

**Aerodynamische Effekte
bei Vorderkanten-Filmkühlausblasung
an hochbelasteten Turbinengittern
unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung**

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 Wolff

1. Berichterstatter: Prof. Dr.- rer. nat. Michael Pfitzner

2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Koschel

Tag der Einreichung: 25. März 2003

Tag der Annahme: 09. April 2003

Tag der Promotion: 21. November 2003

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München. Mein ganz besonderer Dank gilt dem im Juni 2002 plötzlich und unerwartet verschiedenen Institutsleiter Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner, der die Anregung zu dieser Themenstellung gab. Er war mir ein Doktorvater im besten Sinne. Seine Art zu fordern und zu fördern machten ihn fachlich aber vor allem persönlich zu einem wichtigen Mentor für mich.

Herrn Prof. Michael Pfitzner als Hauptreferenten, Herrn Prof. Wolfgang Koschel als Koreferenten und Herrn Prof. Werner Staudacher als Prüfungsausschussvorsitzendem danke ich für das wohlwollende Interesse an meiner Arbeit und für den Beitrag, den jeder Einzelne zum erfolgreichen Abschluss meines Promotionsverfahrens geleistet hat.

Der AG Turbo und dem Bundesminister für Wirtschaft und Arbeit danke ich für die Förderung des Forschungsvorhabens, das die Grundlage dieser Arbeit bildet.

Danken möchte ich auch meinen Kollegen des Instituts für Strahlantriebe, die in der Gemeinschaft des Instituts ein Arbeitsklima geschaffen haben, das von großem freundschaftlichen Gemeinsinn geprägt war und durch anregende Diskussionen für Inspiration sorgte. Diese nicht alltägliche Mischung haben das akademische Erbe von Prof. Fottner bis heute erhalten. Bei den täglichen Herausforderungen haben alle Kollegen wichtige Unterstützung geleistet. An dieser Stelle seien besonders erwähnt Günter Wilfert für die Entscheidungshilfe, Wolfgang Ganzert für die Einarbeitung in Mess- und Programmieretechniken, Peter Stadtmüller und Stefan Brunner für die Beherrschung der „Höllmaschine“, Matthias Boese für seine Gelassenheit im Promotionsbüro Boese-Wolff, stellvertretend für das technische Personal Wilfried Ehrlich für manche Überstunde und Holger Brandt für numerische und andere Exkursionen.

Einen ganz besonders herzlichen Dank möchte ich an Sabine Ardey richten, die mir durch die zahlreichen Diskussionen wichtige Anregungen für diese Arbeit gegeben hat. Aber weit darüber hinaus haben mir unsere Gespräche in vielen Situationen weitergeholfen.

Diese Dissertation stellt das Ende eines Weges dar, dessen Ziel nicht vorhersehbar war und dessen Beginn besonders von meinen Eltern ermöglicht wurde. Für die stete Unterstützung danke ich meinen Eltern, meiner Familie, besonderen Freunden und schließlich vor allem meiner Frau Katja für ihr Verständnis und den nötigen Rückhalt.

München, im August 2004

Stefan Wolff

**Aerodynamische Effekte
bei Vorderkanten-Filmkühlausblasung
an hochbelasteten Turbinengittern
unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung**

Übersicht

Zur Umsetzung der durch die umweltpolitischen Vorgaben gestützten Forderung nach möglichst CO₂-armen fossil befeuerten Kraftwerken, werden die aero-thermodynamischen Belastungen von Turbinen ständig gesteigert. Die für die Betriebssicherheit zulässigen maximalen Bauteiltemperaturen in den mit Heißgas beaufschlagten Strömungspassagen können nur noch durch fortschrittliche Kühltechnologien eingehalten werden. Für die dazu notwendige Auslegung optimierter Kühllkonfigurationen ist ein umfassendes Verständnis des Mischungsprozesses zwischen Kühlluft und Hauptströmung erforderlich.

In der Literatur wird bisher hauptsächlich die Untersuchung von Filmkühlausblasung an einfachen Geometrien und bei stationärer Zuströmung beschrieben, obwohl reale Maschinen komplexe Geometrien und instationäre Strömungen aufweisen. Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Beschreibung der Strömungsvorgänge bei Kühlluftausblasung an der Vorderkante eines Turbinenprofils unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung und turbomaschinenähnlichen Strömungsrandbedingungen. Es wurden Messungen an einem hochbelasteten Turbinengitter mit Gleichtemperaturlausblasung durchgeführt, das saug- und druckseitig jeweils eine Ausblasposition in unmittelbarer Staupunktnähe besitzt. Systematisch aufbauend auf den bereits vorhandenen Ergebnissen zur Ausblasung aus Schlitzen und Bohrungsreihen bei stationärer Zuströmung am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München wurden zwei Bohrkonfigurationen untersucht, die bei konstanter axialer Bohrungsneigung ohne und mit lateralen Ausblaswinkeln ausgestattet waren. Die Größe des Gitters war auf die Abmessungen der Messstrecke, der eingesetzten Sonden sowie dem eingesetzten Erzeuger instationärer Zuströmung, der zur Simulation einer stromauf bewegten Schaufelreihe verwendet wurde, abgestimmt. Vor allem die zeitlich hochauflösende dreidimensionale Hitzdraht-Anemometrie und die Druckmesstechnik mit Kulite – Sensoren kamen zum Einsatz, um das Strömungsfeld im Nahbereich der Ausblasung detailliert zu vermessen.

Die Zuströmwinkeländerung in den Nachlaufdüsen erzeugt einen leichten Rückenstoß, der zu einer zeitlich veränderlichen Verschiebung des Staupunktes führt. Im Nahbereich der Ausblasung zeigen sich sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite in Momentaufnahmen zwischen zwei Nachlaufdüsen Strömungsbilder, die denen bei stationärer Zuströmung ähnlich sind. Die Ausblasung in die beschleunigte saugseitige Querströmung erzeugt einen anliegenden Kühlstrahl mit dem charakteristischen Nierenwirbel, der durch die

Wirkung der Nachlaufdelle als „Negative Jet“ periodisch mit der Stabfrequenz an- und abschwilt. Die Druckstörung durch die Nachlaufdellen pflanzt sich bis ins Schaufelplenum fort und ruft eine periodische Änderung des Ausblasmassstroms hervor. Dabei kommt es bei symmetrischer Unterimpulsausblasung (AGTB-EIZ-B1) zu einem kurzzeitigen, fast völligen Erlöschen des saugseitigen Kühlstrahls. Die lateral angestellten Bohrungen zeigen sich in diesem Zusammenhang robuster, mischen sich in Strömungsrichtung jedoch langsamer aus. Zusätzlich ergibt sich durch den Einfluss der Nachlaufdellen eine laterale und wandnormale Oszillation der Strahltrajektorie, die zu einem insgesamt inhomogeneren Kühlfilm führt. Die Ausblasung in die verzögerte Hauptströmung auf der Druckseite lässt den Kühlstrahl vollständig von der Profiloberfläche, abheben und es bildet sich darunter ein Rückströmgebiet. Dieses wird durch die Nachlaufdellen nicht unterdrückt, sondern sogar periodisch vergrößert. Die laterale Auffüllbewegung in den Nachlauf des Rückströmgebietes generiert ein zweites Wirbelpaar, den Trogwirbel.

Aufbauend auf der vorhandenen Datenbasis wurden numerische Untersuchungen zur Validierung der Rechenverfahren begonnen. Erste Ergebnisse haben gezeigt, dass sich eine Interaktion zwischen Kühlstrahl und Nachlaufdelle im Ausströmverhalten der Kühlluft niederschlägt. Inwieweit moderne Rechenverfahren das zeitlich und räumlich hochkomplexe Strömungsverhalten wiedergeben können, muss in weiteren Arbeiten nach dem Abschluss der Auswertung der numerischen Ergebnisse anhand detaillierter Vergleiche zwischen Experiment und Rechnung diskutiert werden.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	III
1. Einleitung und Problemstellung	1
2. Aerothermodynamische Grundlagen der Filmkühlung.....	7
2.1 Forschungsarbeiten zur Filmkühlung.....	8
2.2 Die aerodynamische Analyse der Kühlluftausblasung aus diskreten Bohrungen.....	19
2.3 Schlussfolgerungen und Zielsetzung.....	28
3. Versuchsaufbau für die experimentellen Arbeiten.....	30
3.1 Aufbau des Versuchsträgers AGTB-EIZ	30
3.2 Geometrische Auslegung der Ausblaskonfigurationen am AGTB-EIZ.....	31
3.3 Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK).....	32
3.4 Erzeugung der periodisch instationären Zuströmung.....	33
3.5 Messstrecke und Instrumentierung.....	39
4. Mess- und Auswertetechniken.....	41
4.1 Bestimmung der Ausblasmasseströme	41
4.2 Stationäre Profildruckverteilungsmessung.....	44
4.3 Zeitgenaue dreidimensionale Hitzdrahtmesstechnik.....	44
4.3.1 Funktionsweise und Messprinzip der dreidimensionalen Hitzdraht-Anemometrie.....	44
4.3.2 Messwerterfassungssystem für die Aufzeichnung und Auswertung von Hitzdrahtsignalen.....	46
4.4 Zeitlich hochauflösende Druckmesstechnik.....	48
4.4.1 Funktionsweise und Messprinzip von hochfrequenten Druckaufnehmern	49
4.4.2 Instrumentierung der Konfiguration AGTB-EIZ-B1 mit hochfrequenten Druckaufnehmern	50
4.4.3 Kalibrierung und Messwerterfassungssystem der zeitlich hochauflösenden Druckmesstechnik	51
4.5 Fehlerabschätzung	53
5. Experimentelle Untersuchungen am Turbinengitter AGTB-EIZ.....	55

5.1	Messprogramm.....	55
5.2	Zusammenfassung der Ergebnisse bei stationärer Zuströmung.....	56
5.3	Charakterisierung der Zuströmbedingungen.....	59
5.3.1	Periodisch instationäre Zuströmung.....	62
5.4	Profildruckverteilungsmessung.....	63
5.5	Ergebnisse der Strömungsfeldmessungen im Bereich der Vorderkante bei periodisch instationärer Zuströmung.....	66
5.5.1	Druckseitige Kühlluftausblasung unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung.....	71
5.5.2	Saugseitige Kühlluftausblasung unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung bei Unterimpulsausblasung.....	84
5.5.3	Saugseitige Kühlluftausblasung unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung bei Überimpulsausblasung.....	95
5.6	Auswirkungen der periodisch instationären Zuströmung auf die Ausblasrate	105
5.7	Zusammenfassende Bewertung der experimentellen Ergebnisse	108
6.	Empfehlungen für die praktische Anwendung und weitere Untersuchungen.....	112
7.	Zusammenfassung.....	116
8.	Literaturverzeichnis.....	119
9.	Anhang	137

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

A	[m ²]	Fläche
A	[V ²]	Konstante des King'schen Gesetzes
a _i	[diverse]	Kalibrierkoeffizient
b	[m]	Breite
B	[V ² /m]	Konstante des King'schen Gesetzes
c	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
c _{p,x}	[-]	lokaler Druckbeiwert nach Gleichung 4.4
d	[m]	Bohrungsdurchmesser Kühlluftbohrung
d	[m]	Durchmesser
DR	[-]	Dichteverhältnis zwischen Kühl- und Heißgas
E	[V]	Spannung
E _e	[V]	Speisespannung
f	[1/s]	Frequenz
G	[m/s]	Betrag des Geschwindigkeitsvektors
h	[m]	Schaufelhöhe
I	[-]	Impulsverhältnis
i	[-]	Zählvariable
j	[-]	Zählvariable
k	[m ² /s ²]	turbulente kinetische Energie pro Masse
k _i	[diverse]	Kalibrierkoeffizient
l	[m]	Profil-Sehnenlänge
l _{Bo}	[m]	Länge der Kühlluftbohrung
M	[-]	Ausblasrate
ṁ	[kg/s]	Massestrom
Ma	[-]	Machzahl
N	[-]	Anzahl der Stabperioden
n	[-]	Konstante des King'schen Gesetzes
P	[m]	lateraler Bohrungsabstand
p	[Pa]	Druck
q	[Pa]	Staudruck
R	[J/(kg K)]	Gaskonstante
R	[Ω]	ohmscher Widerstand
R	[m]	Radius
Re	[-]	Reynoldszahl
s	[m]	Lauflänge auf dem Profil ab dem Staupunkt (negative Werte = DS)
Sr	[-]	Strouhalzahl
T	[K]	Temperatur
T	[s]	Periodendauer
t	[m]	Teilung
t	[s]	Zeit
Tu	[-]	Turbulenzgrad
U, u	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeitskomponente in x-Richtung

U_s	[m/s]	Stabgeschwindigkeit
V, v	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeitskomponente in η -Richtung
VR	[-]	Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Kühl- und Heißgas
W, w	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeitskomponente in z -Richtung
x	[m]	Koordinate entlang der Profelsehne
y	[m]	Koordinate normal zur Profelsehne
z	[m]	Koordinate normal zur x - y -Ebene, radiale Richtung

Griechische Buchstaben

α	[°]	Strömungswinkel in radialer Richtung
α_{Bo}	[°]	Anstellwinkel der Kühlluftbohrung normal zur Profiloberfläche
β	[°]	Strömungswinkel in Umfangsrichtung
β_s	[°]	Staffelungswinkel
β_{Bo}	[°]	Anstellwinkel der Kühlluftbohrung normal zur Profiloberfläche
Δ	[-]	Differenzoperator
δ	[-]	partielle Ableitung
ε	[m ² /s ³]	Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie
γ_c	[°]	Anstellwinkel der Bohrung in Umfangsrichtung
γ_r	[°]	Anstellwinkel der Bohrung in radialer Richtung
η	[m]	Koordinate normal zur Profiloberfläche
κ	[-]	Isentropenexponent
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
ρ	[kg/m ³]	Dichte
Ω	[1/s]	Rotation
ω	[1/s]	Wirbelfrequenz
Φ	[-]	Durchflusszahl nach Gleichung 3.4
Ψ	[-]	Durchflusskoeffizient nach Gleichung 2.3

Indices und Hochzeichen

\sim	phasengemittelte Größe
$-$	zeitgemittelte Größe
$'$	Schwankungsgröße
1	Gitterzuströmung
2	Gitterabströmung
ax	axial (in Richtung der Maschinenachse)
Bo	Kühlluftbohrung
c	Kühlgas (cooling)
eff	effektiv
Ex	Austritt der Kühlluftbohrung (Exit)
geo	geometrisch
ges	gesamt
H	Hauptströmung
is	isentrop

K	HGK-Druckkammer
Pl	Plenum
s	Stab
t	total
th	theoretisch
umg	Umgebung

Abkürzungen

1D	eindimensional
3D	dreidimensional
A/D	Analog/Digital
AG Turbo	Arbeitsgemeinschaft Hochtemperaturgasturbinen
AGTB	Modellschaufel der Arbeitsgemeinschaft Hochtemperaturgasturbine (AG Turbo) Schaufeltyp B
AGTB-EIZ	Modellschaufel der Arbeitsgemeinschaft Hochtemperaturgasturbine (AG Turbo) Schaufeltyp B modifiziert zum Einbau mit dem EIZ
B0	Kühlkonfiguration ohne Ausblasbohrungen
B1	Kühlkonfiguration mit zylindrischen nicht lateral angestellten Ausblasbohrungen
B2	Kühlkonfiguration mit zylindrischen lateral angestellten Ausblasbohrungen
BMU	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
CFD	Computational Fluid Dynamics
CONSOLE	Converging Slot Hole
CTA	Constant Temperature Anemometry
DFVLR	Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt (Vorgängerorganisation des DLR)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DNS	Direkte Numerische Simulation
DS	Druckseite
DV	(Profil-)Druckverteilung
EIZ	Erzeuger Instationärer Zuströmbedingungen
FFT	Fast Fourier Transformation
GE	Gittereintrittsebene
HDA	Hitzdraht-Anemometrie
HGK	Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal
HK	Hinterkante
ISO	International Organization for Standardization
LE	Leading Edge (Vorderkante)
LES	Large Eddy Simulation
ND	Nachlaufdüse
PSD	Power Spectral Density
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RMS	Root Mean Square (mittlere quadratische Abweichung)
SFB 561	Sonderforschungsbereich 561
SP	Staupunkt
SS	Saugseite

UNIBWM	Universität der Bundeswehr München
VK	Vorkammer des HGK
WEA	World Energy Agency
WINPANDA	Windows Programm zur Automatisierung von Nachlauf- und Druckverteilungsmessungen inkl. Auswertung
WINSMASH	Windows Software zur Messung und Auswertung von Signalen der Heißfühler-Anemometrie
ZS	Zuströmung

1. Einleitung und Problemstellung

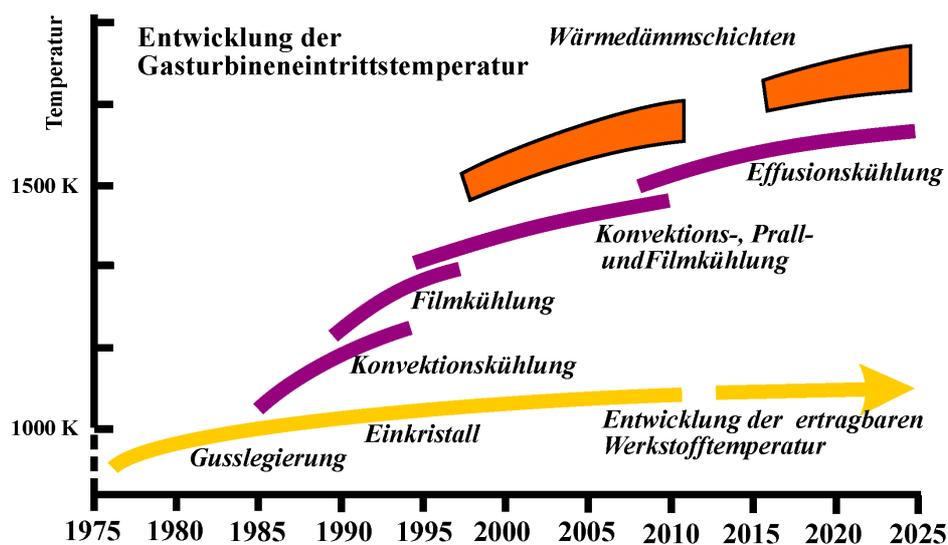
Die Bundesrepublik Deutschland hat sich im Protokoll von Kyoto (BMU 1997), dem Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaveränderungen, verpflichtet, bis zum Jahre 2005 die Emission des Treibhausgases CO₂ gegenüber 1995 um 25% zu verringern. Deutschland wird dieses Ziel aller Voraussicht nach erreichen. Das Klima und der sparsame Umgang mit fossilen Ressourcen ist jedoch ein globales Problem, das eine langfristige Aufgabe für alle Arten der Energieerzeugung darstellt. Deshalb ist die Bereitstellung von Technologien, die zu einer nachhaltigen Verringerung der energiebedingten Umwelt- und Klimabelastung beitragen, eine der vordringlichsten Aufgaben der Forschung. Turbomaschinen sind aufgrund ihrer Leistungskonzentration und vielfältiger Einsatzmöglichkeiten im Kraftwerksbereich und im Verkehrssektor in weltweit führender Stellung und daher ein großer Multiplikator von erreichten Verbesserungen.

Die Globalisierung führt dazu, dass der Zuwachs an Energiebedarf sich vor allem in den Entwicklungs- und Schwellenländern vollzieht¹. So ist China bereits zum zweitgrößten Energieverbraucher aufgestiegen und seine Bedeutung im Weltenergiemarkt wird durch den wirtschaftlichen Aufschwung weiter ansteigen. Die Entwicklungsländer werden den wirtschaftlichen Aufschwung in den Vordergrund stellen und die dazu notwendige Elektrizität bevorzugt aus heimischen Energievorräten, also aus fossilen Brennstoffen, erzeugen. Der Kraftwerksneubau in den wichtigsten Schwellenländern China, Russland und Indien wird auf 22.000 Megawatt installierter Leistung pro Jahr veranschlagt (Keppel 2001). Dabei greifen diese Länder auf Technologien zurück, die bewährt und etabliert sind, die flächendeckend eingesetzt werden können, sowie einfach handhabbar und bezahlbar sind. Dies wird dazu führen, dass im globalen Energiemix der Stromerzeugung sowohl Kohle als auch Erdöl weiterhin eine wesentliche Rolle spielen werden und diese damit den Weltmarkt der Kraftwerke maßgeblich bestimmen². Folglich ist die globale Reduktion von Treibhausgasen mittelfristig nur über ein Ausschöpfen der Potenziale in der klassischen Kraftwerkstechnologie zu erreichen. Daraus leitet sich direkt das zentrale Entwicklungsziel einer effizienteren Turbomaschine ab, die auch preislich am Weltmarkt bestehen können muss. Dazu werden Entwicklungsprozesse benötigt, die unter der Einbeziehung fortschrittlicher Technologien kürzere Entwicklungszeiten zulassen, damit sich diese Technologien zügig am Markt durchsetzen können.

¹ Laut der World Energy Agency (WEA 2002) werden China, Russland und Indien bis 2030 mehr als 50% des Weltprimärenergiebedarfs beanspruchen.

² Quelle: World Energy Outlook: 2002 (WEA 2002)

Ein kosteneffektiver Ansatz zur Verringerung der CO₂ – Emission eines konventionellen Kraftwerks liegt in der Steigerung des Anlagenwirkungsgrades durch effizientere Komponenten und Prozesse. Die Entwicklungspotenziale der Turbokomponenten in aerodynamischer Hinsicht sind nahezu ausgeschöpft³, sodass sich Verbesserungen an dieser Stelle im Wirkungsgrad der Gesamtanlage kaum bemerkbar machen. Eine Verbesserung des Anlagenwirkungsgrades lässt sich im Wesentlichen nur durch die Erhöhung des Druckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur erzielen. Zudem können die für solche Prozesse wesentlich höheren Abgastemperaturen in kombinierten Gas- und Dampfkraftanlagen zur Dampferzeugung genutzt werden. Der gerade skizzierte Weg einer Verbesserung erscheint an dieser Stelle sehr einfach und logisch, allerdings erweist er sich in der Realität als eine große Herausforderung. Die Steigerung der Effizienz der Energiewandlung mit Gasturbinen hängt im Wesentlichen von zwei Punkten ab. Es werden Werkstoffe benötigt, die den hohen Drücken und Temperaturen standhalten, und optimale Kühlsysteme für die thermisch hochbelasteten Turbinenteile, um die benötigte Lebensdauer der Anlage zu gewährleisten.



© SFB 561

Bild 1.1 Entwicklung der möglichen Turbineneintrittstemperatur und der zulässigen Materialtemperaturen (Quelle: SFB 561 2003)

Die Ergebnisse auf diesem Gebiet sind in den letzten Jahren beachtlich. Bei Gasturbinen ist die Turbineneintrittstemperatur in der vergangenen Dekade von 1000 auf 1200 Grad Celsius erhöht worden (Bild 1.1), das Verdichterdruckverhältnis stieg sogar um das Doppelte. Diese Verbesserungen brachten einen um etwa 20% höheren Wirkungsgrad. Vor allem konnte die Emission von Stickoxyden um eine Größenordnung gesenkt werden (Keppel 2001). Die

³ Der Wirkungsgrad heutiger Niederdruckturbinen liegt bei 93% (Steffens et al. 1993).

Erfolge bei der Effizienzsteigerung und Emissionsreduktion sind vor allem auf die Fortschritte im Bereich der Bauteilkühlung zurückzuführen, welche die Lücke von maximalen Heißgastemperaturen in Gasturbinen von 1500 Grad Celsius und den zulässigen Materialtemperaturen von rund 930 Grad Celsius schließt. Diese große Diskrepanz kann nur durch den Einsatz der sogenannten Filmkühlung überbrückt werden, bei der die kühlende Luft aus kleinen Bohrungen austritt und einen isolierenden Film über die Turbinenschaufel legt. Dabei muss sichergestellt werden, dass die Kühlung optimal ausgelegt ist, da eine Überschreitung der Materialtemperatur um nur 15 Grad Celsius die Lebensdauer der Schaufeln um die Hälfte reduziert.

Aus der unausweichlichen Forderung nach einer ausreichenden Betriebssicherheit und der durch die gestiegene Heißgastemperatur höheren thermischen Belastung der Bauteile ergibt sich ein kontraproduktiver Effekt. Der mit der Prozesstemperatur steigende Bedarf an Kühlluft, der benötigt wird, um die Materialtemperaturen einhalten zu können, senkt wiederum den Wirkungsgrad und vor allem die abgegebene Leistung. Die Kühlluft wird im Verdichter auf einen hohen Druck gebracht, an der Brennkammer vorbei geführt und erst in der Turbine wieder zugemischt. Der Anteil der Kühlluft der im vorderen Teil der Turbine zugemischt wird, steigert zwar durch den zusätzlichen Massestrom die Arbeitsumsetzung in der Turbine, aber es ergibt sich eine geringere gemittelte Turbineneintrittstemperatur. Der Anteil der Kühlluft, der im hinteren Teil der Turbine zugemischt wird, nimmt praktisch nicht an der Arbeitsumsetzung der Turbine teil. In modernen Gasturbinen beträgt der Anteil der Kühlluft bezogen auf den eintretenden Verdichtermassestrom bis zu 12%. Dazu kommen noch etwa 8% Sperrluft, die zum Beispiel zur Dichtung verwendet werden. Gemeinsam ergeben die Masseströme immerhin einen Anteil von 20% des Verdichtereintrittsmassestromes, der mit großem Aufwand verdichtet wird, und keine oder wenig Arbeit leistet. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, möglichst sparsam mit Kühlluft umzugehen.

Bei der Betrachtung einer modernen Großgasturbine⁴, würde die Einsparung von einem Prozentpunkt der Kühlluft eine Steigerung der Wellenleistung um 2.3% also um etwa 6 Megawatt erhöhen. Außerdem verbessert sich der spezifische Brennstoffverbrauch um 1.6%. Um eine solche Einsparung möglich zu machen, müssen die Technologien der Bauteilkühlung weiter vorangetrieben werden. Denn die Betriebssicherheit und Lebensdauer muss auch bei geringerem Einsatz von Kühlluft gewährleistet werden. Dabei ist es vor allem von Bedeutung, den Wärmeaustausch zwischen dem strömenden Medium und den benetzten Oberflächen zu kennen, um eine ausreichend genaue Vorhersage der Bauteiltemperaturen vornehmen zu können.

⁴ Hier wurde die GT26 der Firma Alstom als Basis der Parameterstudien herangezogen.

Dass es sich dabei um eine echte Herausforderung handelt, verdeutlicht die auf Bild 1.2 dargestellte komplexe Geometrie eines gekühlten Hochdruck-Vorleitrades. Die Kühlluft wird von den Seiten in das Innere der Schaufel geleitet und strömt über ein komplexes System von internen Kanälen und Prallblechen zu den Filmkühlbohrungen, durch die sie an die Schaufeloberfläche gelangt. Der austretende Kühlstrahl wird von der Hauptströmung umgelenkt und bildet bei optimaler Auslegung einen geschlossenen Kühlfilm, der die Hauptströmung von der Schaufeloberfläche trennt. Thermisch besonders hoch belastete Bereiche stellen bei einer Turbinenschaufel die Vorder- und die Hinterkante dar, da hier aufgrund der Staupunktbildung ein besonders hoher Wärmeeintrag in das Material zu finden ist. Aus diesem Grund sind auch an der Vorderkante besonders viele Filmkühlbohrungen in die Schaufel eingebracht.

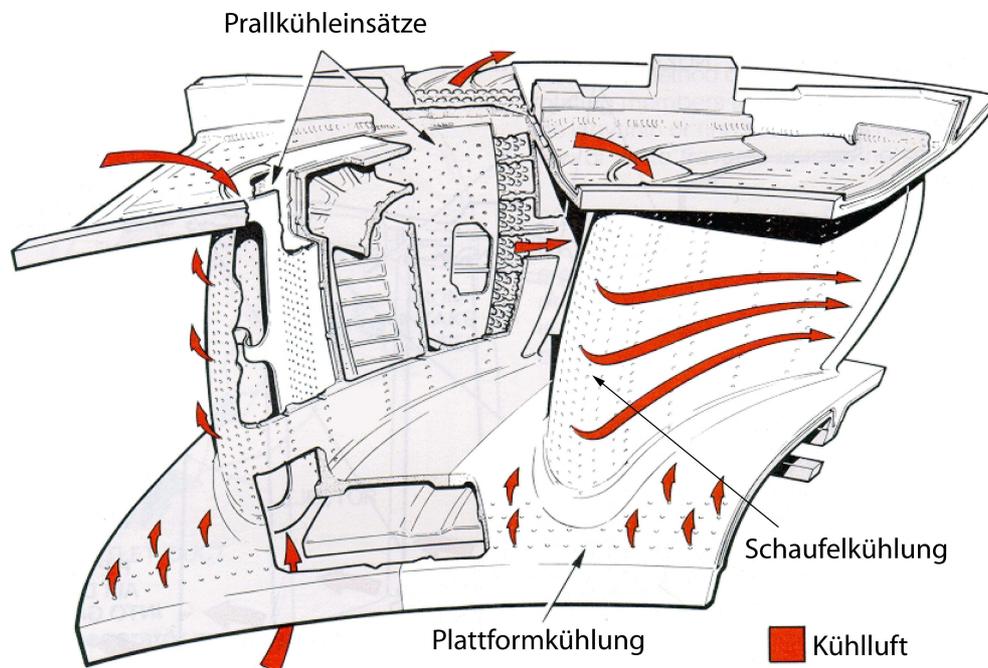


Bild 1.2 Film- und prallgekühltes Hochdruck-Vorleitrade (Quelle: Rolls-Royce plc 1996)

Die Auswahl einer Filmkühlkonfiguration an der Vorderkante, die möglichst geringe negative Einflüsse auf die Gitteraerodynamik hat und eine ausreichende Kühlung bewirkt, setzt genaue Kenntnisse der aerodynamischen Prozesse, die bei der Interaktion von Kühlluft und Hauptströmung auftreten, voraus. Dabei ist es wichtig, sowohl die Effekte im Nahbereich der Ausblasung als auch die weitere Ausmischung des Kühlstrahls mit der Hauptströmung, die im besonderen Maße den Wärmeaustausch mit der Schaufel beeinflusst, zu berücksichtigen. Zudem ist die Strömung in Turbomaschinen, vor allem an der Vorderkante, neben der komplexen Geometrie auch durch eine zeitlich inhomogene Zuströmung charakterisiert.

Durch das Aufeinanderfolgen von stehenden Schaufelreihen (Stator) und sich drehenden Schaufelreihen (Rotor), wie es in Bild 1.3 dargestellt ist, und die durch die Schaufeln verursachten Nachlaufdellen, kommt es zu einer periodisch instationären Zuströmung. Die Nachlaufdellen des ersten Stators, die eine geringere Geschwindigkeit und eine höhere Turbulenz als die ungestörte Hauptströmung aufweisen, treffen periodisch auf die Vorderkante des ersten Rotors. Diese Interaktion bewirkt ein zeitlich sich veränderndes Ausström- und Mischungsverhalten der Kühlluft.

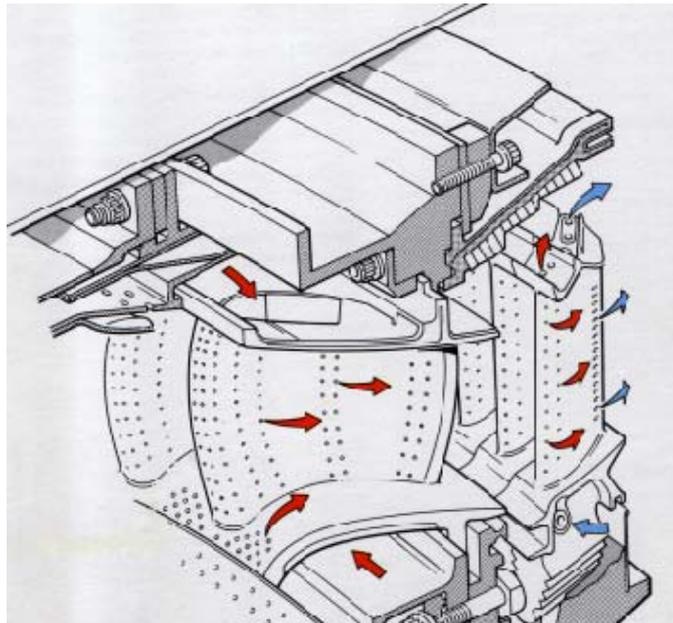


Bild 1.3 Gekühlte Turbinenstufe mit Nozzle Guide Vane und nachgeschaltetem Turbinenrotor (Quelle: Rolls-Royce plc 1996)

Die Auslegungsaufgabe, eine aerodynamisch optimierte Turbinenschaufel mit einer Kühlkonfiguration auszustatten, welche die zuvor genannten Faktoren entsprechend berücksichtigt, kann kosteneffizient nur mit der Unterstützung eines zeitgenauen Simulationswerkzeugs durchgeführt werden. Eine Direkte Numerische Simulation (DNS) des gesamten Problems ist aufgrund der Komplexität und der limitierten Rechnerleistung nicht möglich. Aus diesem Grund werden für diese Aufgaben Navier-Stokes-Rechenverfahren verwendet, welche die Erhaltungsgleichungen lösen, die mithilfe von Turbulenzmodellen unterschiedlicher Komplexität vereinfacht werden. Um die Rechenzeit weiter zu reduzieren werden zum Teil zusätzlich empirisch gewonnene Korrelationen in den Rechenverfahren verwendet. Für die Kalibrierung und Validierung dieser Rechenverfahren sind daher experimentelle Referenzfälle unabdingbar. Dabei ist es wichtig, dass diese Vergleichsfälle in ihrem Abstraktionsgrad so gewählt werden, dass sie praxisrelevant sind und zugleich eine klare Trennung zwischen verschiedenen Einflussfaktoren zulassen. Zudem ist die Einhaltung der strömungsmechanischen Ähnlichkeitskenngrößen für die Übertragbarkeit in die reale Maschine vom immenser Bedeutung. Jedoch wurden bisher Untersuchungen zu den

Strömungsbedingungen an Turbinenschaufeln mit Vorderkanten-Filmkühlung nahezu ausschließlich bei stationärer Zuströmung oder einfachen Modellgeometrien durchgeführt.

Aus der beschriebenen Problematik ergibt sich die Fragestellung, die der vorliegenden Arbeit zu Grunde liegt. Es soll anhand von experimentellen Ergebnissen eine Datenbasis geschaffen werden, mit der ein vertieftes Verständnis über die Mischungsvorgänge zwischen Kühlluft und Hauptströmung an der aero-thermisch besonders belasteten Vorderkante von Turbinenschaufeln aufgebaut werden kann. Die gewonnenen Erfahrungen können zur Weiterentwicklung numerischer Verfahren genutzt werden. Mit Hilfe numerischer Verfahren ist es dann möglich, Kühlkonfigurationen so auszulegen, dass auch bei einer Steigerung der Turbineneintrittstemperatur und einem möglichst geringen Kühlluftverbrauch, ein sicherer Betrieb mit ausreichender Lebensdauer der Bauteile, gewährleistet werden kann. Dies wäre der Grundstein für eine signifikante Steigerung des Wirkungsgrades des Gesamtprozesses und damit für die Reduktion der Emission des Treibhausgases CO₂.

2. Aerothermodynamische Grundlagen der Filmkühlung

Aus der in Kapitel 1 dargestellten Problemstellung ergibt sich das Ziel jeder Auslegung von Filmkühlkonfigurationen: Es soll mit einem möglichst geringen Kühlluftmassenstrom die gesamte mit Heißgas benetzte Oberfläche bei allen Betriebszuständen auf einer Temperatur gehalten werden, die einen sicheren Betrieb über die angestrebte Lebensdauer gewährleistet. Damit der Gewinn im thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses nicht durch sinkende Komponentenwirkungsgrade verloren geht, müssen negative Einflüsse der Einblasung auf die Aerodynamik so gering wie möglich sein. Die Auslegungsaufgabe ist allerdings durch die Vielzahl von Parametern, welche die Kühlluftausblasung beeinflussen, sehr komplex. Die wesentlichen Einflussparameter lassen sich in geometrische und aerodynamische Parameter unterteilen.

Die geometrischen Parameter sind:

- Ausblasposition
 - Vorder- bzw. Hinterkante
 - Saug- bzw. Druckseite
 - Seitenwandbereich
 - Ballistische Kühlung (vor der Gittereintrittsebene)
- Bohrungsgeometrie
 - Bohrungsform
 - Verhältnis von Bohrungslänge zu Bohrungsdurchmesser
 - Bohrungsteilung
 - Anstellwinkel der Bohrungssachse in Strömungsrichtung
 - Anstellwinkel der Bohrungssachse quer zur Strömungsrichtung
- Plenumgeometrie
- Krümmung der Profiloberfläche im Ausblasbereich
- Oberflächenrauigkeit

Die aerodynamischen Parameter sind:

- Hauptströmungszustand
- Zuströmturbulenzgrad bzw. Längenmaße
- Druckgradient der Hauptströmung
- Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Kühl- und Heißgas
- Dichteverhältnis zwischen Kühl- und Heißgas
- Strömungsbedingungen im Plenum

Zur Beschreibung der Verhältnisse zwischen den sich mischenden Masseströmen von Kühl- und Heißgas werden zunächst, dass sich primär aus Druckgefälle über die Kühlbohrung ergebende Geschwindigkeitsverhältnis

$$VR = \frac{c_c}{c_H} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

und das sich aus den stark unterschiedlichen Temperaturen der Masseströme ergebende Dichteverhältnis

$$DR = \frac{\rho_c}{\rho_H} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

gebildet. Aus diesen werden dann Kennzahlen gebildet, die in den meisten Fällen zur Beschreibung bei Filmkühluntersuchungen herangezogen werden. Das Massestromdichteverhältnis, das auch als Ausblasrate bezeichnet wird,

$$M = DR \cdot VR = \frac{\rho_c \cdot c_c}{\rho_H \cdot c_H} \quad (\text{Gl. 2.3})$$

ist ein Maß für die ausgeblasene Kühlluftmenge. In das Impulsverhältnis

$$I = DR \cdot VR^2 = \frac{\rho_c \cdot c_c^2}{\rho_H \cdot c_H^2} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

geht das Geschwindigkeitsverhältnis quadratisch ein. Bei Untersuchungen mit Gleichtemperatúrausblasung können nicht beide Kennzahlen eingehalten werden. Deshalb wird bei thermischen Untersuchungen zumeist die Einhaltung der Ausblasrate und bei aerodynamischen Untersuchungen die Einhaltung der Impulsrate priorisiert.

Aufgrund der Bedeutung der Filmkühlung für den Kreisprozess und der Vielzahl der Einflussparameter, wurden in den letzten Jahrzehnten große Anstrengungen unternommen, Filmkühlungsmechanismen zu verstehen und zu beschreiben, wie schon die große Anzahl an Veröffentlichungen in diesem Bereich verdeutlicht⁵.

2.1 Forschungsarbeiten zur Filmkühlung

Erste Untersuchungen an Modellschaufeln sind bereits von Küppers (1944) bekannt. Ein Beispiel einer solchen Schaufel ist in Bild 2.1 dargestellt.

⁵ Dunn (2001) gibt eine Anzahl von über 2500 Veröffentlichungen an.

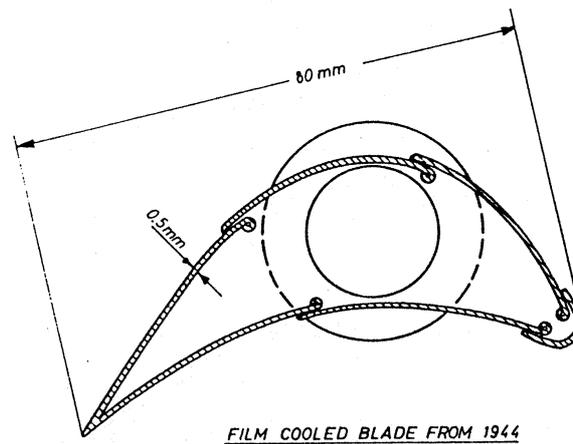


Bild 2.1 Modell einer Turbinenschaufel mit Filmkühlung aus dem Jahr 1944
(Quelle: Küppers 1944 aus Lies und Carnel 1971)

Die Entwicklung leistungsfähiger und wirtschaftlicher Gasturbinen, nach dem zweiten Weltkrieg, vor allem für den Einsatz in der Luftfahrt führte zu gezielten Forschungsaktivitäten im Bereich der Filmkühlung. Die wesentlichen Erkenntnisse dieser Arbeiten sind in einer Abhandlung von Goldstein (1971) zusammengefasst. Er stellte fest, dass zwar bereits ein beachtliches Verständnis der Prozesse bei Filmkühlausblasung erarbeitet wurde, jedoch entscheidende Fragestellungen noch zu klären seien. Vor allem der dreidimensionale Charakter der Strömung bei Ausblasung aus diskreten Bohrungen und die Folgen auf den Wärmeübergang an der zu kühlen Oberfläche wurde zu diesem Zeitpunkt noch nicht verstanden. Zudem sah Goldstein großen Handlungsbedarf im Bezug auf den Einfluss der Lochgeometrie und der Dichteunterschiede zwischen Heiß- und Kühlgas. Um diese Wissenslücken zu schließen, wurde von den Forschern die Filmkühlung von Oberflächen durch Ausblasung aus Lochreihen seither vielfach untersucht, wie zum Beispiel der Einfluss der Dichteunterschiede (Sinha et al. 1991), der Einfluss der Ausblasrate (Pietryzik et al. 1989), der Einfluss auf die Sekundärströmung im Gitter (Bario et al. 1989) oder die thermischen Aspekte der Ausblasung (Haas et al. 1988).

