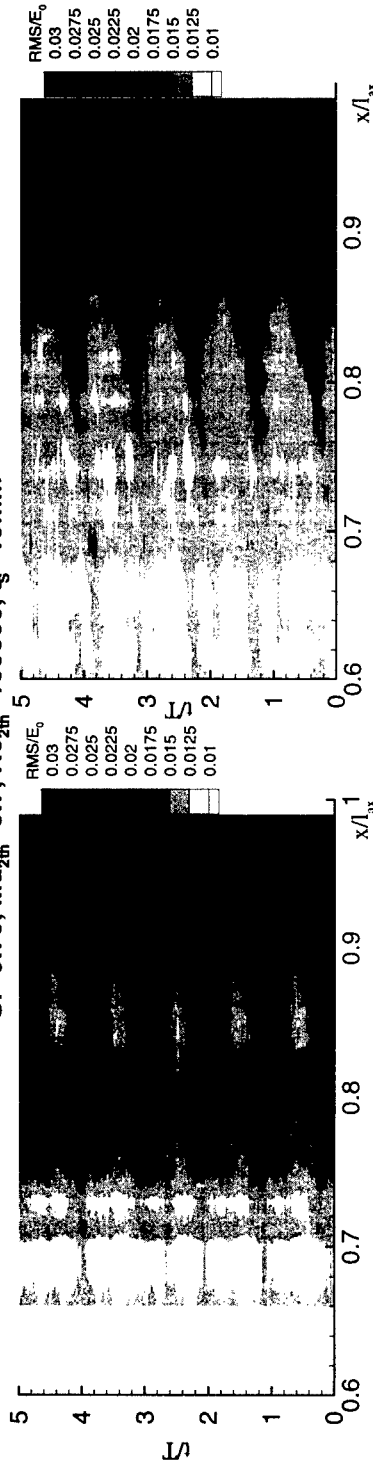


Abb. 4.21: Auswirkungen der Variation der Strouhalzahl auf die saugseitige Grenzschicht hinsichtlich der normierten RMS-Verteilungen bei den Turbinengittern T115 und T116

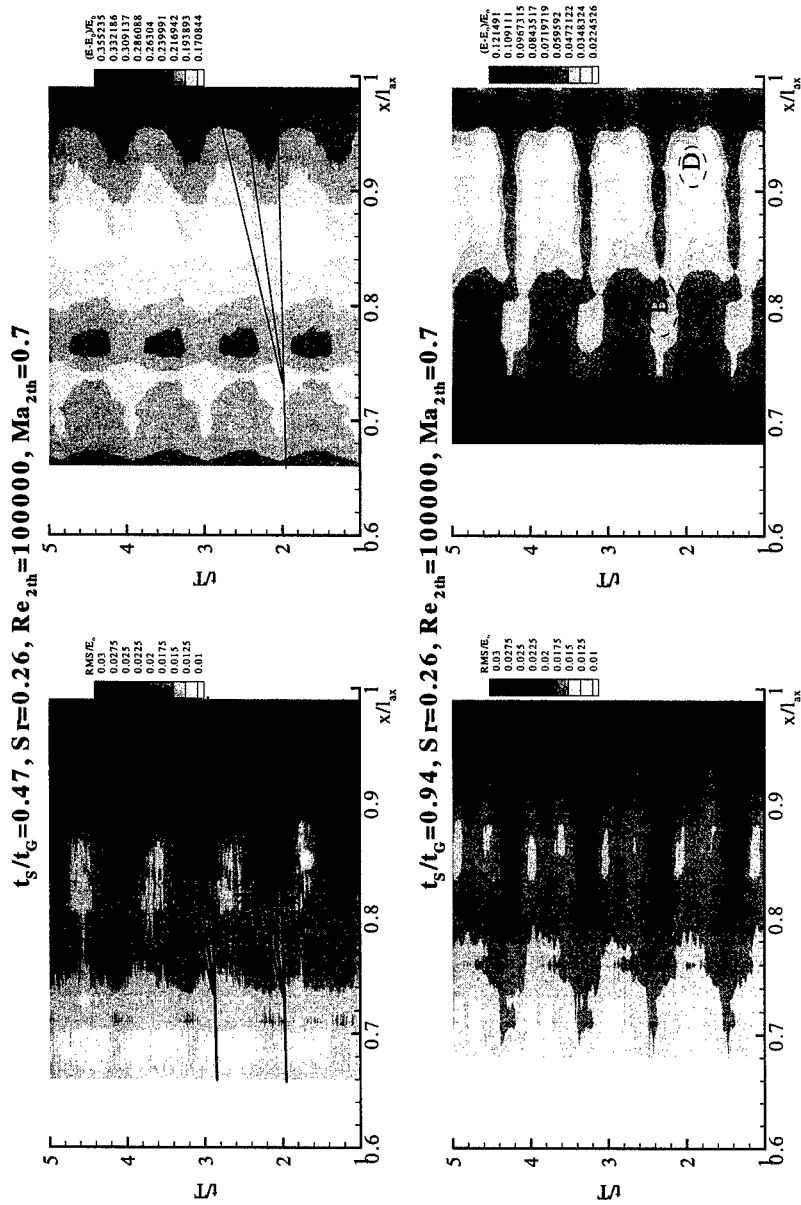


Abb. 4.22: Variation der Stabteilung beim Turbinengitter T115 bei konstanter Strouhalzahl $Sr=0.26$

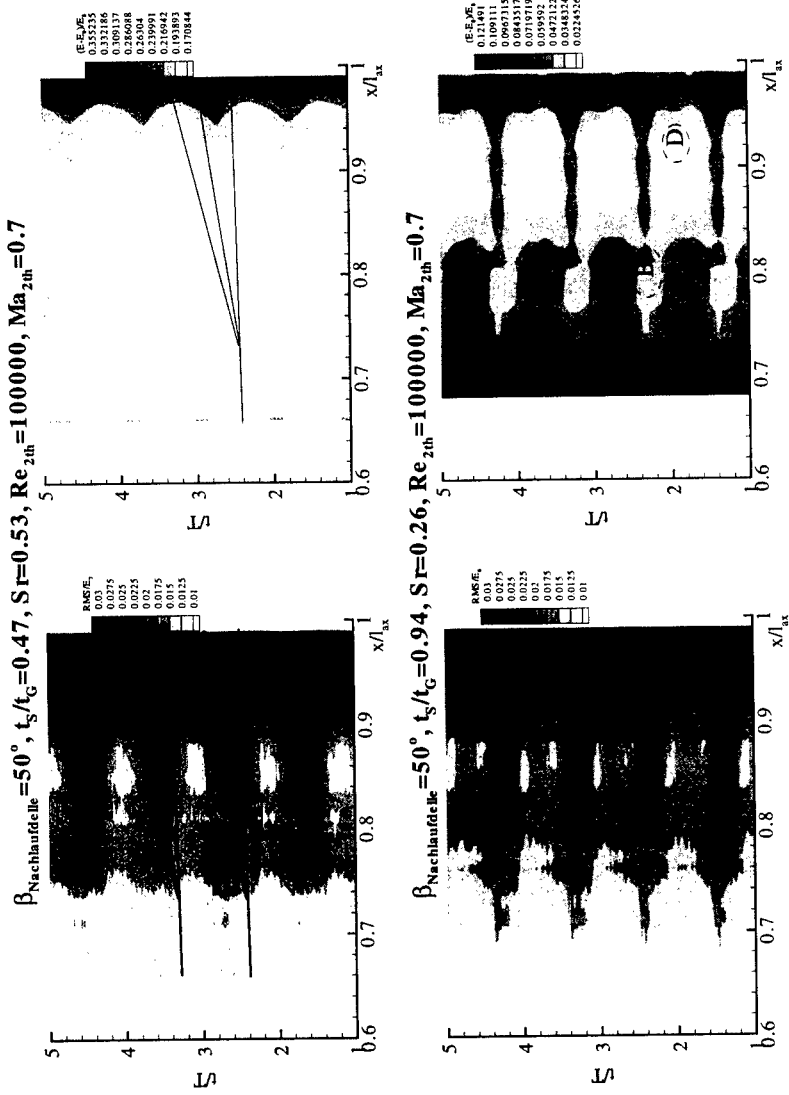
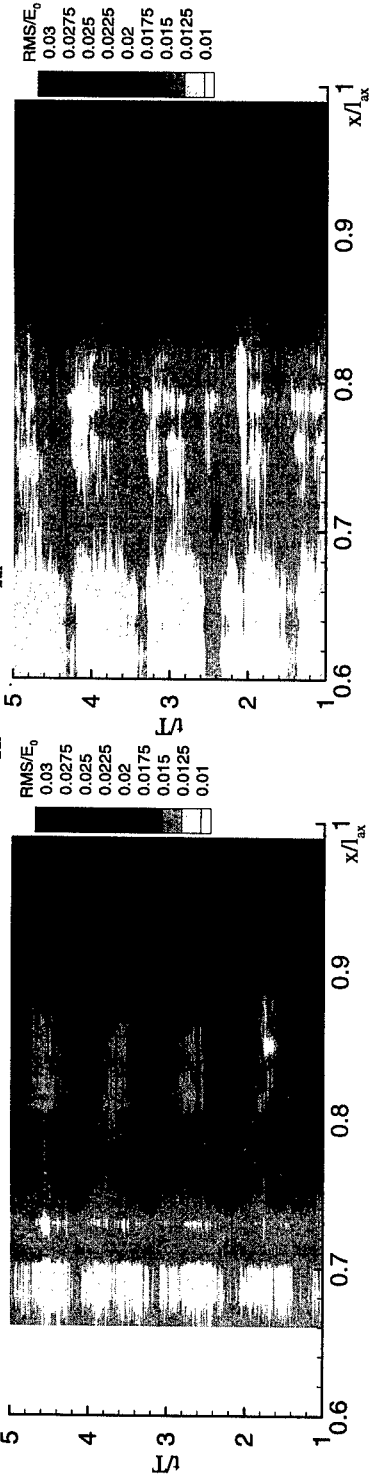


Abb. 4.23: Variation der Stabteilung beim Turbinengitter T115 bei konstantem Eintrittswinkel der Nachlaufdelle $\beta_{\text{Nachlaufdelle}} = 50^\circ$ in die Gitterpassage

T115

T116

$t_s=40\text{mm}$, $Sr=0.26$, $Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$



$t_s=80\text{mm}$, $Sr=0.26$, $Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$