In den letzten Jahren rückte verstärkt der Einfluss der Bohrungsgeometrie in das Zentrum des Interesses. Haven und Kurosaka (1996) untersuchten für grundlegende Bohrungsquerschnitte wie Kreis, Ellipse, Quadrat und Rechteck und deren Orientierung zur Hauptströmungsrichtung die Neigung des Kühlstrahls zum Ablösen von der Profilloberfläche. Besonders gute Ergebnisse wurden mit Diffuserbohrungen sogenannten „Shaped“ beziehungsweise „Fanshaped“ Bohrungen (Bild 2.2) erzielt, die zum Beispiel am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe sehr systematisch experimentell, numerisch und theoretisch an der ebenen Platte untersucht wurden (Giebert et al. 1997, Gritsch 1998, Thole et al. 1998, Baldauf 2001). Die geringere Neigung zum Abheben des

Kühlstrahls bei Verwendung solcher Bohrungsgeometrien, vor allem durch den geringeren Austrittsimpuls der Kühlluft, führt zu einer homogeneren Ausbildung des Kühlfilms und damit zu einer höheren Kühlwirkung. Übereinstimmende Tendenzen konnte Ganzert (2000) feststellen, der Bohrungsgeometrien mit ähnlichen Diffuseröffnungswinkeln an einem hochbelasteten Turbinengitter unter turbomaschinenähnlichen Bedingungen untersuchte. Brandt et al. (2000) fasste diese Arbeiten zu einer frei verfügbaren Datenbasis zusammen⁶, die mit großem Erfolg zur Validierung numerischer Werkzeuge verwendet wurde (z. B.: Hildebrandt et al. 2000, Kügeler 2000).

Ein neuartiger Vorschlag für eine Bohrungsgeometrie wurde von Sargison et al. (2002_a) vorgestellt. Diese sogenannten "**Converging Slot Hole**" (Console, Bild 2.2) zeichnen sich durch eine ähnlich gute thermische Leistungsfähigkeit aus wie Fanshaped-Bohrungen. Zusätzlich wurde sowohl an der ebenen Platte (Sargison et al. 2002_{a,c}) als auch in einem Rig-Versuch (Sargison et al. 2002_b) gezeigt, dass die aerodynamischen Verluste mit dieser Bohrungsform gesenkt werden können.

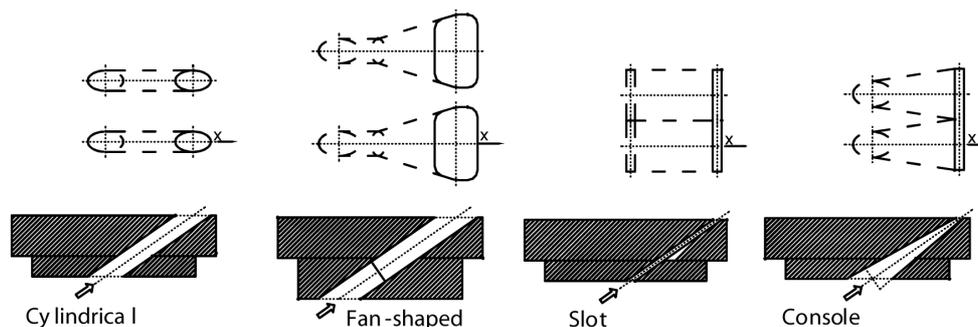


Bild 2.2 Schematische Darstellung der gängigen Bohrungsgeometrien
(Quelle: Sargison et al. 2002_a)

Bei der Bohrungsgeometrie ist neben der Bohrungsform auch die Neigung der Bohrungssache zur Profilloberfläche von großer Bedeutung. Die weitaus meisten veröffentlichten Untersuchungen wurden bei einer geringen Neigung der Bohrung in Hauptströmungsrichtung (Winkel γ_c in Bild 2.3) von 30° bis 35° durchgeführt. Je kleiner dieser Winkel gewählt wird, desto geringer ist die Störung der Hauptströmung. Der Kühlstrahl dringt weniger tief in die Hauptströmung ein, sodass die Gefahr der Ablösung des Kühlstrahls reduziert wird. In der Praxis sind solch idealisierte geometrische Bedingungen oft nicht einzuhalten. So müssen zum Beispiel an der Vorderkante die Bohrungen oft so eingebracht werden, dass die Kühlluft gegen die Hauptströmung ausgeblasen wird.

⁶ Download via Internet: <http://www.unibw-muenchen.de/campus/LRT12/welcome.html>

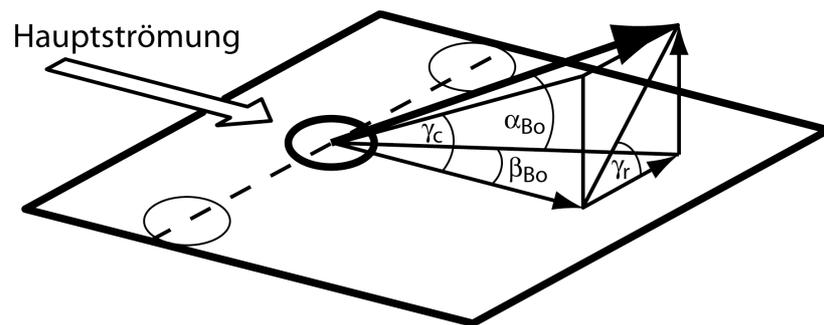


Bild 2.3 Definition der Ausblaswinkel

Bei stark gekrümmten Profilen, wie es bei hochumlenkenden Gittern der Fall ist, kann auch der Platzbedarf des Werkzeugs, mit dem die Bohrung eingebracht wird, ein begrenzender Faktor für den Ausblaswinkel sein (Bild 2.4). Zudem werden die Kühlbohrungen an der Vorderkante zusätzlich zur Profiloberfläche in lateraler Richtung angestellt. Mit der daraus resultierenden deutlichen Erhöhung der konvektiven Kühlung der thermisch hochbelasteten Vorderkante ergeben, können die höheren aerodynamischen Verluste akzeptiert werden (Ardey 1998).

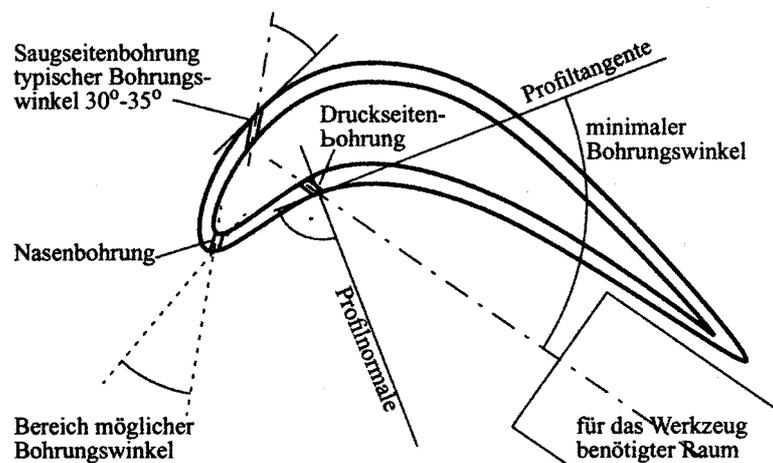


Bild 2.4 Geometrische Einschränkungen für das Einbringen von Bohrungen
(Quelle: Baldauf 2001)

Auch andere Einflussfaktoren waren Gegenstand umfangreicher Forschungsaktivitäten. Jung und Hennecke (2001) zeigten, dass der Einfluss von konvexen Wänden die Filmkühleffektivität bei kleinen Ausblasraten erhöht, während bei konkaven Wänden eine Reduktion auftritt. Bei hohen Ausblasraten konnte kein Einfluss festgestellt werden. Der durch die Krümmung zusätzlich aufgeprägte Druckgradient bei den Untersuchungen von Schwarz et al. (1990) zeigte den gleichen Trend besonders für hohe Ausblasraten. Beim

Auftreffen der Kühlluft auf eine konkave Wand stromab der Ausblasposition stellt sich eine lateral homogenere Verteilung der Kühlluft ein (Schwarz und Goldstein 1988).

Die Homogenität des ausgebildeten Kühlfilms hängt, neben der Ausblasrate, im Wesentlichen von der Bohrungsteilung, also vom lateralen Abstand zwischen zwei Bohrungen ab. Ziel der Auslegung einer guten Kühlfilmkonfiguration ist es, dass sich möglichst schnell aus den einzelnen Kühlstrahlen ein geschlossener Kühlfilm bildet. Bei einer Reduzierung des Bohrungsabstands gegen Null ergibt sich eine Schlitzausblasung, die optimaler Weise sofort einen geschlossenen Kühlfilm generiert. Vor allem aus Festigkeitsgründen ist diese Lösung nicht sinnvoll. Bei einer Ausblasung aus diskreten Bohrungen dehnen sich die Kühlluftstrahlen stromab der Ausblasposition in lateraler Richtung aus, bis sich benachbarte Strahlen berühren (Kruse 1985, López Peña und Arts 1992). Bei einer Vergrößerung des Bohrungsabstandes kommt es immer später zu einer Vereinigung der Einzelstrahlen, bis sich bei sehr großen Abständen kein geschlossener Kühlfilm mehr bildet.

Lutum and Johnson (1998) untersuchten den Einfluss des Verhältnisses von Bohrungslänge zu Bohrungsdurchmesser (l_{Bo}/d) von zylindrischen Kühlbohrungen und stellten fest, dass relativ kurze Bohrungen eine schlechtere Filmkühleffektivität zeigen, was sie auf die nicht vollständig ausgebildete Strömung in der Bohrung zurückführten. Sie gaben eine Grenze von $l_{Bo}/d \geq 7$ an, ab der die Strömung in der Bohrung ausgebildet und kein signifikanter Einfluss mehr zu detektieren ist. Eine genaue Beschreibung der Strömungsvorgänge in relativ kurzen Bohrungen, wie sie hauptsächlich in Triebwerksbeschaukelungen zu finden sind, wird von Lee et al. (2000_{a,b}) gegeben.

Die Untersuchung des Einflusses der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang in Turbomaschinen geht auf die Untersuchungen von Schlichting (1936) zurück, der die Rauigkeit mit einer äquivalenten Sandkornrauigkeit beschrieb und über die Reynolds-Analogie auf den Wärmeübergang schloss. Eine durchschnittliche Sandkornrauigkeit von $25 \mu\text{m}^7$, wie sie bei Turbinenschaufeln im Betrieb auftritt, erhöht den Wärmeübergang im Vergleich zu hydraulisch glatten Schaufeln um 50%, während die Filmkühleffektivität nur geringfügig verändert wird (Guo et al. 2000). Allerdings zeigten Bons et al. (2001) bei Rauigkeitsmessungen an Turbinenschaufeln im Rahmen von zyklischen Wartungsarbeiten, dass speziell im Bereich der Filmkühlung die Rauigkeit während des Betriebs enorm ansteigt. Generell ergeben sich in verschiedenen Regionen einer Schaufel große Unterschiede für die Rauigkeitswerte und für die Beschaffenheit der Oberfläche.

⁷ Die Rauigkeit wurde normalerweise über den Versuchsträger (z.B.: Schaufelprofil) konstant gehalten.

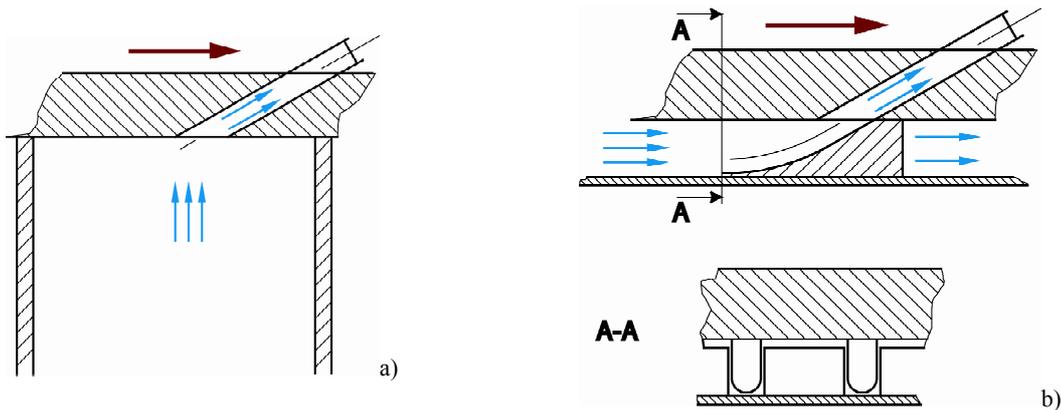


Bild 2.5 Stark vereinfachte modellhafte und optimierte Plenumgeometrie
(Quelle: Wilfert und Wolff 2000)

Viele Untersuchungen zur Filmkühlung, speziell die an der ebenen Platte, wurden mit einem Plenum durchgeführt, bei dem die Kühlluft aus einer ruhenden Umgebung in die Bohrung strömt (Bild 2.5a). Diese Art der Kühlluftzuführung findet sich in real ausgeführten Gasturbinenschaufeln eher selten. Vielmehr ergeben sich aufgrund des Einsatzes von Prallblechen und komplizierten Geflechtes von Kühlkanälen relativ flache Kühlluftzuführungen, womit der konvektive Wärmeübergang im Innern der Schaufel optimiert werden soll. Solche Geometrien generieren häufig eine Querströmung am Eintritt in die Kühlbohrung (Berhe und Pantankar 1996). Vogel (1996) zeigte, dass die Plenumgeometrie entscheidenden Einfluss auf die Ausbildung des Kühlstrahls hat. Wilfert und Wolff (2000) erreichten durch eine optimierte Geometrie (Bild 2.5b) der Kühlluftzuführungen eine Steigerung der Kühleffektivität von bis zu 65%.

Eine Querströmung am Eintritt in die Kühlluftbohrung, die durch eine solche Geometrie generiert wird, beeinflusst das Einströmverhalten in die Bohrung und das Strömungsbild in der Bohrung. Das sich einstellende komplexe Strömungsfeld in der Bohrung mit Ablösungen und Bereichen mit düsenartiger Strömung (Leylek und Zerkle 1993) generiert Totaldruckverluste, die im Durchflusskoeffizienten

$$\Psi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad \text{mit} \quad \dot{m}_{th} = \frac{A_{Bo} p_{t,Pl}}{\sqrt{RT_{t,Pl}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{\left(\frac{p_{Ex}}{p_{t,Pl}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{Ex}}{p_{t,Pl}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

der Bohrung zusammengefasst werden (Gritsch et al. 2001). Die Strömung in der Bohrung beeinflusst auch die Wirbelbildung im Kühlstrahl und in dessen Umgebung (Vogel 1996, Wilfert 1994). Aus der Beeinflussung des Mischungsverhaltens ergeben sich ebenfalls Einflüsse auf das thermische Verhalten der Filmkühlung (Gritsch et al. 1998).

Der Zustand der Hauptströmung und vor allem der Grenzschicht, in die ein Kühlstrahl eingeblasen wird, hat einen großen Einfluss auf das aero-thermische Verhalten der

Filmkühlung. Eine hohe Machzahl der Hauptströmung an der Ausblasposition erzeugt einen erhöhten Widerstand gegen das Eindringen der Kühlluft, sodass ein höherer Druck im Plenum vorgehalten werden muss und die Druckverluste über die Bohrung steigen (Gritsch 1998). Lutum et al. (2001) zeigten, dass eine beschleunigte Strömung bei gekühlten konkaven Wänden, wie sie auf der Druckseite von Schaufelprofilen zu finden ist, immer einen positiven Effekt auf die Filmkühleffektivität, aber keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang hat. Der Zuströmwinkel der Hauptströmung, vor allem an der Vorderkante, hat ebenfalls einen Effekt auf die Interaktion zwischen Heißgas und Filmkühlung (Camci und Arts 1990). Durch die Verschiebung des Staupunktes aufgrund von Fehlanströmung kann es im Extremfall zu unzureichend gekühlten Bereichen kommen, was zu lokalen Schaufelschäden oder sogar zur Zerstörung der gesamten Maschine führen kann (Richter et al. 1996, Camci und Arts 1990).

Auch die Interaktion der Kühlluft mit der Grenzschicht ist von großem Interesse, da diese sowohl das Mischungsverhalten und damit die Kühlwirkung als auch die Verluste unmittelbar beeinflussen. Wesentlich ist hier die Dicke der Zulaufgrenzschicht an der Ausblasposition und die lokale Impulsrate, die das Kräfteverhältnis zwischen den beiden Strömungen beschreibt. Bei einem Ausblaswinkel in Hauptströmungsrichtung von etwa 35° ist die Komponente des Kühlluftimpulses in Hauptströmungsrichtung deutlich größer als die in normaler Richtung. Bei einem Impulsverhältnis unter eins ist der Impuls der Kühlluft kleiner als der Impuls der Außenströmung. Damit verbleibt die Kühlluft in der Grenzschicht. Ist das Impulsverhältnis deutlich größer eins, wird der Kühlluftstrahl die Grenzschicht durchstoßen und in die Hauptströmung eindringen. Bei Grenzschichten, deren profilnormale Ausdehnung wesentlich geringer ist als ein Bohrungsdurchmesser, wird die Grenzschicht auch bei Unterimpulsausblasung durchstoßen (Goldstein und Yoshida 1981). Eine laminare Grenzschicht erfährt durch eine Kühlluftausblasung einen erzwungenen Umschlag (Drost et al. 1997), kann durch eine entsprechend beschleunigte Hauptströmung wieder relaminarisieren (Ardey 1998). Zudem ist auch eine Reenergetisierung einer turbulenten Grenzschicht möglich, sodass eine Reduktion der Mischungsverluste erreicht werden kann (Ardey et al. 1997, Langowsky 1997). Durch einen erzwungenen Grenzschichtumschlag kann auch eine Ablöseblase auf dem Profil unterdrückt werden (Wilfert 1994).

Dem Zuströmturbulenzgrad kommt ebenfalls eine große Bedeutung zu, da er maßgeblich das Mischungsverhalten und damit die Ausbildung des Kühlfilms beeinflusst. Die wirbelbehaftete Strömung im Mischungsbereich wird durch die Turbulenz der Hauptströmung beeinflusst, da eine hohe Turbulenz eine geordnete Drehrichtung eines Wirbels überlagert oder gar zerstört. Cutbirth und Bogard (2002_b) konnten eine deutlich stärkere Ausmischung des Kühlstrahls bei einem hohen Turbulenzgrad⁸ nachweisen, was zu einer geringeren Filmkühleffektivität führte.

⁸ Cutbirth und Bogard (2002_b) untersuchten Hauptströmungsturbulenzgrade von 0.5% und 20%.

Ou und Rivir (2001) sowie Ekkad et al. (1997) machten ähnliche Beobachtungen⁹. Johnston et al. (1999) wiesen nach, dass der Nettowärmefluss und damit die thermischen Belastung der Schaufel aufgrund des relativ gering veränderten Wärmeübergangskoeffizienten nur mäßig erhöht wird. Grundsätzlich muss an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass der Einfluss der Turbulenz nicht eindeutig positiv oder negativ zu bewerten ist (Ardey 1998), da auch die turbulenten Längenmaße eine wichtige Rolle spielen. So zeigten Cutbirth und Bogard (2002_{a,b}), dass ein relativ großes Längenmaß eine laterale Oszillation des Kühlstrahls zur Folge hat¹⁰. Dieser periodisch instationäre Effekt beeinflusst in hohem Maße die stationär gemessenen Wärmeübergänge und Kühleffektivitäten.

An der Profilvorderkante befindet sich einer der kühlungstechnisch besonders kritischen Bereiche, da im Staupunktbereich die höchsten Temperaturen und Drücke auftreten. Aus diesem Grund kann bei modernen Hochtemperaturgasturbinen auf eine Filmkühlung der Vorderkante nicht verzichtet werden. Zudem muss aufgrund der Krümmung des Profils in diesem Bereich die Kühlluft entgegen der Hauptströmungsrichtung ausgeblasen werden, woraus sich der maximal zu erwartende Gegendruck für die Ausblasung in der Höhe des Zuströmtotaldrucks ergibt. Deshalb muss ein ausreichender Druck der Kühlluft vorgehalten werden, da ein Eindringen des Heißgases in die Kühlbohrungen unbedingt zu vermeiden ist (Beeck 1992). Dabei ist zu beachten, dass der maximal zur Verfügung stehende Totaldruck der Kühlluft sowie der Totaldruck des Heißgases am Turbineneintritt etwa dem Verdichteraustrittsdrucks entsprechen. Die maximale Differenz dieser Totaldrücke im Staupunkt der ersten Turbinenschaufelreihe ergibt sich durch die Druckverluste in der Brennkammer, welche wiederum für einen optimalen Wirkungsgrad möglichst klein gehalten werden. Zudem ergeben sich auch Druckverluste bei der Entnahme von Verdichterluft (Schwarz et al. 2002) und in den Zuleitungen zu den zu kühlenden Bereichen, welche den maximal zur Verfügung stehenden Totaldruck der Kühlluft begrenzen. York und Lylek (2002_{a,b,c}) zeigten in einer detaillierten numerischen Analyse der Filmkühlung im Bereich der Vorderkante, dass eine zu geringe Ausblasrate, wie sie durch eine zu kleine Druckdifferenz hervorgerufen wird, zu ungekühlten Bereichen zwischen den Bohrungen führen kann. Die Ergebnisse aus Untersuchungen an modellhaften Zylindern zur Filmkühlung an Vorderkanten (z.B. Ekkad et al. 1997), können laut Johnston et al. (1999) nicht auf reale Geometrien übertragen werden. Ardey (1998) führte umfangreiche Messungen an einer realen Profilgeometrie mit Filmkühlbohrungen in der Nähe des Staupunktes durch. Sie stellte fest, dass die Gitterverluste bei Kühlluftausblasung an der Vorderkante nicht linear mit der

⁹ Ou und Rivir (2001) untersuchten Turbulenzgrade von 1.2% und 20%, Ekkad et al. (1997) 0.5% und 17%.

¹⁰ Bei Cutbirth und Bogard (2002_b) betragen die integralen Längenmass sieben Bohrungsdurchmesser.

Ausblasrate ansteigen. Bei einer lateralen Anstellung der Bohrungen steigen, aufgrund einer höheren Versperrung, die Verluste weiter an.

In der Praxis erweist sich die Hinterkante als ein weiterer Bereich hoher thermischer Belastung. Da aus aerodynamischen Überlegungen die Hinterkante möglichst dünn gestaltet werden sollte, ergibt sich nur eine geringe Materialstärke, sodass kaum Platz für Kühlkanäle zur konvektiven Kühlung zur Verfügung steht. Aus diesem Grund wird üblicherweise aus der Hinterkante oder aus Schlitz- und Bohrungen an der druckseitigen Hinterkante Kühlluft ausgeblasen (Holloway et al. 2002_{a,b}). Die Ausblasung an der Hinterkante kann außerdem das Verlustverhalten verbessern und den Abströmwinkel beeinflussen (Kiock 1978).

Bei der Ausblasung von Kühlluft auf der Saugseite ist zu beachten, dass die Gitterströmung erheblich gestört wird. Die zumeist beschleunigte Hauptströmung empfindet den Kühlstrahl als Hindernis, sie wird aufgestaut und abgebremst (Wilfert 1994). Wenn eine laminare Grenzschicht vorliegt, wird diese zur Transition gezwungen, was zu erhöhten Verlusten führt (Ganzert 2000). Die konvexe Krümmung der Profilloberfläche auf der Saugseite führt bei Überimpulsausblasung zu einem tieferen Eindringen des Kühlstrahls in die Hauptströmung, was zu erhöhten Mischungsverlusten führt (Ganzert 2000). Eine Verlustoptimierung kann erzielt werden, wenn die Ausblasrate richtig gewählt wird (Ardey et al. 1997).

Die konkave Oberflächenkontur auf der Druckseite bewirkt eine weitaus geringere Tendenz des Kühlluftstrahls zum Abheben. Ito et al. (1980) stellten fest, dass eine Einblasung von Kühlluft im vorderen Bereich der Druckseite einer Turbinenschaukel wegen hoher Verluste vermieden werden sollte. Die Auslegung hochumlenkender Gitter als sogenannte „High Lift“ oder „Ultra High Lift“ Profile führt häufig zu einer großen Ablösung im vorderen Bereich der Druckseite, die aufgrund der hohen Materialtemperaturen einer Filmkühlung bedarf (Wolff et al. 2001). Bei konventionellen Profilen ist die Filmkühlung auf der Druckseite aufgrund des geringeren Geschwindigkeitsniveaus der Hauptströmung weniger kritisch als auf der Saugseite (Lutum et al. 2001).

Instationäre Effekte werden hauptsächlich durch den Aufbau einer Turbine im Stufenverband hervorgerufen, woraus sich die in Bild 2.6 dargestellte Interaktion der Statornachläufe mit dem Rotor ergibt. Die Nachlaufdellen des vorgeschalteten Stators treffen, im stationären Betrieb, periodisch auf den sich in einer parallelen Ebene relativ dazu bewegenden Rotor. Diese Nachlaufdellen werden durch ein Geschwindigkeitsdefizit, eine erhöhte Turbulenzintensität und eine Zuströmwinkeländerung im Vergleich zur ungestörten Zuströmung charakterisiert. Fortschrittliche Auslegungsphilosophien, vor allem für Niederdruckturbinen, machen sich diese Eigenschaften zu Nutze. Die klassische Auslegungsphilosophie beruht auf stationärer Zuströmung und zielt auf eine möglichst lange laminare und damit verlustarme Laufstrecke der saugseitigen Grenzschicht und ein Grenzschichtumschlag nahe der Hinterkante ab. Dabei werden die Interaktionen in einem

vielstufigen Verband zu wenig berücksichtigt (Fottner 1989). Aus diesem Grund wurden große Anstrengungen unternommen, diese Phänomene genauer zu untersuchen. Auch am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München wurden dazu zahlreiche Arbeiten durchgeführt. Acton (1998) konnte mit dem von ihr am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal implementierten Erzeuger instationärer Zuströmung einen reduzierenden Einfluss von Nachlaufdellen auf das saugseitige Transitionsverhalten bei turbomaschinenähnlichen Bedingungen nachweisen. In weiterführenden Arbeiten mit erweiterten zeitlich hochauflösenden Messverfahren (Wolff et al. 2000) wurden Profile untersucht, die nach den fortschrittlichen Philosophien ausgelegt wurden. Es konnte eine Reduzierung der Profilverluste bei periodisch instationärer Zuströmung im Vergleich zu stationärer Zuströmung sowohl für Turbinengitter (Brunner 2000) als auch für Verdichtergitter (Teusch 2001) detektiert werden. Mit den Erkenntnissen und Daten, welche aus diesen Untersuchungen gewonnen wurden, konnten erfolgreich numerische Werkzeuge validiert werden (Eulitz 2000, Kampitsch 2003). Aufgrund der steigenden aero-thermischen Belastungen gewannen auch Kühlungsaspekte für diese neue Art Beschau felung an Bedeutung. Doorly (1987) stellte eine Messmethode vor, die es erlaubt, zeitlich aufgelöste Wärmeströme an Turbinenbeschau felungen zu bestimmen. Dieses Messsystem wurde bald auch für Filmkühluntersuchungen adaptiert (Rigby et al. 1990).

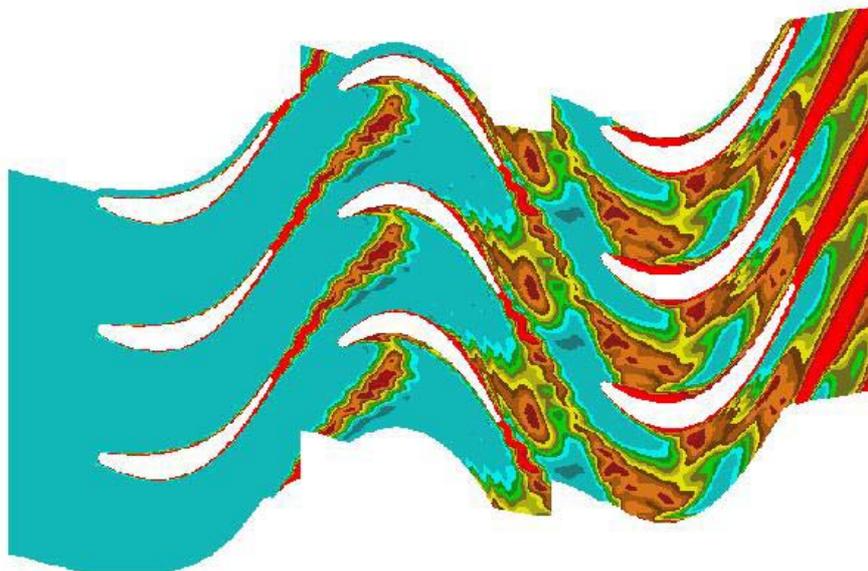


Bild 2.6 Numerische Simulation der Rotor-Stator-Interaktion
(Quelle: DLR 2003)

Wie aus den bisherigen Ausführungen zu stationären Untersuchungen zu erkennen ist, haben alle drei oben genannten Charakteristika der Nachlaufdellen einen Einfluss auf die Filmkühlung. Aus diesem Grund müssen instationäre Effekte wie periodisch auftretende Nachlaufdellen bei der Auslegung von Kühlkonfigurationen an Turbinenschaufeln berücksichtigt werden (Rigby et al. 1990). Takeishi et al. (1991) beziffern die Reduktion der

Filmkühleffektivität eines filmgekühlten Rotorprofils im rotierenden Fall auf 30%¹¹. Abhari und Epstein (1992) bezeichneten die Instationarität der Ausblaseung als treibende Kraft der Fluktuationen der Filmkühlung. Auf der Saugseite des untersuchten Turbinenprofils gaben sie eine Reduktion des Wärmeübergangs von zwölf Prozent aufgrund der instationären Zuströmung an, während sie einen fünf Prozent höheren Wert auf der Druckseite bestimmten. Weitere Untersuchungen von Ou et al. (1994), Mehendale et al. (1994), Funazaki (1994) vertieften das Verständnis für diese komplexen Zusammenhänge.

Der in diesem Kapitel anhand von ausgesuchten Arbeiten gegebene Überblick macht die Komplexität der Filmkühlungsproblematik deutlich. Um während des Auslegungsprozesses im industriellen Umfeld eine schnelle quantitative Aussage zum Wärmeübergang zu ermöglichen, werden die Ergebnisse umfangreicher Arbeiten häufig in empirischen Korrelationen zusammengefasst (Baldauf et al. 2002) oder einfache numerische Verfahren entwickelt (Forrest et al. 2002). Um empirische Modelle aufstellen zu können, wird eine große Zahl an Parametervariationen für die entsprechenden Einflussgrößen benötigt, was allerdings einen zum Teil immensen experimentellen Aufwand bedeutet. Bei flächigen Messmethoden wie der Thermografie ist dies bei einfachen Geometrien noch möglich. Soll das Strömungsfeld detailliert mit turbulenten Schwankungen einbezogen werden so können nur begrenzte Variationen durchgeführt werden (López Peña and Arts 1992, Wilfert 1994, Rydholm 1996, Burd and Simon 1997, Ardey 1998, Barigozzi et al. 2001). Die aufgeführten Arbeiten zeigten, dass sich im Mischungsbereich zwischen Heißgas und Kühlstrahl ein komplexes Strömungsfeld ausbildet, welches einen hohturbulenten, stark dreidimensionalen und teilweise auch instationären Charakter aufweist. Da die Parametervariation nicht ausreichend ist, kann aus keiner der Untersuchungen ein Modell abgeleitet werden, welches die Entwicklung der Strömung in Abhängigkeit der Einflussparameter geschlossen beschreibt.

Eines der ausgewiesenen Kompetenzzentren der aerodynamischen Filmkühlforschung stellt das Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München dar. Seit Ende der achtziger Jahre wird hier die Kühlluftausblaseung an Gasturbinenkomponenten systematisch untersucht. Der für diese Untersuchungen stets verwendete Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (Hoheisel und Kiock 1977) wurde bereits am Institut für Aerodynamik der DFVLR in Braunschweig mit großem Erfolg für Filmkühluntersuchungen verwendet (z. B.: Hoheisel et al. 1985). Detaillierte Messungen an einer Hochdruckturbinenschaukel von Beeck (1992) brachten Erkenntnisse über die Zusatzverluste und die Veränderung der Profilmströmung bei Schlitzausblaseung an der Vorderkante. Die Effekte konnten bis zum Nachlauf des Gitters detektiert werden. Die Nachrechnung des Problems in Zusammenarbeit mit der Universität Karlsruhe (Benz et al. 1993) zeigte, dass eine genaue Kenntnis der

¹¹ Takeishi et al. (1991) führten Messungen an einer Kaskade und im rotierenden System mit der gleichen Profilgeometrie durch.

Geschwindigkeitsverteilung des Kühlluftstrahls für die Optimierung einer Kühllkonfiguration notwendig ist. Wilfert (1994) untersuchte die Mischungseffekte von Kühlstrahlen und Gitterströmung bei saugseitiger Ausblasung an einem hochbelasteten Turbinengitter. Die Erkenntnisse aus den hochauflösenden Messungen wurden von Vogel (1996) zur Validierung eines dreidimensionalen Navier-Stokes Rechenverfahrens des DLR Köln verwendet. Aufbauend auf den Arbeiten von Beeck untersuchte Ardey (1998) die Vorderkantenausblasung aus zylindrischen Bohrungen. Zum einen untersuchte sie die Gitterverluste und zum anderen die Mischungseffekte im Nahbereich der Ausblasung. Dabei entstand eine öffentlich zugängliche Datenbasis¹² (Ardey und Fottner 1998, Ardey und Wolff 1998). Diese Datenbasis wurde bereits von diversen Forschern zur Validierung von Rechenverfahren verwendet (z.B.: Bohn und Kusterer 1999, Rodi et al. 1998). Duden (1999) beschäftigte sich mit der Möglichkeit, die Sekundärströmungseffekte durch gezielte Einblasung an den Seitenwänden zu reduzieren.

2.2 Die aerodynamische Analyse der Kühlluftausblasung aus diskreten Bohrungen

Wie aus den bisherigen Forschungsarbeiten hervorgeht, ist die Kühlung von thermisch hochbelasteten Turbinenschaufeln ohne den Einsatz von Reihen diskreter Ausblasbohrungen nicht möglich. Im unmittelbaren Nachlauf der Ausblasung aus diskreten Kühlluftbohrungen in die Heißgasströmung ergeben sich Einzelstrahlen, die sich weiter stromab im bestmöglichen Fall zu einem geschlossenen Kühlfilm vereinigen (Sargison et al. 2002_c). Das Strömungsfeld im Mischungsbereich zwischen Kühlstrahl und Hauptströmung an der Ausblasposition besitzt einen komplexen dreidimensionalen Charakter (Ardey et al. 2000). Um eine belastbare Vorhersage des weiteren Mischungsprozesses und der Kühlwirkung mit numerischen Werkzeugen machen zu können, muss dieser Bereich vollständig korrekt erfasst werden (Benz et al. 1993). Aus diesem Grund muss ein vertieftes Verständnis der komplexen Vorgänge anhand von experimentellen Daten geschaffen werden, mit dem numerische Werkzeuge validiert oder kalibriert werden können (Buck et al. 2002).

Das Modell des „Jet in Crossflow (JICF)“ beschreibt im Bereich des Ausblasstrahls vor allem die vier Wirbelstrukturen Ω_1 - Ω_4 (Vogel 1996, Bild 2.7), die häufig unter einem anschaulichen Namen bekannt sind, der zum Beispiel die Form beschreibt. Die bei der Filmkühlausblasung dominierende Wirbelstruktur ist die Ω_2 - Struktur, der Nierenwirbel, der bereits von Fearn und Weston (1974) nachgewiesen wurde. Der Nierenwirbel entsteht analog zum Rohrkrümmer durch die Umlenkung des Kühlstrahls in Hauptströmungsrichtung, wobei die

¹² Download via Internet: <http://www.unibw-muenchen.de/campus/LRT12/welcome.html>

freien Scherschichten zwischen Strahl und Hauptströmung quasi die Rolle der Wand übernehmen.

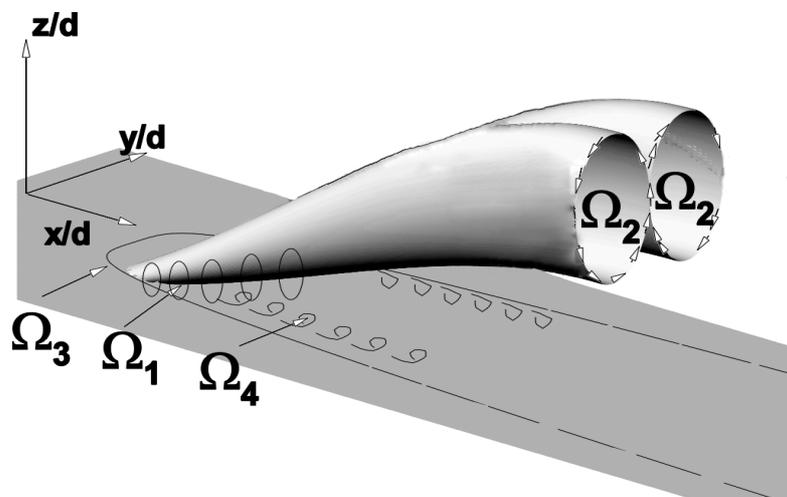


Bild 2.7 Wirbelstrukturen eines Ausblasstrahls in eine Querströmung
(Quelle: Vogel 1996 aus Ganzert 2000)

Entsprechend wirkt der Kühlstrahl auf die Hauptströmung wie ein festes Hindernis, an dem sich die Profilgrenzschicht ähnlich wie an der Vorderkante im Naben- und Gehäusebereich aufrollt und einen Hufeisenwirbel (Ω_3) generiert. Der Schornsteinwirbel (Ω_1) bildet sich durch die beschleunigte Umströmung des Kühlstrahls (Vogel 1996). Der Totwasserwirbel (Ω_4) entsteht durch instationär induzierte Ablöseerscheinungen bei der Strahlumströmung¹³. In einer Vielzahl von Veröffentlichungen finden sich noch andere Wirbel wie der Anti-Kidney-Vortex (Haven et al. 1997) oder der Trogwirbel (Ardey 1998), die in aller Regel sehr spezielle Ursachen haben oder bei turbomaschinenähnlichen Reynoldszahlen und Turbulenzgraden unterdrückt werden.

In einer richtungweisenden numerischen Arbeit zeigten Leylek und Zerkle (1993) aufbauend auf den Messungen von Pietryzik et al. (1989, 1990) (Bild 2.8), dass sich bereits in der Kühlbohrung ein Wirbelsystem bildet, das aus zwei gegensätzlich drehenden Wirbelästen besteht. Ihre Drehrichtung ist die gleiche wie die des Nierenwirbels (Bild 2.9). Bereits in der Kühlbohrung entwickelt sich ein komplexes Strömungsbild mit Ablösegebieten und einer Düsenströmung, das in hohem Maße von der Ausblasrate abhängt. Diese Erkenntnisse unterstreichen die Aussage von Benz et al. (1993), dass sich im Austritt der Kühlbohrung keine ideale Rohrströmung ausbilden kann, da die Hauptströmung über die Kühlbohrung bis ins Plenum das Strömungsbild der Kühlluft beeinflusst. Dies ist um so deutlicher der Fall, je geringer die auf den Durchmesser bezogene Länge der Bohrungen ist (Leylek und Zerkle

¹³ Die Ω_4 – Struktur kann analog zum van Karmann´schen Wirbel bei einer Zylinderumströmung betrachtet werden.

1993), da für relativ kurze Bohrungen die Ablösegebiete dominanter werden (Lee et al. 2000_{a,b}). Aus diesem Grund müssen die Bereiche der Kühlluftzuführung bei numerischen Arbeiten unbedingt in das Rechengebiet mit einbezogen werden.