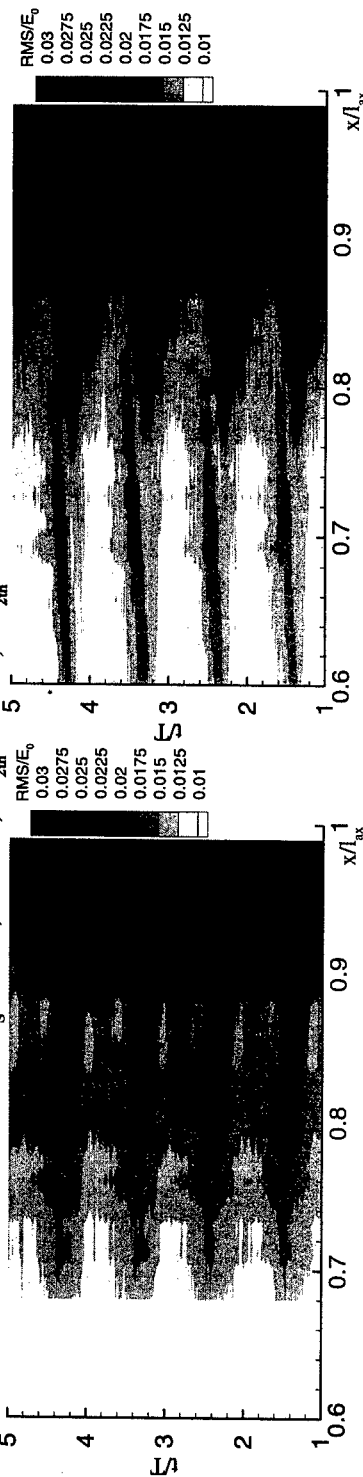
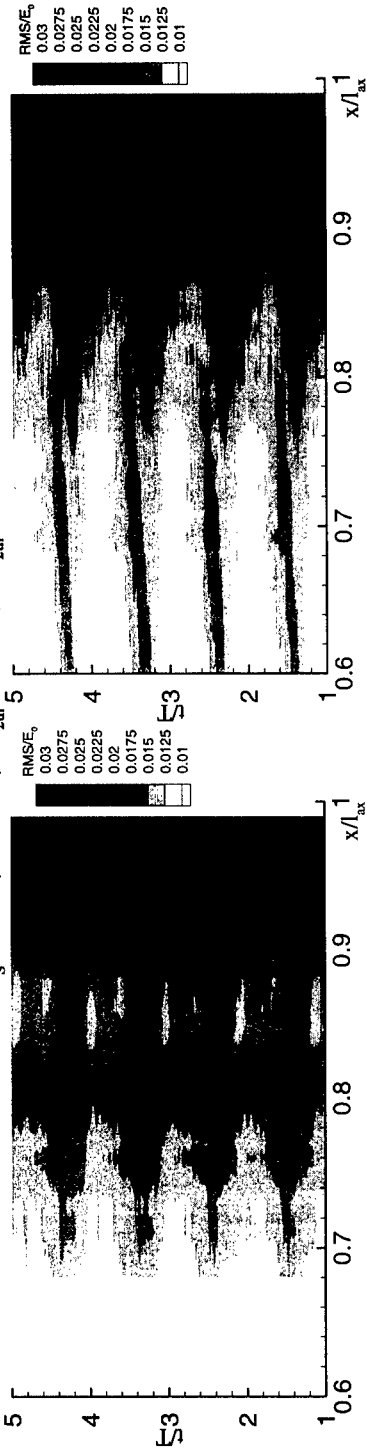


Abb. 4.24: Auswirkungen der Variation der Stabteilung bei konstanter Strouhalzahl auf die saugseitige Grenzschicht ($Sr=0.26$, $Re_{2th}=100000$) bei den Turbinengittern T115 und T116

T115

$t_s=80\text{mm}$, $St=0.26$, $Re_{zth}=100000$, $Ma_{zth}=0.7$



T116

$t_s=80\text{mm}$, $St=0.26$, $Re_{zth}=200000$, $Ma_{zth}=0.7$

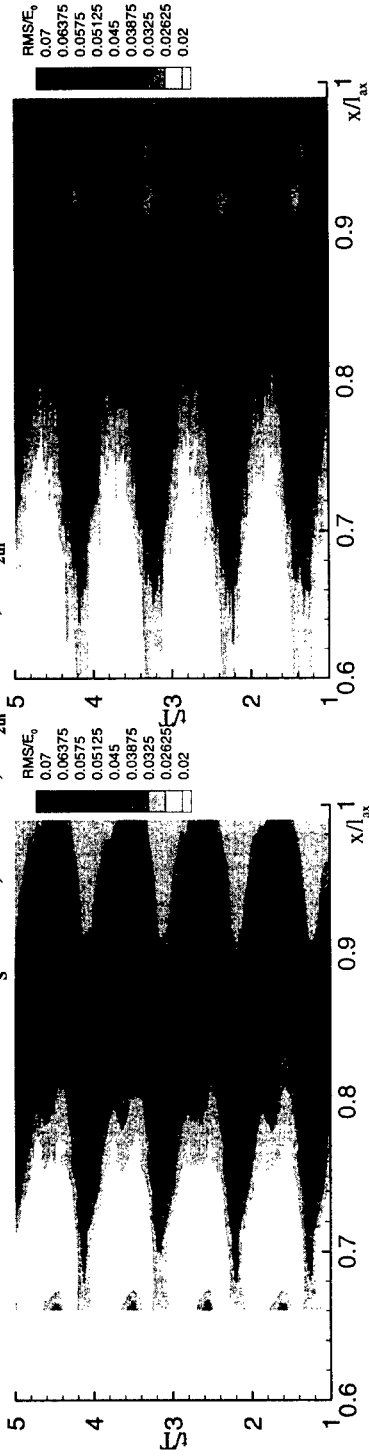


Abb. 4.25: Auswirkungen der Variation der Abstrom-Reynoldszahl bei konstanter Strouhalzahl ($St=0.26$) auf die saugseitige Grenzschicht bei den Turbinengittern T115 und T116 ($t_s=80\text{mm}$)

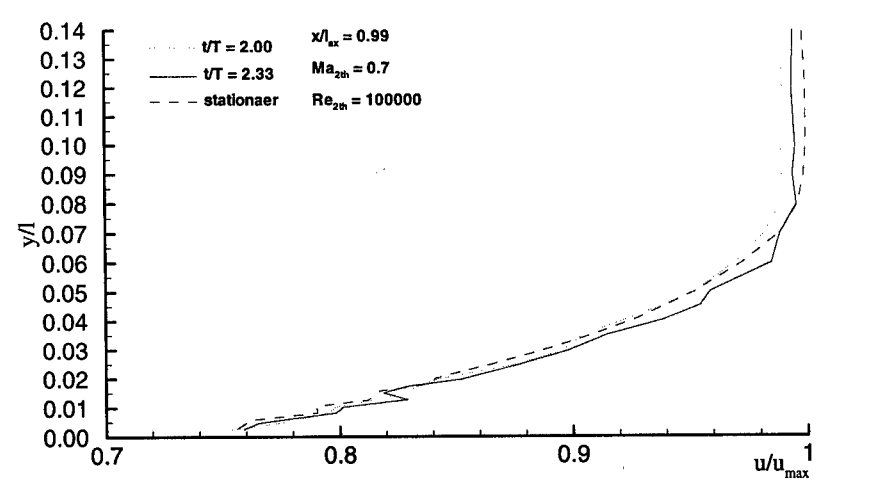
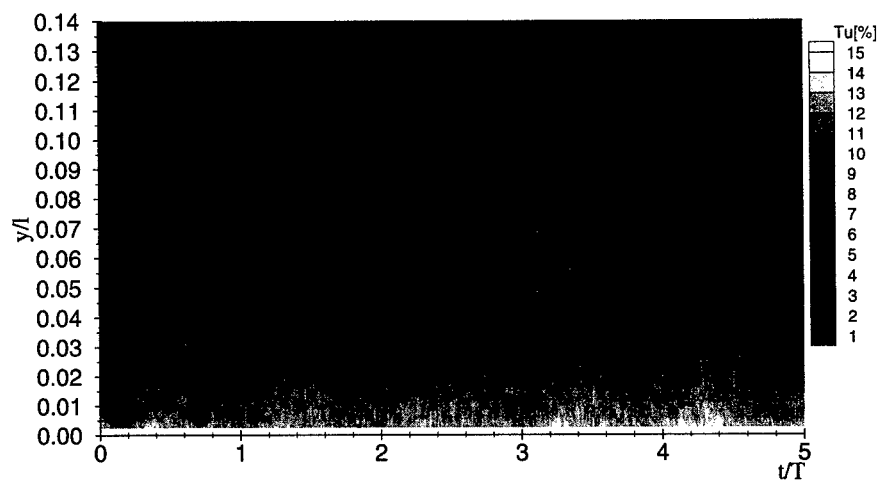
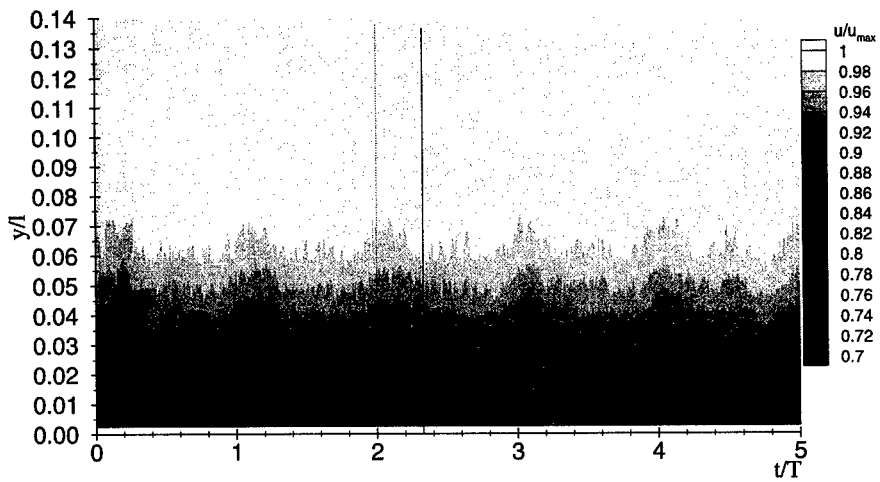


Abb. 4.26: Ergebnisse der Grenzschichttraversierung bei $x/l_{ax}=0.99$ beim Turbinengitter T116