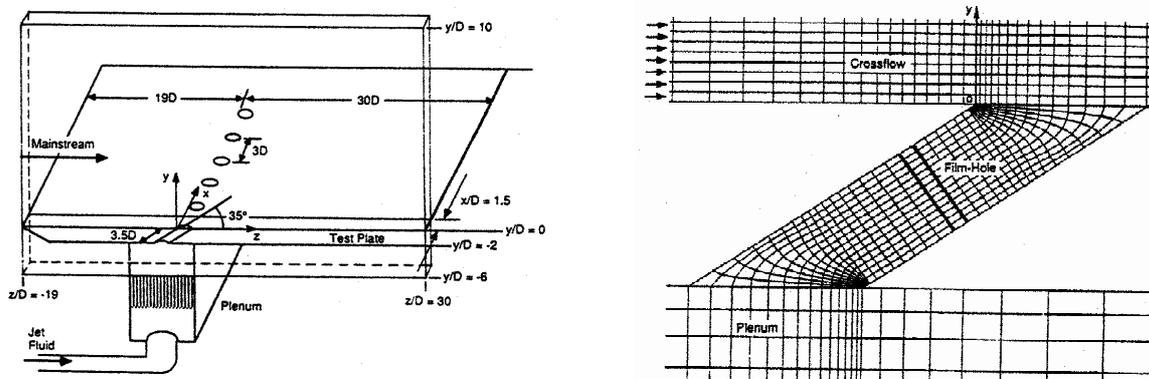


Bild 2.8 Versuchsaufbau nach Pietryzik et al. (1989, 1990) und das entsprechende Rechenetz nach Lylek und Zerkle (1993)

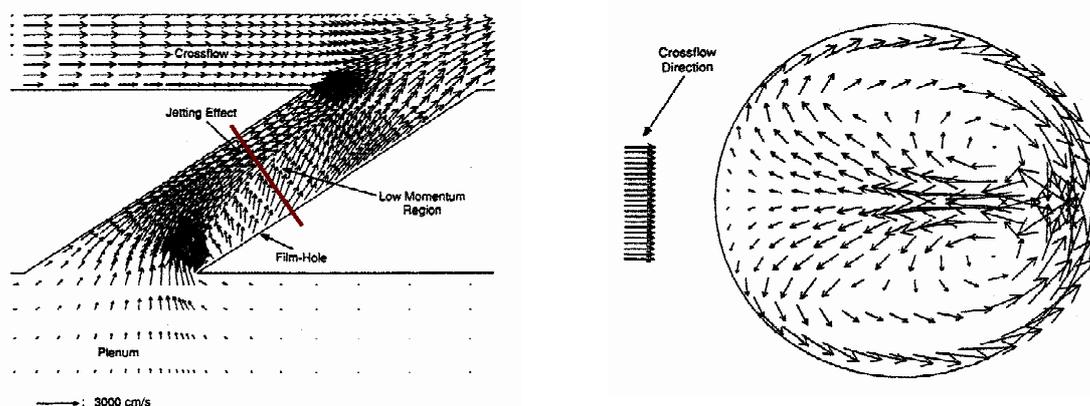


Bild 2.9 Strömungsbild innerhalb und Wirbelbildung in der Ausblasbohrung (Quelle: Lylek und Zerkle 1993)

Die Existenz eines Wirbelsystems in der Kühlbohrung, das dem Nierenwirbel gleicht, wirft natürlich die Frage auf, ob sich der Nierenwirbel bereits in der Bohrung entwickelt oder wie oben beschrieben durch die Interaktion von Kühlstrahl und Heißgas. Lemmon et al. (1999) gingen dieser Frage nach und untersuchten einen ähnlichen Versuchsaufbau wie in Bild 2.8. Sie simulierten numerisch das Problem mit und ohne Haftbedingung an den Wänden und Lemmon et al. identifizierten die freie Scherschicht zwischen Strahl und Hauptströmung als den entscheidenden Faktor bei der Generierung des Nierenwirbels. Die hohe Turbulenz¹⁴, die

¹⁴ Innerhalb des Kühlstrahls sind oft Turbulenzgrade zu finden, die um den Faktor zwei bis fünf höher liegen als in der Hauptströmung.

einen Kühlstrahl auszeichnet (Wilfert 1994) wird im Wesentlichen beim Eintritt in die Kühlbohrung und in der Kühlbohrung selber generiert (Leylek und Zerkle 1993).

Wenn der Strahl die Kühlbohrung verlassen hat, wird er von der Hauptströmung in die Hauptströmungsrichtung umgelenkt. Dieser Vorgang ist eine Folge auftretenden Druckkräfte durch die Aufstauwirkung in der Hauptströmung durch den Kühlstrahl. Die viskosen Kräfte in den Scherschichten entlang des Strahlrandes bewirken Verluste die keine isentropen Staudrücke mit einer symmetrischen Druckverteilung am Strahlrand zulassen¹⁵. Es entsteht eine Druckdifferenz in Hauptströmungsrichtung, die eine kontinuierliche Strahlumlenkung erzwingt. Entscheidend ist nun die Frage, ob der Kühlstrahl abhebt oder an der zu kühlenden Oberfläche verbleibt beziehungsweise der Strahl wieder anliegt. Hebt der Strahl vollkommen ab, diffundiert er in der Hauptströmung und die Kühlwirkung ist nahezu Null. Legt der Kühlstrahl, nachdem er unmittelbar an der Austrittskante abgelöst hat, wieder an, so besteht zwar die Gefahr, dass Heißgas in den abgelösten Bereich eingesogen wird (Ardey 1998), danach kann trotzdem ein Kühlfilm gebildet werden. Verbleibt der Strahl an der Oberfläche, ist vor allem von Interesse, wie die laterale Ausmischung der benachbarten Einzelstrahlen zu einem möglichst homogenen Kühlfilm und der Mischungsprozess mit der Hauptströmung abläuft.

Um diesen Vorgang zu analysieren, wird in den meisten Untersuchungen die Strahltrajektorie bestimmt. Dazu eignen sich besonders die Rotationsmaxima und die Geschwindigkeitsminima (Ardey 1998). Die Turbulenzverteilung liefert Informationen über die Ausdehnung des Strahls (Wilfert 1994). Die Strahldiffusion erfolgt maßgeblich durch die Reibung der beiden Äste des Nierenwirbels in der Symmetrieebene (Vogel 1996). Die Wirbelstärke wird wiederum durch die Intensität der Scherung zwischen der Hauptströmung und dem Strahl beeinflusst (Lemmon et al. 1999), woraus sich der Vorteil der Diffuserbohrungen erklärt, die bei hohen Ausblasraten einen geringeren Impuls aufweisen (Ganzert 2000), sodass der Strahl weniger in die Hauptströmung aufsteigt. Bei Ausblasung mit einer lateralen Impulskomponente relativ zur Hauptströmung, wird das normalerweise symmetrische Wirbelsystem deformiert. Eine Drehrichtung, die des leeseitigen Asts des Nierenwirbels, wird durch die laterale Komponente angefacht, während die entgegengesetzte Drehrichtung unterdrückt wird. Daraus ergibt sich eine Dominanz des leeseitigen Asts des Nierenwirbels im Strömungsfeld, was häufig zu einer Ausmischung des luvseitigen Wirbelasts führt (Ligrani und Mitchel 1992, Ardey 1998). Diese Einwirbelstruktur neigt weniger zum Ablösen als die normale Nierenwirbelstruktur (Lee et al. 1995, Baier et al. 1997).

¹⁵ Die Strahlumströmung kann mit einer verlustbehafteten Zylinderumströmung verglichen werden.

Das turbulente Mischungsverhalten zwischen Hauptströmung und Kühlstrahl ist im Wesentlichen von drei Turbulenzgrößen abhängig. Den größten Einfluss hat der Zuströmturbulenzgrad (Cutbirth und Bogard 2002_b, Mehendale und Han 1990, Rivir et al. 1997). Die Turbulenzintensität des Kühlstrahls hängt, wie oben diskutiert, von der Durchströmung der Bohrung ab. Zusätzlich wird Turbulenz in den Scherschichten zwischen Kühlstrahl und Hauptströmung produziert (Pietrzyk 1989). Dabei ist zu beachten, dass turbulente Mischungsvorgänge einen stark instationären Charakter aufweisen (Haven und Kurosaka 1997, Holloway et al. 2002_{a,b}, Polanka et al. 2002).

Der gerade beschriebene instationäre Charakter einer Strömung bezieht sich auf turbulente Schwankungen; ein weiteres Feld sind zu dem die oben bereits angesprochenen Rotor-Stator-Interaktionen, die eine periodisch instationäre Störung des Mischungsprozesses generieren. Auf diesem Gebiet sind bisher nahezu ausschließlich thermische Untersuchungen gemacht worden (Rigby et al. 1990, Abhari und Epstein 1992, Heidmann et al. 2001), da zeitlich aufgelöste aerodynamische Untersuchungen sehr aufwendig sind. Einige Arbeiten lieferten bereits einen ersten Eindruck von den aerodynamischen Vorgängen im Nahbereich der Ausblasung von Filmkühlstrahlen in eine Heißgasströmung.

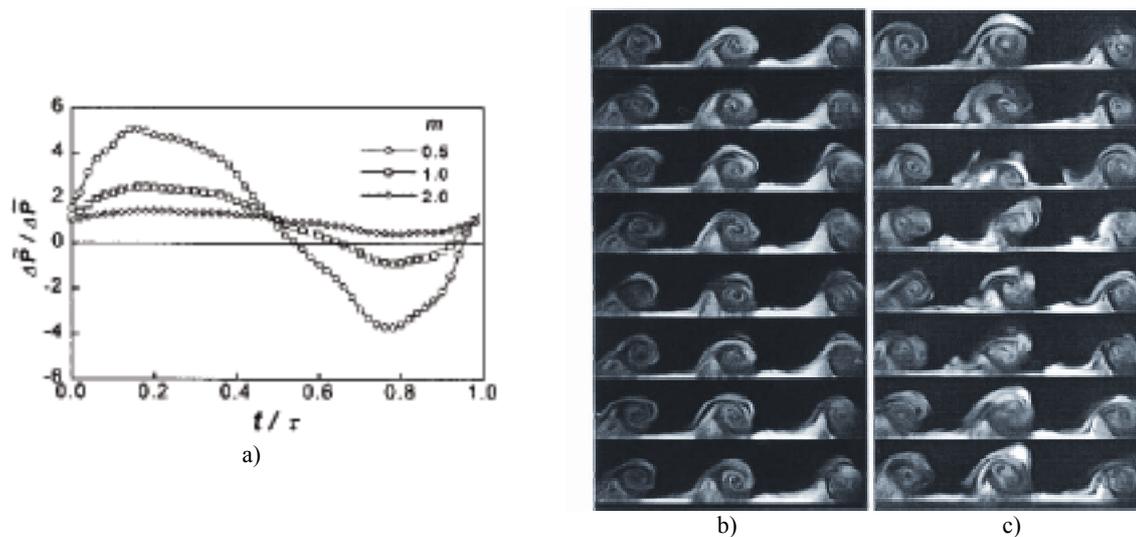


Bild 2.10 Phasengemittelte Druckdifferenz zwischen Plenum Hauptströmung (a), Strömungssichtbarmachung der Kühlstrahlen im Vergleich zwischen stationärer Strömung (b) und Strömung mit einer Druckwechselfrequenz von 0.5 Hz (c) (Quelle: Jung et al. 2002)

Jung et al. (2002) untersuchten den Einfluss einer periodischen Änderung des statischen Drucks der Hauptströmung auf die Filmkühlung an einer ebenen Platte. Neben der Variation der Strouhalzahl wurde der laterale Anstellwinkel der zylindrischen Kühlbohrungen variiert. Jung et al. stellten fest, dass sich bei lateral angestellten Bohrungen durch die periodischen Störungen kein gleichmäßiger Kühlfilm bilden kann, da der Kühlstrahl nach dem Austritt aus

der Bohrung in wandnormaler und lateraler Richtung oszilliert (Bild 2.10_{b,c}). Daraus ergeben sich massive Änderungen der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeströme. Die Effekte der Druckstörung auf die flächengemittelten Wärmeübergangskoeffizienten sind nur gering, während bei Strouhalzahlen größer als eins ein deutlicher Anstieg des Wärmeflusses zu verzeichnen ist. Dieser Einfluss der Druckstörung steigt mit wachsendem lateralem Anstellwinkel der Kühlbohrungen. Die periodischen Schwingungen des statischen Drucks der Hauptströmung pflanzen sich auch ins Plenum fort (Bild 2.10_a). Dieses Phänomen schwächt sich mit steigender Ausblasrate ab.

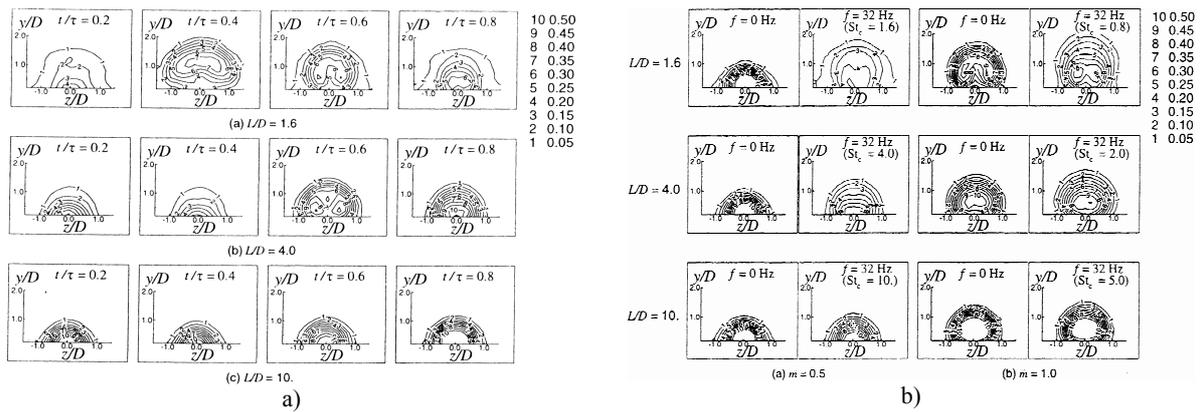


Bild 2.11 Phasengemittelte Kühlluftkonzentrationen bei periodischen Druckstörungen $f = 32 \text{ Hz}$, $M = 0.5$ (a) und zeitgemittelte Kühlluftkonzentrationen bei stationärer und periodisch instationärer Zuströmung (b) (Quelle: Seo et al. 1999)

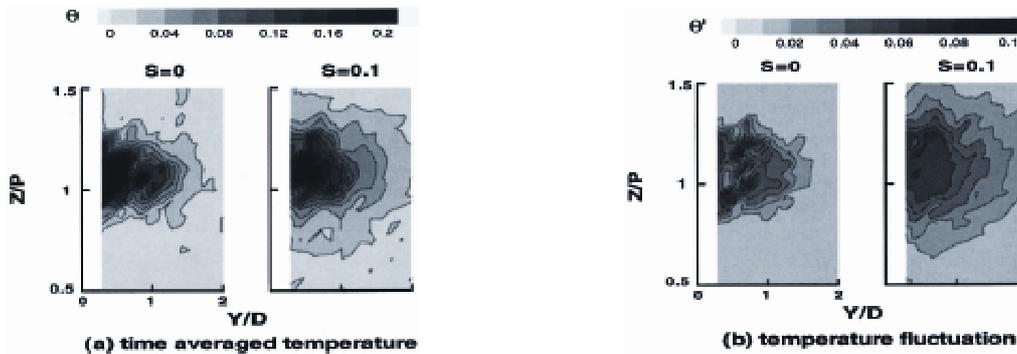


Bild 2.12 Verteilungen der zeitgemittelten Temperatur und Temperaturfluktuation im Kühlstrahl mit und ohne periodisch instationäre Zuströmung (Quelle: Teng et al. 2000)

Am gleichen Versuchsaufbau führten Seo et al. (1999) Konzentrations- und Temperaturverteilungsmessungen im Bereich der Ausblasung durch. In Bild 2.11_a ist deutlich zu erkennen, dass sich die Ausdehnung des Kühlstrahls während einer Periode signifikant verändert. Je kleiner die bezogene Bohrungslänge ist, desto stärker ist ein An- und Abschwellen des Kühlstrahls zu beobachten. Insgesamt stellen Seo et al. fest, dass der

Einfluss mit abnehmender bezogener Bohrungslänge und Ausblasrate zunimmt, was sich auch in den zeitgemittelten Werten widerspiegelt (Bild 2.11_b).

Teng et al. (2000) bestimmten mit Kaltdrahtmessungen Verteilungen der zeitlich gemittelte Temperatur und der Temperaturfluktuation im Kühlstrahl (Bild 2.12), um den Einfluss periodisch instationärer Zuströmung auf den Wärmeübergangskoeffizienten und die Filmkühleffektivität zu erklären. Bei periodisch instationärer Zuströmung sind eine bessere laterale Mischung des Strahls und eine deutlich größere Fluktuation zu erkennen, die sich durch den Turbulenzeintrag der Nachlaufdele erklären lässt.

Nicht nur die Instationaritäten im Mischungsprozess machen es schwierig, die aerodynamischen Effekte der Filmkühlung mit numerischen Simulationen vollständig und korrekt zu erfassen. In fast allen veröffentlichten numerischen Arbeiten wird bei nicht übereinstimmenden Ergebnissen mit experimentellen Arbeiten die Turbulenzmodellierung als Fehlerquelle genannt. Die derzeitigen Bemühungen strömungsmechanische Problemstellungen in Turbomaschinen mit der Direkten Numerischen Simulation (DNS) zu bearbeiten, bieten, aufgrund der hohen Rechenzeiten und der noch geringen Erfahrungswerte, weder im industriellen Auslegungsprozess noch in den überwiegenden Anwendungen der akademischen Forschung eine Alternative (Stadtmüller 2002¹⁶). In der Regel werden Rechenverfahren eingesetzt, welche die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) im gesamten Strömungsfeld in Kombination mit Turbulenz- und Transitionsmodellen lösen. Um eine aufwendige direkte Auflösung der turbulenten Schwankungen zu vermeiden, wird bei der Lösung der inkompressiblen vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen eine zeitlich gemittelte Betrachtungsweise nach Reynolds (1894) angesetzt. Dabei wird die momentane Strömungsgröße in einen zeitlich gemittelten Hauptströmungsanteil und einen Schwankungsanteil zerlegt. Bei kompressibler Strömung wird analog zum Reynoldsschen Mittelungsansatz die massengemittelte Mittelung nach Favre angesetzt. Bei instationären Problemen erweist sich der Reynoldsschen Mittelungsansatz als problematisch. Die Mittelung setzt voraus, dass die Frequenz der modellierten turbulenten Schwankungsbewegungen mehrere Größenordnungen über der Frequenz der zu untersuchenden Instationarität liegt. Wenn die dominierenden Frequenzen sehr groß sind, wird diese Voraussetzung verletzt und die Instationarität kann, unabhängig vom eingesetzten Turbulenzmodell, nicht mehr dargestellt werden. Für Untersuchungen der primären, relativ grobskaligen Effekte der Schaufelreibungswirkungen in Turbomaschinen können reynoldsgemittelte Simulationen jedoch aussagekräftige Ergebnisse liefern. (Eulitz 2000).

¹⁶ Stadtmüller (2002) gibt für eine inkompressible Gitterumströmung bei instationär Lösung eine Rechenzeit von 20 Wochen (300.000 CPU Stunden) an.

Durch die gerade beschriebene Mittelung gelangen zusätzliche Unbekannte in Form des Reynoldsschen Spannungstensors in das Gleichungssystem (turbulente Scheinspannungen). Damit besitzt das Gleichungssystem mehr Unbekannte als Gleichungen. Dieses Problem bezeichnet man auch als Schließungsproblem der Turbulenz. Um das Gleichungssystem zu schließen und lösen zu können, werden Turbulenzmodelle verwendet. Turbulenzmodelle existieren dabei in unterschiedlicher Komplexität und Formulierung. Man unterscheidet zwischen zwei verschiedenen Arten der Modellierung. Zum Einen wird die Wirbelviskositätshypothese (Null-, Ein- oder Zweigleichungsmodelle) zum Anderen werden Transportgleichungen für den Spannungstensor, die sogenannten Reynoldsspannungsmodelle (Modelle zweiter Ordnung), verwendet. Da die Wirbelviskositätsmodelle, besonders die k - ϵ und k - ω Modelle, in der industriellen Anwendung eine bedeutende Rolle spielen, soll im Folgenden ein kurzer Überblick über ihre Anwendbarkeit bei der Simulation von Kühlluftausblasung in Gasturbinen gegeben werden. Hierzu existieren bereits mannigfaltige Untersuchungen, welche häufig zu dem Schluss kommen, dass noch weiterer Verbesserungsbedarf in diesem Bereich besteht (Dorney und Davis 1992, Hoda und Acharya 2000, Holloway et al. 2002_{a,b}). Ein wesentlicher Grund dabei ist der im höchsten Maße anisotrope Charakter der Turbulenz im Mischungsbereich zwischen Kühlluftstrahl und Heißgasströmung¹⁷, was in diversen Untersuchungen nachgewiesen wurde (Ardey et al. 2000, Kazeta und Simon 2000, Polanka et al. 2002). Von den zumeist linearen Wirbelviskositätsmodellen wird jedoch eine isotrope Turbulenzverteilung vorhergesagt (Bohn und Tümmers 2002).

Nichts desto weniger sind die 3D-RANS-Rechenverfahren aus dem industriellen Auslegungsprozess nicht mehr wegzudenken, vielmehr lösen sie mehr und mehr ein- und zweidimensionale Rechenverfahren ab (Polanka et al. 2002). Um verlässliche Ergebnisse mit den numerischen Methoden zu erzielen, werden die Turbulenzmodelle mit der Hilfe von experimentellen Daten auf bestimmte Probleme optimiert und validiert (Benz et al. 1993, Vogel 1996, Heselhaus 1997, Eulitz 2000). Für den Einsatz numerischer Rechenverfahren bei der Auslegung von Turbinen sind grundsätzlich folgende Entwicklungsrichtungen zu erkennen:

- i. Instationäre RANS-Rechenverfahren mit bekannten Turbulenzmodellen auf Filmkühlung validieren
- ii. Fortlaufende Validierung von Turbulenzmodellen in stationäre RANS-Rechenverfahren
- iii. Verwendung von Verfahren der Large-Eddy-Simulation bzw. erste Versuche von Direkter Numerischer Simulation

¹⁷ Bei anisotoper Turbulenz sind die turbulenten Anteile in alle Raumrichtungen unterschiedlich groß.

- iv. Gekoppelte stationäre Verfahren die sowohl die Strömungsstruktur als auch die Wärmeleitung im Festkörper berechnen

Bei der Anwendung von komplexen Zweigleichungs-Wirbelviskositätsmodellen in stationären Verfahren ergaben sich große Unterschiede im Bezug auf ihr Potenzial zur Vorhersage von Filmkühlströmungen. Hoda und Acharya (2000) bemängeln das unzureichende Verhalten der meisten Formulierungen im wandnahen Bereich und das Fehlen einer anisotropen Beschreibung der Turbulenz. Azzi und Lakehal (2002) zeigen sich zufrieden mit der aerodynamischen Vorhersage, sprechen allerdings auch von „gemischter Qualität“ beim Vergleich mit experimentellen Daten. Vor allem die laterale Ausbreitung des Strahls wird nicht korrekt wiedergegeben. Medic und Durbin (2002) verwendeten $k - \epsilon$ und $k - \omega$ Modelle, die nach einer Modifikation zur Dämpfung der turbulenten Zeitskalen sehr gute Ergebnisse lieferten.

Zur weiteren Verbesserung der Modelle liefern Sharma und Acharya (1998) einen ersten Versuch der Direkten Numerischen Simulation einer Ausblasung in eine Querströmung.

Besonders im industriellen Umfeld werden aufgrund der immer weiter an die Grenzen der Materialeigenschaften gehenden Auslegung interdisziplinäre Verfahren notwendig (Steffens und Schäffler 2000). Ein Ansatz in diese Richtung sind gekoppelte Rechenverfahren, bei denen sowohl das Strömungsgebiet als auch der Festkörperbereich der Schaufel in die Simulation einbezogen wird. Bei der Berechnung werden die RANS – Gleichungen für das Strömungsgebiet und die Wärmeleitungsgleichungen im Festkörper gelöst, wobei die Koppelung über den Wärmeübergang zwischen Fluid und Wand herbeigeführt wird. Dabei unterscheidet man zwischen einer „starken“ und einer „schwachen“ Koppelung. Bei der starken Koppelung werden bei jeder Iteration an der Festkörpergrenze der Wärmeübergang zwischen Wand und Fluid berechnet. Bei der schwachen Koppelung wird, erst nachdem die Strömungsrechnung konvergiert hat, der Wärmeaustausch berücksichtigt. Trotz der bekannten Mängel bei den eingesetzten Turbulenzmodellen, können mit diesen Rechenverfahren Einflüsse des Wärmeübergangs in der Bohrung und damit verbundenen Dichte- und Impulsveränderungen im Kühlstrahl untersucht werden, was vor allem im Bereich der Vorderkantenausblasung von großer Bedeutung ist (Heidmann et al. 2000, Bohn und Moritz 2001).

Die Validierung von instationären RANS-Rechenverfahren zur Simulation von Filmkühlproblemen in Gasturbinen ist eine der wichtigsten Aufgaben im Bereich der Weiterentwicklung von numerischen Verfahren. Martelli et al. (2001) versuchten zunächst zweidimensionale Wärmeübergangsprobleme zu lösen, um dann eine dreidimensionale Erweiterung für ihren unstrukturierten Rechenverfahren zu vereinfachen. Auch hier zeigten sich bei der Filmkühlsimulation Probleme mit der Turbulenzmodellierung auf.

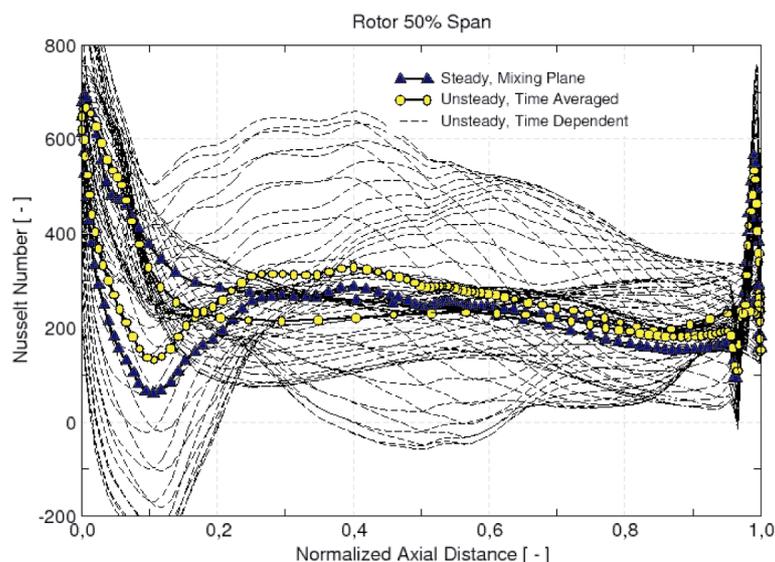


Bild 2.13 Nusseltzahl-Verteilung auf einem Rotor bei periodisch instationärer Zuströmung im Mittelschnitt (Quelle: Hildebrandt et al. 2003)

Hildebrand et al. (2003) simulierten eine filmgekühlte Turbinenstufe und stellten fest, dass zur Ermittlung der Wandtemperaturen und Wärmeübergänge eine instationäre Berechnung unumgänglich ist. Die aus der instationären Berechnung des Rotors zeitlich gemittelte Nusseltzahl-Verteilung stimmt nicht mit der Nusseltzahl-Verteilung der stationären Rechnung überein (Bild 2.13). Während einer Schaufelperiode ändert sich die lokale Nusseltzahl um bis zu 200%. Wenn die Nachlaufdüse des Stators mit Hinterkantenausblasung auf den Rotor trifft, kann es lokal sogar zu negativen Nusseltzahlen kommen, was einer Wärmeabgabe des Rotormaterials an die Strömung entspricht. Die vollständige Diskretisierung der Turbinenstufe mit allen Filmkühlbohrungen erfordert bei der Erstellung der Rechenetze einen hohen Arbeitsaufwand und führt zu immensen Rechenzeiten. Aus diesem Grund wurde an der gleichen Turbinenstufe von Kluge et al. (2003) die Kühlluftausblasung durch Quellterme simuliert. Der Vergleich der Ergebnisse mit der vollständig diskretisierten Turbinenstufe zeigte noch keine befriedigende Übereinstimmung.

2.3 Schlussfolgerungen und Zielsetzung

Bei einer Anzahl von über 2500 Veröffentlichungen im Bereich der Filmkühlung (Dunn 2001) liegt die Vermutung nahe, dass das nötige Handwerkzeug vorhanden ist, um ein numerisches Werkzeug inklusive Turbulenzmodell zu entwickeln und zu validieren, welches mit ausreichender Genauigkeit Vorhersagen zu filmgekühlten Turbomaschinenbauteilen treffen kann. Jedoch zeigen auch neueste Arbeiten, dass die numerischen Werkzeuge häufig nicht in der Lage sind, verlässliche Ergebnisse zu liefern. Aus diesem Grund werden weitere zielgerichtete experimentelle Untersuchungen benötigt, um die verwendeten Modelle und Rechenwerkzeuge zuverlässig zu machen (Buck et al. 2002). Korrelationen, welche die

wichtigsten Werkzeuge im industriellen Auslegungsprozess von Kühlkonfigurationen darstellen (Baldauf et al. 2002), sind nicht in der Lage die ganze Komplexität der Filmkühlproblematik zu erfassen. Die diskutierten Einflussfaktoren sind so vielfältig, dass noch große Verständnislücken vorhanden sind. Vor allem die Turbulenzmodellierung und die instationären Effekte auf die Aerodynamik der Filmkühlung bergen noch ein großes Potenzial, das es im Hinblick auf die in Kapitel 1 beschriebenen Herausforderungen zu erschließen gilt.

Die vorliegende Abhandlung, der umfangreiche experimentelle Arbeiten zugrunde liegen, soll ein Verständnis aufbauen, wie sich eine periodisch instationäre Zuströmung auf die Aerodynamik von diskreten Filmkühlstrahlen und deren Mischung mit der Heißgasströmung auswirkt. Außerdem soll eine experimentelle Datenbasis geschaffen werden, mit der eine Weiterentwicklung und Validierung numerischer Werkzeuge ermöglicht wird. Dazu wird ein modellhaft vergrößertes Schaufelgitter einer hochbelasteten, vorderkantenfilmgekühlten Turbinenlaufschaufel verwendet, für das umfangreiche Daten bei stationärer Zuströmung vorliegen (Ardey 1998). Die relativ zum Versuchsträger bewegte Schaufelreihe wird mit dem von Acton (1998) entwickelten Simulator EIZ simuliert. Durch die Realisierung des Versuchsaufbaus im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München können der Einfluss der Mach- und Reynoldszahl turbomaschinenähnlich simuliert werden. Als signifikante Erweiterung der bisherigen Arbeiten, werden die zeitlich aufgelösten Komponenten des Geschwindigkeitsvektors im Nahbereich der Ausblasung mit Hilfe der weiterentwickelten dreidimensionalen Hitzdrahtmesstechniken bestimmt. Dieser bisher noch weitgehend unbekannt Bereich erhält durch die immer weiter an die physikalischen Grenzen fortschreitende Auslegung von Turbinen unter der Berücksichtigung instationärer Effekte und steigender Prozesstemperaturen auch in der Niederdruckturbine mehr und mehr an Bedeutung. Vor allem wird die Verständnislücke geschlossen, die sich zwischen der stationär umfangreich untersuchten Aero-Thermodynamik der Filmkühlung und den Wärmeübergangsuntersuchungen bei periodisch instationäre Zuströmung ergibt. Die fehlenden Erfahrungen zur Aerodynamik des Einzelstrahls bei periodisch instationärer Zuströmung erschweren die Interpretation der untersuchten instationären Effekte auf den Wärmeübergang. Durch die erstmals verfügbare Datenbasis an zeitaufgelösten dreidimensionalen Strömungsvektoren und Turbulenzinformationen lassen sich Erkenntnisse über das turbulente Mischungsverhalten der Kühlluft bei periodisch instationärer Zuströmung erlangen, die weitere Entwicklungsschritte bei numerischen Verfahren in diese Richtung ermöglichen. Ein solcher Fortschritt würde dem Entwickler im internationalen Wettstreit um die Verbesserung des Prozesswirkungsgrades von Gasturbinen einer Gasturbine einen entscheidenden Wettbewerbsvorteil verschaffen. Vor allem die Hersteller von Kraftwerksanlagen, die mit ihren Technologien wirtschaftlich auf hartumkämpften weltweiten Märkten bestehen müssen, sind auf solche Innovationen angewiesen.

3. Versuchsaufbau für die experimentellen Arbeiten

Die Validierung von numerischen Verfahren anhand von experimentellen Daten ist immer noch unabdingbar. Diese Erkenntnis hat sich durch die vielen numerischen Studien speziell im Bereich der Filmkühlung gezeigt. Für eine detaillierte Untersuchung des zeitlich veränderlichen Mischungsverhaltens bei periodisch instationärer Zuströmung von Filmkühlstrahl und Hauptströmung bedarf es eines vergrößerten Schaufelmodells, um eine ausreichende räumliche Auflösung zu gewährleisten. Das hier verwendete ebene Hochdruckturbinenprofil AGTB-EIZ mit Vorderkantenfilmkühlausblasung wurde zu Forschungszwecken entwickelt und am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr unter turbomaschinenähnlichen Bedingungen mit zwei verschiedenen Ausblaskonfigurationen untersucht. Der Versuchsträger sowie der Aufbau zur Simulation einer relativ bewegten vorgeschalteten Schaufelreihe ist im folgenden Kapitel erläutert. Diese vor allem geometrischen Informationen werden benötigt, um die exakte Modellierung bei einer numerischen Simulation zu gewährleisten. Zur korrekten Übertragung der Randbedingung in ein numerisches Modell, wird die Instrumentierung der Messstrecke erörtert.

3.1 Aufbau des Versuchsträgers AGTB-EIZ

Die für die Untersuchung verwendete Profilgeometrie AGTB (Tabelle A 1) stellt einen Schnitt einer kühlbaren Hochdruckturbinen-Rotorschaukel dar. Sie wurde bei der MTU AeroEngines zu Forschungszwecken entwickelt. Das ebene Schaufelgitter wurde bereits umfassend bei stationärer Zuströmung untersucht, sodass auf einen großen experimentellen und numerischen Vergleichsdatensatz zurückgegriffen werden kann. Für die Untersuchungen bei periodisch instationärer Zuströmung musste die Schaufelhöhe des Gitters verkleinert werden, es wird im Folgenden als AGTB-EIZ bezeichnet (Bild 3.1).

Tabelle 1: Geometrische Daten des Turbinengitters AGTB-EIZ

Turbinengitter AGTB-EIZ	
Schaufelzahl	3
Sehnenlänge l [mm] des Mittelschnitts	250
Axiale Länge l_{ax} [mm] des Mittelschnitts	240.6
Schaufelhöhe h [mm]	176
Teilungsverhältnis t/l	0.714
Staffelungswinkel β_s des Mittelschnitts (ISA-Definition)	73.0°

Das Gitter besteht aus drei Schaufeln mit einer für den verwendeten Dellengenerator maximierten Sehnenlänge. Für die Messungen wird ausschließlich die mittlere Schaufel verwendet. Die Filmkühlausblasung wird ebenfalls nur an der mittleren Schaufel simuliert; dazu ist diese Schaufel mit einem Plenum ausgestattet. Die benötigte Ausblasluft wird über einen separaten Luftkreislauf bereitgestellt.

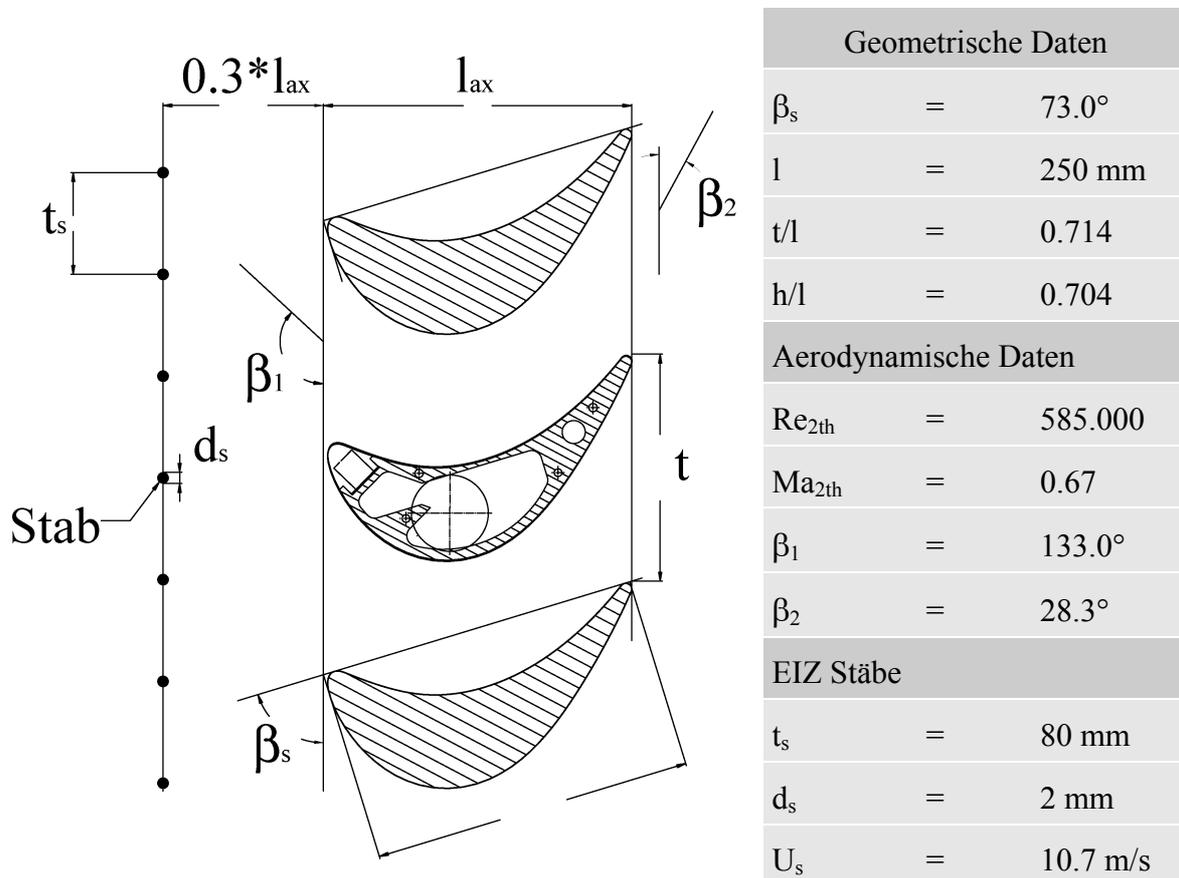


Bild 3.1 Skizze des hochbelasteten Hochdruckturbinengitters AGTB-EIZ

3.2 Geometrische Auslegung der Ausblaskonfigurationen am AGTB-EIZ

Die Vergleichbarkeit der Gitterströmung im Mittelschnitt wird anhand von Messungen mit verschlossenen Ausblasbohrungen, der Konfiguration B0, vorgenommen. Der Fokus wird bei der vorliegenden Arbeit auf die Vorderkante gelegt.

Die Ausblasgeometrie der Konfiguration B1 (Bild 3.2) weist zwei Ausblasbohrungsreihen ohne lateralen Ausblaswinkel auf, die saug- bzw. druckseitig in der Nähe des Staupunktes angebracht sind. Ihre Position entspricht der Lage der Ausblassechlitze und der Kühlbohrungsreihen, welche an demselben Gitter bei stationärer Zuströmung untersucht

wurden¹⁸. Die charakteristischen Daten der Ausblaskonfiguration B1 sind in Tabelle 2 gegeben.

Die Ausblaskonfiguration B2 (Bild 3.2) unterscheidet sich im Wesentlichen nur durch einen zusätzlichen Anstellwinkel in lateraler Richtung.

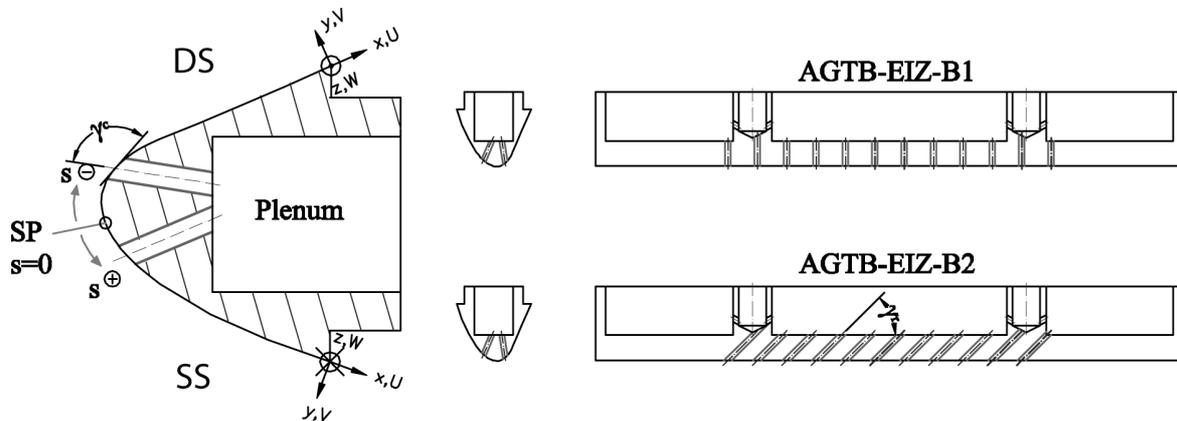


Bild 3.2: Vorderkante mit Plenum und Ausblaskonfigurationen der Turbinengitter AGTB-EIZ-B1 und AGTB-EIZ-B2

Tabelle 2: Geometrische Daten der Ausblaskonfigurationen AGTB-EIZ-B1 & B2

Konfiguration	AGTB-EIZ-B1		AGTB-EIZ-B2	
	SS	DS	SS	DS
Ausblasposition (s/l)	0.02	-0.03	0.02	-0.03
Anstellwinkel der Bohrungen in Umfangsrichtung γ_c	110°	120°	110°	120°
Anstellwinkel der Bohrungen in radialer Richtung γ_r	90°	90°	45°	45°
Bohrungsdurchmesser d	3 mm	3 mm	3 mm	3 mm
Bohrungsabstand (P/d)	5	5	5	5
Anzahl der Bohrungen	12	12	12	12
Bohrungslänge (l_{Bo}/d)	4.2	4.2	6	6

3.3 Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)

Für die Untersuchung der Mischungseffekte bei Kühlluftausblasung ist neben der korrekten Einhaltung der geometrischen Ähnlichkeitsgrößen auch die Einhaltung der strömungsmechanischen Ähnlichkeitsgrößen notwendig. Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK, Bild 3.3) ist einer der wenigen Gitterwindkanäle, bei denen die Parameter Mach- (Einfluss der Kompressibilität) und Reynoldszahl (Einfluss der Viskosität)

¹⁸ Die Ausblasung aus Schlitzen wurde von Beeck (1992), die aus Bohrungsreihen von Ardey (1998_a) untersucht.

voneinander entkoppelt sind. Deshalb lassen sich in dieser kontinuierlich arbeitenden Versuchsanlage mit offener Messstrecke Untersuchungen unter turbomaschinenähnlichen Bedingungen durchführen, was die Übertragbarkeit der Ergebnisse am Schaufelgittermodell auf reale Turbomaschinenbeschaufelungen gestattet. Die durch Dissipation der Strömungsenergie zugeführte Wärme wird über ein umfangreiches Kühlsystem abgeführt, um Messungen bei konstanter Temperatur zu erlauben. Sowohl die Totaltemperatur in der Hauptströmung als auch die Totaltemperatur der Sekundärluft werden bei 30°C konstant gehalten, sodass sich ein Dichteverhältnis von eins ergibt. Durch den Einbau von Sieben 1620 mm stromauf der Gittereintrittsebene lassen sich verschiedene Hintergrundturbulenzgrade erzeugen. Für eine ausführliche Beschreibung der Anlage sei auf Scholz und Hopkes (1959) sowie Sturm und Fottner (1985) verwiesen.