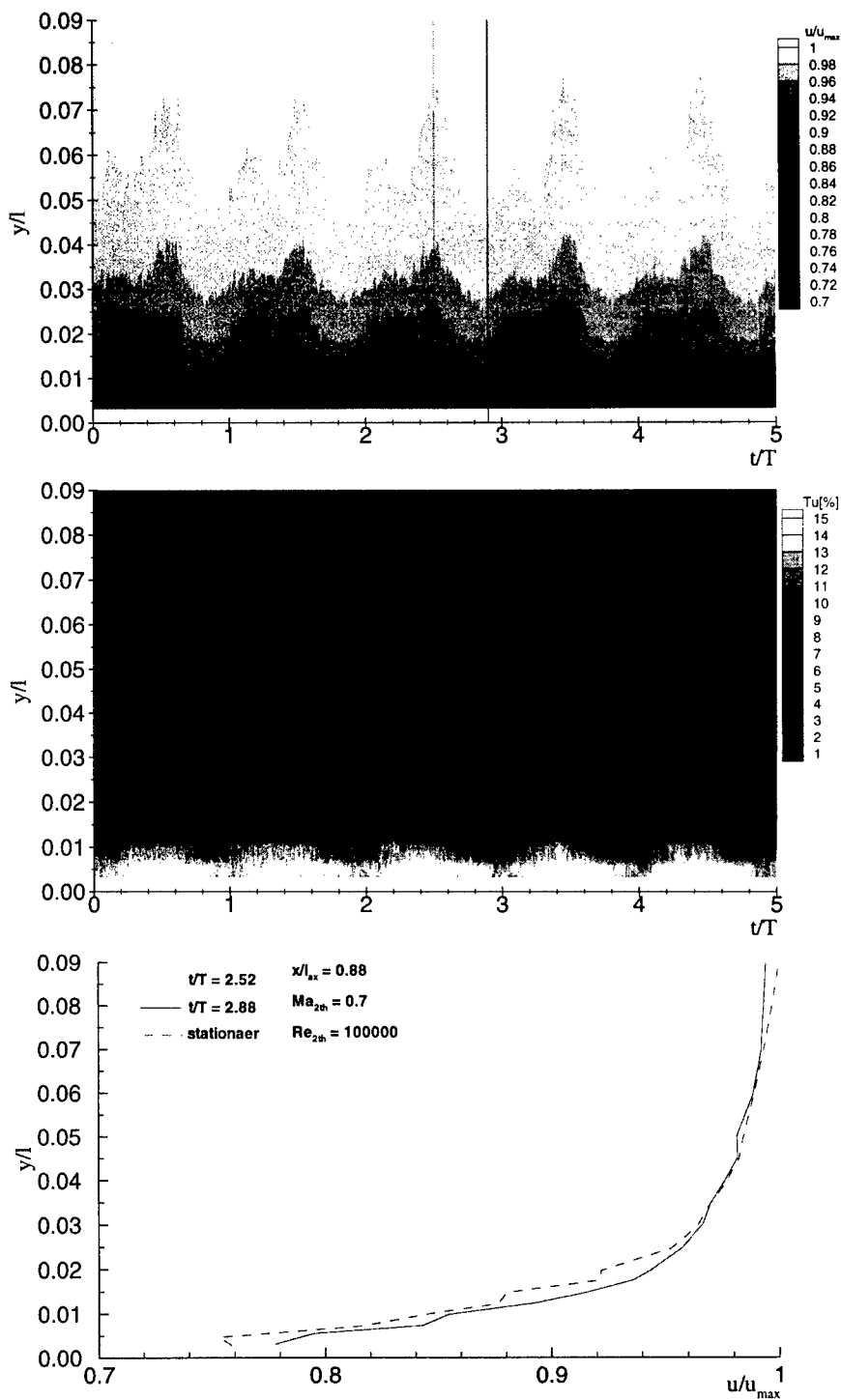


Abb. 4.27: Ergebnisse der Grenzschichttraversierung bei $x/l_{ax}=0.88$ beim Turbinengitter T116

T116, $Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$

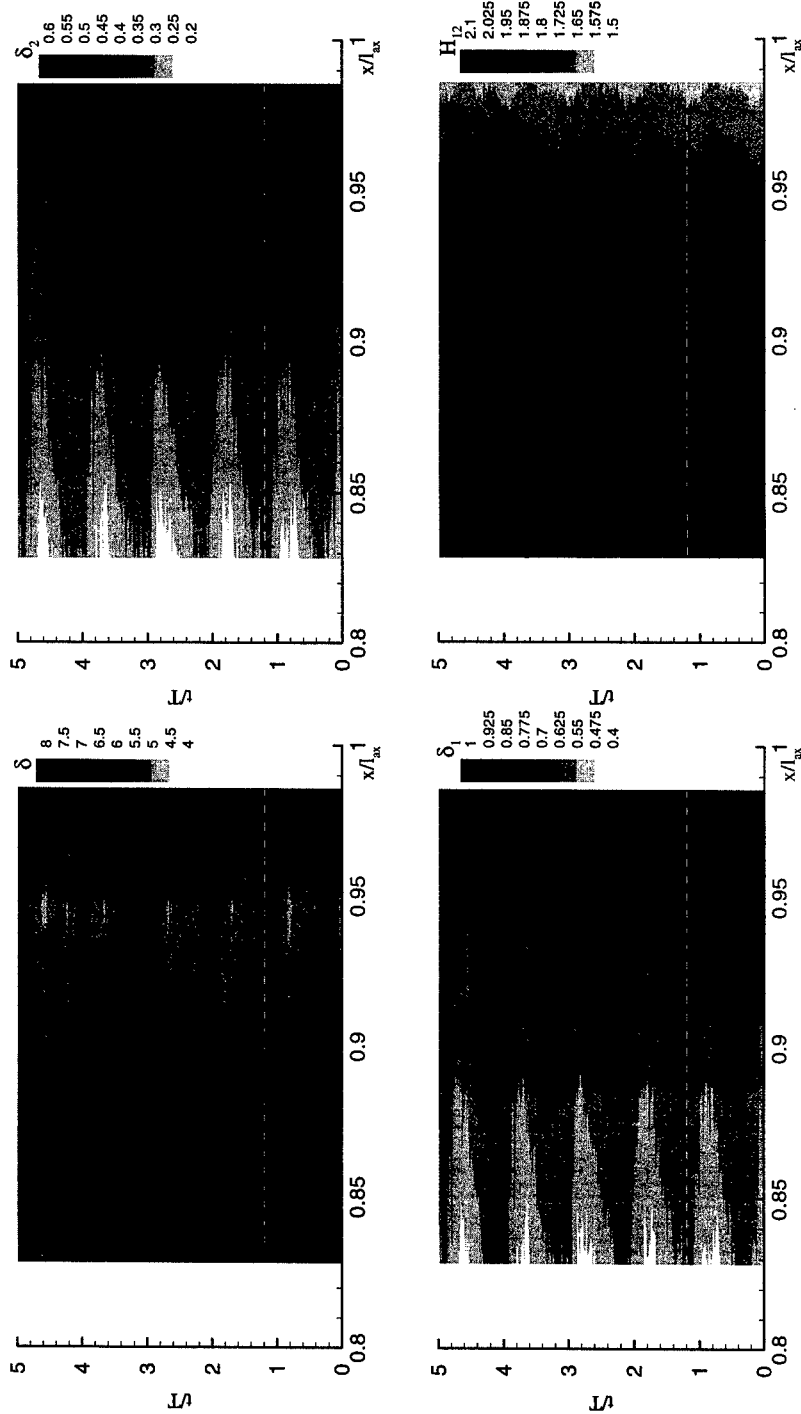


Abb. 4.28: Auswirkungen der instationären Zustoerung auf die saugseitige Grenzschichtentwicklung beim Turbinengitter T116

T116, $Sr=0.26$, $Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$

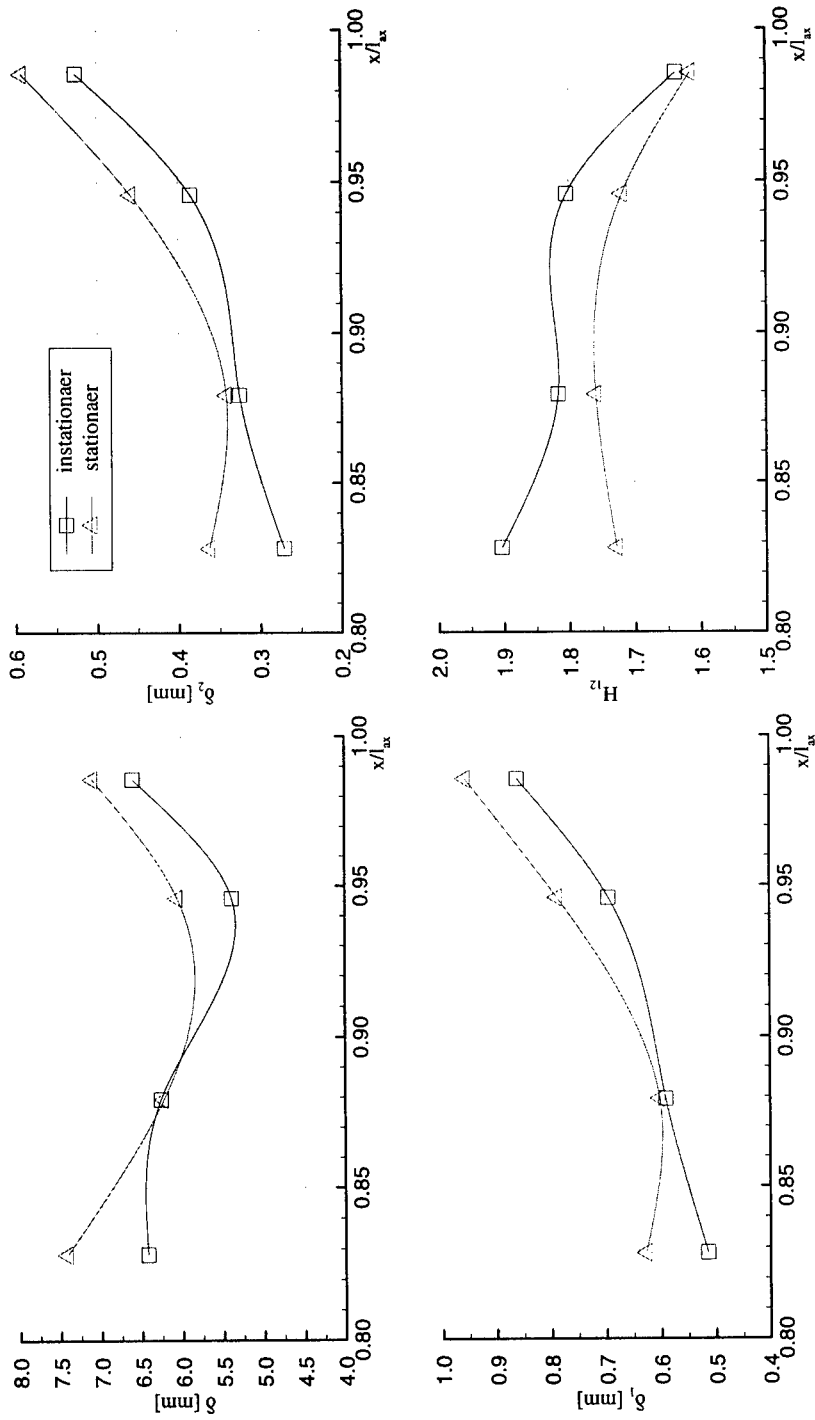


Abb. 4.29: Auswirkungen der instationaeren Zustromung auf die zeitlich gemittelten saugseitigen integralen Grenzschichtparameter beim Turbinengitter T116