UniBw München Institut für Strahltriebwerke	Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)	1985
Meßstreckenkenneiwerte :	Versorgungseinrichtungen :	Kanaldaten :
- Machzahl $0.2 \leq Ma \leq 1.05$	- Vakuumanlage $P_1 = 30 \text{ kW}$	- Drehstrom-Motor $P = 1300 \text{ kW}$
- Reynoldzahl $0.2 \cdot 10^6 m^{-1} \leq Re/l \leq 16.0 \cdot 10^6 m^{-1}$	$P_2 = 20 \text{ kW}$	- Axialverdichter 6 Stufen
- Turbulenzgrad $0.4 \% \leq Tu_1 \leq 7.5 \%$	- Grenzschichtabsaugung $P = 155 \text{ kW}$ (Radialverdichter)	- Luftdurchsatz $\dot{V} = 30 \text{ m}^3 / s$
- Zuströmwinkel $25^\circ \leq \beta_1 \leq 155^\circ$	- Sekundärluftversorgung $P = 1000 \text{ kW}$ (Schraubenverdichter)	- Druckverhältnis $p_{t1}/p_k = 2.14$
- Schaufelhöhe 300 mm		- Verdichterdrehzahl $n_{max} = 6300 \text{ min}^{-1}$
- Zuströmhöhe 235 mm - 510 mm		- Kammerdruck $p_k = 0.04 - 1.2 \text{ bar}$

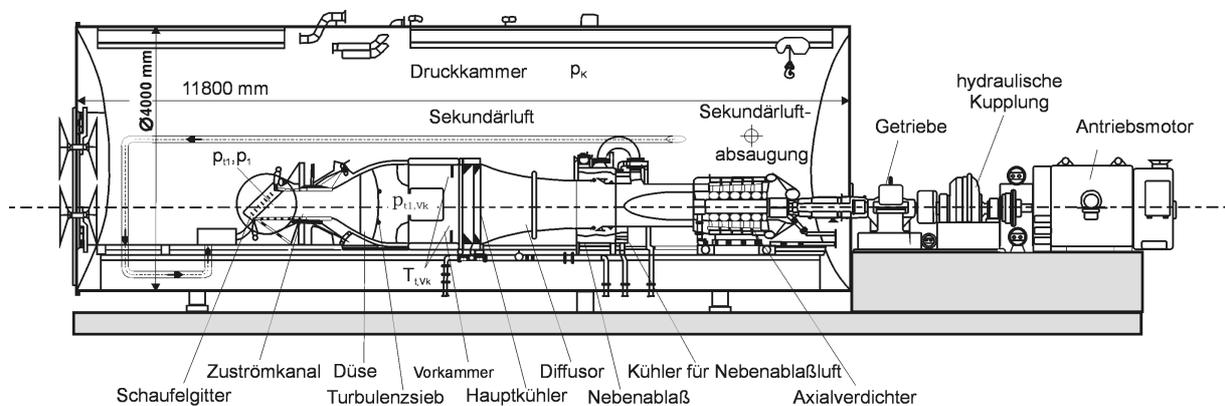


Bild 3.3 Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)

3.4 Erzeugung der periodisch instationären Zuströmung

Die Installation des oben beschriebenen AGTB-EIZ in die Messstrecke des HGK ist in Bild 3.4 gezeigt. Zur Simulation der periodischen Störungen, die der Rotor durch seine Relativbewegung zum stromauf liegenden Stator erfährt, wird der am Institut entwickelte Erzeuger Instationärer Zuströmbedingungen (EIZ) in die Messstrecke integriert. Der Stator

wird durch zylindrische Stäbe ersetzt¹⁹, bei deren Umströmung sich eine ähnliche Nachlaufdele ergibt wie bei einem Leitschaufelprofil. Um die Relativbewegung zwischen Rotor und Stator zu simulieren, werden die Stäbe in der eingezeichneten Stabebene (Bild 3.4) parallel zur Gittereintrittsebene bewegt.

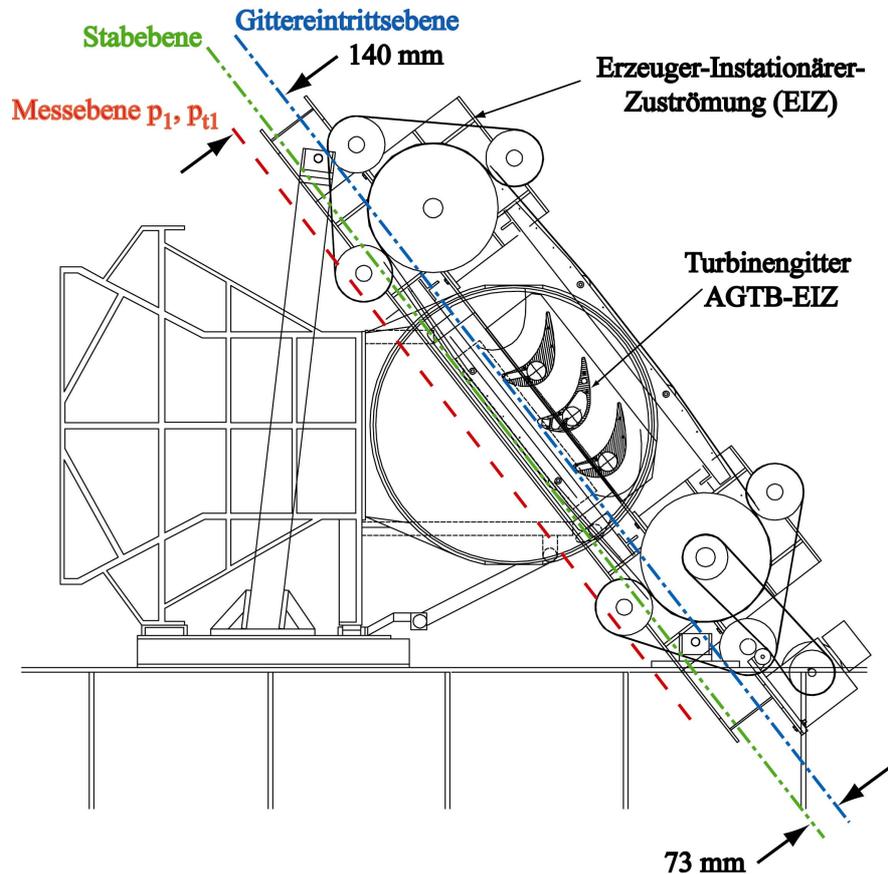


Bild 3.4 Erzeuger instationärer Zuströmung (EIZ) mit installierten AGTB-EIZ

Die Stäbe sind auf parallel verlaufenden Zahnriemen mittels Halblechen in Abständen von minimal 10 mm befestigt. Die Riemen werden über je zwei Zahnscheiben auf einer Hauptwelle umgelenkt und zur Schwingungsminderung durch eine Vorspanneinrichtung fixiert. Die Stabgeschwindigkeit kann stufenlos mit dem regelbaren Elektroantrieb, welcher mit der unteren Hauptwelle verbunden ist, bis maximal 41.5 m/s eingestellt werden. Um die hohen Fliehkräfte bei der Umlenkung der Stäbe aufzufangen und deren Durchbiegung zu verhindern, werden die Stäbe im Bereich der Umlenkscheiben über je zwei Flachriemen zusätzlich geführt. Eine detailliertere Beschreibung des EIZ findet sich bei Acton und Fottner (1997).

¹⁹ Die Stäbe stehen senkrecht zur Bildebene in Bild 3.4.

Die oben angesprochene Ähnlichkeit zwischen der Nachlaufdelle eines umströmten Zylinders und der eines realen Schaufelprofils wurde von Pfeil und Eifler (1976) nachgewiesen. Sie kamen zu dem Schluss, dass die Simulation einer vorgeschalteten Schaufelreihe durch einfache zylindrische Stäbe zulässig ist, wenn die Stabnachläufe bei vergleichbaren Totaldruckverlustbeiwerten in ausreichender Entfernung („far wake“) den Nachläufen realer Profile entsprechen. Eine weitere Bestätigung dafür lieferten Halstead et al. (1995_c) als sie nachwiesen, dass Schaufel- und Stabnachlauf ähnlich auf die saugseitige Grenzschichtentwicklung wirken, indem sie in einem Versuchsverdichter eine Schaufel durch einen Zylinderstab ersetzen.

Acton (1998) zeigte im Rahmen detaillierter Studien, dass der Nachlauf durch die Parameter Dellenbreite, Geschwindigkeitsdefizit und Turbulenzintensität charakterisiert werden kann. An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass es sich beim AGTB um einen Hochdruckturbinenrotor handelt, dem in einer realen Maschine ein Eintrittsgitter mit geringerer Schaufelzahl und größerer Profildicke vorgeschaltet ist. Damit ergeben sich im Allgemeinen Nachlaufdellen, die eine größere Intensität ausweisen. Halstead et al. (1995) stellten ein Verfahren vor, mit dem eine Bestimmung des optimalen Stabdurchmessers und des Abstands zwischen Stab- und Gittereintrittsebene möglich ist. Allerdings ist eine gleichzeitige Übereinstimmung aller drei genannten Parameter beim Einsatz von Zylinderstäben nicht möglich ist, sodass eine derartige Simulation immer einen Kompromiss unter Abwägung der Bedeutung einzelner Größen erfordert. Da für diese Untersuchung der Einfluss des Impulsunterschiedes zwischen ungestörter Strömung und Nachlaufdelle auf das Ausströmverhalten an der Vorderkante von entscheidender Bedeutung war, fiel die Wahl auf einen Stabdurchmesser von 2 mm, der bei ausreichender Festigkeit sowohl Dellenbreite wie auch das Geschwindigkeitsdefizit ausreichend realitätsnah simuliert. Um die Nachlaufdellen zu vergleichen, ist in Tabelle 3 eine Gegenüberstellung von gemessenen Größen für Stab und Schaufelprofil gegeben.

Tabelle 3: Vergleich der Stabnachläufe mit dem Nachlauf des Profils AGTB

Kenngröße	Stahlstab Ø 2 mm²⁰	AGTB²¹
bezogene Dellenbreite b/t	0.45	0.36
max. Turbulenzintensität [%]	9	
Geschwindigkeitsdefizit ²² [%]	8.5	7.5

²⁰ Gemessen wurde bei rotierendem EIZ 73 mm stromab der Stabebene.

²¹ Gemessen wurde mit einer 5-Lochsonde 80 mm stromab der Gitteraustrittsebene (Ardey 1998).

²² Bezugsgröße ist die lokale Strömungsgeschwindigkeit.

Mit dem nun festgelegten Stabdurchmesser errechnet sich die Reynoldszahl der Stabumströmung bei der im Experiment eingestellten Reynoldszahl in der Zuströmung von $Re_l \approx 43.500$ (entspricht $Re_{2th} = 585.000$), einem Stabdurchmesser von 2 mm und einer Profilschneidlänge von 250 mm nach Gl. 3.1 zu $Re_d = 350$.

$$Re_d = \frac{d_s \cdot c_1}{\nu} = \frac{l \cdot c_1}{\nu} \cdot \frac{d_s}{l} = Re_l \cdot \frac{d_s}{l} = 350 \quad (\text{Gl. 3.1})$$

Damit ergibt sich nach Schlichting und Gersten (1997, Tab.1.1, S. 22) eine auf den Stabdurchmesser bezogene konstante Strouhalzahl von $Sr = 0.21$. Durch Ersetzen dieser Konstante und der gemessenen Zuströmgeschwindigkeit von 150 m/s in die Formulierung für die Strouhalzahl,

$$Sr_d = \frac{f \cdot d_s}{c_1} = 0.21 = const. \quad (\text{Gl. 3.2})$$

ergibt sich die Ablösefrequenz der von Karman'schen Wirbelstraße zu 16.3 kHz. Eine analoge Betrachtung für die Hinterkante des Profils AGTB-EIZ (Hinterkantendurchmesser ca. 10 mm) führt zu Werten von $Re_d = 23400$. Mit dieser Reynoldszahl ergibt sich ebenfalls eine konstante Strouhalzahl $Sr_{d,HK} = 0.21$ und damit bei einer Abströmgeschwindigkeit c_{2th} von 225 m/s eine Ablösefrequenz des Hinterkantenwirbels von etwa 5 kHz.

Als wesentliche Aspekte der korrekten Simulation von Nachlaufdübeln müssen die Stabfrequenz, also die zeitliche Abfolge des Auftreffens der Nachlaufdübeln auf das Schaufelgitter, sowie der Winkel, unter dem die Nachlaufdübeln in die Schaufelreihe eintreten, diskutiert werden. Die Stabfrequenz wird wiederum durch die dimensionslose Strouhalzahl bezogen auf die Profilschneidlänge beschrieben.

$$Sr = \frac{f \cdot l}{c} = \frac{U_s}{t_s} \cdot \frac{l}{c} = \frac{l}{t_s} \cdot \frac{1}{\Phi} \quad (\text{Gl. 3.3})$$

Die kinematische Ähnlichkeit wird über die Durchflusszahl

$$\Phi = \frac{c}{U_s} \quad (\text{Gl. 3.4})$$

beschrieben, die das Verhältnis von Strömungsgeschwindigkeit c_{ax} zu Stabgeschwindigkeit U_s bezeichnet und daher eine Funktion des Geschwindigkeitsdreiecks ist, das schematisch in Bild 3.5 dargestellt ist.

Als Bezugsgeschwindigkeit wird die axiale Zuströmgeschwindigkeit $c_{ax,1}$ verwendet, welche die lokalen aerodynamischen Bedingungen bei der Zylinderumströmung am besten beschreibt. Für reale Turbinen ergeben sich so gebildete Strouhalzahlen von 3 bis 4

entsprechend der Definition nach Gleichung 3.3 und Durchflusszahlen in der Größenordnung von 1 nach Gleichung 3.4 .

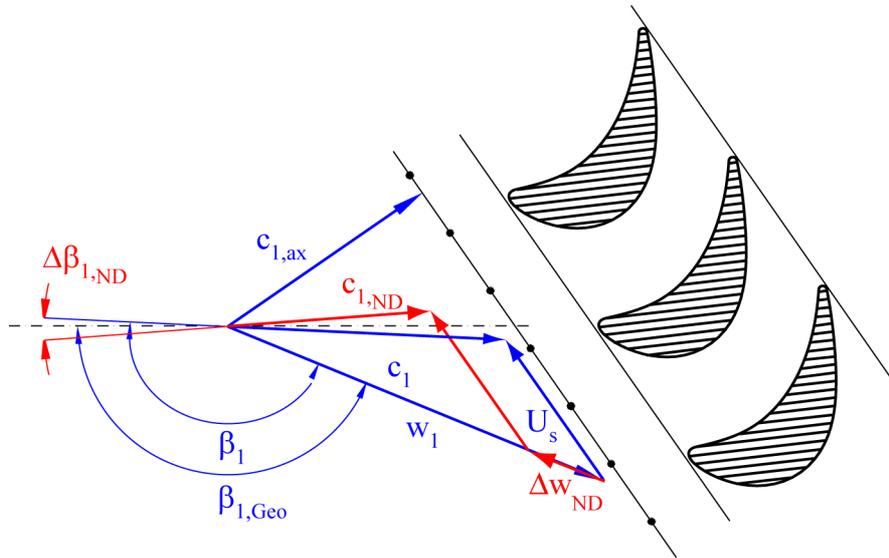
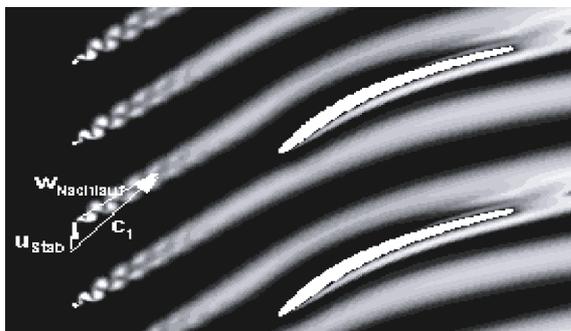
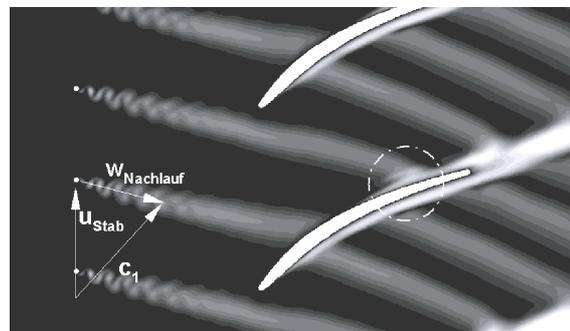


Bild 3.5 Geschwindigkeitsdreieck für die Stabbewegung am Gittereintritt
(Abmessungen nicht maßstabsgetreu)

Für den aerodynamischen Betriebspunkt des AGTB-EIZ (vgl. Bild 3.1) ergibt sich eine axiale Zuströmgeschwindigkeit der Stäbe am EIZ von 111 m/s. Damit müsste eine Stabgeschwindigkeit in dieser Größenordnung eingestellt werden, um eine realistische Durchflusszahl nach Gleichung 3.4 zu erreichen. Bei den zu erwartenden Messzeiten ist aus Festigkeitsgründen lediglich eine Stabgeschwindigkeit von 10.7 m/s realisierbar, womit sich eine Durchflusszahl von 10 ergibt. Mit dieser Durchflusszahl ergeben sich im Vergleich zur Strömung in realen Turbomaschinen zu flache Eintrittswinkel der Nachlaufdellen am Gittereintritt.



$U_s = 40 \text{ m/s}$



$U_s = 200 \text{ m/s}$

Bild 3.6 Numerisch ermittelte Viskositätsverteilung zur Verdeutlichung des Einflusses der Stabgeschwindigkeit auf den Eintrittswinkel der Nachlaufdellen am Beispiel des Verdichtergitters V111 bei gleichen aerodynamischen Randbedingungen (Quelle: Kampitsch 2003)

Wie sich die Stabgeschwindigkeit bei gleichen aerodynamischen Randbedingungen auf den Eintrittswinkel der Nachlaufdellen auswirkt, wird in Bild 3.6 am Beispiel einer numerischen Untersuchung am Verdichtergitter V111 deutlich. Anhand der Viskositätsverteilung in der S1-Ebene ist gut zu erkennen, dass bei einer realistischen Stabgeschwindigkeit das Geschwindigkeitsdreieck deutlich steiler wird. Die Nachlaufdellen treffen nicht mehr mit einem Winkel ein, der etwa dem Zuströmwinkel entspricht ($U_s = 40$ m/s), sondern prallen auf die Saugseite des Profils. Die Nachlaufdellen werden von den Profilen nahezu zerhakt.

Zudem ergibt schon aus der potenzialtheoretischen Betrachtung einer reibungsbehafteten Profilmströmung im Nachlauf eine inhomogene Geschwindigkeitsverteilung in Umfangsrichtung. Diese Inhomogenitäten im Nachlauf eines Leitgitters führen durch den Übergang vom Absolutsystem ins Relativsystem mit der konstanten Umfangsgeschwindigkeit zu einer periodischen Variation des Zuströmwinkels im Laufradeintritt. Die Änderung des Zuströmwinkels kann bis zu $\Delta\beta_1 = 15^\circ$ betragen. Dieser Effekt wird bei der Verwendung zylindrischer Stäbe nicht berücksichtigt, was bei der Übertragung der Ergebnisse auf die reale Maschine jedoch beachtet werden sollte.

Schiffer et al. (2000) zeigten, dass sich Ergebnisse, die mit den niedrigen Stabgeschwindigkeiten erzielt wurden, dennoch auf die reale Maschine übertragen lassen. Dabei spielten die numerischen Werkzeuge, die anhand der Ergebnisse der Gitterversuche kalibriert wurden, eine entscheidende Rolle. Die Verringerung der 2 dimensionale Verluste einer Niederdruckturbinenbeschaufelung, die sich bei periodisch instationärer Zuströmung in den Versuchen an ebenen Schaufelgittern zeigte, konnte auch in Komponentenversuchen und in einer realen Maschine für die verwendete Auslegung gezeigt werden.

Über eine Variation der Stabteilung könnte nun die Strouhalzahl auf einen realen Wert eingestellt werden. Mit Gleichung 3.3 ergibt sich damit eine Stabteilung von etwa 10 mm, die am EIZ möglich, aus verschiedenen Gründen jedoch nicht sinnvoll ist. Zum einen zeigte Stadtmüller (2003), dass bei einer zu klein gewählten Stabteilung die Nachlaufdellen bis zum Gittereintritt zusammenwachsen und sich statt einer periodischen Störung lediglich eine Erhöhung des Turbulenzgrades ergibt. Zum anderen sollte ein Teilungsverhältnis gewählt werden, das numerisch mit vertretbarem Aufwand zu modellieren ist. Bei den gängigen numerischen Werkzeugen wird das ebene Gitter mit stromauf bewegten Stäben auf einen sehr großen Radius (10 m) transformiert, da sich die Relativbewegung leichter durch eine Rotation realisieren lässt. Die Berechnung wird dann an dem kleinstmöglichen Kreissegment durchgeführt, für das sich periodische Randbedingungen ergeben. Um die Effekte der einzelnen Nachlaufdellen möglichst gut detektieren zu können, wurde eine Stabteilung von 80 mm gewählt. Daraus ergibt sich eine Teilungsverhältnis zwischen Gitter und Stäben von $t/t_s = 2.2$. Bei einer numerischen Simulation kann die Stabteilung so gewählt werden, dass bei

geringer Abweichung ($t/t_s = 2$) eine Schaufelteilung und zwei Stabteilungen modelliert werden können.

Mit der so gewählten Stabteilung ergibt sich eine Strouhalzahl von 0.3, die deutlich kleiner ist, als bei realen stationären Hochdruckturbinen²³, Hodson (1998) weist darauf hin, dass mit der Strouhalzahl zwar der instationäre Charakter einer Strömung beschrieben wird, diese allerdings noch keine Aussage über deren Effekte ermöglicht. Die relevanten Werte sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Versuchsdaten des EIZ

Kenngröße		
Stabgeschwindigkeit	U_s [m/s]	10.7
Stabdurchmesser	d_s [mm]	2
Stabteilung	t_s [mm]	80
Axiale Zuströmgeschwindigkeit	$c_{1,ax}$ [m/s]	111.3
Strouhalzahl	Sr [-]	0.3
Durchflusszahl	Φ [-]	10

3.5 Messstrecke und Instrumentierung

Der für die vorliegende Arbeit verwendete Versuchsaufbau, der in Bild 3.4 dargestellt ist, ergibt sich durch die Verbindung der in diesem Kapitel beschriebenen Elemente. Eine homogene Gitterzuströmung in Schaufelhöhenrichtung wird durch eine Reduzierung der Kanalbreite am Düsenaustritt auf $h = 176 \text{ mm}$ ²⁴ gewährleistet, da sonst die Zahnriemen angeströmt werden. Diese zusätzliche Kontraktion des Zuströmkanals erfolgt über eine Profilierung nach Cohen und Ritchie (1962), die eine gleichförmige Beschleunigung bei anliegender Strömung gewährleistet. In Umfangsrichtung wird die Simulation einer unendlichen Schaufelreihe durch Umlenkmale unterstützt, dass sich eine die jeweils eine halbe Teilung oberhalb beziehungsweise unterhalb der äußeren Schaufeln angebracht sind. Die Kanalböden werden auf die Vorderkanten der Bleche eingestellt. Die Form der Bleche entspricht annähernd der Skelettlinie des Profils AGTB. Für den Aufbau wurden die Umlenkmale so eingestellt, dass sich eine periodische Zuströmung ergibt.

In den Seitenwänden sind in der Messebene (Bild 3.4) sowie in den Kanalböden statische Wanddruckbohrungen eingebracht. Die Gleichmäßigkeit der Druckverteilung (homogene Zuströmung) wird mit Hilfe eines Vielfachmanometers überprüft.

²³ Bei entsprechenden stationären Hochdruckturbinen findet man Strouhalzahlen in der Größenordnung von 1.

²⁴ Die Breite der HGK - Messstrecke beträgt ohne EIZ - Einbau 300 mm.

In der gleichen Messebene (Bild 3.4) wird der statische Druck p_1 , über eine der angesprochenen Wanddruckbohrungen, und der Totaldruck p_{t1} der Zuströmung gemessen²⁵. Die Totaltemperatur der Zuströmung T_{t1} wird als Mittelwert von vier Pt100-Widerstandsthermometern in der Düsenvorkammer des Kanals gemessen. Unter der Annahme einer adiabaten Düsenströmung ist diese gleich der Totaltemperatur am Gittereintritt. Der Energieeintrag der bewegten Stäbe kann dabei vernachlässigt werden. Der Umgebungsdruck außerhalb der Druckkammer wird als einziger Absolutdruck gemessen. Der statische Druck der Abströmung, der dem Druck in der Druckkammer des HGK p_K entspricht, wird an einer strömungsberuhigten Zone innerhalb der Druckkammer als Differenz gegen den Umgebungsdruck p_{umg} gemessen und dient als Referenzdruck für die Bestimmung aller anderen Drücke mit Differenzdruckaufnehmern.

Mit den gemessenen Größen werden die theoretische Abström-Machzahl Ma_{2th} und die theoretische Abström-Reynoldszahl Re_{2th} berechnet. Anhand einer kontinuierlichen Darstellung dieser Werte wird der Betriebspunkt eingestellt und über die komplette Messzeit kontrolliert.

Die Bestimmung des Totaldrucks der Zuströmung stromauf der Stabebene berücksichtigt nicht die durch die Stäbe hervorgerufenen Totaldruckverluste. Ein Korrekturverfahren zur Bestimmung des Totaldrucks in der Gittereintrittsebene, das von Brunner (2000) vorgestellt wurde, berechnet den durch die Stäbe hervorgerufenen Totaldruckverlust in der Zuströmung für den kompressiblen Fall. Nahezu identische Ergebnisse zeigte Stadtmüller (2002) mit einem alternativen Verfahren. In Vorversuchen wurde die Totaldruckdifferenz über die bewegten Stäbe zu $\Delta p_t = -0.8$ hPa ermittelt, was mit dem Verfahren nach Brunner korreliert. Für die vorliegenden Untersuchungen wurden alle Kennzahlen auf den Totaldruck stromauf der Stabebene bezogen (vgl. Bild 3.4), zumal die Eintrittsrandbedingungen für numerische Simulationen an dieser Position gesetzt werden.

²⁵ Die Messung erfolgt über eine Pitotsonde mit einem Wandabstand von 50 mm.

4. Mess- und Auswertetechniken

Um die hohen Anforderungen an die Qualität der Messdaten erfüllen zu können, mussten die Messtechniken sorgfältig ausgesucht und auf den Versuchsaufbau angepasst werden. Um eine Vergleichbarkeit mit den vorhandenen Daten bei stationärer Zuströmung zu gewährleisten, wurde zunächst die Standardgittermesstechnik am HGK zur Bestimmung der Gitterbelastung und der Ausblasgrößen verwendet. Zur zeitgenauen Detektierung der Strömungsphänomene unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung wurden komplexe und hochfrequente Verfahren entwickelt. Im Folgenden werden die eingesetzten Instrumentierungen und Messsysteme sowie die entsprechenden Auswerteverfahren näher erläutert.

4.1 Bestimmung der Ausblasmasseströme

Alle Experimente werden bei isothermer Ausblasung durchgeführt, d.h. die Totaltemperatur des Hauptgasmassenstroms und die Totaltemperatur der Sekundärluft wird auf konstant 30°C gehalten. Zur Charakterisierung der Ausblasstärke wird die globale Ausblasrate

$$M = \frac{\rho_c G_c}{\rho_1 G_1} \quad (\text{Gl. 4.1})$$

verwendet. Hierbei steht der Index c für die Ausblasluft (c = cooling) und der Index 1 für die Bedingung in der Zuströmung (vgl. Bild 3.4). Die Größen ρ_1 und G_1 berechnen sich aus den gemessenen Zuströmgrößen statischer Druck und Totaldruck sowie der Totaltemperatur der Hauptströmung. Die für die saug- und druckseitige Ausblasung gemittelten Größen ρ_c und G_c werden aus dem gesamten Ausblasmassenstrom und der Gesamtfläche der Ausblasbohrungen

$$(\rho_c G_c)_{ges} = \frac{(\dot{m}_c)_{ges}}{(A_{Bo})_{ges}} \quad (\text{Gl. 4.2})$$

bestimmt. Die Bestimmung des gesamten Ausblasmassenstromes erfolgt in der Zuleitung mit Hilfe einer Messblende gemäß ISO 5167 aus den gemessenen Größen Totaltemperatur an der Blende, statischer Druck vor der Blende und Blendendifferenzdruck. Im Plenum der Messschaufel befinden sich ein Pt100-Widerstandsthermometer und eine Pitotsonde zur Aufnahme der Totaltemperatur bzw. des Totaldrucks der Ausblasluft.

Da die saug- und druckseitige Ausblasreihe aus demselben Plenum gespeist werden, kann über die Messung des Messblendenmassenstromes nur eine mittlere Ausblasrate von Saug- und Druckseite eingestellt werden. Die Aufteilung des Massenstromes auf die Bohrungsreihen wird mit Hilfe von Kalibriermessungen, die den Ausblasmassenstrom jeder Bohrungsreihe in Abhängigkeit vom Totaldruck des Plenums untersuchen, festgestellt. Dazu muss eine

Bohrungsreihe verschlossen werden. In Bild 4.1 ist die zeitlich gemittelte Ausblasrate für die saug- und druckseitige Bohrungsreihe über der zeitlich gemittelten Gesamt-Ausblasrate aufgetragen. Die Darstellung verdeutlicht, dass aus der druckseitigen Bohrungsreihe stets mehr Kühlluft austritt als auf der saugseitigen. Diese Ungleichverteilung ergibt sich aufgrund der unterschiedlichen statischen Profildrücke an den Ausblaspositionen. Die Differenz nimmt mit zunehmender Ausblasrate bzw. steigender treibender Druckdifferenz über der Bohrung ab. Zwischen den beiden Ausblaskonfigurationen AGTB-EIZ-B1 und AGTB-EIZ-B2 ergeben sich in der Verteilung der Ausblasmasseströme auf Druck- und Saugseite nur geringe Unterschiede. Die gemittelten Ausblasraten für B1 und B2 sind gleich groß.

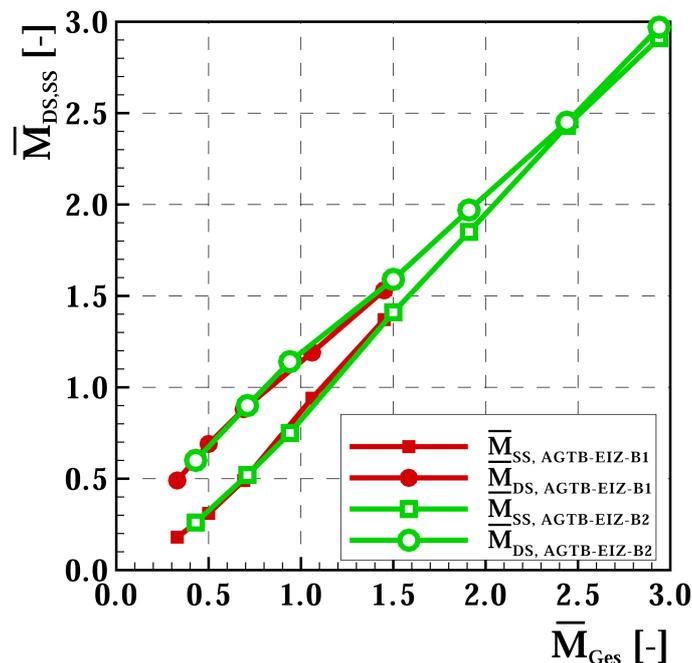


Bild 4.1 Zeitlich gemittelte Ausblasrate der saug- und druckseitigen Bohrungsreihe in Abhängigkeit von der zeitlich gemittelten Gesamt-Ausblasrate für die Turbinengitter AGTB-EIZ-B1 und AGTB-EIZ-B2

Um die Vergleichbarkeit mit der vorhandenen Datenbasis bei stationärer Zuströmung zu gewährleisten, werden die Messungen bei den zeitlich und über Druck- und Saugseite gemittelten Ausblasraten von $M = 0.0, 0.7$ und 1.5 durchgeführt.

Mit Hilfe von Profildruckverteilungsmessungen im Nahbereich der Bohrung lässt sich anhand mittlerer statischer Drücke an den Ausblaspositionen eine Abschätzung der lokalen Ausblasbedingungen durchführen. Die Ergebnisse in Tabelle 5 können aber nur als qualitative Abschätzung gewertet werden, da sich im Bereich der Ausblasung ein komplexes Strömungsfeld mit starken Druckgradienten ausbildet, das durch die periodisch instationäre Zuströmung zusätzlich einer zeitlichen Veränderung unterliegt.

Tabelle 5: Abschätzung der lokalen²⁶ aerodynamischen Randbedingung der Ausblaskonfiguration AGTB-EIZ-B1

Konfiguration AGTB-EIZ-B1	M = 0.7		M = 1.5	
	SS	DS	SS	DS
Dichteverhältnis DR	0.99	0.99	1.03	1.02
Geschwindigkeitsverhältnis VR	0.92	0.74	1.73	1.17
Lokale Ausblasrate M	0.92	0.73	1.79	1.19
Lokales Impulsverhältnis I	0.84	0.54	3.09	1.39

Es wird deutlich, dass es sich bei der Ausblasrate $M = 0.7$ auf der Druckseite und auf der Saugseite um eine Unterimpulsausblasung handelt. Für die Ausblasrate $M = 1.5$ stellt sich vor allem auf der Saugseite ein deutlicher Überimpuls ein, d.h. die Kühlluft weist einen wesentlichen größeren Impuls auf als die Hauptströmung.

Für beide Ausblasraten ergibt sich für die vorliegende Gleichtemperaturausblasung sowohl an der Druck- wie an der Saugseite eine Dichteverhältnis von $DR = 1$, da dieses vor allem vom Temperaturverhältnis zwischen Hauptströmung und Kühlluft abhängt.

In einer realen Turbine unter Heißgasbedingung verschieben sich diese Verhältnisse und beeinflussen damit auch die Ausblas- und die Impulsrate. Bei einer Turbineneintrittstemperatur von $T_t = 1800$ K und einer Kühllufttemperatur von $T_t = 900$ K, die etwa der Verdichteraustrittstemperatur entspricht, ergeben sich bei einer Machzahlen von $Ma \approx 1$ statische Temperaturen an der Ausblasposition von 1300 K bzw. 750 K. Nimmt man weiterhin an, dass die Änderung der Stoffwerte durch die Temperaturunterschiede und die Zusammensetzung der beiden Fluidströme²⁷ in erster Näherung konstant sind, ergibt sich bei gleichem statischem Austrittsdruck und einer lokalen Ausblasrate von $M = 1$, ein Dichteverhältnis von $DR = 1.8$ bei einem Geschwindigkeitsverhältnis $VR = 0.6$ und damit ein Impulsverhältnis von $I = 0.7$. Erhöht man die Ausblasrate auf $M = 2$, steigt das Geschwindigkeitsverhältnis auf $VR = 1.2$ und damit das Impulsverhältnis auf $I = 2$. Damit wird deutlich, dass sich die Verhältnisse in der realen Turbine mit einer Gleichtemperaturausblasung nicht korrekt nachbilden lassen. Jedoch können nach Baldauf (2001) die Ergebnisse aus isothermen Messungen, wie in der vorliegenden Arbeit, auf reale Fälle übertragen werden. Dabei muss aber beachtet werden, dass sich ähnliche Verhältnisse für unterschiedliche Kühlluftmassenströme einstellen.

²⁶ Die Werte beziehen sich auf die lokalen Drücke und Geschwindigkeiten im Nahbereich der Ausblasung.

²⁷ Die Kühlluft besteht aus reiner Luft, während die Hauptströmung das Abgas der Verbrennung darstellt.

4.2 Stationäre Profildruckverteilungsmessung

Die Überprüfung der Gitterbelastung wurde mit Profildruckverteilungsmessungen durchgeführt, damit sichergestellt ist, dass die gewonnenen Ergebnisse mit denen bei stationärer Zuströmung verglichen werden können. Dazu wurden statische Profildruckbohrungen auf der Saugseite und der Druckseite des AGTB-EIZ (SS 30; DS 19; Tabelle A 2) installiert. Mit Differenzdruckaufnehmern wurde der lokale Druck p_x für verschiedene axiale Positionen bestimmt.

Mit den parallel aufgezeichneten Kanaldaten (vgl. Kapitel 3.5) werden die Verteilung der isentropen Profil-Machzahl

$$Ma_{is,x} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{t1}}{p_x} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (\text{Gl. 4.3})$$

sowie die Verteilung des lokalen Druckbeiwertes

$$c_{p,x} = \frac{p_x - p_K}{p_{t1} - p_K} \quad (\text{Gl. 4.4})$$

berechnet. Die Steuerung der Versuche, die Datenerfassung und die Versuchsauswertung erfolgen automatisiert mit dem Programmsystem WINPANDA (Ganzert und Fottner 1996).

4.3 Zeitgenaue dreidimensionale Hitzdrahtmesstechnik

Für die experimentelle Untersuchung von Grenzschichten und wirbelbehafteten Strömungen sowie deren Turbulenzstrukturen, die ein hohes Auflösungsvermögen sowohl räumlich als auch zeitlich erfordert, ist die Hitzdraht-Anemometrie besonders gut geeignet (Wunderwald 1995). Insbesondere bei der Analyse der Interaktion von Filmkühlstrahlen und Hauptströmung hat sich diese Messtechnik am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal bewährt (Ardey 1998, Ganzert 2000 und Wilfert 1994). Zudem bietet die Hitzdraht-Anemometrie eine hohe zeitliche Auflösung, die Messungen in periodisch instationären Strömungen zulässt (Lakshminarayana und Poncet 1974).

4.3.1 Funktionsweise und Messprinzip der dreidimensionalen Hitzdraht-Anemometrie

Die Hitzdraht-Anemometrie, die hier in der Form der Constant Temperature Anemometry (CTA) eingesetzt wird, basiert auf der Kühlung eines überhitzten Sensors. Dieser ist

Bestandteil einer Wheatstone'schen Brückenschaltung, die den Widerstand und damit die Temperatur des Sensors bei allen Strömungszuständen konstant hält. Aus der Spannung, die über dem Sensor abfällt, kann die dissipative Energie direkt bestimmt werden, die wiederum direkt mit der Strömungsgeschwindigkeit am Sensor zusammenhängt.

Dieser Zusammenhang wurde erstmals von King (1914) in der Form

$$E^2 = A + B c^n \quad (\text{Gl. 4.5})$$

beschrieben. Dabei ist E die Spannung, die am überhitzten Draht abfällt und c die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids²⁸. Die Koeffizienten A, B und n werden analytisch oder durch Kalibrieren der Sonde bestimmt. Aufbauend auf dieser Erkenntnis wurden in den letzten Jahrzehnten unterschiedliche Kalibrierverfahren entwickelt. Auf der Basis der Möglichkeiten der rechnergestützten Auswertung konnte durch die Approximation durch Polynome höherer Ordnung die Genauigkeit deutlich verbessert werden.

Die Kalibrierung der hier verwendeten dreidimensionalen Hitzdrahtsonden wurde nach einem Verfahren von Rosenmann (1989) durchgeführt. Zunächst wird für jeden einzelnen Draht eine Kalibrierung der Geschwindigkeit durchgeführt. Der Zusammenhang zwischen der effektiven Anströmgeschwindigkeit c_{eff} wird durch ein Polynom vierten Grades

$$c_{\text{eff}} = k_0 + k_1 E + k_2 E^2 + k_3 E^3 + k_4 E^4 \quad (\text{Gl. 4.6})$$

approximiert. Zur Bestimmung des dreidimensionalen Strömungsvektors ist zusätzlich eine Kalibrierung der Richtungsabhängigkeit notwendig. Diese wird für jeden Draht einzeln kalibriert und durch das Polynom

$$c_{\text{eff}}^2 = a_0 c_x^2 + a_1 c_x c_y + a_2 c_x c_z + a_3 c_y^2 + a_4 c_y c_z + a_5 c_z^2 \quad (\text{Gl. 4.7})$$

approximiert. Da die Hitzdraht-Anemometrie sehr empfindlich auf Dichteänderung in der Strömung reagiert, wird eine in situ Kalibrierung für jede axiale Messposition sowohl für die Geschwindigkeits- als auch für die Richtungsempfindlichkeit vorgenommen. Der an dieser Position vorherrschende statische Druck wird in der Kalibrierstrecke simuliert. Damit wird bei der Kalibrierung der Einfluss der Kompressibilität berücksichtigt.