T116, $x/l_{ax}=0.99$, $Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$

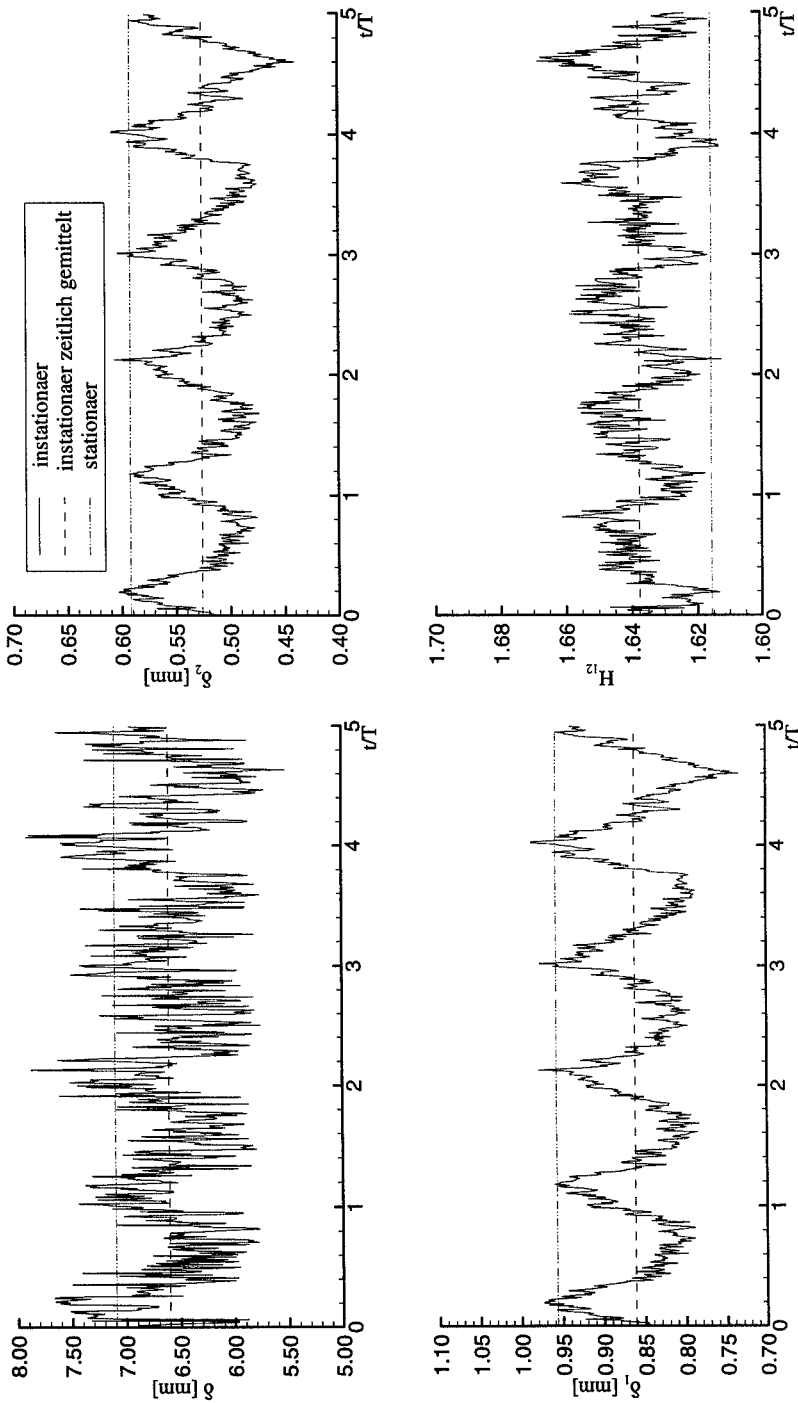


Abb. 4.30: Saugseitige integrale Grenzschichtparameter beim Turbinengitter T116 bei $x/l_{ax}=0.99$

T116, $Sr=0.26$, $Re_{zth}=100000$, $Ma_{zth}=0.7$

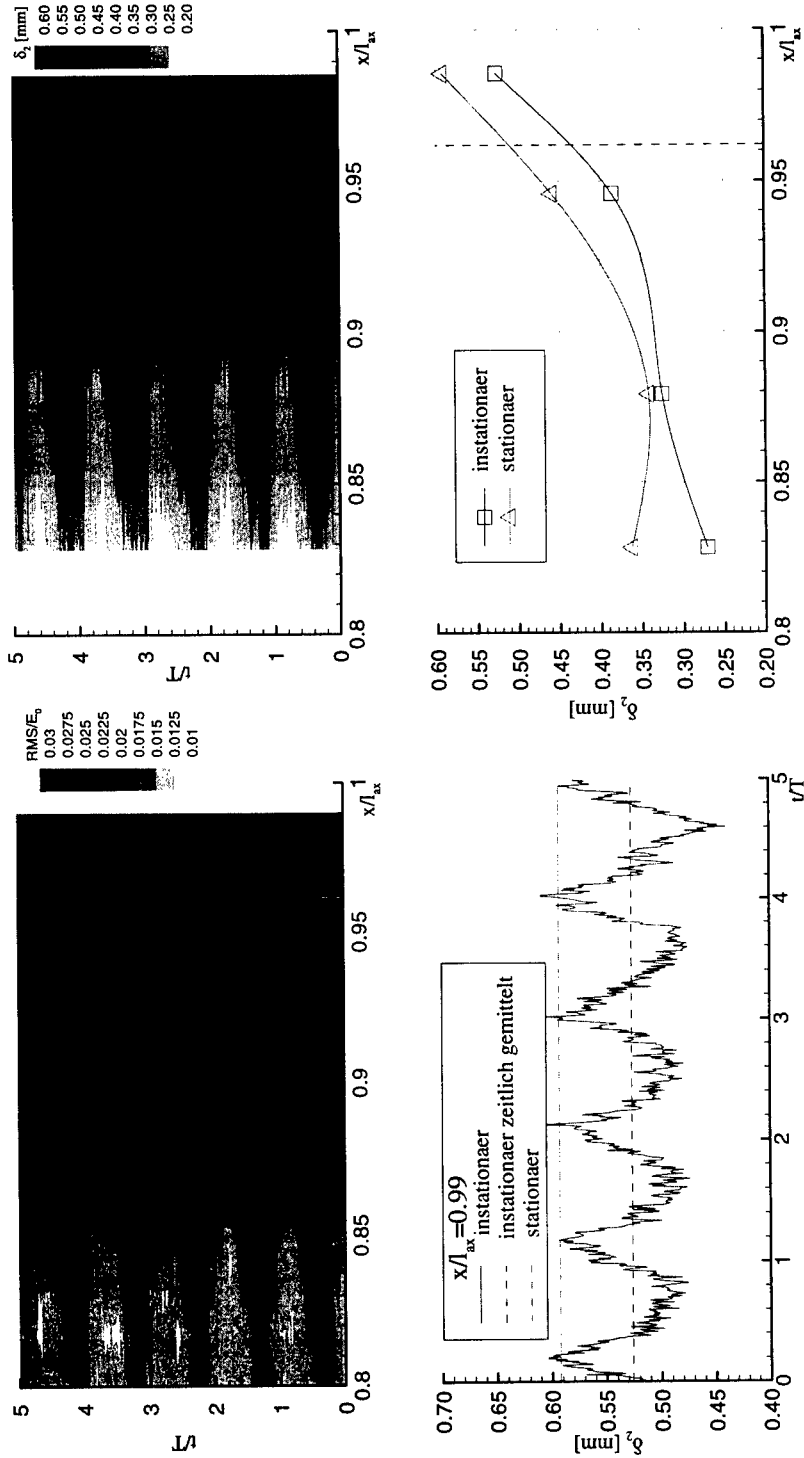


Abb. 4.31: Vergleich der Ergebnisse der Duennfilmmessungen und der Grenzschichttraversierung beim Turbinengitter T116

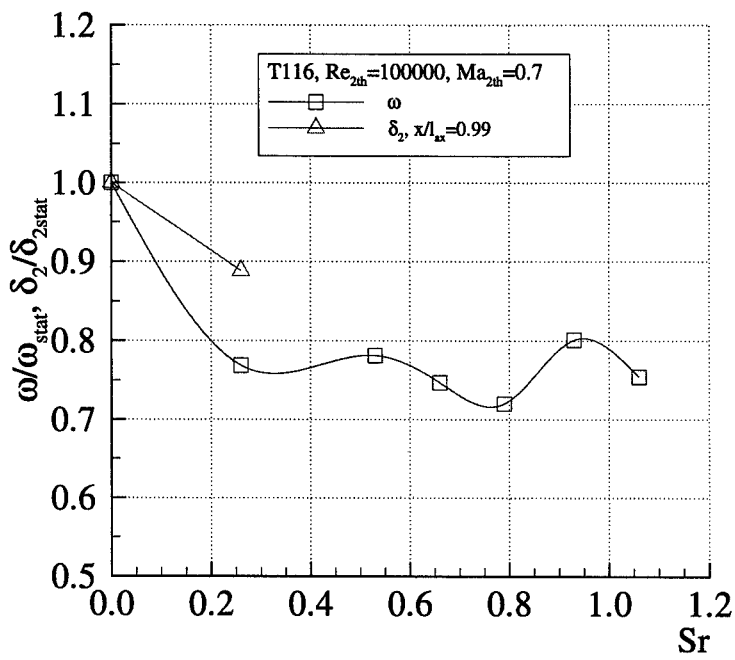
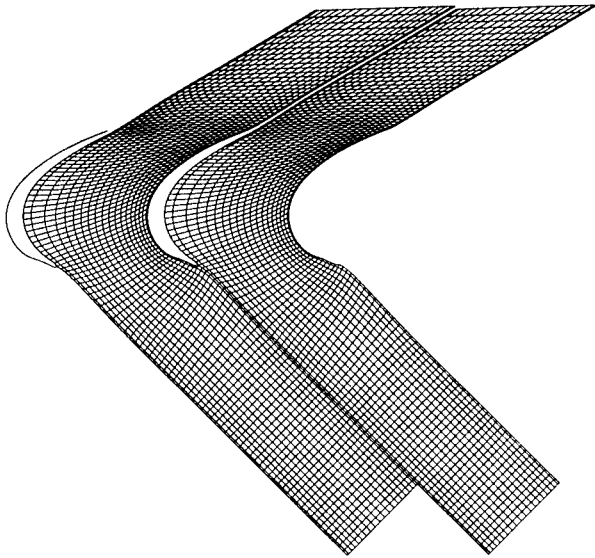
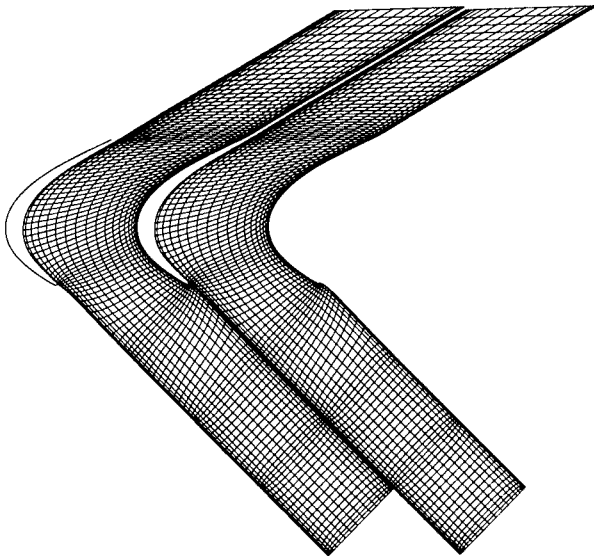