Werden sehr dünne Drähte als Sensoren und ausreichend schnell ausgelegte Brückenschaltungen verwendet, lassen sich zeitliche Auflösungen bis zu mehreren hundert Kilohertz erreichen. In der vorliegenden Arbeit wurden dreidimensionale

²⁸ Bei einer in situ Kalibrierung kann direkt die Anemometerspannung verwendet werden.

Subminiatur Sensoren mit einem Messvolumen von ca. 1mm^3 verwendet²⁹. Die Sensoren bestanden aus $5\mu\text{m}$ Wolframdrähten, die eine Frequenzauflösung von 15 kHz ermöglichen.

4.3.2 Messwerterfassungssystem für die Aufzeichnung und Auswertung von Hitzdrahtsignalen

Für die in dieser Arbeit vorgestellten experimentellen Untersuchungen bei periodisch instationärer Zuströmung wurde ein Messwerterfassungssystem (Bild 4.2) entwickelt, das auf dem menügeführten Programmpaket WINSMASH basiert. Die modular aufgebaute Software übernimmt anhand der Konfigurationsdaten die Positionierung der Sonden sowie die Erfassung und Überwachung der Kanaldaten und der analogen Hitzdrahtsignale. Damit ist eine vollautomatische Kalibrierung der Sonden möglich.

Die Hitzdrahtsonden werden mit einem *Streamline* CTA-System der Firma DANTEC angesteuert. Die Anemometersignale werden zur Vermeidung von Aliasing-Effekten mit 10 kHz tiefpassgefiltert und von einem 4-Kanal 12-Bit-A/D-Wandler mit einer Abtastrate von 32 kHz pro Kanal simultan abgetastet.

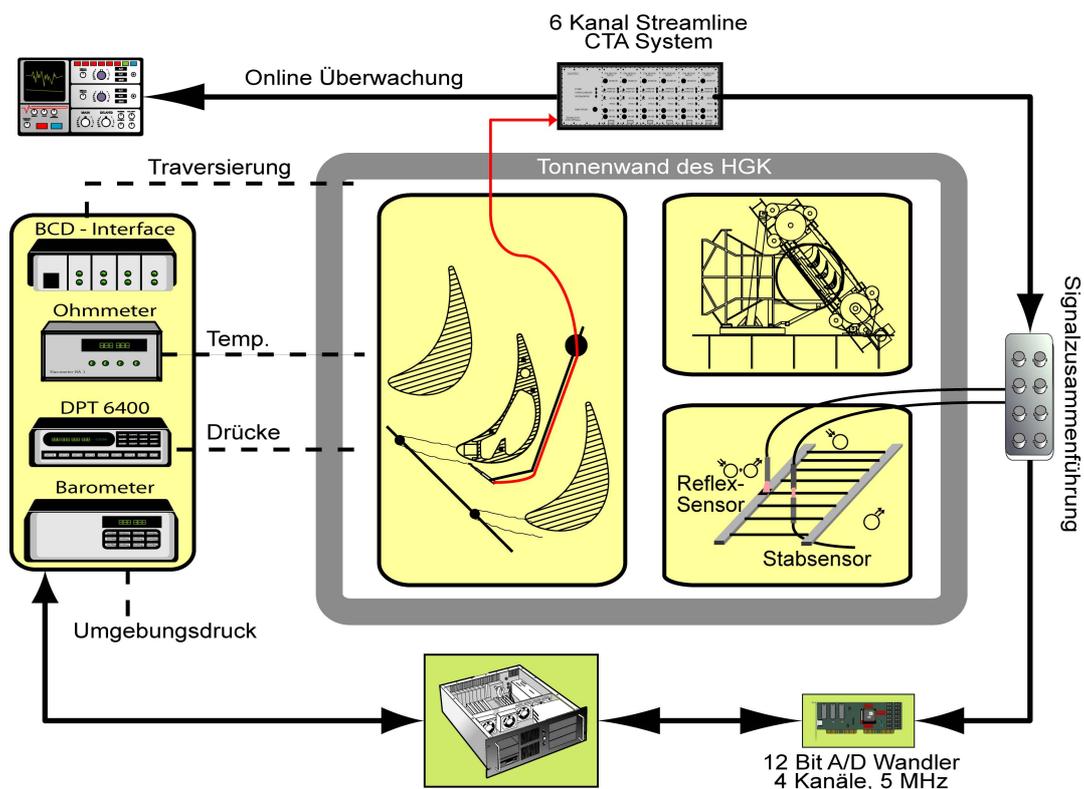


Bild 4.2 Schematische Darstellung des Hitzdraht-Messsystems

²⁹ Es wurden Sensoren vom Typ DANTEC T55P91 verwendet.

Bei der Messung hinter periodisch bewegten Objekten wird die Sonde mit einer Kombination aus instationären und stochastisch turbulenten Störungen beaufschlagt. Bei der Auswertung dürfen daher nicht die über der Zeit gemittelten Werte in Betracht gezogen werden, sondern es müssen die periodischen Schwankungen von den zufälligen getrennt werden. Nach der von Lakshminarayana und Poncet (1974) entwickelten phasengebundenen Mittelwertbildung (Phased Locked Ensemble Averaging Technique, PLEAT) kann ein zeitabhängiges Signal $b(t)$ in einen periodischen und turbulenten Anteil

$$b(t) = \tilde{b}(t) + b'(t) \quad (\text{Gl. 4.8})$$

zerlegt werden. Wobei der periodische Anteil

$$\tilde{b}(t) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N b_j(t) \quad (\text{Gl. 4.9})$$

den Mittelwert der Signale zu einem festen Zeitpunkt t der Periode darstellt. Dabei bezeichnet N die Anzahl der Perioden, über die gemittelt wird. Für eine unendliche Anzahl Perioden über die gemittelt wird, strebt die Summe über den turbulenten Anteil $b'(t)$

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N b'_j(t) = 0 \quad (\text{Gl. 4.10})$$

gegen Null. Die periodische Komponente kann somit aus den Rohdaten extrahiert werden, indem über eine ausreichend große Anzahl von Signalen, die sich zueinander und zur Rotationsgeschwindigkeit in Phase befinden, gemittelt wird.

Die Perioden werden im vorgestellten Aufbau durch die Umläufe des EIZ repräsentiert. Standardmäßig wurden für diese Mittelung in der vorliegenden Arbeit $N = 150$ Umläufe des Dellenerzeugers verwendet³⁰. Die Bestimmung der Phasenlage t erfolgt durch einen am Dellenerzeuger montierten optischen Reflex-Sensor (Bild 4.2), der als Referenztrigger dient und einmal pro Umdrehung an gleicher Position das Startsignal für die Messung liefert. Über die Abtastrate und die Stabgeschwindigkeit wird die Dauer des Messfensters berechnet, die für die Aufnahme von jeweils fünf gleichen Stabnachläufen erforderlich ist³¹. Die digitale Erfassung und Speicherung aller Signale in Verbindung mit einem weiteren Stabsensor ermöglicht eine nachträgliche Verarbeitung der Rohdaten sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich.

³⁰ Voruntersuchungen ergaben, dass sich keine wesentlichen Abweichungen zu den von Acton (1997) verwendeten 300 Umläufen ergeben.

³¹ Bei einer Stabgeschwindigkeit von $U_s = 10.7$ m/s und einer Stabteilung von 80 mm ergibt sich beispielsweise eine Messzeit von 7.48 ms pro Umlauf.

Aus Hitzdrahtsignalen werden mit Hilfe der Kalibrierung für jeden Zeitpunkt (bzw. jede Phasenlage) die Geschwindigkeitskomponenten $u(t)$, $v(t)$, $w(t)$ berechnet. Durch Ersetzen der Größe $b(t)$ in den Gleichungen 4.8 und 4.9 mit den so gewonnenen Geschwindigkeitskomponenten, lassen sich die folgenden Strömungsgrößen ermitteln.

- phasengemittelte Geschwindigkeitskomponenten $\tilde{U}(t), \tilde{V}(t), \tilde{W}(t)$ (4.11)

- phasengemittelter Geschwindigkeitsbetrag $\tilde{G}(t) = \sqrt{\tilde{U}^2(t) + \tilde{V}^2(t) + \tilde{W}^2(t)}$ (4.12)

- Strömungswinkel in radialer Richtung $\tilde{\alpha}(t) = \frac{\tilde{W}(t)}{\sqrt{\tilde{U}^2(t) + \tilde{V}^2(t)}}$ (4.13)

- Strömungswinkel in Umfangsrichtung $\tilde{\beta}(t) = \frac{\tilde{V}(t)}{\tilde{U}(t)}$ (4.14)

- phasengebundener Hauptstromturbulenzgrad $\tilde{T}u_1(t) = \frac{1}{\tilde{U}_1} \sqrt{\frac{1}{3} \left(\tilde{u}'^2 + \tilde{v}'^2 + \tilde{w}'^2 \right)}$ (4.15)

- phasengebundener lokaler Turbulenzgrad $\tilde{T}u(t) = \frac{1}{\tilde{G}(t)} \sqrt{\frac{1}{3} \left(\tilde{u}'^2 + \tilde{v}'^2 + \tilde{w}'^2 \right)}$ (4.15)

- Rotation normal zur Messebene $\tilde{\Omega}(t) = -\frac{\Delta \tilde{V}(t)}{\Delta z} + \frac{\Delta \tilde{W}(t)}{\Delta \eta}$ (4.16)

Die Rotation normal zur Messebene hilft bei der Identifikation der Wirbelsysteme, die aus den Strömungsvektoren aufgrund der Stromlinienkrümmung im Schaufelkanal, nicht immer eindeutig zu lokalisieren sind.

Eine genaue Beschreibung des Messsystems und der Kalibrierung sowie der Auswertung ist in Wolff (1999) zu finden.

4.4 Zeitlich hochauflösende Druckmesstechnik

Zur Optimierung der Ausblasgeometrien gekühlter Bauteile und zur Validierung moderner Rechenverfahren für Problemstellungen der Filmkühlung ist es von großer Bedeutung,

Informationen über das zeitliche Verhalten der Ausblasrate zu erhalten, da sie das Verhalten des Kühlstrahls maßgeblich beeinflussen. Um die Wirkung der periodisch instationären Zuströmung auf die Ausblasrate zeitlich auflösen zu können, bedarf es einer Messtechnik, die in der Lage ist, Schwankungen der Strömungsgrößen in einem entsprechenden Frequenzband zu detektieren. Konventionelle Druckmessmethoden liefern wegen der Dämpfung in den Verbindungsschläuchen nur einen zeitgemittelten Druck, der nicht dem tatsächlichen zeitlichen Mittelwert entspricht. Konventionelle Sonden zeigen in stark fluktuierenden Strömungen verglichen mit den zeitlich gemittelten instationären Daten für den Totaldruck zu niedrige und für den statischen Druck zu hohe Werte an (Weyer 1975).

Bei dem hier verwendeten Versuchsaufbau werden die beiden Bohrungsreihen aus einem gemeinsamen Plenum gespeist (vgl. Bild 3.2). Aus diesem Grund kann der Ausblasmassestromes nur als zeitlicher Mittelwert gemeinsam für Druck- und Saugseite in der Zuleitung zum Plenum bestimmt werden. Um das zeitliche Verhalten des Ausblasmassestroms unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung an einer Ausblaspotion zu bestimmen, wurde eine saugseitige Bohrung der Ausblaskonfiguration AGTB-EIZ-B1 mit hochfrequenten Druckaufnehmern instrumentiert.

4.4.1 Funktionsweise und Messprinzip von hochfrequenten Druckaufnehmern

Die vom Druck auf eine flächige Membrane ausgeübte Kraft verformt diese und ruft in ihr mechanische Spannungen hervor. Diese werden für technische Anwendungen möglichst proportional zum anliegenden Druck in ein Messsignal umgewandelt. Pneumatische und schnell messende Sonden unterscheiden sich durch den Ort dieser Umwandlung voneinander. Während bei pneumatische Sonden über Röhrchen der anliegende Druck zu externen Aufnehmern geleitet wird, erfolgt die mechanisch-elektrische Transformation im Fall von schnellen piezoresistiven Druckaufnehmern (Bild 4.3) unmittelbar am Messort über die Verstimmung einer Wheatstone'schen Brückenschaltung durch eine Widerstandsänderung infolge mechanischer Verformung.

Die Messzelle besteht dabei aus einer wenige μm dünnen Halbleitermembran, die an ihren stark deformierbaren Stellen mit idealerweise gleich großen Piezowiderständen $R_{1..4}$ dotiert ist. Über die Verbindung der Widerstände mit konventionellen Leiterbahnen entsteht die Messbrücke, die mit der Speisespannung E_e beaufschlagt bei Druckänderungen das Messsignal E abgibt³².

³² Die Speisespannung E_e wird in Bild 4.3 mit U_e bezeichnet.

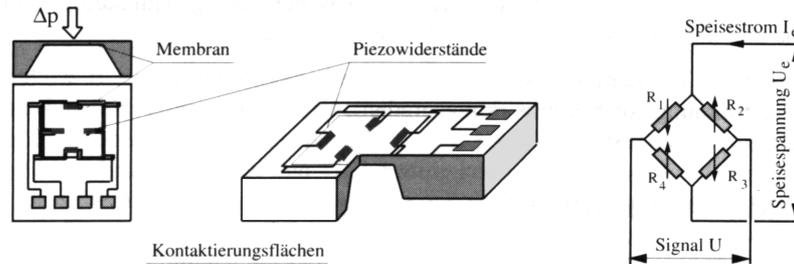


Bild 4.3 Piezoresistiver Drucksensorchip mit Ersatzschaltung
(Quelle: Kupferschmied 1998)

Da sich fertigungstechnisch weder eine exakte Positionierung noch identische Widerstandswerte erreichen lassen, ist das elektrische Signal nicht immer proportional zum anliegenden Druck. Es ergeben sich störende Nebeneffekte wie Änderungen des Übertragungsverhaltens mit der Temperatur oder temperaturbedingte Nullpunktverschiebungen. Zusätzlich ist bei piezoelektrischen Druckaufnehmern ein Alterungsprozess zu beobachten, da sich mit der Zeit die mechanischen Eigenschaften der Klebeverbindung zwischen Siliziumchip und Gehäuse und damit die übertragenen Spannungen ändern. Durch Kalibrierverfahren lässt sich der Zusammenhang zwischen Druck und Spannung experimentell ermitteln und für weitere Messungen darstellen.

4.4.2 Instrumentierung der Konfiguration AGTB-EIZ-B1 mit hochfrequenten Druckaufnehmern

Zur Bestimmung der zeitlich aufgelösten treibenden Druckdifferenz über der Filmkühlbohrung, die einen entscheidenden Hinweis auf die zeitliche Entwicklung der Ausblasrate während einer Stabperiode gibt, sollte der Druck am Ein- und Austritt der Kühlbohrung bestimmt werden. In der Literatur werden für die Bestimmung kleiner Drücke fast ausschließlich Differenzdruckaufnehmer verwendet (vgl. Stadtmüller 2002), d. h. an der Rückseite der Messmembran liegt über eine Zuführung ein bekannter Druck als Referenz an. Der Vorteil liegt in der höheren Genauigkeit, da der Messfehler für die Differenzdruckaufnahme (Hysterese und/oder Nichtlinearität) meist der gleiche wie für die Absolutdruckbestimmung ist, wobei keine zusätzliche Differenz zu einem zweiten, ebenfalls fehlerbehafteten Messwert gebildet werden muss. Die höchste Genauigkeit im erwarteten Druckbereich bieten die Sensoren der Firma Kulite. Für die vorgestellten Messungen wurden Sensoren mit kleinstem erhältlichem Messbereich (0-350 hPa) vom Typ XCQ-093 (Ø2,6 mm) eingesetzt.

Da die Ausgangssignale der Sensoren nur bei maximal 200 mV bis 300 mV liegen, ist eine Verstärkung des Messsignals unumgänglich. Die Linearität der Verstärkung liegt im Bereich

von 0.003% des Endwerts; die Temperaturdrift des Verstärkungsfaktors beträgt 0.003%/K und ist damit vernachlässigbar. Im Gerät ist ein einstellbarer Tiefpassfilter zur Vermeidung von Aliasing-Effekten enthalten, dessen Eckfrequenz für die Messungen auf 15 kHz eingestellt wurde.

Zur Bestimmung des Drucks am Eintritt der Bohrung wurde ein Sensor (Index: Pl) im Schaufelplenum unmittelbar vor der Bohrungsöffnung platziert (Bild 4.4). Mit diesem Sensor können Messwerte über die von der Nachlaufdüse induzierten Druckschwankungen aufgenommen werden, die durch die Filmkühlbohrungen in das Plenum transportiert werden. Der Sensor wurde 2 mm vor der Öffnung der Filmkühlbohrungen im Plenum positioniert. Die Messposition für die Bestimmung des Plenumdrucks mit der stationären Messwerterfassung liegt weiter in Richtung Schaufelmitte.

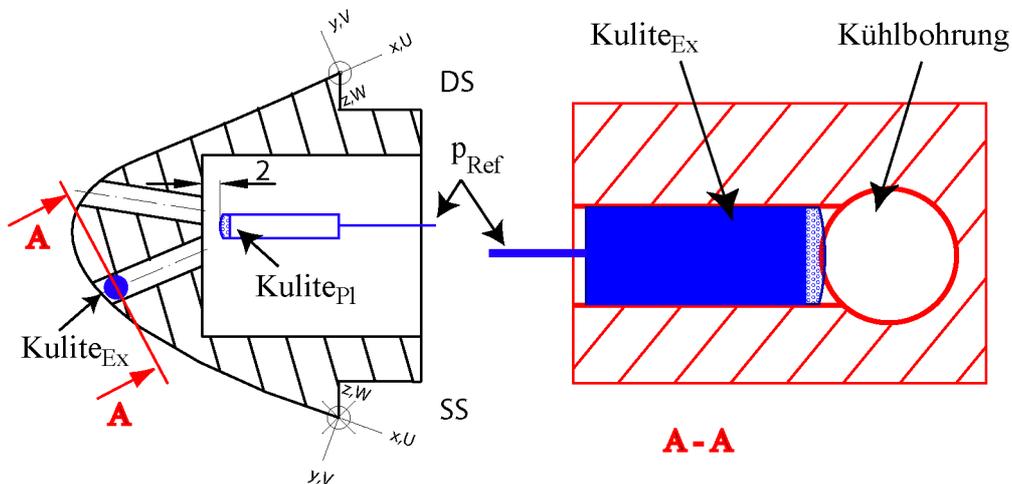


Bild 4.4 Positionierung der Kulite-Sensoren am AGTB-EIZ-B1

Für den zweiten Sensor (Index: Ex) wurde eine Bohrung senkrecht zur saugseitigen Filmkühlbohrung in lateraler Richtung in die Schaufel eingebracht. Der Sensor wurde in dieser Bohrung bis an den Kanal der Filmkühlbohrung geführt und verklebt (Bild 4.4).

Die senkrechte Verschneidung der Filmkühlbohrung ($\varnothing 3$ mm) mit dem zylindrischen Sensor ($\varnothing 2.6$ mm) hat Kavitäten (Bild 4.4 A-A) zur Folge, die eine quantitativ exakte Bestimmung des gesuchten statischen Drucks nicht zulassen. Dennoch lassen sich qualitativ sehr gute Aussagen über den zeitlichen Verlauf der Druckschwankungen machen.

4.4.3 Kalibrierung und Messwerterfassungssystem der zeitlich hochauflösenden Druckmesstechnik

Die Kalibrierung der Differenzdruckaufnehmer mit Hilfe eines Druckgebers und eines hochgenauen Druckmessgerätes wurde nach der Installation der Sensoren in der Messschaufel

in einem Klimaofen durchgeführt. Dazu wurde der Differenzdruck bei verschiedenen Temperaturen schrittweise erhöht. Da bei einer Variation der Ausblasrate eine relativ große Spreizung des Druckniveaus zu erwarten war, wurden für jeden Sensor zwei Druckbereiche kalibriert, um den Messfehler durch die A/D-Wandlung möglichst gering zu halten. Die für jede Kombination aus Sensor und Verstärkereinheit individuell ermittelten Steigungen der Kalibriergeraden sind im relevanten Temperaturbereich für alle Aufnehmer nahezu konstant und können linear approximiert werden³³. In Bild 4.5 ist exemplarisch der Verlauf für einen der Sensoren dargestellt. Die Änderung der Temperatur macht sich durch eine Nullpunktverschiebung, die im Detailausschnitt verdeutlicht wird, bemerkbar und wird vor jeder Messung durch eine Messung ohne Druckdifferenz kompensiert. Die Resultate korrespondieren mit den Ergebnissen von Dénos und Valenti (2000).

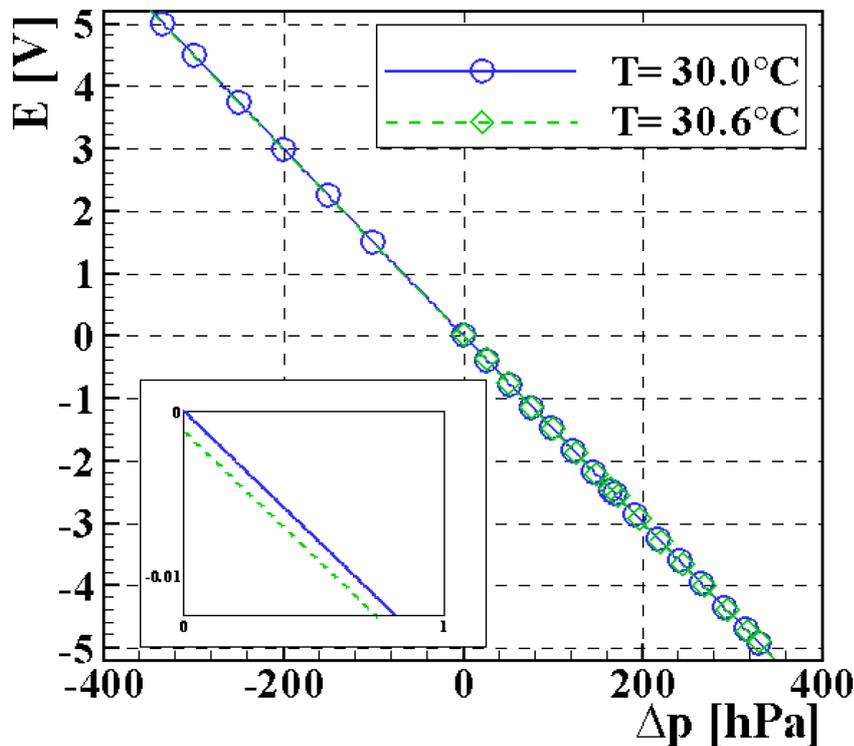


Bild 4.5 Kalibrierkurve der Differenzdruckaufnehmer an der Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1 für zwei verschiedene Temperaturen an einem exemplarisch ausgewählten Sensor

Für die Messwertaufnahme hochfrequenter Analogsignale auf mehreren Kanälen ist, wie bereits in Kapitel 4.3 ausgeführt, eine echte Simultanabtastung notwendig. Zur Erfassung der

³³ Für den Einsatz im HGK bzw. im Plenum der Messschaufel ergeben sich während einer Messreihe maximale Temperaturschwankungen zwischen ca. 29.5°C und 30.5°C.

Signale der Kulite-Sensoren wurde ein Messwerterfassungssystem verwendet, das analog zum System der HDA - Messtechnik in Bild 4.2 aufgebaut war. Eine genaue Beschreibung des Messsystems findet sich bei Wolff (2002).

Bei der Auswertung der Signale der hochfrequenten Druckmesstechnik wird die Größe b in den Gleichungen 4.8 und 4.9 durch die zeitabhängige Druckdifferenz $\Delta p(t)$ ersetzt. Diese lässt sich aus dem gemessenen Spannungswert und den Kalibrierkoeffizienten ermitteln. Durch die Addition des Kammerdrucks, der als zeitlich konstanter Referenzdruck verwendet wurde, ergibt sich der Druck an der Messposition.

4.5 Fehlerabschätzung

Da es sich im Wesentlichen um Messsysteme handelt, die in entsprechenden Veröffentlichungen bereits vorgestellt wurden, wird auf eine detaillierte Darstellung der Fehleranalyse verzichtet. Als einziger Absolutdruck wird der mit einem Präzisionsbarometer bestimmte Umgebungsdruck mit einem absoluten Fehler von ± 0.1035 hPa verwendet. Die ansonsten bestimmten Differenzdrücke werden mit einem DPT6400-Druckscanner gemessen. Dabei werden Druckaufnehmer verwendet, deren Messbereich auf die untersuchten Betriebspunkte angepasst ist, um unter Berücksichtigung der anschließenden A/D-Wandlung eine möglichst geringe Fehlergrenze zu erreichen. Diese muss um betriebsbedingte Schwankungen erweitert werden. Die resultierenden Einstellgenauigkeiten des Windkanals sind in Tabelle 6 zusammengefasst.

Tabelle 6: Messfehler und Einstellgenauigkeiten der Betriebsparameter des Windkanals

Messgröße	Messwert	maximaler Messfehler	Einstellgenauigkeit (Sturm 1985)
Kammerdruck	$p_{\text{umg}} - p_k$	± 0.1674 hPa ³⁴	± 2 hPa
Staudruck	$p_{t1} - p_k$	± 0.1724 hPa	± 1 hPa
Plenumdruck	$p_{t,PI} - p_k$	± 0.1724 hPa	-
Totaltemperatur	$T_{t1}, T_{t,PI}$	± 0.2 K	± 0.4 K

Die aerodynamische Belastung der Schaufel wird nach Gl. 4.3 und 4.4 über die lokale isentrope Profilmachzahl bzw. den Druckbeiwert bestimmt, die beide aus den lokalen statischen Drücken an der Profiloberfläche errechnet werden. Bei konventioneller Messwertaufnahme, d. h. der Messung mit Wanddruckbohrungen, erfolgt die Abtastung über

³⁴ Summe der Fehlerquadrate der Absolut- und Differenzdruckbestimmung

das Scanivalve-System, bei dem die Drücke sequentiell von einem Druckaufnehmer erfasst werden. Bei vernachlässigbarer Nullspannungsdrift während eines Messzyklus und linearer Aufnehmerkennlinie lässt sich die eigentlich notwendige Kalibrierung für die Bestimmung des c_p -Wertes vermeiden, da sich dieser direkt aus den Ausgangsspannungen des Aufnehmers errechnen lässt. Entscheidend für den Messfehler ist dann der Drucksprung zwischen den einzelnen Messwerten, wie bei Ladwig (1991) ausführlich dokumentiert ist. Für die Berechnung der isentropen Profil-Machzahlverteilung wird mit den bekannten Größen Kammer- und Staudruck der lokale Druckwert ermittelt. Der dabei auftretende Fehler ergibt sich aus den schon diskutierten Absolutfehlern dieser Größen zu ± 0.2403 hPa. Unter Anwendung des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes beträgt der relative Fehler im für die vorliegende Arbeit interessanten saugseitigen Machzahlbereich > 0.25 immer unter 2%.

Die Genauigkeit der Hitzdrahtmessungen wird neben Fehlern bei der A/D-Wandlung im Wesentlichen durch Kalibrierunsicherheiten und Temperaturschwankungen beeinflusst, die sich allerdings einer genauen Quantifizierung weitgehend entziehen. Nach Wunderwald (1995) ergeben sich für den Betrag des Geschwindigkeitsvektors U relative Fehler von weniger als 2% und für die Strömungswinkel absolute Fehler von $\pm 2^\circ$. Die Positioniergenauigkeit der Hitzdraht- und Nachlaufsonden liegt nach Ladwig (1991) bei ± 0.04 mm bzw. $\pm 0.02^\circ$.

5. Experimentelle Untersuchungen am Turbinengitter AGTB-EIZ

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen am AGTB-EIZ geben einen bisher noch fehlenden Einblick in die aerodynamischen Vorgänge im Bereich der Kühlluftausblasung unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung. Um das Verständnis für die komplexen räumlichen und zeitlichen Phänomene Schritt für Schritt zu entwickeln, werden zunächst die wesentlichen Ergebnisse bei stationärer Zuströmung zusammengefasst, da die vorliegenden Untersuchungen eine systematische Fortsetzung der Arbeiten am AGTB bei stationärer Zuströmung darstellen³⁵. Anhand der Ergebnisse des umfangreichen Messprogramms bei periodisch instationärer Zuströmung, das in vier große Blöcke unterteilt wird, werden die instationären Effekte auf die Aerodynamik herausgearbeitet.

Die zeitlich veränderlichen Eintrittsrandbedingungen bei periodisch instationärer Zuströmung dienen als Grundlage für die Messungen am Profil selber. Damit kann in einem zweiten Schritt deren Einfluss auf die lokalen Profildrücke, speziell im Bereich der Ausblasung, erörtert werden. Das Verhalten der Einzelstrahlen unter dem Einfluss der periodisch auftretenden Nachlaufzellen wird anschließend detailliert erläutert. Die Ergebnisse der Messungen mit zeitlich hochauflösenden Druckaufnehmern runden das Kapitel ab.

5.1 Messprogramm

Das vollständige Messprogramm (Tabelle 7) zur Kühlluftausblasung bei periodisch instationärer Zuströmung an der Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ wurde bei den konstanten Abströmwerten $Ma_{2th} = 0.67$ und $Re_{2th} = 585.000$ durchgeführt³⁶. Die Strouhalzahl wurde zu $Sr = 0.3$ eingestellt, was einer Stabgeschwindigkeit von $U_s = 10.7$ m/s entspricht.

Die Profildruckverteilung wurde für die drei Ausblasraten $M = 0.0, 0.7$ und 1.5 bestimmt. Um die Vergleichbarkeit mit den stationären Ergebnissen zu gewährleisten wurden zusätzlich Messungen mit eingebauten EIZ bei einer Strouhalzahlen von $Sr = 0.0$ durchgeführt³⁷. Dazu gehörten auch Voruntersuchungen zur Validierung des Versuchsaufbaus mit verschlossenen Kühlluftbohrungen (AGTB-EIZ-B0).

Die Strömungsfeldmessungen mit der dreidimensionalen Hitzdraht-Anemometrie wurden für die Ausblasrate $M = 0.7$ auf der Druck- und der Saugseite mit einem Messpunkt Abstand von $\Delta = 0.75$ mm zwischen den einzelnen Messpunkten durchgeführt. Die Messebenen befinden

³⁵ Beeck (1992) untersuchte Schlitzausblasung und Ardey (1998) Ausblasung aus diskreten Bohrungsreihen.

³⁶ Dieser Betriebspunkt entspricht dem Betriebspunkt der Untersuchungen bei stationärer Zuströmung.

³⁷ Für die Messungen bei $Sr = 0.0$ wurden die Stäbe in der Zuströmung entfernt.

sich sowohl auf der Druckseite als auch auf der Saugseite bei $\Delta s/l = 5\%$, 7.5% und 10% (Bild 5.1). Die saugseitigen Messebenen wurden zusätzlich bei der Ausblasrate $M = 1.5$ mit einem Messpunktabstand von $\Delta s/l = 0.4\%$ ³⁸ vermessen.

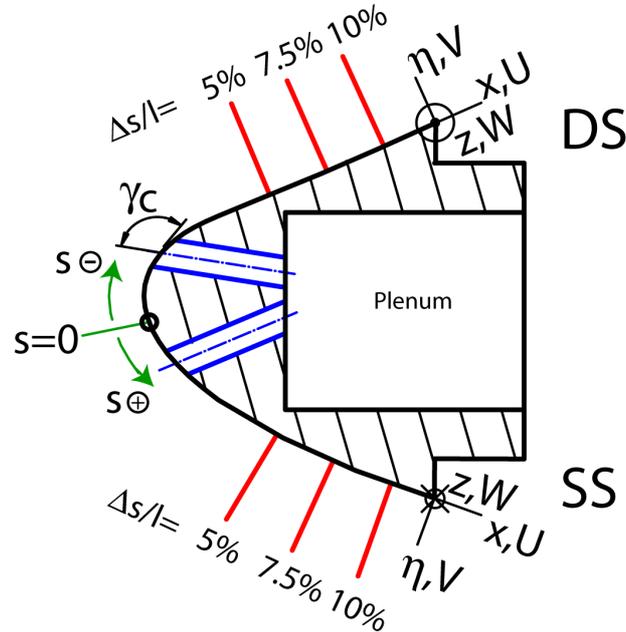


Bild 5.1 Hitzdraht-Messebenen an der Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ

Die Messungen mit den zeitlich hochauflösenden Kulite-Sensoren (Bild 4.4) wurden wie die Profildruckverteilungsmessungen bei allen Ausblasraten durchgeführt.

Tabelle 7 Messprogramm für das Turbinengitter AGTB-EIZ³⁹

M	Profildruck- Verteilungsmessung	HDA		Kulite
		DS	SS	
0.0	B0, B1, B2	Zuströmung Gittereintrittsebene		B1
0.7	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1
1.5	B1, B2		B1, B2	B1

5.2 Zusammenfassung der Ergebnisse bei stationärer Zuströmung

In diesem ersten Schritt wird die stationäre Strömungsphänomenologie im Nahbereich der Ausblasung beschrieben, um sie mit Momentaufnahmen der Ergebnisse bei periodisch

³⁸ $\Delta s/l = 0.4\%$ entsprechen einem Abstand von 1 mm.

³⁹ Die Ausblasraten M stellen zeitlich und über alle Ausblasbohrungen gemittelte Werte dar.

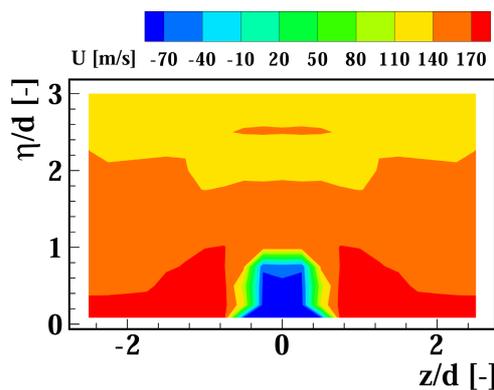
instationärer Zuströmung zu vergleichen. Anhand dieser Vergleiche, lassen sich die überlagerten instationären Effekte leichter separieren und verstehen.

In vorherigen Arbeiten wurde das Hochdruckturbinenprofil AGTB bereits zu intensiven Forschungsarbeiten bei stationärer Zuströmung verwendet. Die Ergebnisse einer Untersuchung mit Schlitzausblasung (AGTB-S) wurden von Beeck (1992) vorgestellt. Aufbauend auf diesen Arbeiten wurden von Ardey (1998) Untersuchungen mit Ausblasung aus Bohrungsreihen an den gleichen Ausblaspositionen mit zylindrischen Löchern durchgeführt. Die von Ardey verwendeten Ausblaskonfigurationen B1 und B2 am Turbinengitter AGTB entsprechen den Ausblaskonfigurationen B1 und B2 am AGTB-EIZ der vorliegenden Arbeit. Lediglich die Schaufelhöhe wurde für den Versuchsaufbau mit dem EIZ von 300 mm (AGTB) auf 176 mm (AGTB-EIZ) reduziert, wodurch sich ebenfalls die Anzahl der Kühlbohrungen reduzierte.

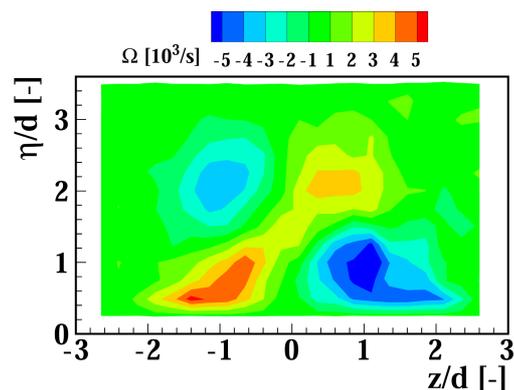
Die bei konstanten Zuströmungsbedingungen durchgeführten stationären Untersuchungen zeigten folgende Strömungsphänomene:

- Die laminar-turbulente Transition auf der Saugseite des AGTB-B1 wird durch die Verstärkung der turbulenten Nachläufe der Ausblasung bei steigender Ausblasrate in ihrer Intensität abgeschwächt. Durch die stärkere laterale Ausbreitung der Ausblasungsnachläufe wird dieser Effekt bei Ausblasung mit lateral angestellten Bohrungen (AGTB-B2) verstärkt.
- Eine lokale Saugspitze im Bereich der druckseitigen Ausblasposition führt zur Bildung von Ablöseblasen zwischen den Kühlstrahlen und zur Ausbildung eines Rückströmgebietes im Bohrungsnachlauf. Dieses befindet sich unterhalb des abgehobenen Kühlstrahls (Bild 5.2_a). Man kann davon ausgehen, dass der als Auslegungswinkel vorgegebene Zuströmwinkel nicht der wirkliche Auslegungswinkel ist. Der Staupunkt liegt genau zwischen den Ausblasungen. Es kommt zu einer beschleunigten Umströmung der Vorderkante (Saugspitze) und zu einer Verzögerung, die zu einer Ablöseerscheinung führt (vgl. Beeck 1992).
- An der Druckseite wird, zusätzlich zu dem die Kühlluft umschließenden Nierenwirbel, ein zweites gegensätzlich drehendes Wirbelpaar detektiert, welches durch die Strömung generiert wird, die das Rückströmgebiet unterhalb des Kühlstrahls speist. Entsprechend ist dieser Trogwirbel unterhalb des Nierenwirbels positioniert (Bild 5.2_b).
- An der Saugseite entwickelt sich der für die Filmkühlung charakteristische Nierenwirbel mit zwei entgegengesetzt drehenden Wirbelästen (Bild 5.2_c).

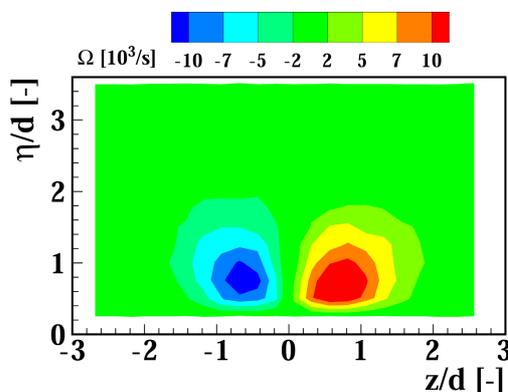
- Ein lateraler Anstellwinkel der Ausblasbohrungen verstärkt die eine Drehrichtung der Wirbel während die andere abgeschwächt wird. Dies hat zur Folge, dass sich stromab der saugseitigen Ausblasung fast nur noch der dominante Wirbel last detektieren lässt (Bild 5.2_d).
- Auf der Druckseite der Konfiguration AGTB-B2 wird das Auffüllen der Rückströmung nur noch von einer Seite gespeist. Analog zur Saugseite dominiert eine Drehrichtung bei beiden Wirbelpaaren, was in einer Vereinigung der Wirbel laste mit dominanter Drehrichtung zu einem einzelnen Wirbel mündet.



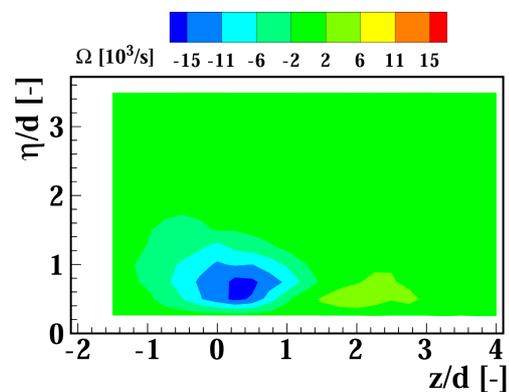
a) Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung am Turbinengitter AGTB-B1 $\Delta s/l = 1\%$ (DS)



b) Rotation normal zur Messebene am Turbinengitter AGTB-B1 $\Delta s/l = 5\%$ (DS)



c) Rotation normal zur Messebene am Turbinengitter AGTB-B1 $\Delta s/l = 5\%$ (SS)



d) Rotation normal zur Messebene am Turbinengitter AGTB-B2 $\Delta s/l = 10\%$ (SS)

Bild 5.2 Strömungsfeld an der Vorderkante des Turbinengitters AGTB bei stationärer Zuströmung $M = 1.1$

Da die räumlich sehr komplexen Strömungsvorgänge für das Verständnis der weiteren Ausführung von großer Bedeutung sind, werden sie in Bild 5.3 schematisiert dargestellt. An der Saugseite legt der Kühlstrahl durch die beschleunigte Hauptströmung unmittelbar hinter der Ausblasposition an. Daraus ergibt sich der für die Filmkühlung typische Nierenwirbel Ω_2 (Bild 5.3, rechts unten). Auf der Druckseite löst der Kühlstrahl von der Profilloberfläche ab,

und es bildet sich ein Rückströmgebiet (vgl. Bild 5.2_a). Der defizitäre Nachlauf dieses Totwassers wird hauptsächlich aus lateraler Richtung aufgefüllt (Bild 5.3, links unten), wodurch ein zweites Wirbelpaar, der Trogwirbel Ω_T , induziert wird. Oberhalb des Trogwirbels befindet sich der Nierenwirbel, der die Kühlluft umschließt.

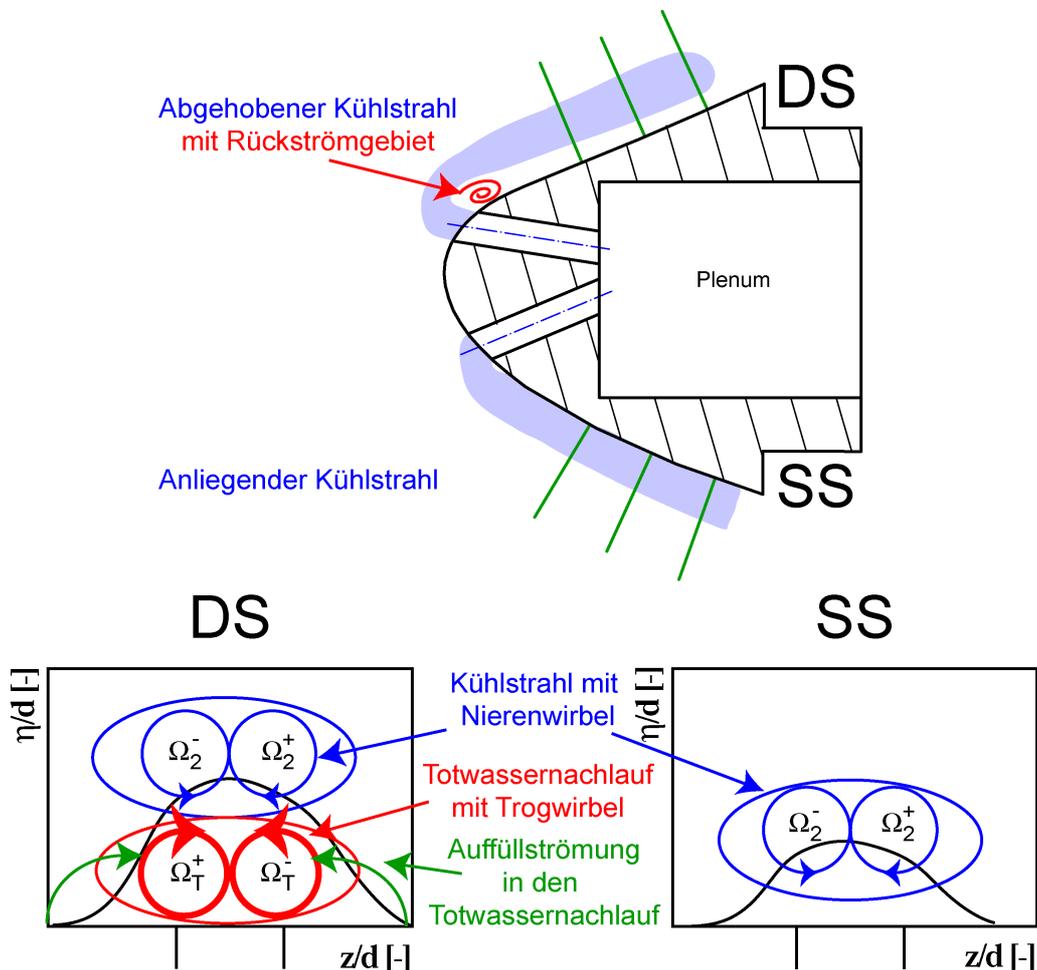


Bild 5.3 Schematisierte Darstellung der Strömungsvorgänge im Nahbereich der Ausblasung am Turbinengitter AGTB-B1

5.3 Charakterisierung der Zuströmbedingungen

Für die vorliegende Untersuchung wurde der Beschreibung der Eintrittsbedingungen eine wesentliche Bedeutung beigemessen. Diese Ergebnisse spielen für die spätere numerische Simulation und die Validierung der numerischen Werkzeuge eine entscheidende Rolle. Als Eintrittsebene wird die Messebene von p_{t1} und p_1 aus Bild 3.4 definiert, da diese auch als Einströmrand für die numerische Simulation verwendet werden sollte. Die in Tabelle 8 zusammengefassten zeitlich gemittelten Daten wurden in Voruntersuchungen unter anderem durch die dreidimensionale Hitzdraht-Anemometrie ermittelt.

Die Differenz zwischen dem geometrischen Einbauwinkel $\beta_{1,geo}$ und dem aerodynamischen Zuströmwinkel β_1 ergibt sich aufgrund von Leakageströmen. Da sich die Stäbe des EIZ in der Stabebene vor dem Gitter bewegen und hinter dem Gitter wieder zurückgeführt werden (vgl. Bild 3.4), müssen Spalte zwischen dem Gitter sowie den oberen und unteren Kanalböden gelassen werden. Durch diese Spalte in der Stabebene werden die Stäbe in die Zuströmung geführt beziehungsweise wieder abgeführt. Da sich diese Spalte nicht abdichten lassen, sind Leakageströme unvermeidlich. Diese führen zu einer Stromlinienkrümmung im Zuströmkanal und damit zu einer Fehlanströmung des Gitters. Die Größe dieser Fehlanströmung wurde in numerischen und experimentellen Vorversuchen (Wolff 2001) bestimmt.

Tabelle 8 Kenngrößen der stationären Zuströmung stromauf der Stabebene für den untersuchten Betriebspunkt $Ma_{2th} = 0.67$ und $Re_{2th} = 585.000$

Zuströmgrößen stromauf der Stabebene	
Totaltemperatur T_t [K]	313.15
Geometrischer Einbauwinkel $\beta_{1,geo}$ [°]	124.7
Aerodynamischer Zuströmwinkel β_1 [°]	133.0
Totaldruck in der Eintrittsebene p_{t1} [hPa]	196.1
Statischer Druck in der Eintrittsebene p_1 [hPa]	171.2
Zuströmgeschwindigkeit c_1 [m/s]	152.2
Zuström-Machzahl Ma_1	0.445
Zuström-Reynoldszahl Re_1	431.000
Zuström-Turbulenzgrad Tu_1 [%]	2.5
Theoretische Abströmgrößen bei isentroper Expansion	
Statischer Druck in der Gitteraustrittsebene p_K [hPa]	145.1
Abströmgeschwindigkeit c_{2th} [m/s]	224.1
Abström-Machzahl Ma_{2th}	0.67
Abström-Reynoldszahl Re_{2th}	585.000

In Bild 5.4 ist der Vergleich der Gitterbelastung zwischen dem Versuchsaufbau ohne EIZ bei einem Zuströmwinkel $\beta_1 = 133.0^\circ$ für den stationären Fall (AGTB-B0) und einem

Einbauwinkel $\beta_{l,geo} = 124.7^\circ$ mit EIZ (AGTB-EIZ-B0) gezeigt⁴⁰. Dargestellt ist der für Turbinen typische isentrope Profildruckbeiwert über der dimensionslosen Sehnenlänge. Es wird deutlich, dass der Lastfall auch für den Einbau mit EIZ gut getroffen wird. Allerdings wird die maximale Geschwindigkeit auf der Saugseite nicht erreicht, was durch den unterschiedlichen Zuströmturbulenzgrad und der Änderung des Schaufel-Höhen-Seitenverhältnisses bedingt sein könnte. Das Transitionsgebiet bei $x/l \approx 0.7$, das sich durch einen Knick im Verlauf des Profildruckbeiwertes zeigt, bleibt jedoch nahezu an der gleichen Position. Eine vollständige Erklärung für dieses Phänomen konnte auch mit numerischen Untersuchungen nicht gefunden werden.

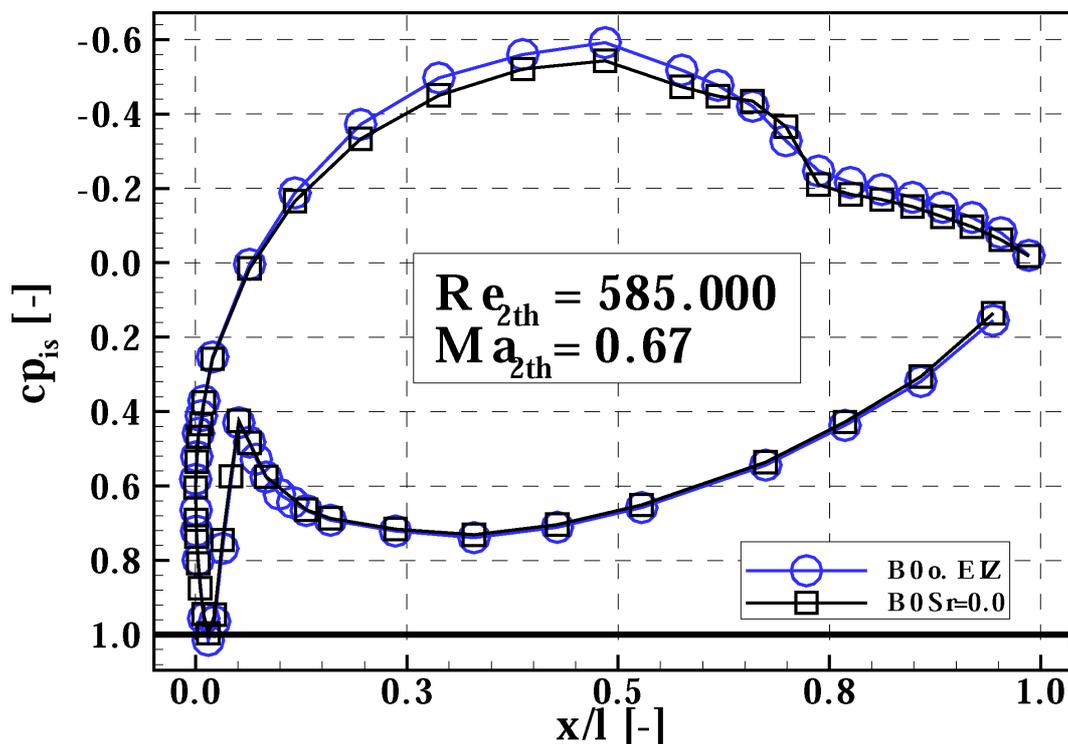


Bild 5.4 Isentroper Profildruckbeiwert bei stationärer Zuströmung am Turbinengitter AGTB-B0 bei Einbau ohne EIZ und dem Turbinengitter AGTB-EIZ-B0 bei Einbau mit EIZ

Die Darstellung in Bild 5.4 zeigt aber, dass die wesentlichen Charakteristika, die für die Untersuchung der Vorderkantenausblasung wichtig sind, beim Einbau mit EIZ ebenfalls zu finden sind. Die Beschleunigung auf der Saugseite ist bis etwa $x/l = 0.2$ identisch, und die für das AGTB charakteristische Saugspitze auf der Druckseite sowie die sich anschließende starke Verzögerung sind in Intensität und Lage exakt reproduziert worden. Da diese Saugspitze das Strömungsfeld im Bereich der druckseitigen Ausblasung massiv beeinflusst

⁴⁰ Für diese Messung wurden die Stäbe in der Zuströmung entfernt ($Sr = 0.0$).

(vgl. Kapitel 5.2), ist ihre exakte Reproduktion vor allem für die Vergleichbarkeit der Ergebnisse bei stationärer und periodisch instationärer Zuströmung von Bedeutung.

5.3.1 Periodisch instationäre Zuströmung

Zur Charakterisierung der periodisch instationären Strömung im Nachlauf der Stäbe wurde eine Dreidraht-Hitzdrahtsonde (vgl. Kap. 4.3) in der Gittereintrittsebene auf Höhe der halben Schaufelteilung positioniert. Eine Stromaufverlagerung der Messebene zur Umgehung der Stromaufwirkung des Gitters war nicht möglich, da aufgrund der leichten Schwingung der Stäbe ein Sicherheitsabstand zur 73 mm entfernten Stabebene eingehalten werden musste. In Bild 5.5 ist die zeitliche Entwicklung der phasengemittelten Strömungsgrößen an dieser Position als Ergebnis der Messung über der dimensionslosen Stabfrequenz dargestellt. Der Betrag der Geschwindigkeit sowie der Strömungswinkel in Umfangsrichtung sind auf eine Messung bei stationärer Zuströmung an der gleichen Position bezogen.

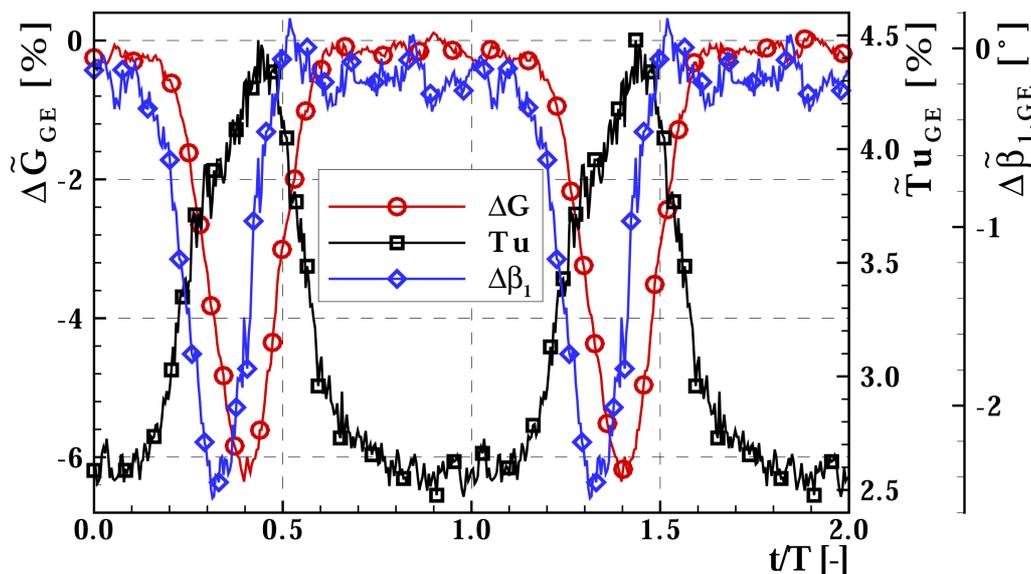


Bild 5.5 Zeitlicher Verlauf von Zuströmgeschwindigkeit, lokalem Turbulenzgrad und Zuströmwinkel in der Gittereintrittsebene des Turbinengitters AGTB-EIZ; $Sr = 0.3$

Im Nachlauf des Stabes bricht die Geschwindigkeit erwartungsgemäß deutlich ein. Im Vergleich zur Geschwindigkeit bei stationärer Zuströmung an dieser axialen Position wird ein Defizit von ca. 6% detektiert. Zwischen den Nachlaufdübeln stellt sich wieder der Betrag der stationären Geschwindigkeit ein. Diese reduzierte Geschwindigkeit hat bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit, die hier durch die Stabgeschwindigkeit repräsentiert wird, eine Änderung des Zuströmwinkels zur Folge. Dieser Zusammenhang ist in Bild 3.5 schematisch dargestellt. Zwischen den Nachlaufdübeln entspricht der Strömungswinkel dem bei stationärer Zuströmung. In der Nachlaufdübeln ist eine Reduzierung um etwa $\Delta\beta_{1,GE} = 2.5^\circ$ festzustellen.

Zudem steigt der lokale Turbulenzgrad in der Nachlaufdüse von 2.5%, was dem Zuströmerturbulenzgrad entspricht, auf etwa 4.7% an. Der hier nicht dargestellte Strömungswinkel in Schaufelhöhenrichtung $\alpha_{l,GE}$ bleibt mit einer Änderung von $\Delta\alpha_{l,GE} = \pm 0.5^\circ$ nahezu konstant. Die zeitliche Ausdehnung der Nachlaufdüse beträgt etwa eine halbe Stabperiode.

Die durchgeführten FFT- und PSD-Analysen der Daten zeigten neben der Schaufelfolgefrequenz von 133.7 Hz und der beiden ersten Harmonischen keinerlei weitere charakteristischen Frequenzen (Heise 2002). Auch die in Kap. 3.4 berechnete Frequenz der sich ablösenden von Karman'schen Wirbelstraße konnte nicht detektiert werden. Diese Ergebnisse decken sich im Wesentlichen mit den Ergebnissen von Stadtmüller (2002) und Brunner (2000) an einer ähnlichen Konfiguration.

5.4 Profildruckverteilungsmessung

Die Ergebnisse der Profildruckverteilungsmessungen werden im Folgenden in der Form der isentropen Profilmachzahl über der dimensionslosen Oberflächenauflänge dargestellt. Für die Analyse der Strömungsvorgänge an der Vorderkante im Bereich der Ausblasung ist diese Darstellungsform wesentlich besser geeignet, da sich die Profilmachzahl als Geschwindigkeitsaussage anschaulicher erläutern lässt. Zudem ergibt sich bei der dimensionslosen Oberflächenauflänge eine bessere räumliche Auflösung, da durch die starke Krümmung des Profils an der Vorderkante die dimensionslose Sehnenlänge nicht die Distanz zwischen zwei Messstellen widerspiegelt (vgl. Bild 5.4).

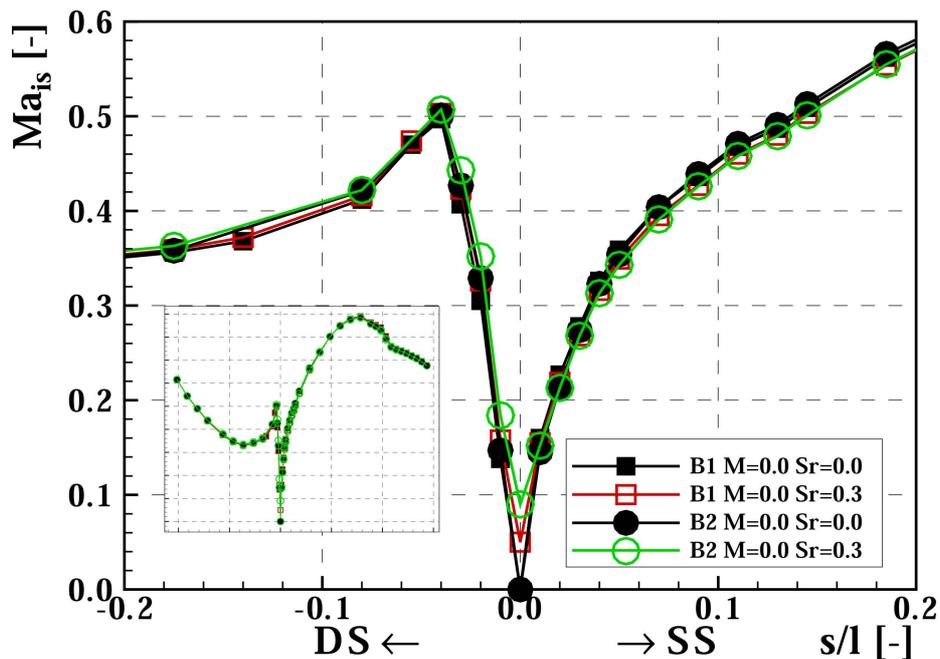


Bild 5.6 Einfluss der periodisch instationären Zuströmung auf die Profilmachzahl der Turbinengitter AGTB-EIZ-B1 und AGTB-EIZ-B2

In Bild 5.6 wird der Einfluss der periodisch instationären Zuströmung auf die Verteilung der Profilmachzahl am AGTB-EIZ-B1 und am AGTB-EIZ-B2 gezeigt, der sich für die globale Gitterbelastung als gering einstufen lässt (Bild 5.6, kleines Bild). Bei einer genauen Betrachtung der Vorderkante ergeben sich eine geringere Beschleunigung auf der Saugseite und größere Profilmachzahlen auf der Druckseite, was auf einen leichten Rückenstoß hindeutet. Diese Tendenz entspricht der zeitlichen Veränderung des Anströmwinkels in der Nachlaufdüse, wie sie in der Gittereintrittsebene festgestellt wurde (vgl. Bild 5.5). An dieser Stelle muss festgehalten werden, dass sich mit Hilfe der stationären Profildruckmesstechnik keine Quantifizierung der zeitlich veränderlichen Fehlanströmung bei periodisch instationärer Zuströmung durchführen lässt (vgl. Kapitel 4.4). Stromab der Saugspitze auf der Druckseite bei $s/l = -0.04$ und ab $s/l = 0.5$ auf der Saugseite ist kein Einfluss der periodisch instationären Zuströmung mehr zu erkennen. Auch die Saugspitze wird sowohl in ihrer Intensität als auch in ihrer Position von den Nachlaufdüsen nicht verändert. Für die Ergebnisse bei periodisch instationärer Zuströmung ergibt sich bei $s/l = 0.0$ keine Profilmachzahl von Null, wie es im Staupunkt zu erwarten wäre. Die Erklärung dafür liegt vor Allem darin, dass sich durch die Zuströmwinkeländerung in der Nachlaufdüse eine leichte Staupunktverschiebung ergibt. Da sich diese Verschiebung periodisch mit den Nachlaufdüsen ändert, kann sie von den statischen Druckaufnehmern nicht aufgelöst werden.

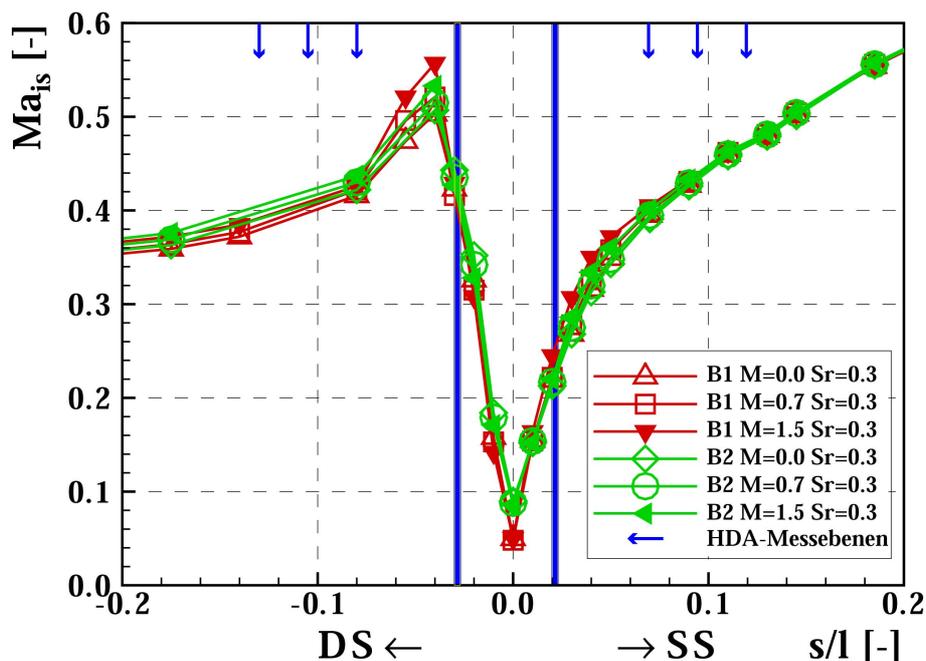


Bild 5.7 Einfluss der Ausblasrate auf die Profilmachzahl an den Turbinengittern AGTB-EIZ-B1 und AGTB-EIZ-B2; $Sr = 0.3$

Die Profilmachzahlverteilungen bei einer Variation der Ausblasrate und periodisch instationärer Zuströmung sind in Bild 5.7 für den Bereich der Vorderkante dargestellt. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Ausblaspositionen. Hier ist zu erkennen, dass an der saugseitigen Ausblasposition ein höherer statischer Druck zu finden ist als an der Druckseitigen. Da beide aus einem gemeinsamen Plenum, das heißt mit gleichem Totaldruck der Kühlluft gespeist werden, ergibt sich auf der Druckseite eine höhere Ausblasrate als auf der Saugseite (vgl. Bild 4.1).

Der Kühlstrahl stellt für die Hauptströmung ein Hindernis dar, das aufgrund der Kontinuitätsgleichung beschleunigt umströmt wird. Zwischen den saugseitigen Bohrungen nimmt diese Beschleunigung mit steigender Ausblasrate zu. Die Ursache für die erkennbar stärkere Beschleunigung an der Konfiguration AGTB-EIZ-B1 muss anhand von weiteren Ergebnissen geklärt werden. Ab der Position $s/l = 0.1$ ist kein Unterschied in den Profilmachzahlen für unterschiedliche Ausblasraten mehr messbar. Auf der Druckseite macht sich eine Erhöhung der Ausblasrate vor allem in der Intensität der Saugspitze bemerkbar. Durch die Beschleunigungswirkung aufgrund der Kühlstrahlumströmung steigt die maximale Geschwindigkeit mit steigender Ausblasrate an. Des Weiteren ergibt sich daraus ein größerer Druckgradient stromab der Saugspitze, der die Ablöse neigung der Strömung verstärkt. Weiter stromab bis zur Hinterkante der Druckseite ergeben sich für größere Ausblasraten etwas höhere Profilmachzahlen, da sich der Massestrom im Strömungskanal durch die Einblasung erhöht.

5.5 Ergebnisse der Strömungsfeldmessungen im Bereich der Vorderkante bei periodisch instationärer Zuströmung

Der Mischungsprozess von Kühlstrahlen mit der Heißgasströmung ist entscheidend sowohl für die Kühlwirkung als auch für die aerodynamische Güte der Ausblaskonfiguration. Diese Mischungsvorgänge weisen einen im höchsten Maße dreidimensionalen Charakter auf. Zudem wird der Mischungsprozess durch die Nachlaufdüellen vorgeschalteter Schaufelreihen mit periodischen Störungen überlagert. Um den Mischungsprozess zu untersuchen, bedarf es deshalb fortschrittlicher Werkzeuge, die sowohl die Dreidimensionalität als auch die Instationarität erfassen können. Aus diesem Grund wurde die dreidimensionale Hitzdraht-Anemometrie stromab der Ausblasung im Bereich der Kühlstrahlen eingesetzt. Die Messungen erfolgten in drei saug- und drei druckseitigen Messebenen bei $\Delta s/l = 5\%$, 7.5% und 10% . Die Messebenen sind in lateraler Richtung senkrecht zur Profilloberfläche aufgespannt (Bild 5.8). Die räumliche Auflösung innerhalb der Messebenen wurde auf das Messvolumen der Sonde optimiert zu $\Delta z = \Delta \eta = 0.75$ mm gewählt.

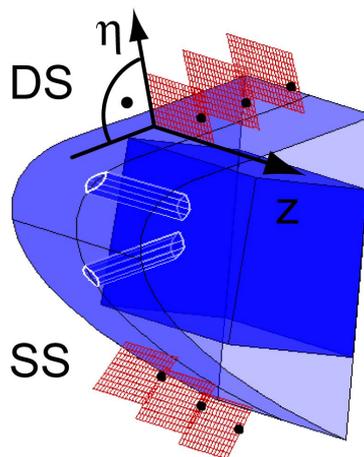


Bild 5.8 Hitzdraht-Messgitter an der Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ

Zunächst ist es wichtig die zeitlichen Abläufe zu erklären, in denen die Nachlaufdüelle in die Messebenen eintritt und sich im Bereich der Vorderkante weiter bewegt. In Bild 5.9 sind die phasengemittelten Geschwindigkeitsbeträge über der mit der Periodendauer dimensionslos gemachten Zeit in jeweils einem Punkt der Messebenen dargestellt. Die Messpositionen bei $\eta/d = 1.25$ und $z/d = \pm 2.0$ sind in Bild 5.8 mit Punkten in den Messgittern angedeutet.

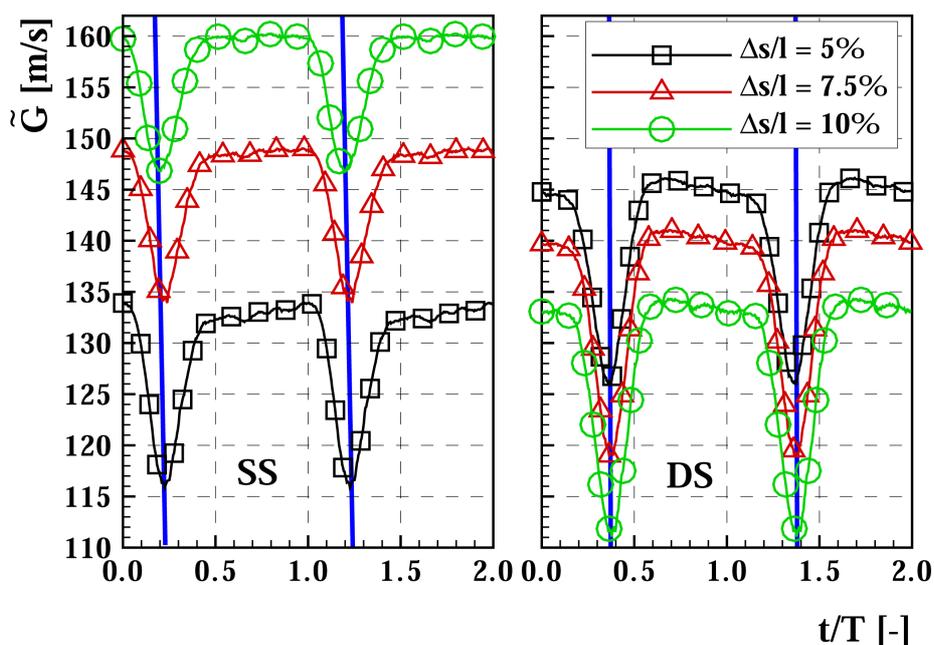


Bild 5.9 Phasengemittelter Geschwindigkeitsbetrag in den HDA - Messebenen des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $z/d = 2.0$; $\eta/d = 1.25$

Auf der Saugseite ist durch die beschleunigte Hauptströmung eine Erhöhung des Geschwindigkeitsniveaus in Strömungsrichtung zu erkennen. Entgegen der einfachen Annahme, die einen Durchlauf der Nachlaufdelle vom Staupunkt in Hauptströmungsrichtung erwarten lassen würde, wird die Nachlaufdelle zuerst in der stromab liegenden Ebene bei $\Delta s/l = 10\%$ detektiert, was mit dem sehr flachen Eintrittswinkel der Nachlaufdelle zusammenhängt. Da dieser Effekt zunächst nicht logisch erscheint, ist in Bild 5.10 eine schematische Darstellung gezeigt, wie sich die Nachlaufdellen im Bereich der Vorderkante bewegen. Die Darstellung zeigt, dass sich die Nachlaufdellen ausgehend von der Hinterkante des Stabes in Richtung der Gittereintrittsebene ausbreiten und vom Druckfeld des Schaufelprofils deformiert werden. Durch die Geschwindigkeit des Stabes verläuft der Dellenpfad, für einen nicht mitbewegten Beobachter, in Strömungsrichtung schräg nach unten. Da die Stabgeschwindigkeit relativ gering ist, ist diese Neigung ebenfalls niedrig. Daraus ergeben sich, wie oben angesprochen, die im Vergleich zu realen Turbomaschinen zu flachen Geschwindigkeitsdreiecke. Durch diesen relativ flachen Eintritt der Nachlaufdelle in Verbindung mit der geometrischen Anordnung der orthogonalen Messebenen an der Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ, tritt die Nachlaufdelle nahezu gleichzeitig in alle saugseitigen Messebenen ein.

Um den zeitlichen Versatz der Nachlaufdellen zwischen den Messebenen zu visualisieren, wurden die Minima der Geschwindigkeitswerte in den Scheitelpunkten der Nachlaufdellen in Bild 5.9 mit blauen Linien verbunden. An der Abszisse lässt sich die zeitliche Differenz von etwa 3% der Periodendauer zwischen den Messebenen $\Delta s/l = 5\%$ und $\Delta s/l = 10\%$ ablesen. Außerdem kann eine Energetisierung der Nachlaufdelle in Strömungsrichtung festgestellt

werden. Während die maximale Differenz bei $\Delta s/l = 5\%$ noch bei 13% liegt sind bei $\Delta s/l = 10\%$ noch 8% zu verzeichnen. Die Differenzen der über eine Stabperiode gemittelten und der maximalen Geschwindigkeiten ergeben Werte von 3% bei $\Delta s/l = 5\%$ und 1.8% bei $\Delta s/l = 10\%$.

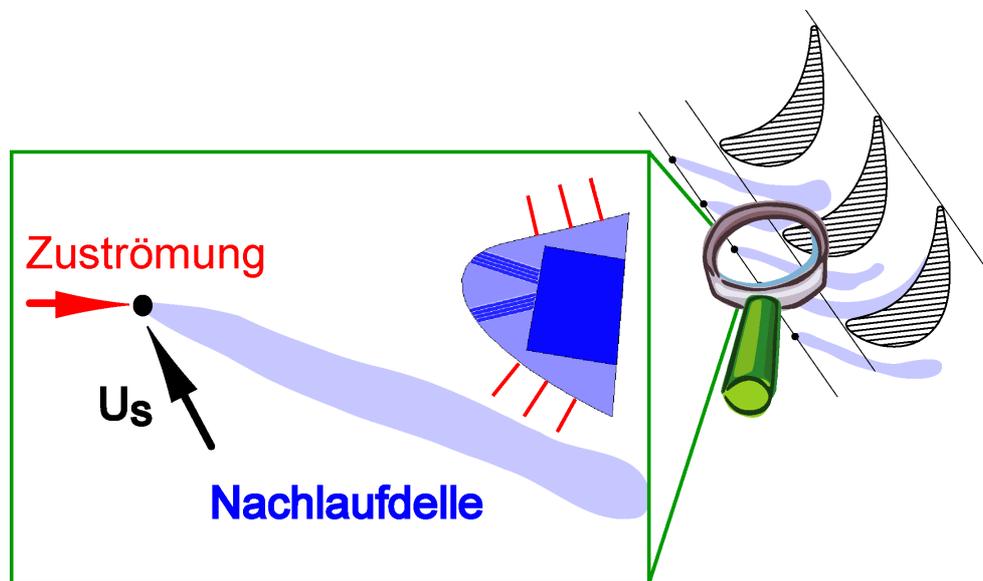


Bild 5.10 Ausbreitungsschema der Nachlaufdelle in Richtung der Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ

In den druckseitigen Ebenen (Bild 5.9) ist nahezu kein zeitlicher Versatz zwischen den Scheitelpunkten der Nachlaufdellen in den Messebenen zu beobachten. Die Nachlaufdellen schwappen über den Staupunkt zur Druckseite und breiten sich von der Profilloberfläche in Richtung des druckseitigen Strömungskanals in den Messebenen aus. Da die druckseitigen Messebenen stromab der Saugspitze positioniert sind (vgl. Bild 5.7), ist eine Verzögerungswirkung des Gitters in Strömungsrichtung erkennbar. Die maximalen Defizite der phasengemittelten Geschwindigkeitsbeträge wachsen hier von 14% bei $s/l = 5\%$ in Strömungsrichtung auf 17% bei $\Delta s/l = 10\%$ an. Die Differenz der über eine Stabperiode gemittelten und der maximalen Geschwindigkeit ergibt eine Verzögerung von 0.4%. Aufgrund der Phasengleichheit aller Messungen beschreibt die Differenz der Abszissenwerte (Bild 5.9⁴¹) der Nachlaufdellenscheitelpunkte auf Druck- und Saugseite die Zeit, die eine Nachlaufdelle benötigt, um sich von den saugseitigen zu den druckseitigen Messpositionen zu bewegen. Bei $t/T = 20\%$ befindet sich das Zentrum der Nachlaufdelle in der saugseitigen Messebene bei $\Delta s/l = 10\%$ und erreicht die entsprechende druckseitige Messebene bei $t/T = 38\%$.

⁴¹ Die Abszisse in Bild 5.9 kann aufgrund der Phasengleichheit aller Messung als Orientierung aller weiteren Zeitangaben verwendet werden.

Um einen visuellen Eindruck über die Bewegung der Nachlaufdüse in den Messebenen während einer Stabperiode zu bekommen, ist in Bild 5.11 der lokale phasengebundene Turbulenzgrad \tilde{T}_u in den Messebenen für sechs diskrete Zeitschritte dargestellt. Der Turbulenzgrad eignet sich besonders für eine solche Darstellung, da eine erhöhte Turbulenzintensität gegenüber der Hauptströmung sowohl den Einflussbereich der Kühlluft als auch den Einflussbereich der Nachlaufdüse charakterisiert. Die Zeitschritte sind links oben beginnend im Uhrzeigersinn angeordnet⁴². Zur besseren Orientierung ist die Geometrie des Profils und der Ausblasbohrungen ebenfalls dargestellt.

Bei $t/T = 0\%$ befindet sich die Nachlaufdüse außerhalb der Messebenen, sodass der Turbulenzgrad in der Freistömung sowohl auf der Saugseite als auch auf der Druckseite bei etwa 2.5% bis 4% liegt. An dieser Stelle wird bereits deutlich, dass die Ausblasung auf der Druckseite des AGTB-EIZ-B1 einen wesentlich stärkeren Einfluss auf das Strömungsfeld hat als die Ausblasung auf der Saugseite. Der saugseitige Kühlstrahl ist nur in unmittelbarer Wandnähe zu detektieren, während auf der Druckseite ein großer Bereich in lateraler und wandnormaler Richtung durch die Kühlluftausblasung beeinflusst wird. Diese Unterschiede haben vor allem zwei Gründe. Der Druckunterschied an den Ausblasstellen auf Druck- und Saugseite (vgl. Bild 5.7) ergibt in Verbindung mit dem gemeinsamen Plenum eine größere lokale Ausblasrate auf der Druck- als auf der Saugseite. Der Kühlstrahl auf der Druckseite neigt durch die Verzögerung stromab der Saugspitze zum Abheben, wodurch sich ein weitaus komplexeres Strömungsfeld ausbildet (vgl. Ardey 1998).

Zum Zeitpunkt $t/T = 15\%$ hat sich die Nachlaufdüse aus der Richtung des saugseitigen Gitterkanals in die saugseitigen Messebenen bewegt und hat den Turbulenzgrad in der Hauptströmung auf etwa 6% - 8% gesteigert. Die Turbulenz der Nachlaufdüse überlagert auch den Kühlluftstrahl, der in den Umrissen noch zu erkennen ist. Zum Zeitpunkt $t/T = 25\%$ hat sich die Nachlaufdüse in Richtung Staupunkt etwa auf die Position der saugseitigen Ausblasposition bewegt. Die saugseitige Messebene bei $\Delta s/l = 10\%$ zeigt am Freistromrand bereits ein Absinken der Turbulenz auf 4%. Auf der Druckseite zeigt sich ebenfalls die von der Saugseite eintretende Nachlaufdüse, die auch einen massiven Anstieg der Turbulenz im Zentrum des durch die Ausblasung beeinflussten Bereichs zur Folge hat.

⁴² Die Anordnung im Uhrzeigersinn wurde für alle entsprechenden Darstellung verwendet.

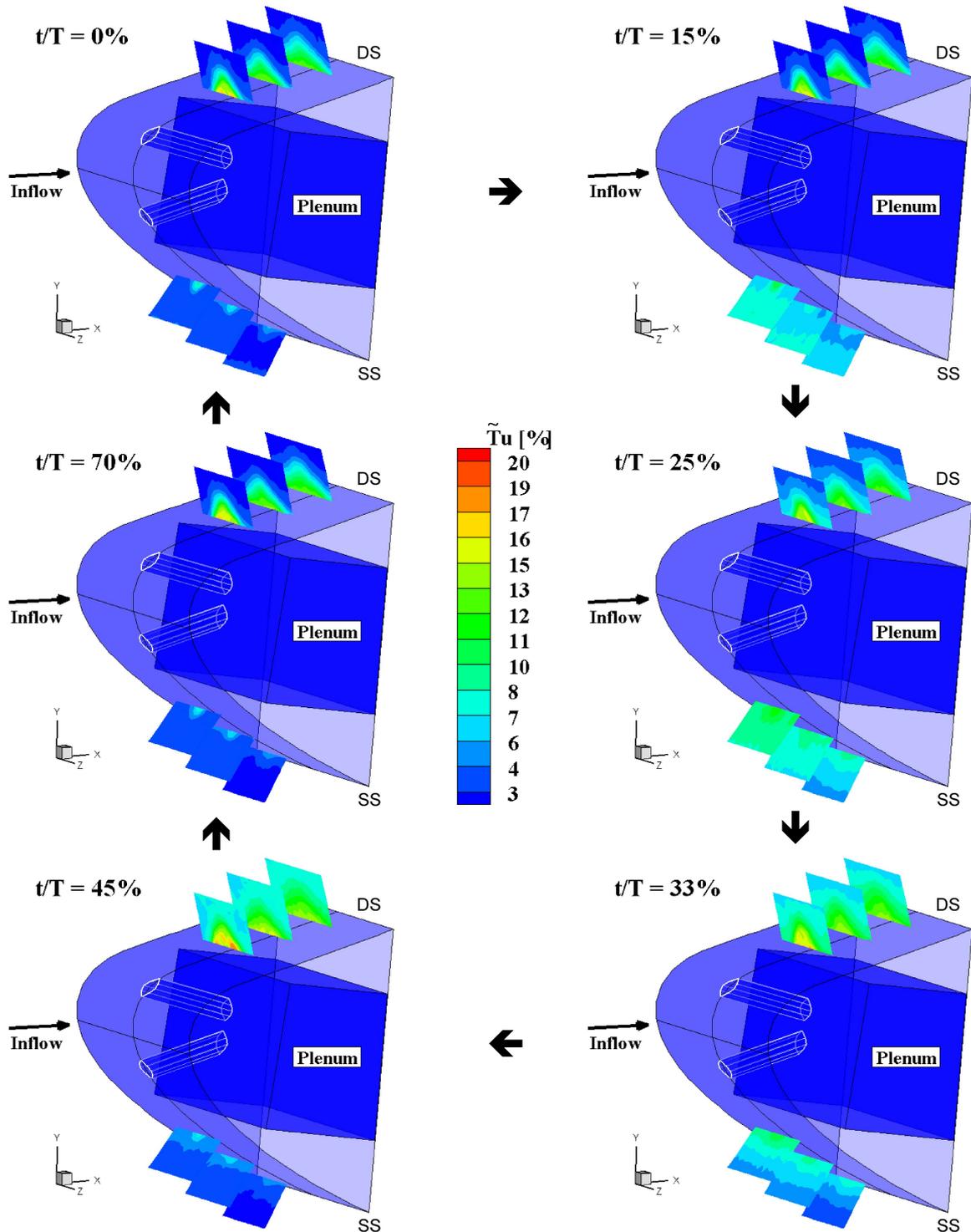


Bild 5.11 Lokaler Turbulenzgrad in den HDA - Messebenen and der Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1 über eine Stabperiode; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Zum Zeitpunkt $t/T = 33\%$ hat sich das Zentrum der Nachlaufdelle in Richtung der druckseitigen Ausblasposition verlagert. Obwohl das Zentrum der Nachlaufdelle die druckseitigen Messebenen bei $t/T = 45\%$ gerade verlassen hat, sind immer noch lokale Zentren erhöhter Turbulenzintensität zu erkennen. Auf der Saugseite zeigt sich nur noch ein Schleier erhöhter Turbulenz, der vom Rand der Nachlaufdelle herrührt. Wenn die

Nachlaufdelle sich vollständig aus den Messebenen entfernt hat ($t/T = 70\%$), ergibt sich wieder das gleiche Bild wie zu Beginn der Stabperiode.