Abb. 4.32: Reduktion der Profil-Totaldruckverlustbeiwerte im Vergleich zur Reduktion der saugseitigen Impulsverlustdicke des Turbinengitters T116 bei instationärer Zuströmung

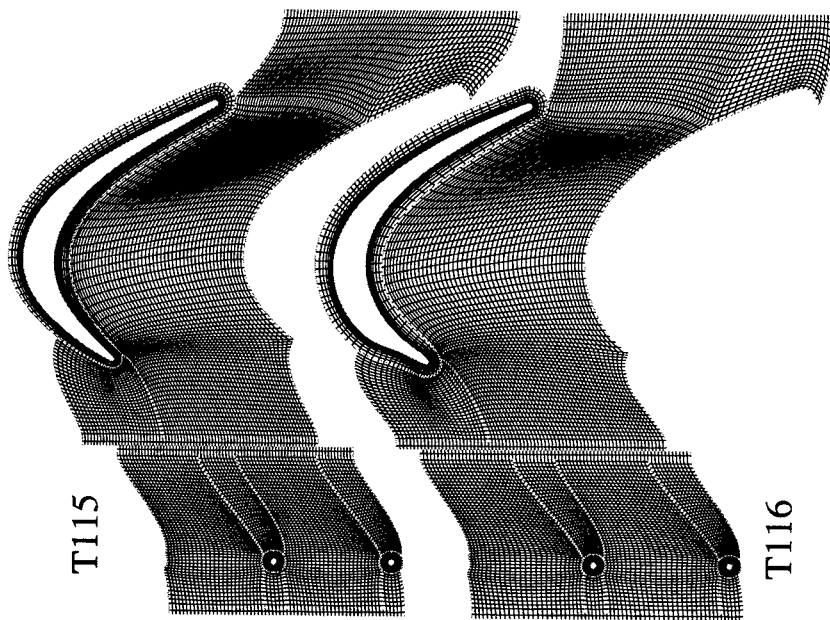


T116



T115

Abb. 5.1: Netztopologie der Turbinengitter T115 und T116 mit MISES2.4



Blockanzahl	= 18
Netzpunkte	= 47245
Schaufelteilung t/l_{T115}	= 0.8487
t/l_{T116}	= 0.9719
Teilungsverhältnis	= 2/1
$t_{\text{Stab}}/t_{\text{Schaufel}}$	
$\Rightarrow t_{\text{Stab}, T115}$	= 42.44 mm
$t_{\text{Stab}, T116}$	= 48.60 mm (real 40.0 mm)

Abb. 5.2: Rechenetz-Topologie der Turbinengitter T115 und T116 mit TRACE_U
(jeder zweite Punkt dargestellt)

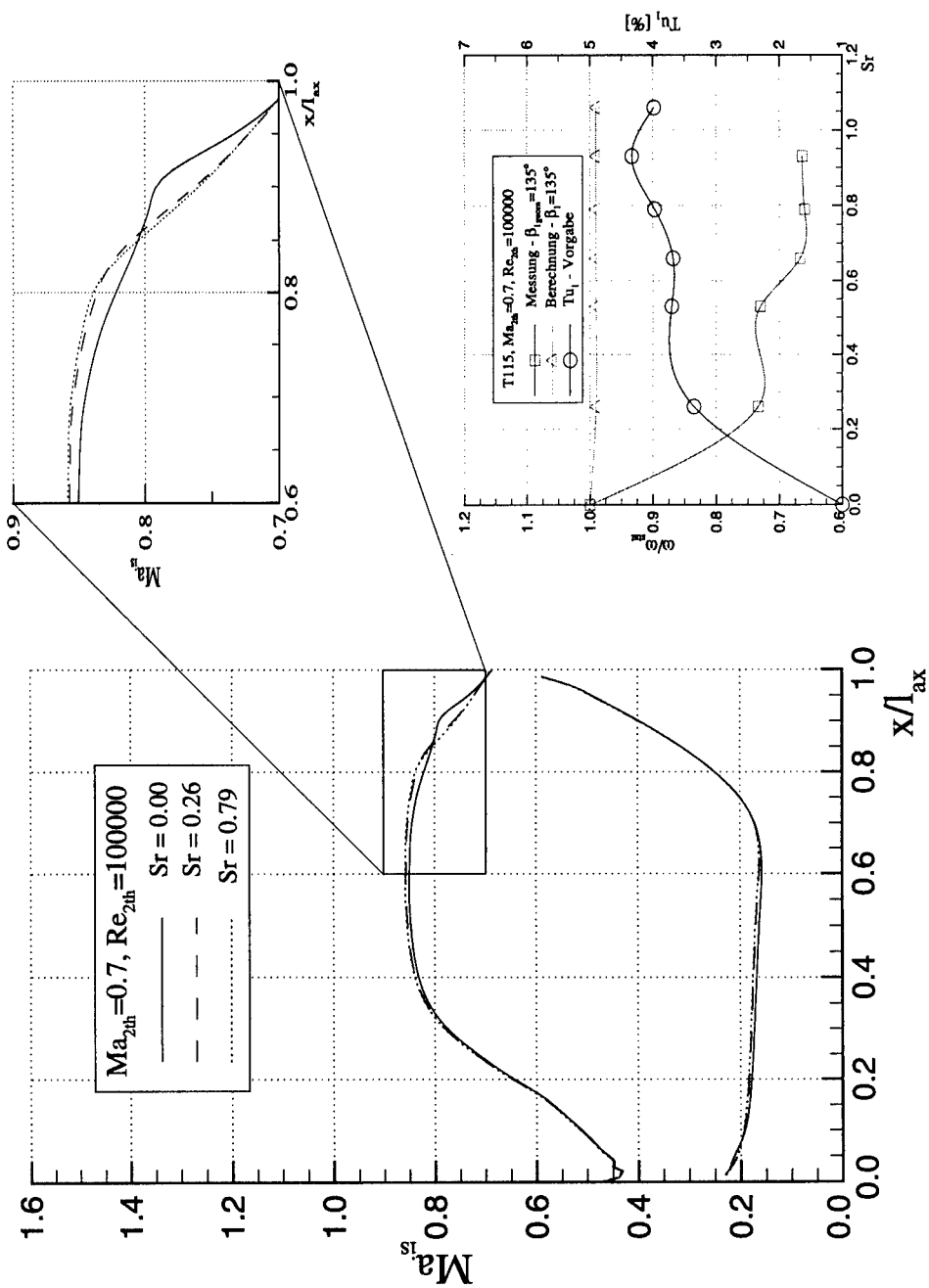
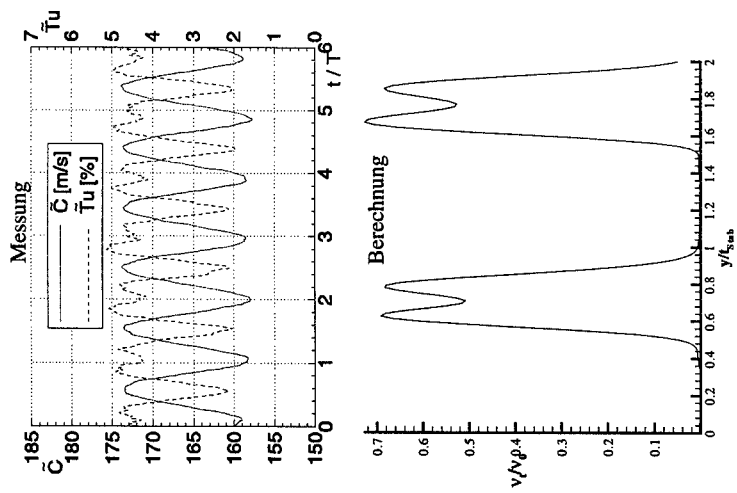


Abb. 5.3: Auswirkungen einer Strouhalzahlvariation auf die mit MISES2.4 berechneten isentropen Machzahlverläufe und die Totaldruckverlustbeiwerte beim Turbinengitter T115



T115, $Ma_{2th}=0.7$, $Re_{2th}=100000$, $St=0.79$, TRACE_U

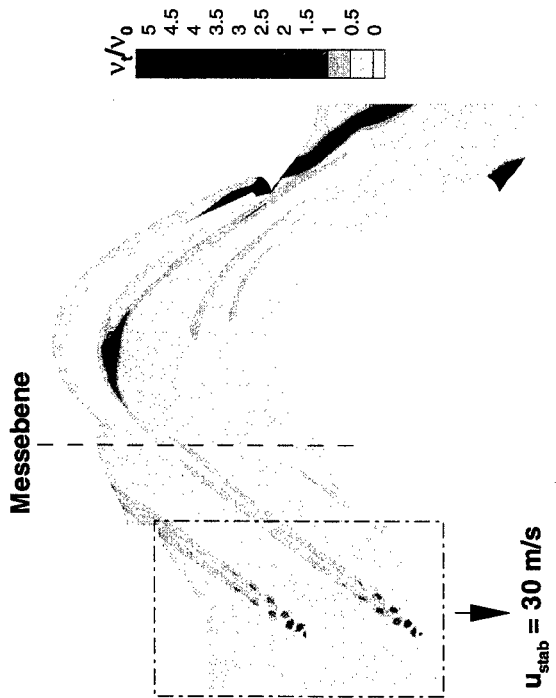


Abb. 5.4: Vergleich der gemessenen und mit TRACE_U berechneten Stabnachlaufzellen