Nachdem die globalen zeitlichen Abläufe beim Auftreffen der Nachlaufdellen auf die Vorderkante anhand der ausgewählten Messebenen erläutert wurden, wird nun der Fokus gezielt auf den Mischungsprozess zwischen Kühlstrahl und Hauptströmung, zunächst auf der Druckseite und danach auf der Saugseite, gerichtet.

5.5.1 Druckseitige Kühlluftausblasung unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung

Auf der Druckseite zeigt sich wie bei den Messungen mit stationärer Zuströmung ein sehr komplexes Strömungsfeld. Aus diesem Grund werden zunächst die Ergebnisse der stationären Messung mit einer Momentaufnahme ($t/T = 0\%$) aus den Ergebnissen der Messungen bei periodisch instationärer Zuströmung verglichen, bei der sich keine Nachlaufdelle im Bereich der Vorderkante befindet. In Bild 5.12 ist für die druckseitige Messebene bei $\Delta s/l = 5\%$ die Rotation normal zur Messebene Ω , die Geschwindigkeit normal zu Messebene U und der Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit Tu_1 dargestellt. Die Abszisse verläuft entlang der Profilloberfläche in lateraler Richtung und ist wie die Ordinate, die den wandnormalen Abstand angibt, mit dem Bohrungsdurchmesser dimensionslos gemacht. Unterhalb der Abszisse ist die Bohrungsposition mit blauen Strichen skizziert. Die Ergebnisse bei periodisch instationärer Zuströmung stellen phasengemittelte Werte zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ dar. Die Ergebnisse bei stationärer Zuströmung sind zeitgemittelte Werte.

Ein Vergleich der Rotation normal zur Messebene für beide Fälle zeigt die gleiche Anordnung der Wirbelsysteme, wobei sich Rotation und Ausdehnung der einzelnen Wirbel geringfügig unterscheiden. Der Nierenwirbel, der die Kühlluft umschließt, befindet sich oberhalb eines zweiten entgegengesetzt drehenden Wirbelpaares. Das Strömungsbild bei periodisch instationärer Zuströmung entspricht also zumindest in einzelnen Momentaufnahmen dem Schema, dass für die Druckseite bei stationärer Zuströmung in Bild 5.3 skizziert wurde.

Um die Modellvorstellung des schematisierten Strömungsbildes in den druckseitigen Messebenen für die weiteren Ausführungen zu präzisieren, ist in Bild 5.13 eine detaillierte Skizze dargestellt, die anhand der Ergebnisse in Bild 5.12 entwickelt wurde. Die Geschwindigkeit normal zur Messebene zeigt eine deutliche Übereinstimmung der Verteilung. Das Gebiet geringster Geschwindigkeit befindet sich in zentraler Position im Nachlauf des bei stationärer Zuströmung festgestellten Totwassers (Bild 5.2_a) stromab der Ausblasung. Wie bei stationärer Zuströmung sind alle Geschwindigkeitswerte eindeutig positiv. Es kann also davon ausgegangen werden, dass sich der druckseitige Kühlstrahl, der

an der Rotationsrichtung des Nierenwirbels (blaue Kreise in Bild 5.13) zu erkennen ist, auch bei periodisch instationärer Zuströmung von der Profilloberfläche ablöst und sich unter ihm ein Rückströmgebiet bildet.

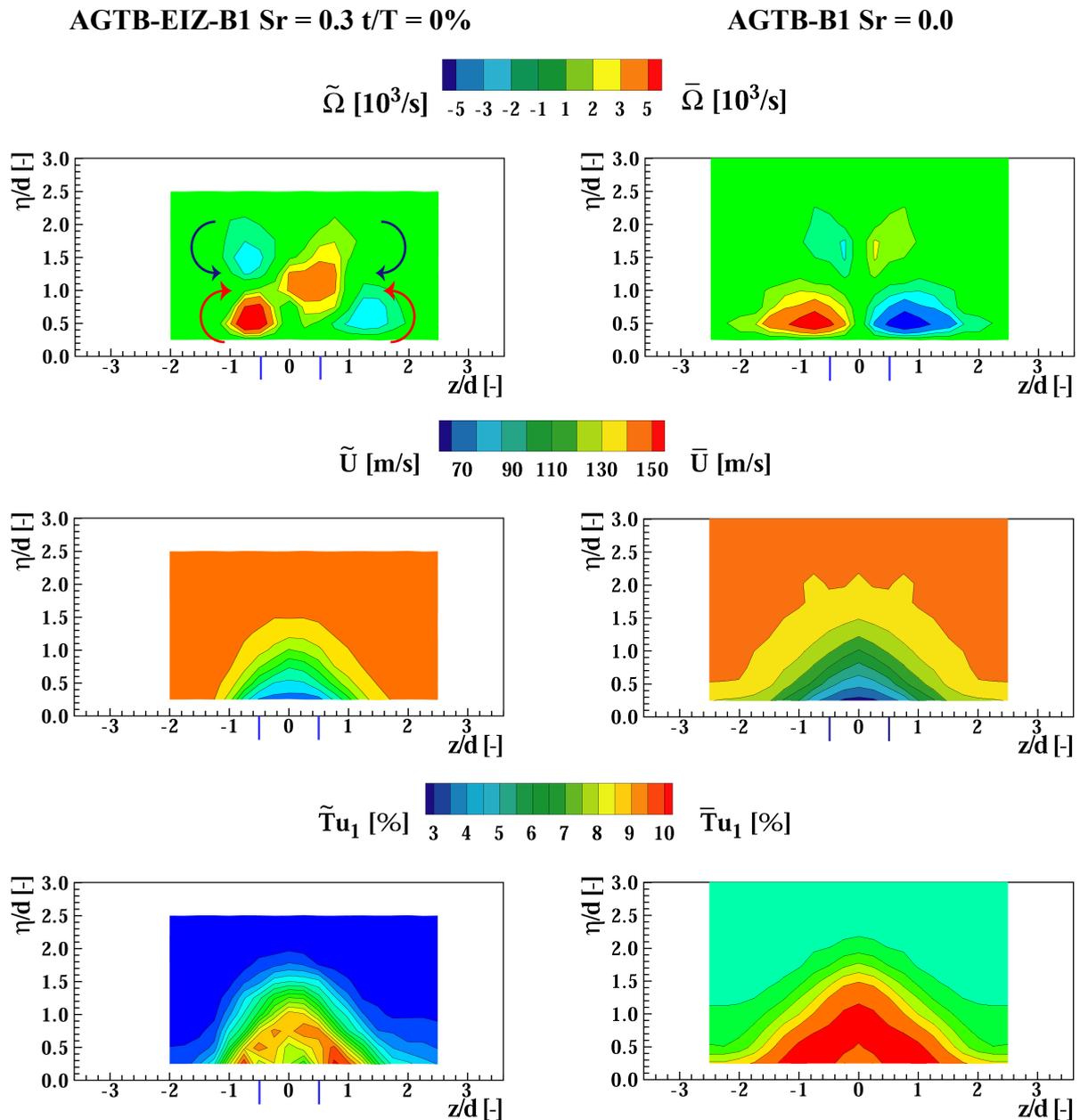


Bild 5.12 Vergleich der Strömungsbilder bei periodisch instationärer und stationärer Zuströmung an der druckseitigen Vorderkante der Turbinengitter AGTB-EIZ-B1 und AGTB-B1 in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$; $M = 0.7$

Die Unterschiede in der Ausprägung des Nierenwirbels und des Trogwirbels (rote Kreise in Bild 5.13) deuten darauf hin, dass sich die Ausdehnung des Totwassers im Vergleich zur stationären Zuströmung verändert hat. Diese Feststellung lässt sich anhand der Verteilung des Turbulenzgrades bezogen auf die Zuströmung untermauern. In beiden Fällen bildet sich ein Gürtel hoher Turbulenz (rote Linie in Bild 5.13), der einen zentralen Bereich geringerer

Turbulenz umschließt. Ardey (1998) hat für stationäre Zuströmung gezeigt, dass dieser Gürtel aus den Scherschichten zwischen dem Rückströmgebiet und der Hauptströmung herrührt. Daraus lässt sich ableiten, dass sich auf der Druckseite zwischen zwei Nachlaufdüsen ein Strömungsbild einstellt, das ähnlich dem bei stationärer Zuströmung ist.

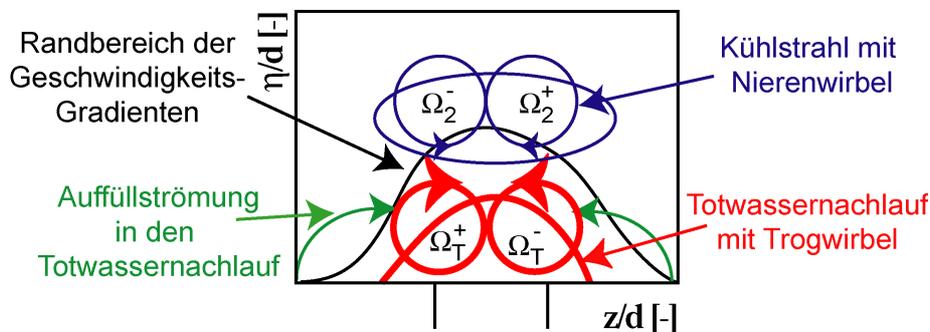


Bild 5.13 Schematisierte Darstellung des Strömungsbildes in den druckseitigen Messebenen am Turbinengitter AGTB-EIZ-B1 zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$

Der Einfluss der periodisch instationären Zuströmung auf das druckseitige Strömungsfeld kann nun ausgehend vom Strömungsbild zwischen zwei Nachlaufdüsen ($t/T = 0\%$) verständlicher erläutert werden. In Bild 5.14 ist die phasengemittelte Rotation normal zur Messebene $\Delta s/l = 5\%$ dargestellt, da sie sich besonders gut eignet, die beiden Strömungsphänomene Totwassernachlauf und Kühlluftstrahl von einander zu trennen. Im Uhrzeigersinn links oben beginnend sind vier charakteristische Zeitschritte ($t/T = 0\%$, 33% , 40% und 50%) dargestellt. Bei $t/T = 0\%$ ist keine Nachlaufdüse im Bereich der Vorderkante und das Strömungsfeld zeigt das besprochene Wirbelsystem zweier entgegengesetzt drehender Wirbelpaare. Wenn die Nachlaufdüse in die druckseitigen Messebenen eintritt ($t/T = 33\%$), ist nur noch ein Wirbelpaar mit der Drehrichtung des Nierenwirbels detektierbar. Dies lässt auf eine Unterdrückung beziehungsweise Abschwächung des Rückströmgebietes oder eine Veränderung in der Art der Reenergetisierung des Totwassernachlaufs schließen.

Zur Klärung dieses Phänomens können die phasengemittelten Strömungsvektoren orthogonal zur Hauptströmung (\tilde{V} , \tilde{W} - Geschwindigkeitskomponenten, Bild 5.15) beitragen. Jeder Vektor entspricht einem Messpunkt. Die Strömung scheint insgesamt von der Profilloberfläche ($\eta/d = 0.0$) weg gerichtet zu sein, was durch den Pfeil angedeutet wird. Diese Ausrichtung der Strömung ergibt sich, da die Messebenen zwar orthogonal zur Profilloberfläche, aber durch die Stromlinienkrümmung im Gittereintritt nicht orthogonal zur Strömungsrichtung sind. Die Vektoren zeigen, dass der Nachlauf des Totwassers hauptsächlich in lateraler Richtung aufgefüllt wird, das heißt mit Heißgas aus der Hauptströmung, welches an der Profilloberfläche in laterale Richtung umgelenkt wird. Diese Umlenkung der Hauptströmung in laterale Richtung, die im Bild durch einen Pfeil angedeutet ist, induziert den Trogwirbel.

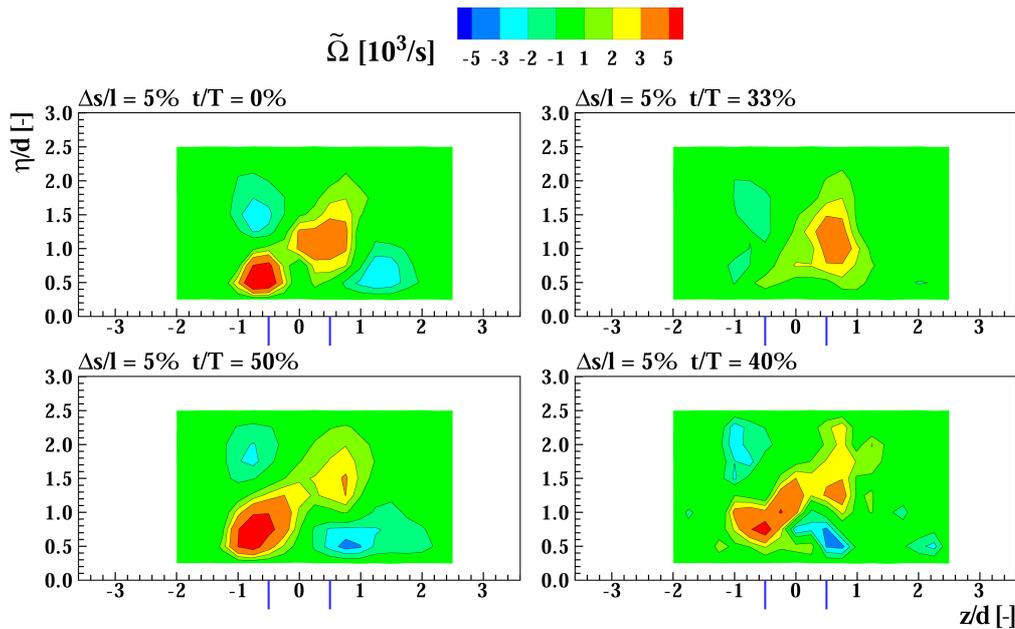


Bild 5.14 Phasengemittelte Rotation normal zur HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der druckseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

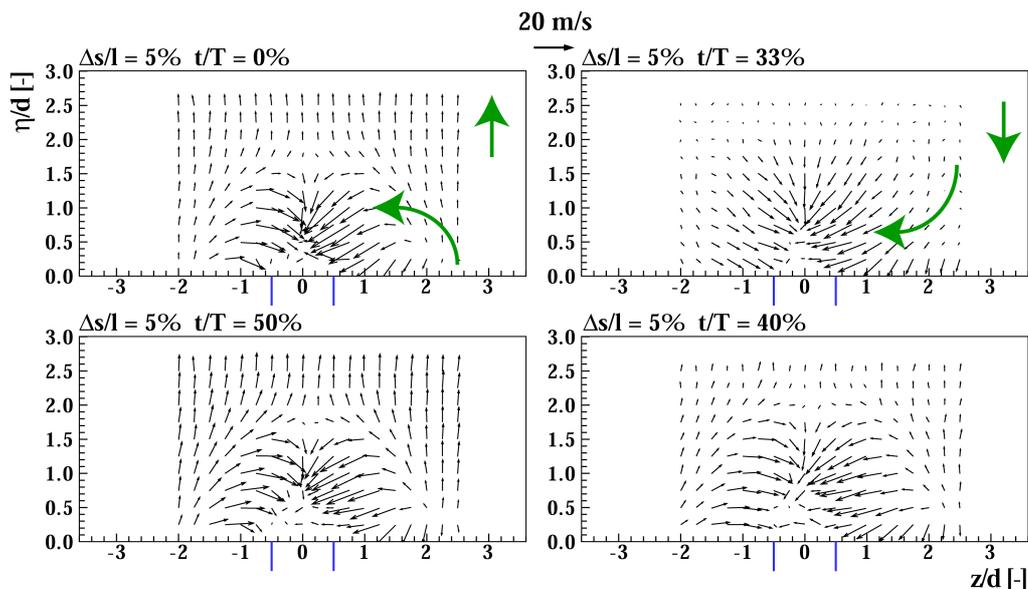


Bild 5.15 Strömungsvektoren (\tilde{V} , \tilde{W} - Geschwindigkeitskomponenten) in der HDA - Messebene $\Delta s/L=5\%$ an der druckseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Wenn die Nachlaufdüse in die Messebene eintritt ($t/T = 33\%$) und der Trogwirbel nicht detektiert werden kann (Bild 5.14), sind die Strömungsvektoren im Bereich der Hauptströmung nicht wie bei $t/T = 0\%$ vom Profil in Richtung druckseitigem Strömungskanal gerichtet. Vielmehr bewirkt die Zuströmwinkeländerung in der Nachlaufdüse (vgl. Bild 5.5), dass die Strömungsvektoren der Hauptströmung zu diesem Zeitpunkt in Richtung Profil weisen. Damit ergibt sich eine Auffüllbewegung, die von oben kommend in Richtung $z/d = 0.0$ umgelenkt wird, was wiederum durch Pfeile angedeutet wird. Damit ändert sich das

Vorzeichen des zweiten Terms in Gleichung 4.16 und auch das Vorzeichen der Rotation beziehungsweise die Drehrichtung des Wirbels. Aus diesem Grund erscheint der Nierenwirbel bei $t/T = 33\%$ in Bild 5.14 größer und näher an der Wand als bei $t/T = 0\%$. Wenn sich das Zentrum der Nachlaufdelle in der Messebene befindet ($t/T = 40\%$) erfolgt die Auffüllbewegung wieder fast ausschließlich aus lateraler Richtung (Bild 5.15), und mit der geänderten Drehrichtung der Auffüllbewegung wird auch der Trogwirbel wieder detektierbar. Der zeitliche Ablauf dieser Winkeländerung korreliert mit den Ergebnissen der Messungen in der Gittereintrittsebene (Bild 5.5). Der Scheitelpunkt der Zuströmwinkeländerung läuft dem Scheitelpunkt des Geschwindigkeitsdefizits mit etwa $\Delta t = 10\%$ voraus. Im Scheitelpunkt des Geschwindigkeitsdefizits ($t/T = 40\%$) nimmt die Differenz im Zuströmwinkel bereits wieder ab.

Das Zentrum des Nierenwirbels entfernt sich bis $t/T = 40\%$ kontinuierlich von der Profilloberfläche. Erst beim Abschwimmen der Nachlaufdelle ($t/T = 50\%$) ist wieder eine leichte Absenkung zu erkennen. Diese Bewegung lässt darauf schließen, dass der Kühlstrahl unter dem Einfluss der Nachlaufdelle weiter von der Profilloberfläche abhebt und tiefer in die Hauptströmung eindringt. Unter dem direkten Einfluss der Nachlaufdelle ($t/T = 40\%$) zeigen sich im Gegensatz zu den anderen Zeitpunkten keine klaren Konturen der Wirbel. Vielmehr zeigen sich verzerrte Formationen, deren Zentren nur schwer auszumachen sind. Dieses Erscheinungsbild der Wirbel hängt mit dem verstärkten Turbulenzeintrag durch die Nachlaufdelle zusammen, welche die gerichtete Strömung überlagert.

Das Totwassergebiet hinterlässt wie im Strömungsfeld auch in der zugehörigen Turbulenzgradverteilung deutliche Spuren. In Bild 5.16 ist der phasengebundene Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit in der druckseitigen Messebene $\Delta s/l = 5\%$ dargestellt. Der auf die Zuströmung bezogene Turbulenzgrad besitzt den Vorteil, dass er von der lokalen Geschwindigkeit entkoppelt ist. Zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ zeigt die Hauptströmung den Zuströmturbulenzgrad von 2.5%. Auffallend ist ein Gürtel hoher Turbulenz, der sich um den Nullpunkt bildet. Die wandnahen Zentren hoher Turbulenz ($z/d = \pm 1.0$) werden von den stromauf liegenden starken Scherschichten zwischen dem Rückströmgebiet unterhalb des Kühlstrahls und der Hauptströmung (vgl. Bild 5.2a) produziert und konvektiv stromab transportiert. Die Zone oberhalb des Zentrums ($\eta/d = 1.0$, $z/d = 0.0$) zeigt den erhöhten Turbulenzgrad im Inneren des Kühlstrahls.

Unter dem Einfluss der Nachlaufdelle ($t/T = 33\%$) steigt der Turbulenzgrad in der Hauptströmung auf über 6% an. Der Turbulenzgürtel hebt sich weiterhin eindeutig ab. Die Konturen des Kühlstrahls treten nun deutlicher hervor und seine Ausdehnung steigt an. Zudem lässt sich auch in dieser Darstellung ein stärkeres Abheben des Kühlstrahls erkennen. Unter der Berücksichtigung der Ergebnisse von Seo et al. (1999) und Jung et al. (2002) lässt sich das tiefere Eindringen des Kühlstrahls in die Hauptströmung mit dem Minderimpuls der

Nachlaufdelle erklären. Das der Nachlaufdelle inhärente Totaldruckdefizit wird dem Kühlstrahl im Bereich des Austritts aus der Bohrung aufgeprägt. Daraus ergibt sich eine höhere Austrittsgeschwindigkeit und wahrscheinlich auch ein erhöhter Kühlluftmassenstrom. Die gestiegene Turbulenzintensität im Kühlstrahl kann zum größten Teil auf eine höhere Turbulenzproduktion in der Bohrung zurückgeführt werden (vgl. Kapitel 2.2 Leylek und Zerkle 1993). Sowohl unter dem Einfluss der Nachlaufdelle ($t/T = 40\%$) als auch bei abschwimmender Nachlaufdelle ($t/T = 50\%$) bleibt der Turbulenzgürtel und die darin eingeschlossene Zone geringerer Turbulenz erhalten. Damit kann sicher davon ausgegangen werden, dass das Totwassergebiet während der gesamten Stabperiode erhalten bleibt. Es ist sogar eine Ausweitung dieses Gebietes festzustellen. Die turbulenten Nachläufe der Scherschichten zwischen beschleunigter Hauptströmung und Rückströmgebiet in Wandnähe entfernen sich weiter von Zentrum. Dieses Ergebnis führt zu dem Schluss, dass die periodisch instationäre Zuströmung das Abheben des Strahls und das sich unter dem Strahl bildende Rückströmgebiet nicht unterdrücken kann. Vielmehr muss davon ausgegangen werden, dass der Kühlstrahl unter dem Einfluss der Nachlaufdelle weiter abhebt, tiefer in die Hauptströmung eindringt und sich damit das Totwassergebiet unter dem Kühlstrahl vergrößert. Die Anordnung dieser Strömungsphänomene macht deutlich, dass die Kühlluft die Profilloberfläche nicht erreicht und die Kühlwirkung damit an dieser Position nahezu Null sein wird.

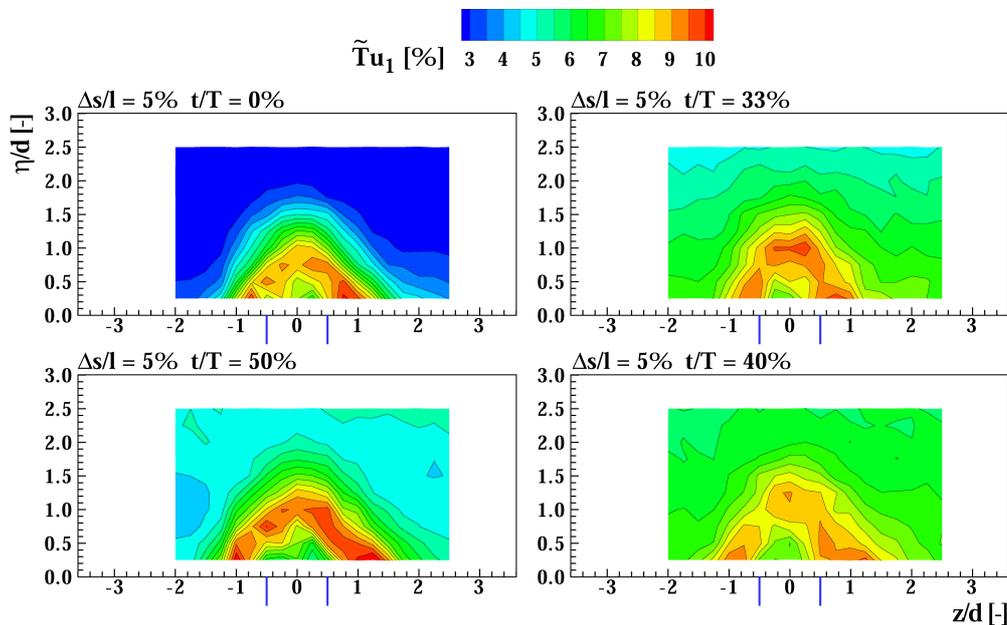


Bild 5.16 Phasegebundener Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit ($\tilde{T}u_1$) in der HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der druckseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Der Verlauf des Mischungsprozesses des druckseitigen Kühlstrahls unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung in Strömungsrichtung lässt sich sehr anschaulich anhand

der phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung \tilde{U} erläutern. Dazu sind in Bild 5.17 die Geschwindigkeitsverteilungen in den drei druckseitigen Messebenen ($\Delta s/l = 5\%$, 7.5% und 10%) für die vier oben bereits verwendeten charakteristischen Zeitschritte innerhalb einer Stabperiode ($t/T = 0\%$, 33% , 40% und 50%) dargestellt.

Bei $t/T = 0\%$ befindet sich die Nachlaufdüse außerhalb der Messebenen. Wie nach den bisherigen Ergebnissen zu erwarten war, ergibt sich für die symmetrische Ausblasgeometrie AGTB-EIZ-B1 ein symmetrisch um $z/d = 0.0$ angeordneter Bereich geringerer Geschwindigkeit, der in die schnellere Hauptströmung eingebettet ist. Der Bereich, der sich durch die Geschwindigkeitsgradienten deutlich von der Hauptströmung abhebt, benetzt in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ nicht die gesamte Bohrungsteilung ($-2.5 \geq z/d \leq 2.5$). Das Totwassergebiet, das sich unterhalb des abgehobenen Strahls bildet (vgl. Bild 5.3), ist an der Position $\Delta s/l = 5\%$ bereits vollständig wieder aufgefüllt, da die Geschwindigkeitsverteilung nur eindeutig positive Werte zeigt. Der Nachlauf des Totwassers weist allerdings noch ein Geschwindigkeitsdefizit von 50% verglichen mit der Hauptströmung auf. Die Kühlluft, die sich oberhalb des Totwassernachlaufs bei etwa $\eta/d = 1.0$ befindet (vgl. Bild 5.13) zeigt ebenfalls eine geringere Geschwindigkeit. Das Defizit entsteht, da die Kühlluft entgegen der Hauptströmung ausgeblasen und dann in Hauptströmungsrichtung umgelenkt wird. Die Kühlluft wird von der Hauptströmung mitgerissen und beschleunigt. Bis zur Position $\Delta s/l = 10\%$ hat sich das maximale Geschwindigkeitsdefizit auf ca. 30% reduziert. In Strömungsrichtung ist für einen konstanten Zeitpunkt eine Reduzierung der Geschwindigkeitsgradienten in Strömungsrichtung festzustellen. Zudem wird der Bereich der Gradienten zunehmend flacher, da eine verstärkte Ausmischung in lateraler Richtung stattfindet, wobei die Ausdehnung in wandnormaler Richtung nahezu unverändert bleibt. Bei $\Delta s/l = 5\%$ ist der von der Ausblasung beeinflusste Bereich auf $z/d = \pm 1.5$ und $\eta/d < 1.5$ beschränkt, wohingegen er sich bei $\Delta s/l = 10\%$ über die gesamte Bohrungsteilung erstreckt.

Mit dem Eintreten der Nachlaufdüse in die Messebene $\Delta s/l = 5\%$ ($t/T = 33\%$) wird das Geschwindigkeitsniveau im gesamten Strömungsfeld abgesenkt. Der Nachlauf des Totwassers zeigt eine geringere Geschwindigkeit, da die Hauptströmung weniger kinetische Energie zur Reenergetisierung dieses Bereichs besitzt. Vor allem in der Messebene $\Delta s/l = 10\%$ zeigt sich der Bereich des Geschwindigkeitsminimums ausgeprägter als zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$. Der Bereich, in dem sich die Kühlluft befindet ($1.0 < \eta/d < 1.5$; $z/d = \pm 1.0$; vgl. Bild 5.14) verschiebt sich bis zum Zeitpunkt $t/T = 40\%$ zu Werten von $\eta/d > 1.5$. Der Kühlstrahl dringt also unter dem Einfluss der Nachlaufdüse tiefer in die Hauptströmung ein. Diese Beobachtung deckt sich mit den Ergebnissen von Seo et al. (1999), die ein periodisches Anschwellen der Strahlausdehnung bei induzierten statischen Druckstörungen festgestellt haben (vgl. Bild 2.11). Bei abschwimmender Nachlaufdüse ($t/T = 50\%$) ergibt sich daraus ein lateral aufgeweitetes Gebiet minimaler Geschwindigkeit in

Wandnähe, das auf ein vergrößertes Totwassergebiet im Nachlauf des anschwellenden Kühlstrahls hindeutet.

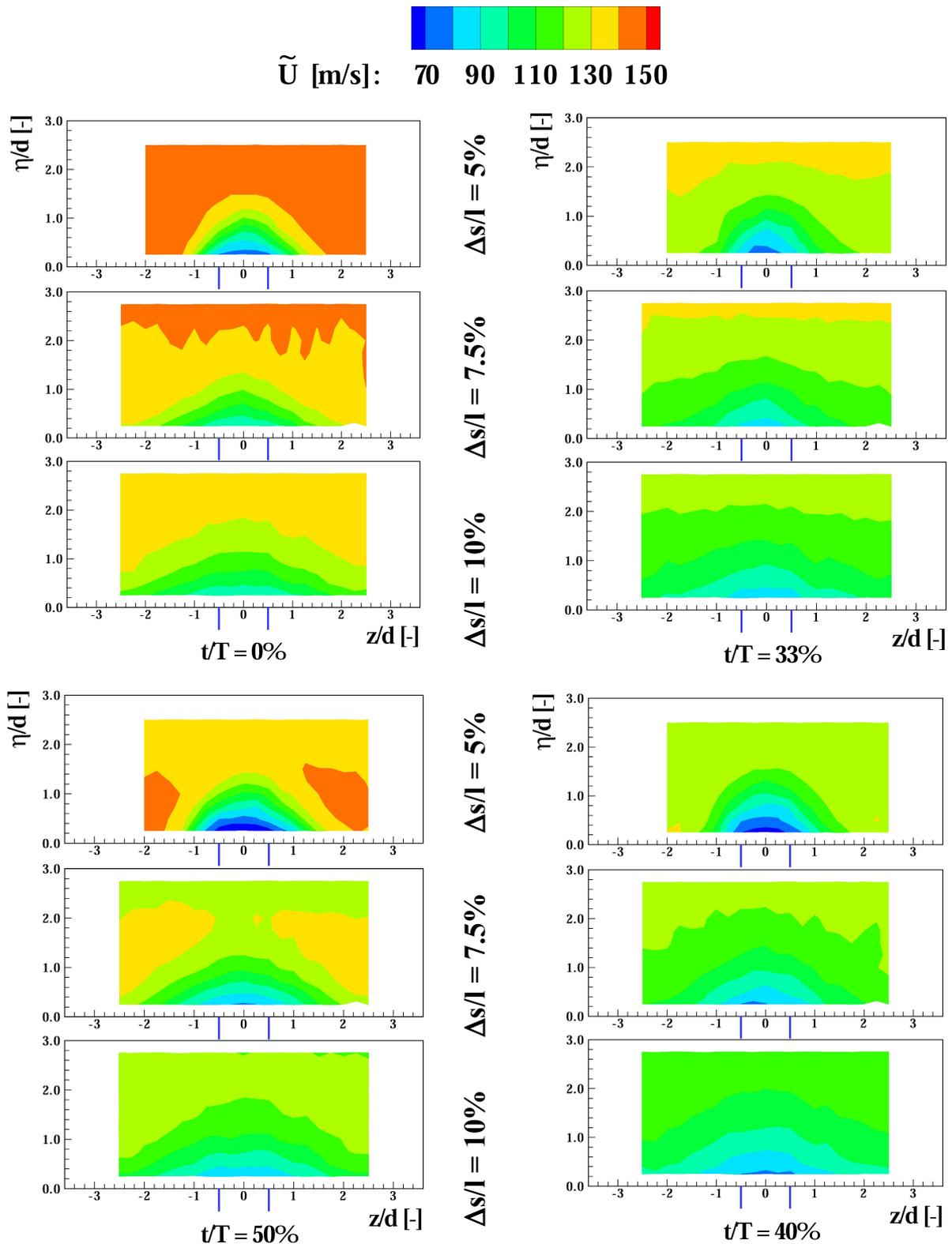


Bild 5.17 Phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung an der druckseitigen Vorderkante des AGTB-EIZ-B1 für vier charakteristische Zeitschritte innerhalb einer Stabperiode; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Für die Ausblaskonfiguration mit lateral angestellten Kühlbohrungen hat sich bei den stationären Untersuchungen gezeigt, dass sich das Strömungsfeld stark deformiert. Aufgrund der zusätzlichen Geschwindigkeitskomponenten des Kühlstrahls in lateraler Richtung wird eine Drehrichtung der Wirbel angefacht, während die entgegengesetzte unterdrückt wird (Ardey 1998).

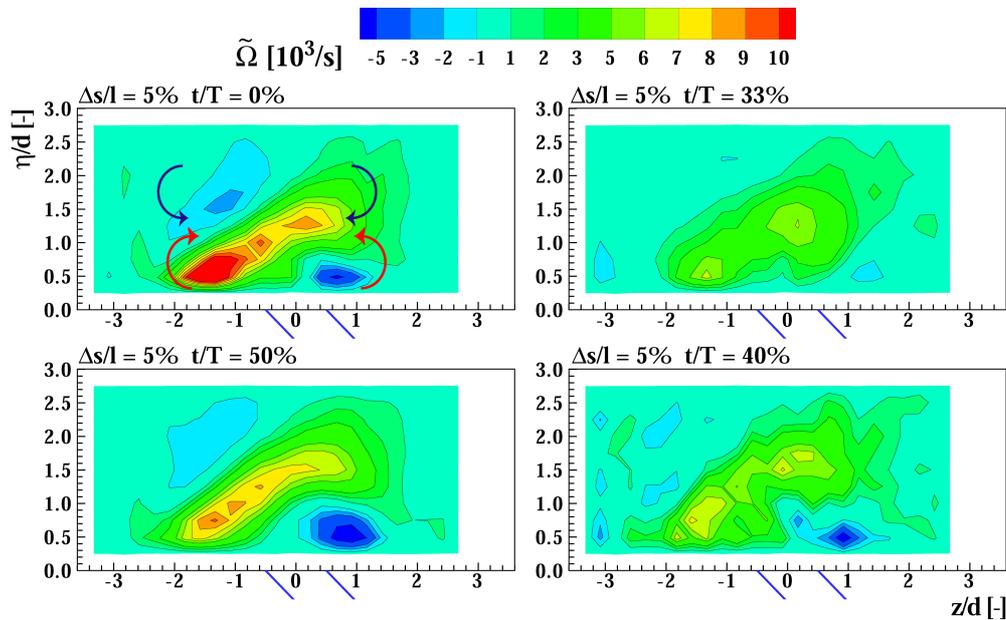


Bild 5.18 Phasengemittelte Rotation normal zur HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der druckseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

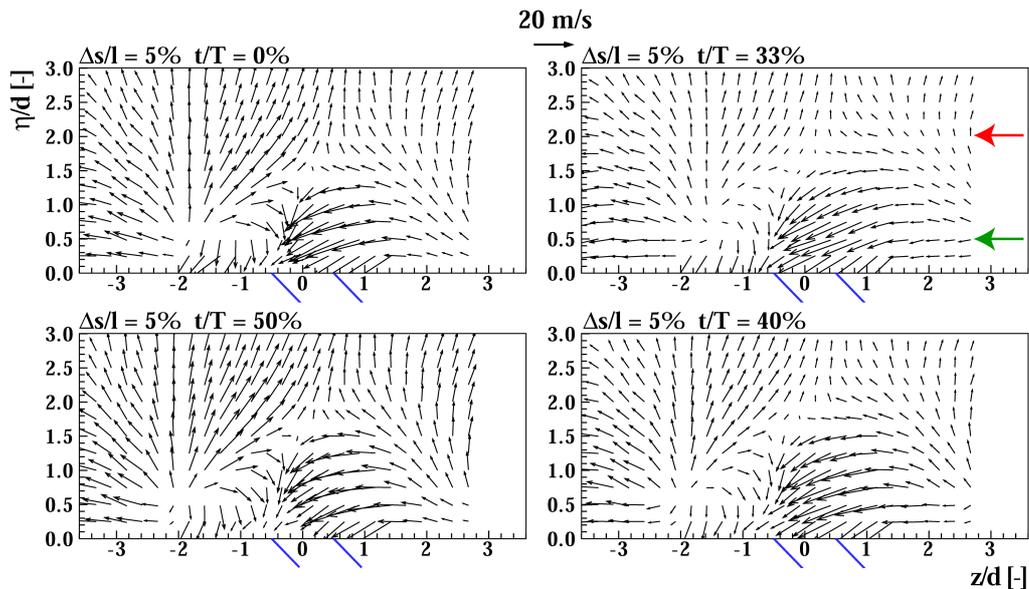


Bild 5.19 Strömungsvektoren (\tilde{V} , \tilde{W} - Geschwindigkeitskomponenten) in der HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der druckseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Die in Bild 5.18 dargestellte phasengemittelte Rotation in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ für die Konfiguration AGTB-EIZ-B2 bei periodisch instationärer Zuströmung zeigt für den Zeitschritt $t/T = 0\%$ ein ähnliches Bild. Ausgehend von dieser Beobachtung wird anhand der Ergebnisse auch für die laterale Ausblasung eine Modellvorstellung (Bild 5.20) des Strömungsfeldes entwickelt. Für die Darstellung der Ergebnisse der Konfiguration wurden die gleichen Zeitpunkte wie bei der Konfiguration AGTB-EIZ-B1 verwendet. Aufgrund der asymmetrischen Verteilung der Rotation wurden die Level zur Darstellung der Verteilung entsprechend angepasst.

Zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ werden die Wirbelpaare Ω_2 und Ω_T , wie schon bei der Konfiguration AGTB-EIZ-B1, detektiert. Die Pfeile verdeutlichen die Drehrichtung. Daraus lässt sich folgern, dass der Kühlstrahl auch bei lateraler Ausblasung abhebt und ein Totwassergebiet generiert. Die Ausdehnung und Intensität der Wirbel weichen jedoch stark von der symmetrischen Ausblasung ab. Wie in Bild 5.20 zu erkennen ist, werden die positiven Äste durch die laterale Komponente des Ausblasimpulses angefacht und zeigen zum einen eine größere Ausdehnung und zum anderen wesentlich höhere Maximalwerte der Rotation. Während die negative Drehrichtung maximal $\tilde{\Omega} = -8 \cdot 10^3 / \text{s}$ aufweist, werden für die positive Drehrichtung $\tilde{\Omega} = 19 \cdot 10^3 / \text{s}$ detektiert. Das laterale Auffüllen des Totwassernachlaufs findet nur von einer Seite statt (grüne Pfeile in Bild 5.20). Dies lässt sich an den Strömungsvektoren in der Messebene (Bild 5.19) eindeutig erkennen und begründet sich ebenfalls in der lateralen Geschwindigkeitskomponente der Ausblasung.