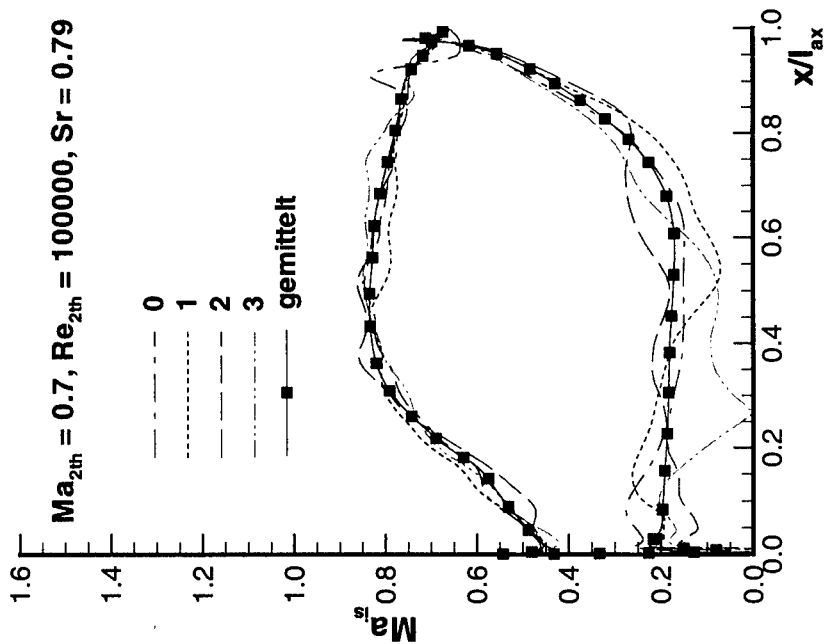
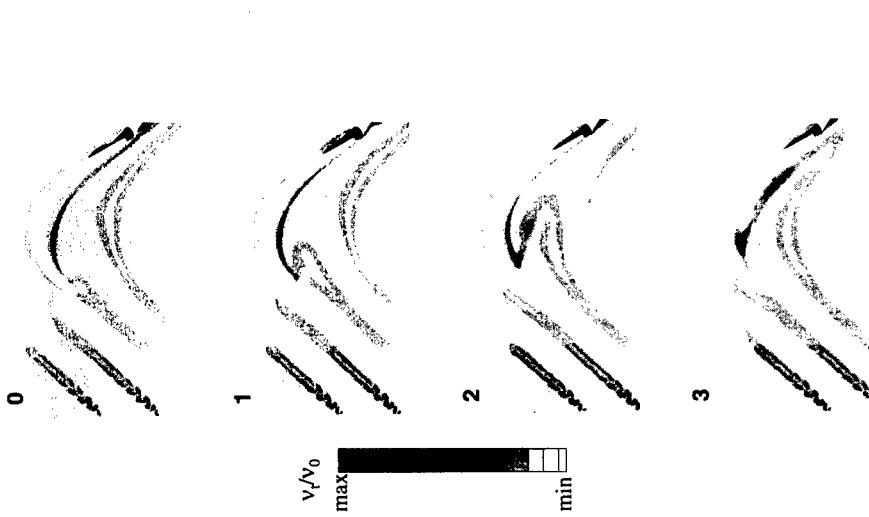


Abb. 5.5: Instationäre mit TRACE_U berechnete isentrope Profil-Machzahlverteilungen und dazugehörige Konturdarstellungen der normierten turbulenten Viskosität des T115

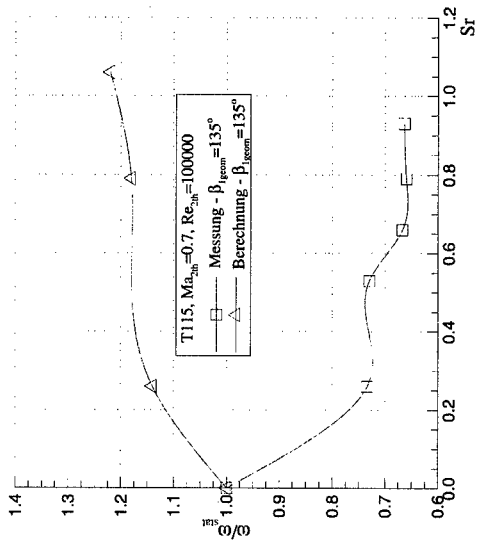
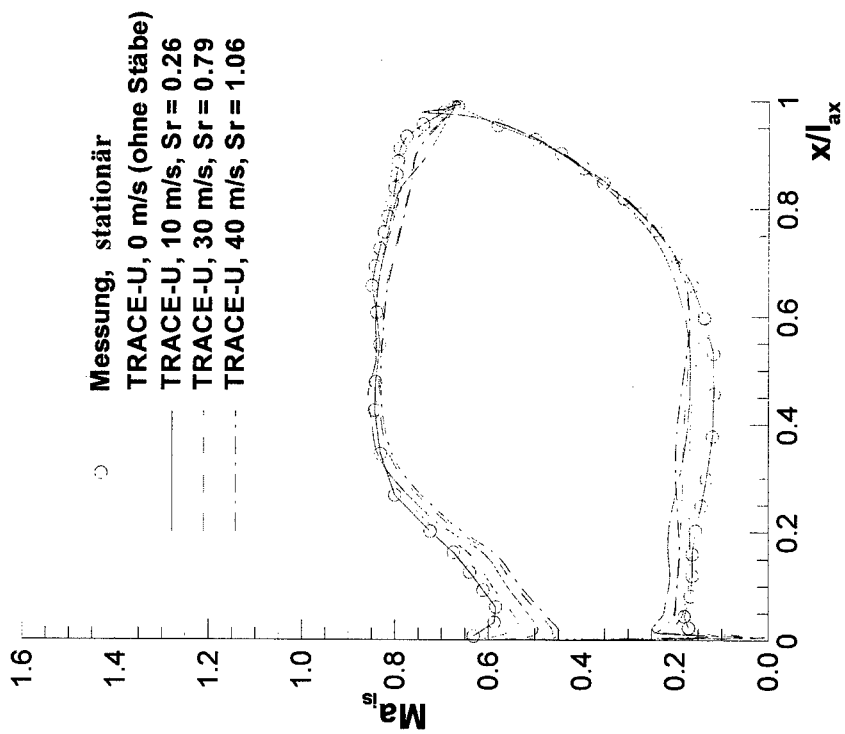
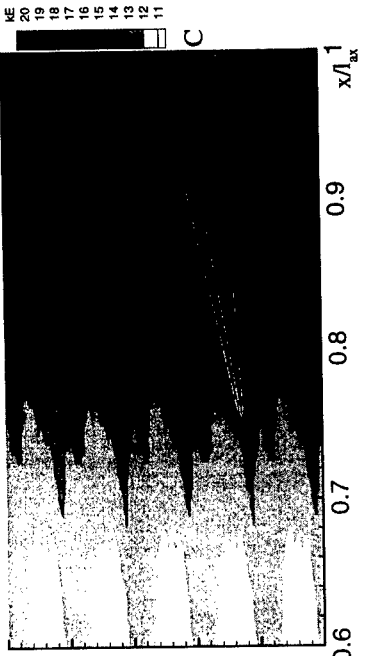
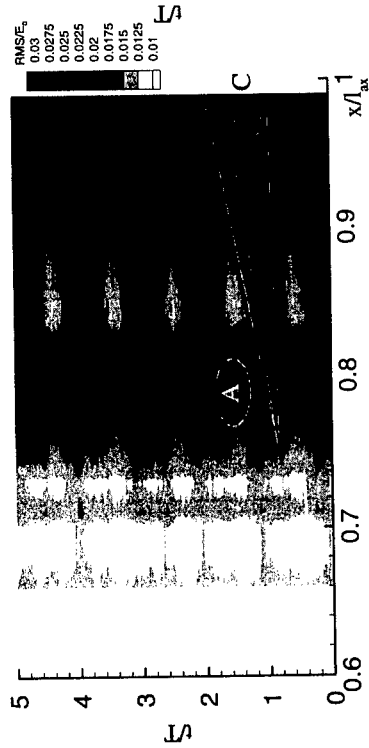


Abb. 5.6: Vergleich der gemessenen und berechneten Verläufe der isentropen Machzahlverteilungen und Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beim T115 bei Variation der Strouhalzahl

T115 - Messung

$Re_{z_{th}}=1000000$, $Ma_{z_{th}}=0.7$, $St=0.79$



T115 - Berechnung

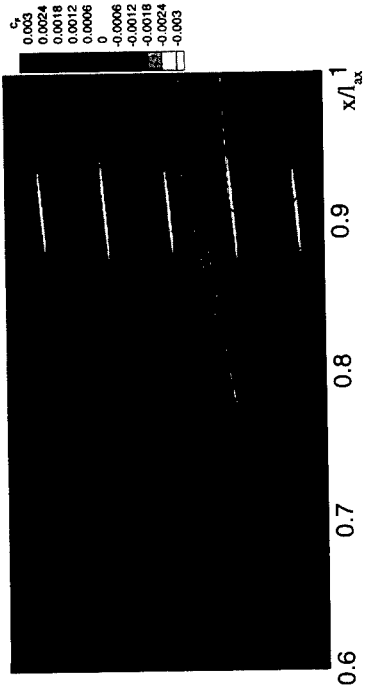
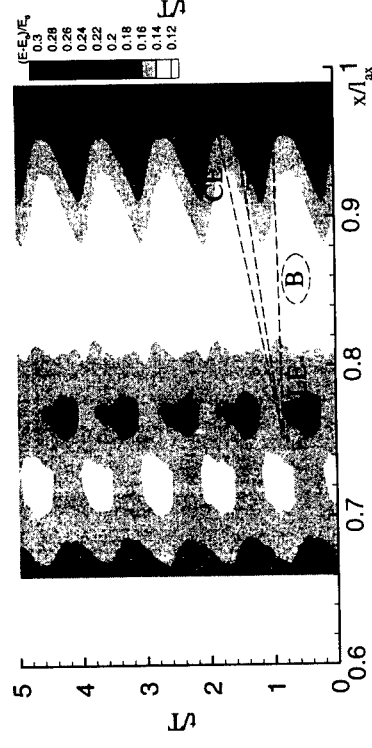
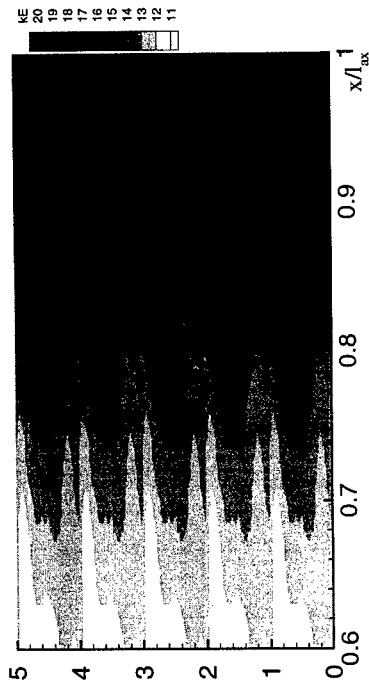
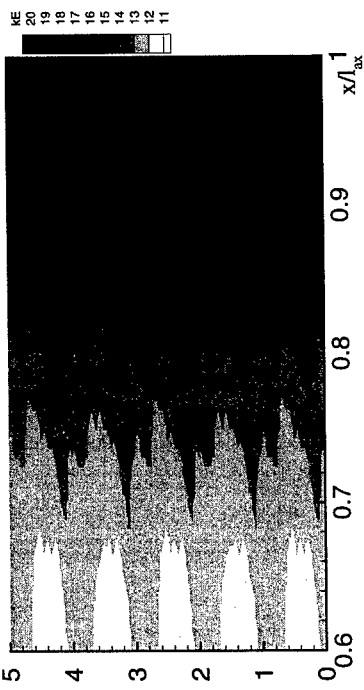


Abb. 5.7: Vergleich von Messung und TRACE_U-Berechnung am Turbinengitter T115

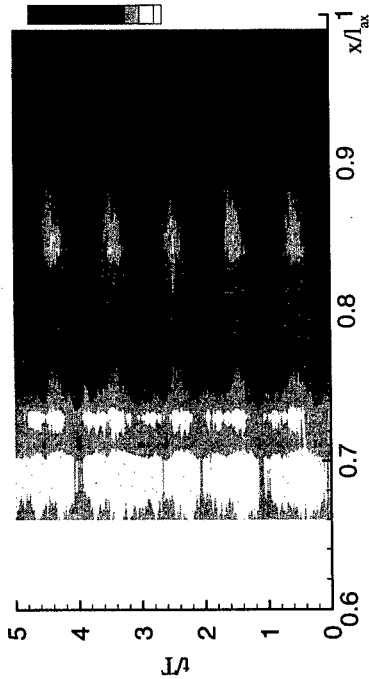
Berechnung

$Re_{2st} = 1000000$, $Ma_{2st} = 0.7$, $St = 0.79$



Messung

T115



T116

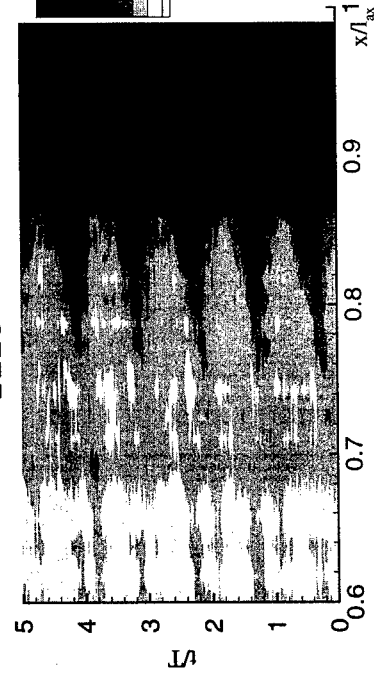
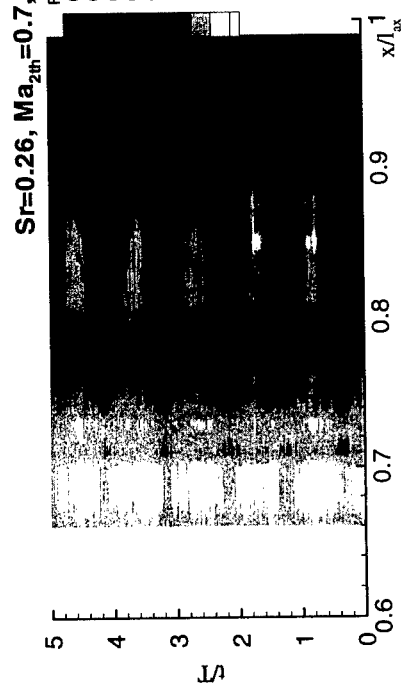


Abb. 5.8: Vergleich von Messung und TRACE_v-Berechnung bei den Turbinengittern T115 und T116

T115 - Messung



T115 - Berechnung

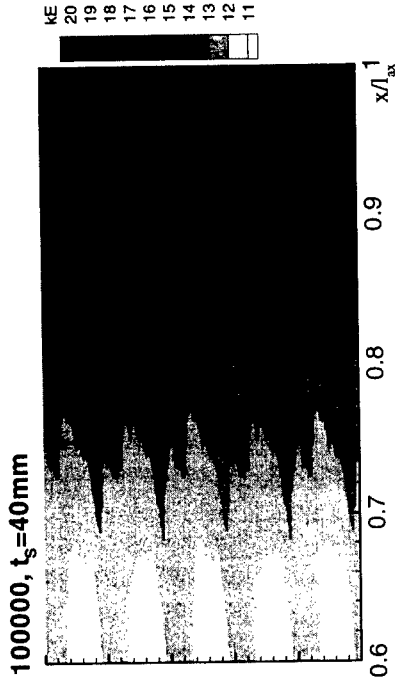
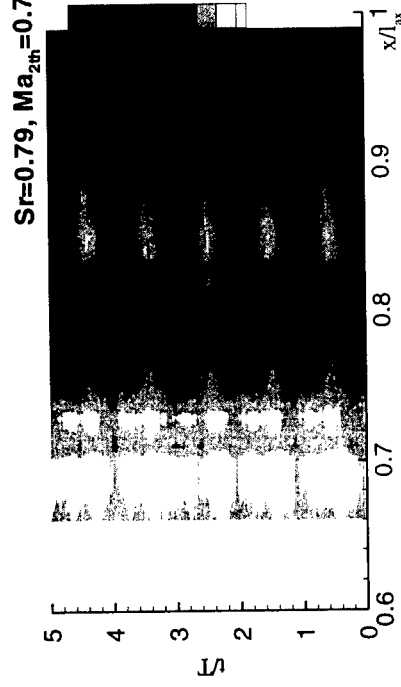
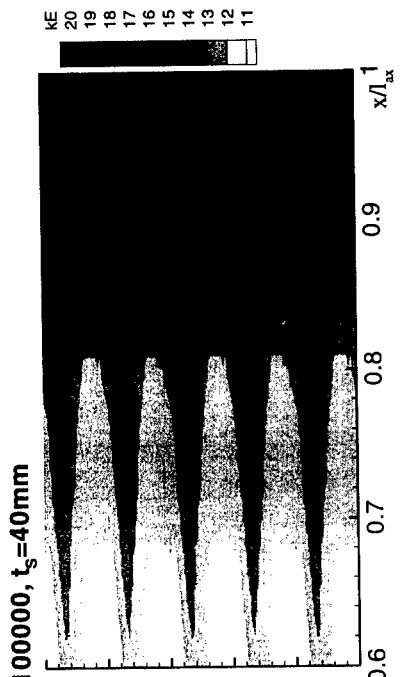
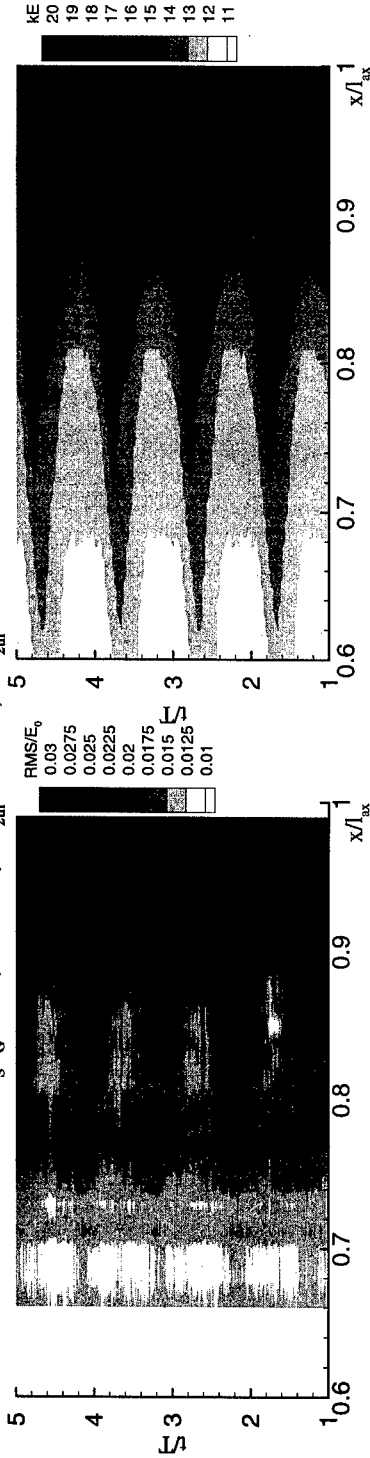


Abb. 5.9: Vergleich der Messung und TRACE_v-Berechnung bei Variation der Strouhalzahl beim Turbinengitter T115

T115 - Messung

$t_s/t_c=0.47$, $Sr=0.26$, $Re_{z_{th}}=100000$, $Ma_{z_{th}}=0.7$



T115 - Berechnung

$t_s/t_c=0.94$, $Sr=0.26$, $Re_{z_{th}}=100000$, $Ma_{z_{th}}=0.7$

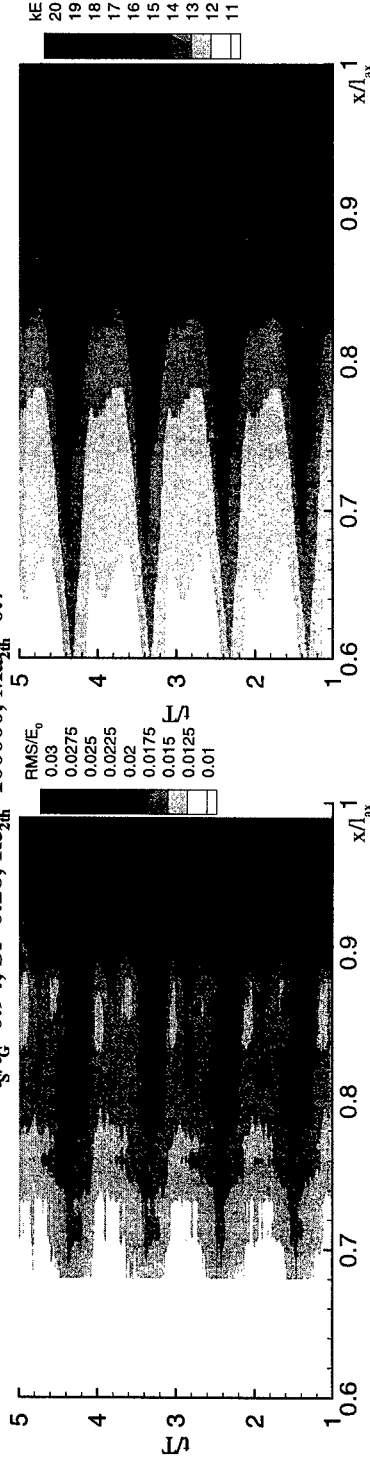


Abb. 5.10: Vergleich von Messung und TRACE_v-Berechnung bei Variation der Stabteilung beim Turbinengitter T115

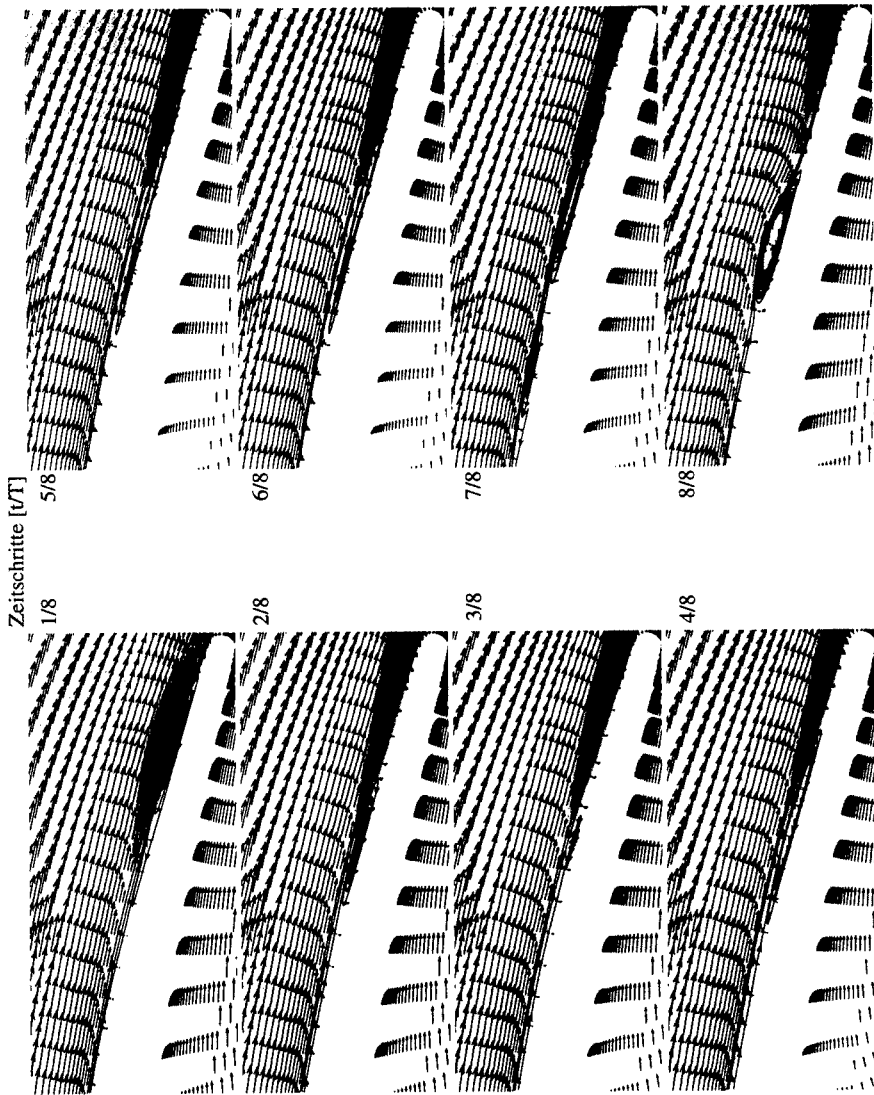


Abb. 5.11: Vektordarstellungen im saugseitigen Hinterkantenbereich des Turbinengitters T115 und Konturdarstellungen der normierten turbulenten Viskosität ($Sr = 0.79$)

Messung $T116$, $Re_{2th}=100000$, $Ma_{2th}=0.7$, $Sr=0.26$ Berechnung

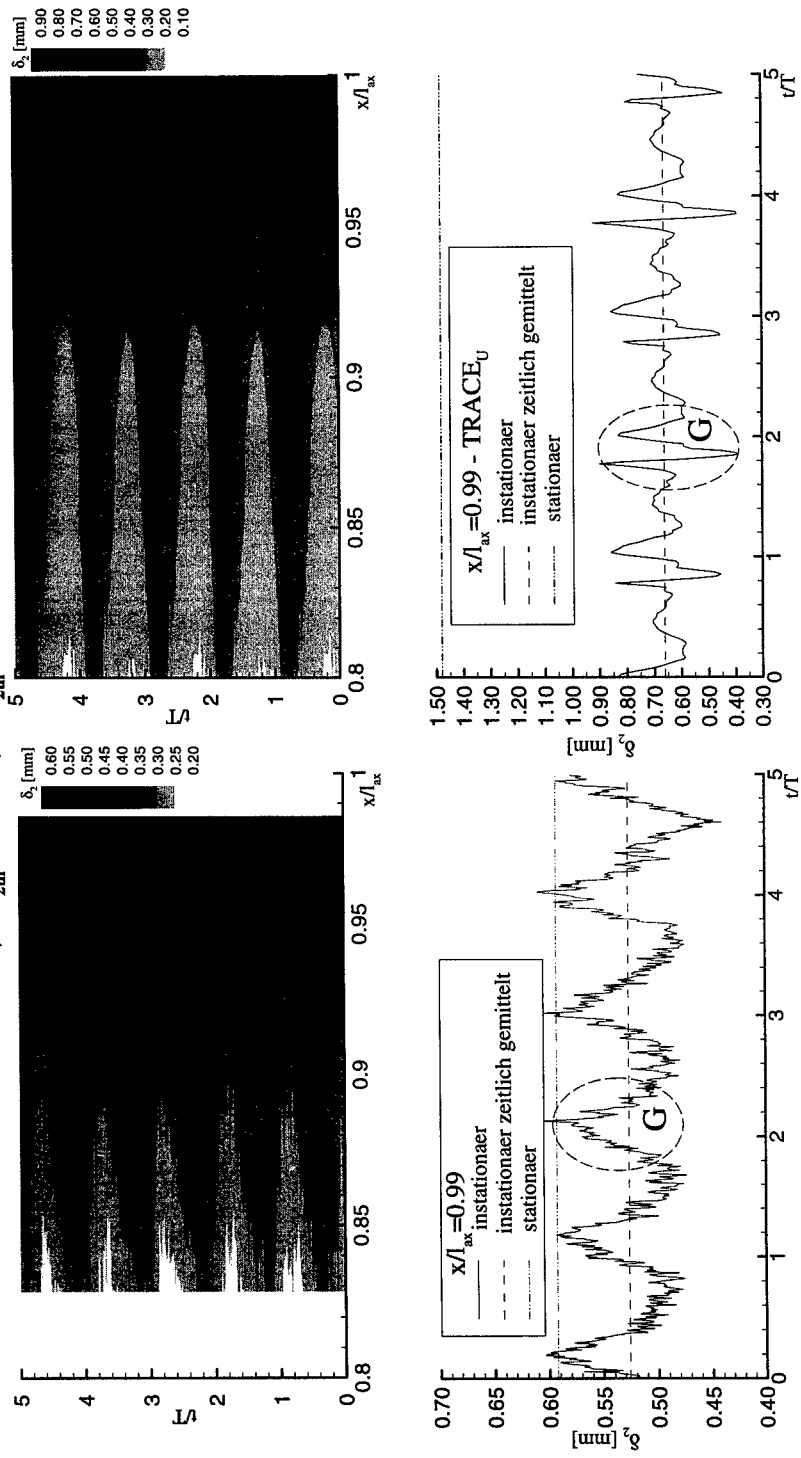


Abb. 5.12: Vergleich der Messung und TRACE_U-Berechnung hinsichtlich der saugseitigen Impulsverlustdicke des Turbinengitters T116 ($Sr=0.26$)

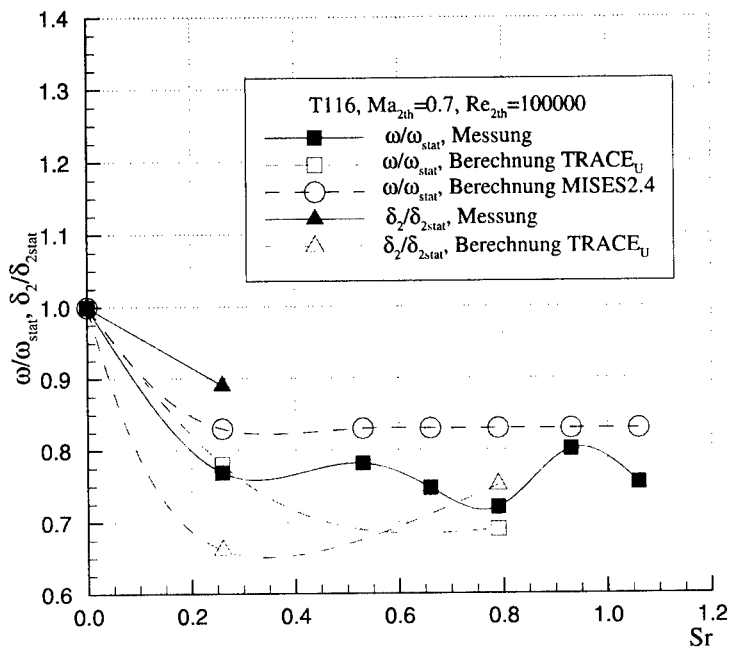


Abb. 5.13: Vergleich der Auswirkungen einer Strouhalzahlvariation auf die berechneten und gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwerte und die Impulsverlustdicken beim Turbinengitter T116

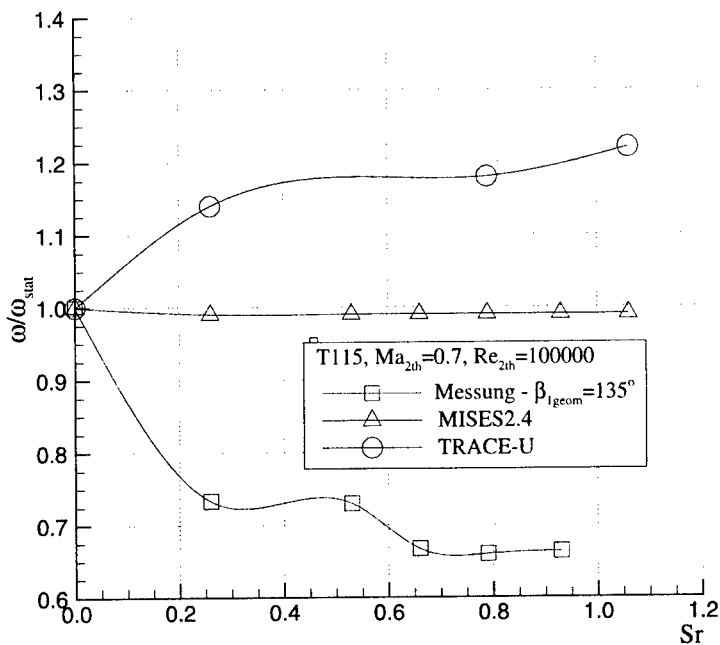


Abb. 5.14: Vergleich der Auswirkungen einer Strouhalzahlvariation auf die berechneten und gemessenen Profil-Totaldruckverlustbeiwerte beim Turbinengitter T115

Lebenslauf

Name: Stefan Brunner
Geburtsdatum: 8. Juni 1971
Geburtsort: Straubing
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: verheiratet

Schulbildung

1977– 1981 Grundschule Oberschneiding
1981 – 1990 Ludwigsgymnasium Straubing

Studium

1990 – 1995 Studium des Maschinenwesens, Technische Universität München
Vertiefungsrichtung: Luft- und Raumfahrttechnik

Beruflicher Werdegang

1995 – 2000 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe,
Universität der Bundeswehr München
seit April 2000 EADS Airbus GmbH, Bremen