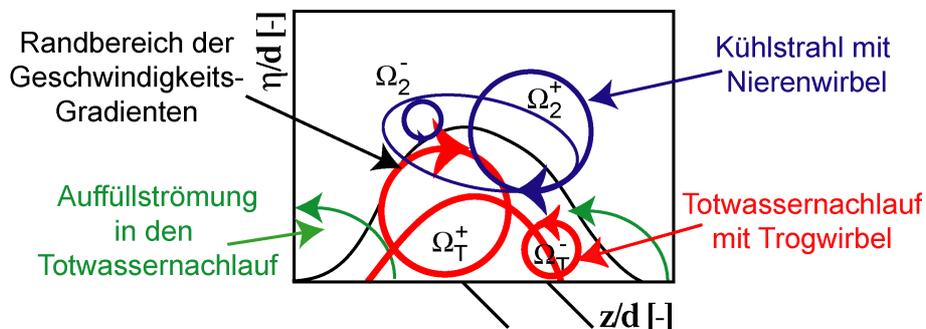


Bild 5.20 Schematisierte Darstellung des Strömungsbild in den druckseitigen Messebenen am Turbinengitter AGTB-EIZ-B2 zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$

Die Änderung des Strömungswinkels der Hauptströmung in Umfangsrichtung bei einlaufender Nachlaufdelle ($t/T = 33\%$) lässt sich, wie schon bei AGTB-EIZ-B1, an den Strömungsvektoren in der Messebene (Bild 5.19) erkennen. Die Strömungskomponente normal zur Messebene \tilde{V} nimmt insgesamt kleinere Werte an. Unter dem Einfluss der Nachlaufdelle reduziert sich die Rotation in der gesamten Messebene so weit, dass die negativ drehenden Wirbel zum Zeitpunkt $t/T = 33\%$ kaum zu detektieren sind und die positiv drehenden Wirbel etwa die Hälfte ihrer Intensität verloren haben.

Zudem scheint sich der Nierenwirbel unter dem Einfluss der Nachlaufdelle für die Konfiguration AGTB-EIZ-B2, analog zur symmetrischen Ausblasung, in Richtung Profilloberfläche auszudehnen. Wahrscheinlich ist auch hier der Einfluss der Nachlaufdelle auf die Strömungswinkel in der Hauptströmung verantwortlich, beziehungsweise ändert sich die Richtung der Auffüllbewegung des Totwassernachlaufs. Bei etwa halber Bohrungsteilung ($z/d = 2.5$) und einem Wandabstand von $\eta/d = 0.5$ weisen die Strömungsvektoren bei $t/T = 0\%$ von der Profilloberfläche weg. An der gleichen Stelle werden beim Eintritt der Nachlaufdelle ($t/T = 33\%$) Strömungsvektoren detektiert, die wandparallel oder sogar zum Profil hin gerichtet sind. Durch diese Verschiebung wird die Generierung sowohl des negativen Astes des Trogwirbels als auch des Nierenwirbels unterdrückt.

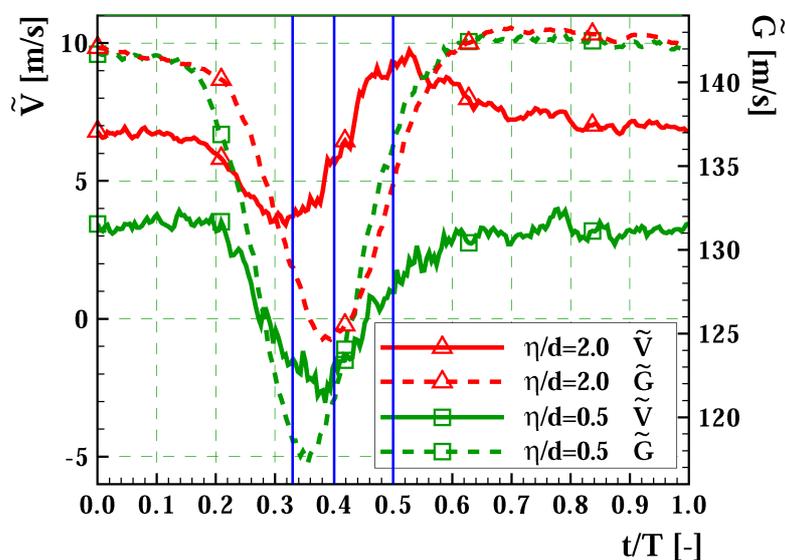


Bild 5.21 Zeitlicher Verlauf der phasengemittelten Werte des Betrages der Geschwindigkeit \tilde{G} und der Geschwindigkeitskomponente in η -Richtung \tilde{V} in zwei Messpunkten mit unterschiedlichen Wandabständen an der druckseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $\Delta s/l = 5\%$; $z/d = 2.7$ (Pfeile Bild 5.19)

Der negative Ast des Trogwirbels ist wieder präsent, wenn sich das Zentrum der Nachlaufdelle in die Messebene bewegt hat ($t/T = 40\%$). Der negative Ast des Nierenwirbels regeneriert erst später und ist erst beim Abschwimmen der Nachlaufdelle wieder zu erkennen. Dieses Phänomen hängt wahrscheinlich damit zusammen, dass die Wirbel unterschiedliche Wandabstände haben und die Nachlaufdelle die druckseitigen Messebenen von der Profilloberfläche in Richtung des Gitterkanals durchquert. Daraus ergeben sich zeitliche Verzögerungen bei der Einwirkung der Nachlaufdelle für unterschiedliche Wandabstände. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen, sind in Bild 5.21 für zwei Messpunkte die zeitlichen Verläufe des phasengemittelten Betrages der Geschwindigkeit \tilde{G} und der phasengemittelten Geschwindigkeitskomponente in η -Richtung \tilde{V} dargestellt. Die beiden Punkte mit gleicher lateraler Position weisen etwa den Wandabstand der beiden Wirbel auf

(vgl. Pfeile in Bild 5.19). Zur Orientierung sind die Zeitpunkte $t/T = 33\%$, 40% und 50% durch senkrechte blaue Linien hervorgehoben.

Das maximale Geschwindigkeitsdefizit des Punktes mit dem größeren Wandabstand weist einen Phasenversatz von $\Delta t/T = 5\%$ auf. Zudem zeigen sich deutliche Unterschiede im Verlauf der V-Komponente. Während im wandnahen Punkt nur eine Reduzierung detektiert wird, zeigt sich im zweiten Punkt zunächst ein lokales Minimum und dann ein lokales Maximum mit einem Wendepunkt an der Position des Geschwindigkeitsminimums. Da bei $\eta/d = 2.0$ zum Zeitpunkt $t/T = 40\%$ die V-Komponente wieder den ursprünglichen Wert ($t/T = 0\%$) angenommen hat, kann die Winkeländerung aufgrund der Nachlaufdüse nicht alleine für die verzögerte Regenerierung des negativen Astes des Nierenwirbels verantwortlich sein. Dieser offensichtlich instationäre Effekt muss anhand weiterer Ergebnisse geklärt werden.

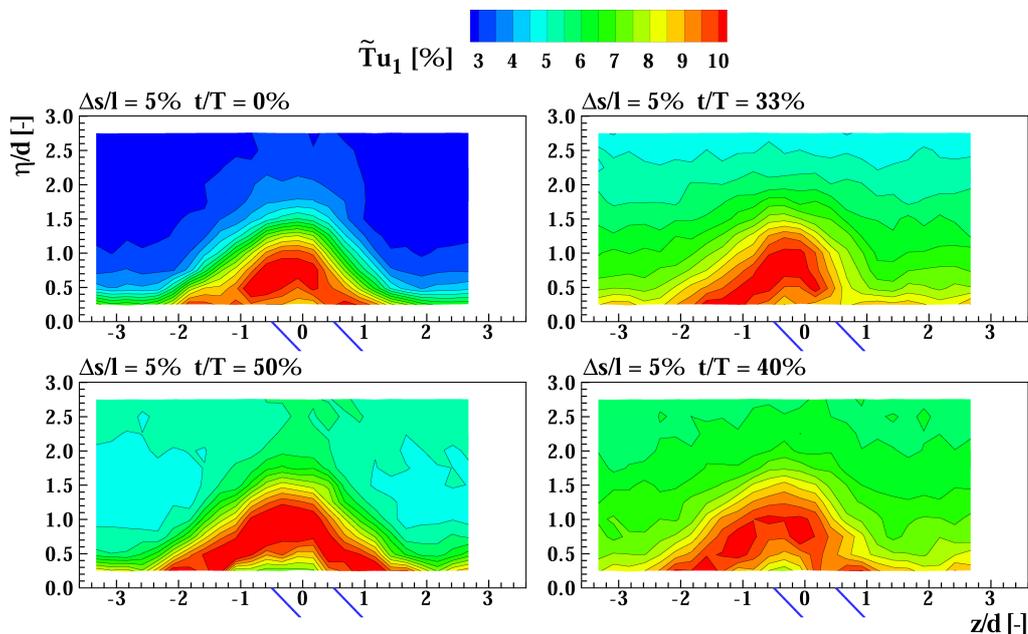


Bild 5.22 Phasengebundener Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit ($\tilde{T}u_1$) in der HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der druckseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Die Verteilung des auf die Zuströmgeschwindigkeit bezogenen phasengebundenen Turbulenzgrades für die Konfiguration AGTB-EIZ-B2 (Bild 5.22) zeigt eine ähnliche Verteilung wie die Konfiguration AGTB-EIZ-B1. Es deutet sich auch für die Konfiguration AGTB-EIZ-B2 bei $t/T = 0\%$ ein Turbulenzgürtel an, bei dem das umschlossene Gebiet geringerer Turbulenzintensität kleiner ist als bei der symmetrischen Anordnung. Dieser Turbulenzgürtel wird, wie schon vorher beschrieben, in den Scherschichten zwischen dem Rückströmgebiet und der Hauptströmung generiert. Die Erweiterung des Modells in Bild 5.20

um den Turbulenzgürtel (roter Bereich) bestätigt die Vermutung, dass sich auch bei lateraler Ausblasung der Strahl vom Profil abhebt und sich darunter ein Totwassergebiet bildet.

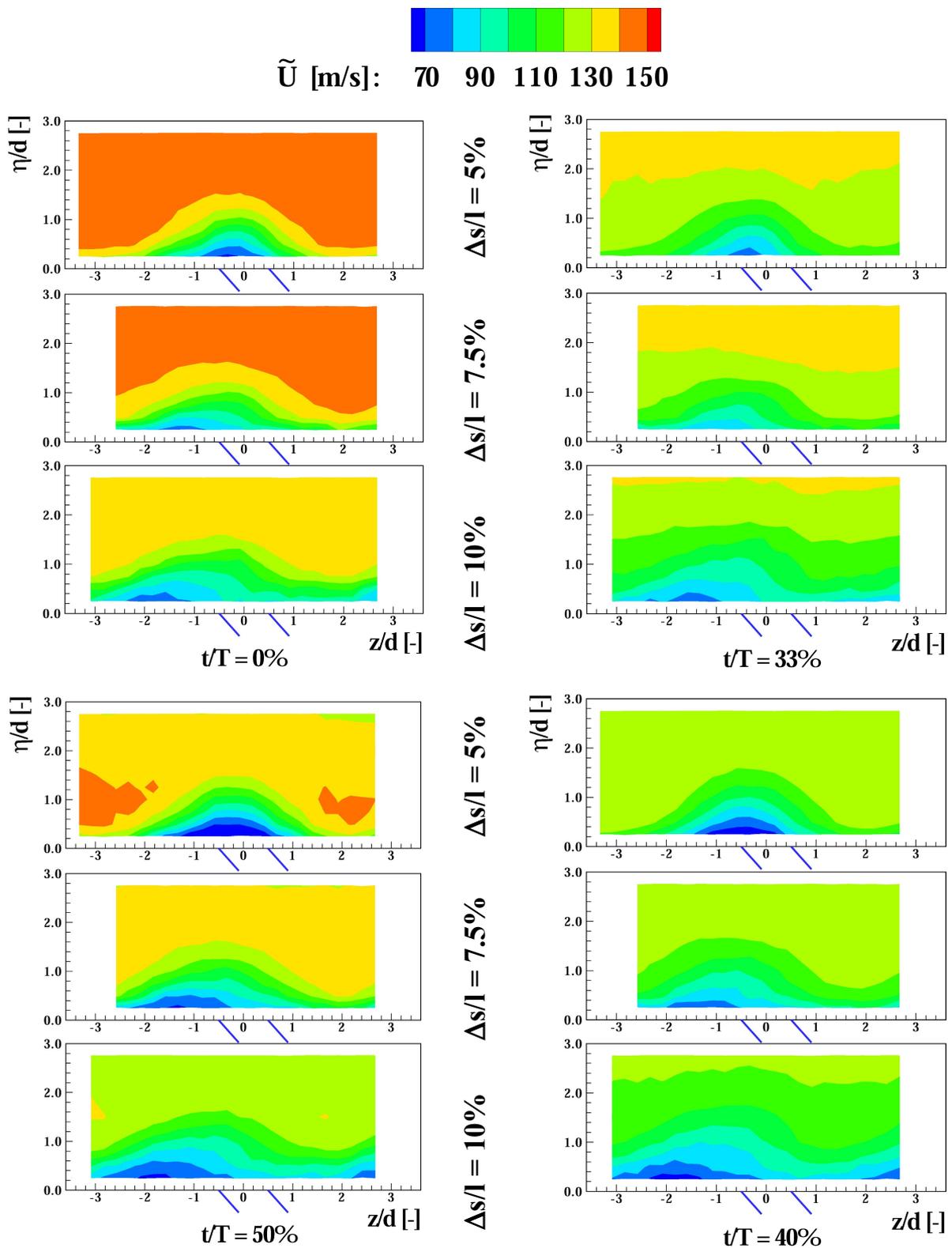


Bild 5.23 Phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung an der druckseitigen Vorderkante des AGTB-EIZ-B2 für vier charakteristische Zeitschritte innerhalb einer Stabperiode; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Mit dem Eintritt der Nachlaufdelle in die Messebene ($t/T = 33\%$) wird die wandnahe Zone hoher Turbulenz bei etwa $z/d = 0.7$ ausgelöscht, da die Hauptströmung um den Kühlstrahl herum beschleunigt wird. Die Verstärkung dieses Effekts tritt auf, weil der Kühlstrahl tiefer in die Hauptströmung eindringt und weiter vom Profil abhebt, was an der wandnormalen Verschiebung des oberen Bereichs des Turbulenzgürtels zu beobachten ist. Bei $t/T = 40\%$ hebt sich das vom Turbulenzgürtel eingeschlossene Gebiet geringer Turbulenz deutlicher ab, was darauf schließen lässt, dass sich aufgrund des weiter abgehobenen Kühlstrahls das Totwassergebiet vergrößert hat. Bei abschwimmender Nachlaufdelle ($t/T = 50\%$) ist der Kühlstrahl immer noch weiter von der Wand entfernt als bei $t/T = 0\%$, und der Turbulenzgürtel hat sich nun vollständig geschlossen.

Die Konfiguration AGTB-EIZ-B2 zeigt bei der phasengemittelten Strömungsgeschwindigkeit normal zur Messebene (Bild 5.23) sowohl in den Beträgen der Geschwindigkeit als auch in der Entwicklung des Strömungsfeldes in Strömungsrichtung ein sehr ähnliches Verhalten wie die Konfiguration AGTB-EIZ-B1. Jedoch verlagert sich der Bereich der minimalen Geschwindigkeit im Nachlauf des Totwassergebietes durch die laterale Komponente der Ausblasung in Ausblasungsrichtung. Unter dem Einfluss der Nachlaufdelle dehnt sich dieses Gebiet aus, da die geringere Geschwindigkeit der Hauptströmung weniger Energie zur Beschleunigung der Kühlluft und der Reenergetisierung des Totwassernachlaufs besitzt. In Strömungsrichtung ist für alle Zeitschritte eine starke laterale Mischung zu beobachten. Während bei $\Delta s/l = 5\%$ der Nachlauf der Ausblasung noch in die Hauptströmung eingebettet ist, wird bei $\Delta s/l = 10\%$ die gesamte Bohrungsteilung beeinflusst. Folglich bleibt festzuhalten, dass auch bei der lateralen Ausblasung an dieser Position nur ein sehr geringer Kühleffekt durch den Kühlstrahl zu erwarten ist.

5.5.2 Saugseitige Kühlluftausblasung unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung bei Unterimpulsausblasung

Zur Erläuterung der Phänomenologie des saugseitigen Strömungsfeldes im Nachlauf der Ausblasung, werden in Bild 5.24 analog zur Druckseite Ergebnisse bei periodisch instationärer Zuströmung den Ergebnissen bei stationärer Zuströmung gegenübergestellt. Verglichen werden Ω , U und Tu_1 für die saugseitige Messebene bei $\Delta s/l = 5\%$. In beiden Fällen zeigt die Rotation normal zur Messebene den für die Filmkühlung charakteristischen Nierenwirbel, der in unmittelbarer Profilnähe positioniert ist. Der Kühlstrahl liegt also zumindest zu diesem Zeitpunkt ($t/T = 0\%$) bei periodisch instationärer Zuströmung an der Profilloberfläche an, was im Wesentlichen auf die beschleunigte Hauptströmung stromab der saugseitigen Ausblasposition zurückzuführen ist. Die Geschwindigkeiten normal zur Messebene zeigen die langsamere Kühlluft eingebettet in die schnellere Hauptströmung zentral über der Ausblasposition. Da keine weiteren Wirbelsysteme und

Strömungsphänomene detektiert werden, ist der Kühlstrahl im Vergleich zur Druckseite relativ leicht zu lokalisieren. Die deutlich höheren Turbulenzintensitäten bei der stationären Messung beruhen auf dem für diesen Messaufbau mit 5% doppelt so großen Zuströmturbulenzgrad⁴³.

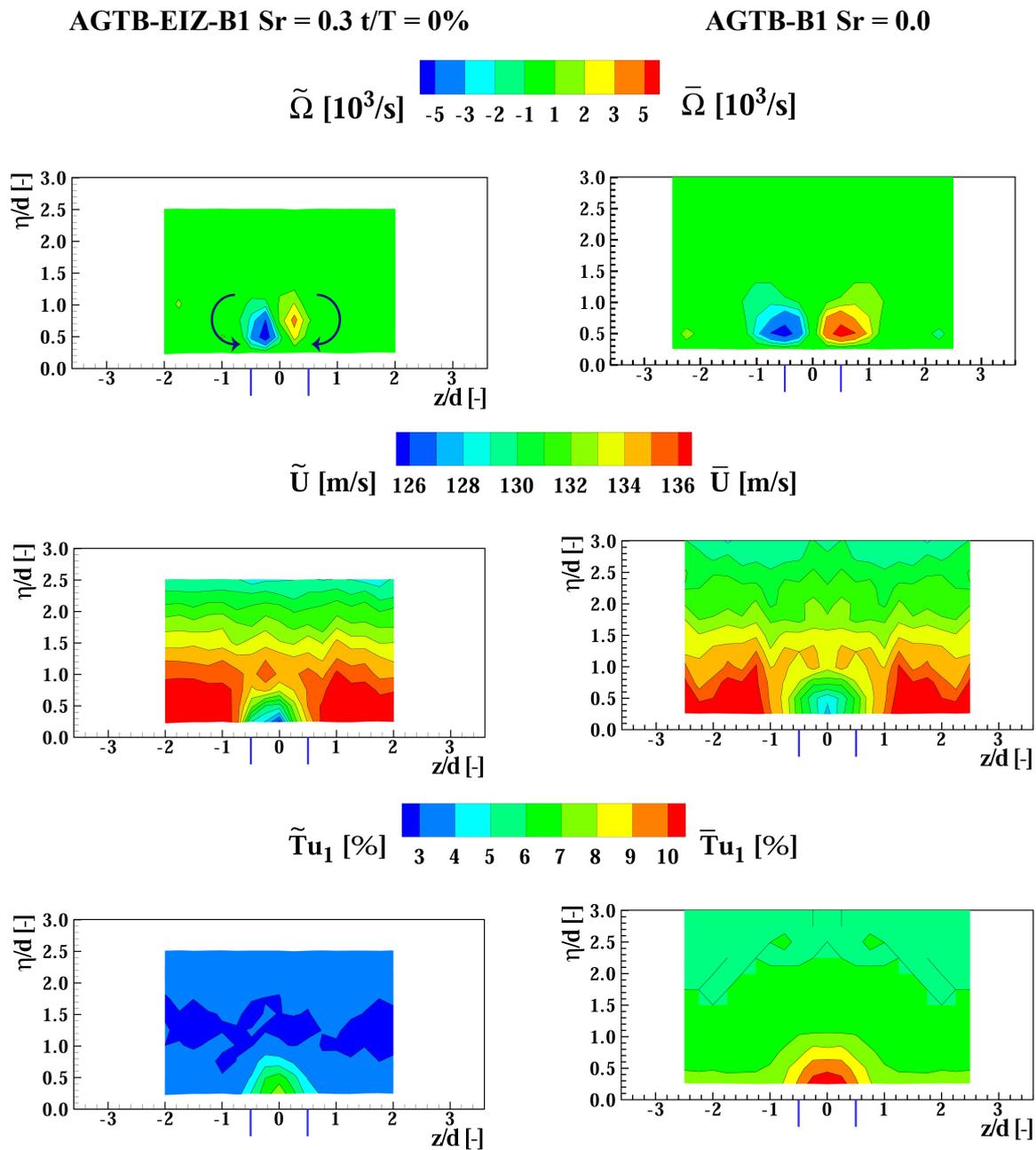


Bild 5.24 Vergleich der Strömungsbilder bei periodisch instationärer und stationärer Zuströmung in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante der Turbinengitter AGTB-EIZ-B1 und AGTB-B1; $M = 0.7$

⁴³ Die für den Einbau des EIZ benötigte Verengung der Zuströmdüse auf 176 mm bewirkt eine Reduktion des Zuströmturbulenzgrades.

Bei stationärer Zuströmung zeigt sich in allen Darstellungen eine größere Ausdehnung des Kühlstrahls, obwohl für beide Messungen eine mittlere Ausblasrate von $M = 0.7$ eingestellt wurde. Die Bestimmung des Ausblasmassstromes wird in der Zuführung zum Schaufelplenum durchgeführt, sodass sich auch für die Messung bei periodisch instationärer Zuströmung ein Wert ergibt, der zeitlich und über alle druck- und saugseitigen Bohrungen gemittelt ist. Bei der Kalibrierung zur Bestimmung der Massestromverteilung auf Druck- und Saugseite (vgl. Bild 4.1) wurde kein signifikanter Unterschied zum stationären Fall detektiert. Aus diesem Grund handelt es sich wahrscheinlich um einen instationären Effekt, der durch die periodisch instationäre Zuströmung hervorgerufen wird. Insgesamt ist das Gebiet, das durch die Kühlluft einblasung beeinflusst wird, deutlich kleiner als im Nachlauf der druckseitigen Ausblasung.

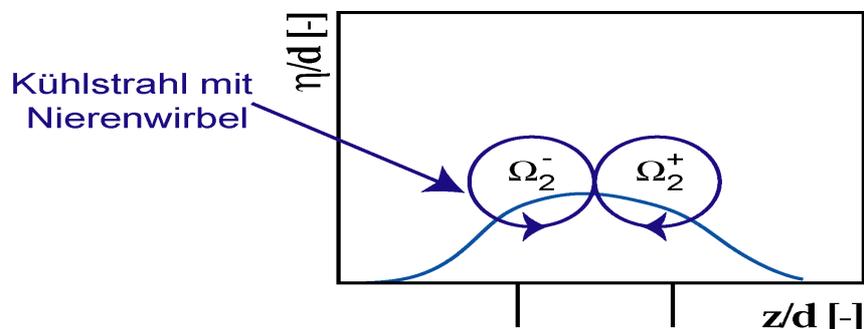


Bild 5.25 Schematisierte Darstellung des Strömungsbildes in den saugseitigen Messebenen des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1 zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$

Aus der Übereinstimmung der Strömungsfelder zwischen zwei Nachlaufdüsen bei periodisch instationärer Zuströmung und bei stationärer Zuströmung lässt sich die schematisierte Darstellung des Strömungsbildes am Beginn einer Stabperiode ($t/T = 0\%$) in Bild 5.25 ableiten. Der an der Profilloberfläche anliegende Kühlstrahl wird von dem Nierenwirbel umschlossen. Mit dieser modellhaften Vorstellung lassen sich die instationären Effekte leichter erläutern.

In Bild 5.26 ist die phasengemittelte Rotation normal zur saugseitigen Messebene bei $\Delta s/l = 5\%$ und einer Ausblasrate von $M = 0.7$ für vier charakteristische Zeitpunkte dargestellt. Zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ befindet sich die Nachlaufdüse unmittelbar vor dem Eintritt in die saugseitigen Messebenen (vgl. Bild 5.9). Der Nierenwirbel hat eine Ausdehnung von anderthalb Bohrungsdurchmessern. Beim Eintritt der Nachlaufdüse in die Messebene dehnt sich der Nierenwirbel auf fast drei Bohrungsdurchmesser aus. Zu diesem Zeitpunkt ($t/T = 28\%$) befindet sich das Geschwindigkeitsminimum auf der saugseitigen Ausblasposition. Wenn sich die Nachlaufdüse auf die druckseitige Ausblasposition verschoben hat ($t/T = 33\%$), sinkt das Niveau der Rotation bei gleichbleibender Ausdehnung des Nierenwirbels. Bei abschwimmender Nachlaufdüse ($t/T = 45\%$) bricht der Nierenwirbel fast zusammen, die Ausdehnung beträgt nur noch einen Bohrungsdurchmesser. Da die

Nachlaufdüse die Messebene zu diesem Zeitpunkt bereits verlassen hat, kann dieses Phänomen nicht auf die unmittelbare Einwirkung der Nachlaufdüse auf den Kühlstrahl zurückgeführt werden.

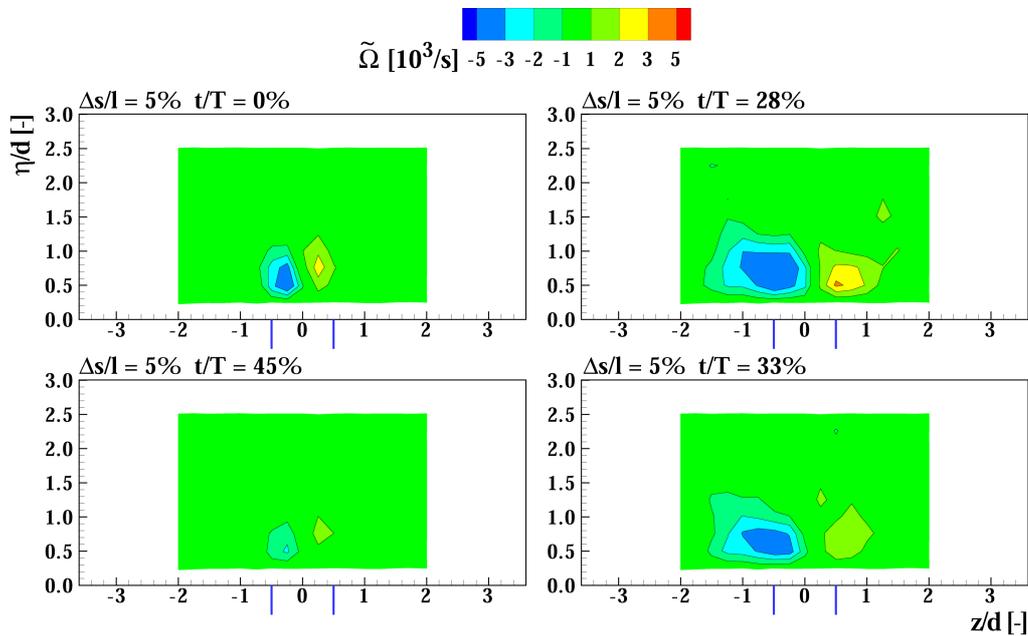


Bild 5.26 Phasengemittelte Rotation normal zur HDA - Messebene ($\tilde{\Omega}$) $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

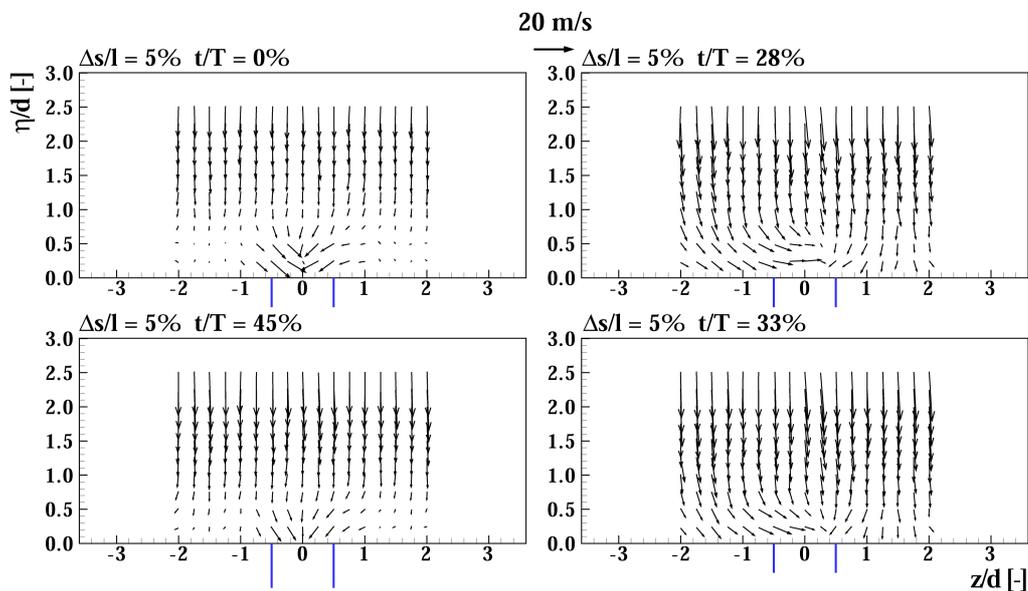


Bild 5.27 Strömungsvektoren (\tilde{V} , \tilde{W} - Geschwindigkeitskomponenten) in der HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

In Bild 5.27 sind die entsprechenden phasengemittelten Geschwindigkeitskomponenten in der Messebene dargestellt. Anders als auf der Druckseite scheint die Strömung hier in Richtung

der Profilloberfläche ($\eta/d = 0.0$) gerichtet zu sein. Auf der Saugseite sind wie auf der Druckseite die Messebenen zwar orthogonal zur Profilloberfläche, aber aufgrund der Stromlinienkrümmung im Gittereintritt nicht orthogonal zur Strömung. Aufgrund der Strömungswinkeländerung in der Nachlaufdüse zeigen die Vektoren bei $t/T = 28\%$ und 33% größere Geschwindigkeitskomponenten in Richtung der Profilloberfläche. Die Einhaltung der Kontinuitätsgleichung erzwingt eine Umlenkung der Strömung in Wandnähe, jedoch ist diese Änderung nicht für das Zusammenbrechen des Nierenwirbels bei $t/T = 45\%$ verantwortlich. Die Zuströmwinkeländerung verstärkt den Effekt, dass durch die Drehrichtung der Nierenwirbel Heißgas unter den Kühlstrahl transportiert und damit die Kühlwirkung reduziert wird. Die Nachlaufdüse bewirkt somit einen kurzzeitigen Anstieg der Fluidtemperatur in Wandnähe.

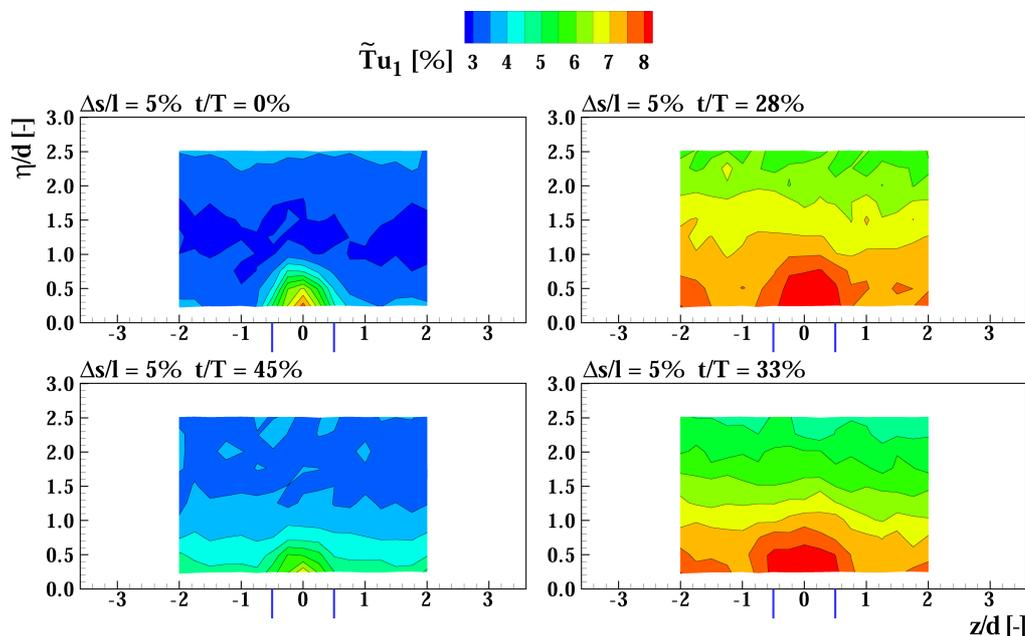


Bild 5.28 Phasegebundener Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit (\tilde{u}_1) in der HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Der auf die Zuströmgeschwindigkeit bezogene phasegebundene Turbulenzgrad (Bild 5.28) bietet eine gute Möglichkeit, die Konturen des Kühlstrahls und damit seine Ausdehnung zu detektieren. In der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ hebt sich bei $t/T = 0\%$ der in die Hauptströmung eingebettete Kühlstrahl mit einer Ausdehnung von anderthalb Bohrungsdurchmessern in lateraler Richtung ab. Zum Zeitpunkt $t/T = 28\%$ ist die Turbulenzintensität durch die Nachlaufdüse deutlich gestiegen. Vor allem der Kühlstrahl zeigt einen ausgeprägten Turbulenzkern. Dieser Effekt ist auch bei $t/T = 33\%$ zu detektieren, und der Kühlstrahl schwillt bis zu diesem Zeitpunkt auf zwei Bohrungsdurchmesser an. Danach zieht er sich wieder zusammen, sodass er zum Zeitpunkt $t/T = 45\%$ eine geringere Ausdehnung als zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ aufweist. Die Nachlaufdüse verursacht scheinbar eine Reduktion des

saugseitigen Kühlluftmassestromes, da keine zusätzliche laterale Mischung der Kühlluft zu erkennen ist. Zudem hat sich auch die Turbulenzintensität im Kühlstrahl massiv reduziert. Der Zusammenbruch der Nierenwirbel (Bild 5.26) ist folglich auf eine reduzierte Ausblasrate zurückzuführen.

Die an den Rändern der Messebene ($z/d = \pm 2.0$) in Wandnähe auftretenden Gebiete erhöhter Turbulenz werden nicht durch benachbarte Kühlstrahlen produziert. Unmittelbar neben dem Kühlstrahl ergeben sich, durch die beschleunigte Umströmung des von der Hauptströmung als Hindernis empfundenen Kühlstrahls, Gebiete mit Übergeschwindigkeit. In diesen Gebieten nimmt die Turbulenzintensität ab. Im Bereich der halben Bohrungsteilung ($z/d = \pm 2.5$) ist dieser Effekt geringer ausgeprägt, woraus sich eine höhere Turbulenz ergibt.

In Bild 5.29 ist die phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit \tilde{U} für die saugseitigen Messebenen dargestellt. Die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem Kühlstrahl und der Hauptströmung beträgt bei $\Delta s/l = 5\%$ 13 m/s; das entspricht einem Geschwindigkeitsdefizit von 10%, und ist damit wesentlich kleiner als auf der Druckseite. Es bildet sich kein Totwasser, das wieder reenergetisiert werden muss, und der geringere Ausblasmassstrom der Saugseite kann von der Hauptströmung leichter beschleunigt werden. Zudem erfährt die saugseitige Strömung eine starke Beschleunigung, da ihr durch die Profilgeometrie an der Vorderkante ein großer negativer Druckgradient aufgeprägt wird. Die Beschleunigung zeigt sich in den stark unterschiedlichen Geschwindigkeitsniveaus der drei Messebenen. Durch die starke laterale Mischung des Kühlstrahls stromab, lassen sich in der Messebene $\Delta s/l = 10\%$ nur noch geringe Geschwindigkeitsgradienten detektieren.

Zum Zeitpunkt $t/T = 28\%$ wird der Kühlstrahl bei $\Delta s/l = 5\%$ erkennbar größer. Er hat nun eine Ausdehnung in lateraler und wandnormaler Richtung von etwa zwei Bohrungsdurchmessern. Auch in den weiter stromab gelegenen Messebenen ist ein Anschwellen des Kühlstrahls unter dem Einfluss der Nachlaufdüse feststellbar. Wenn sich das Zentrum der Nachlaufdüse in Richtung Druckseite bewegt hat ($t/T = 33\%$), bleibt die Ausdehnung des Kühlstrahls nahezu unverändert. Hat sich die Nachlaufdüse vollständig aus den saugseitigen Messebenen entfernt ($t/T = 45\%$), ist eine fast vollständige Auslöschung des Kühlstrahls zu beobachten.

Diese Ausdehnung des Kühlstrahls unter dem Einfluss der Nachlaufdüse, sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite, korreliert mit den Beobachtungen von Seo et al. (1999) und Rivir et al. (1997). Dieses Phänomen spiegelt sich in den weiter stromab gelegenen Messebenen kaum wieder, da die dort zu findenden geringen Geschwindigkeitsgradienten durch die Nachlaufdüse weiter reduziert werden.

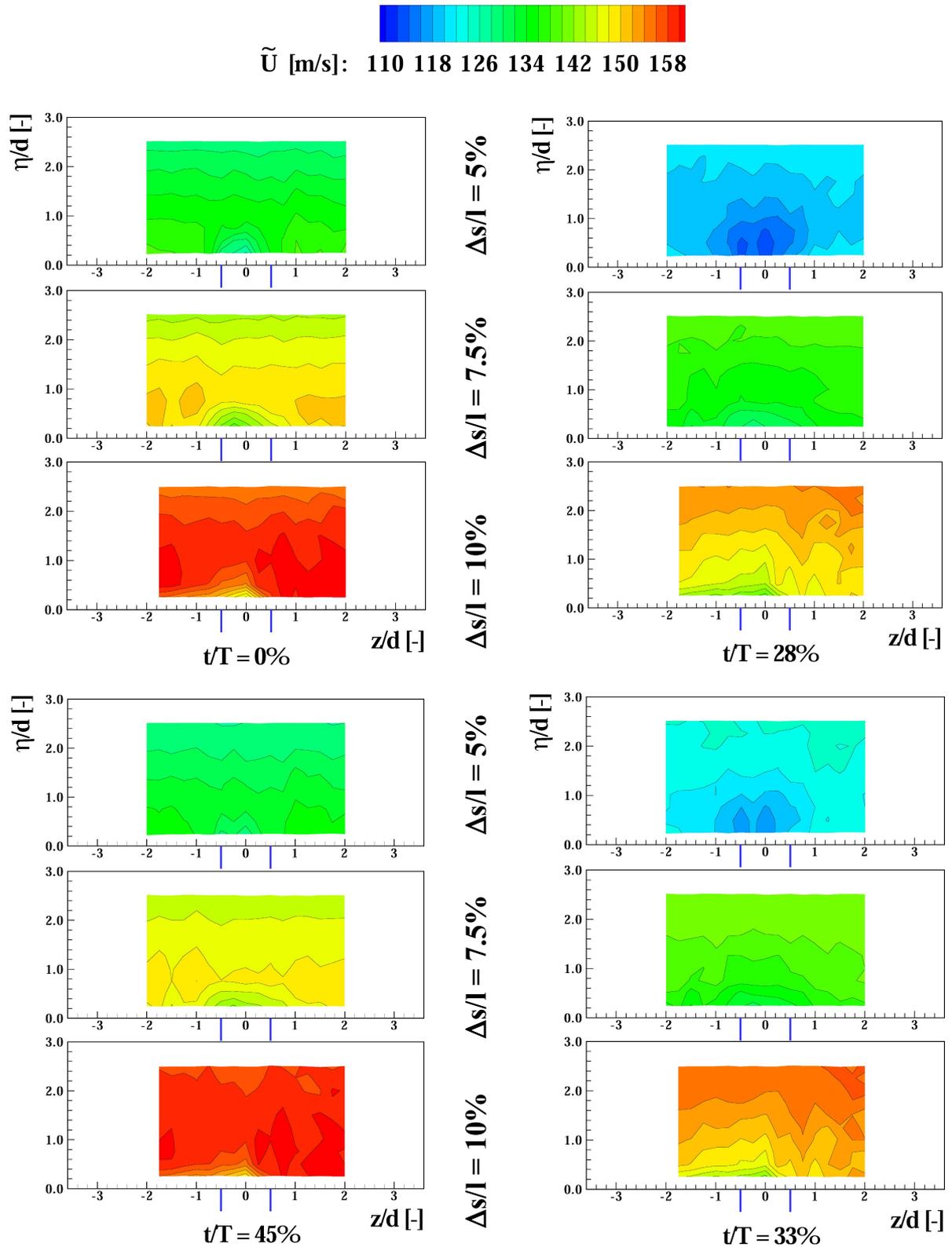


Bild 5.29 Phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung \tilde{U} an der saugseitigen Vorderkante des AGTB-EIZ-B1 für vier charakteristische Zeitschritte innerhalb einer Stabperiode; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Das periodische An- und Abswellen des Kühlstrahls weist eindeutig auf einen Zusammenhang mit der periodisch instationären Zuströmung hin. Die Wirkungsweise des bereits angesprochenen Minderimpulses beziehungsweise des Totaldruckdefizits in der Nachlaufdüse lässt sich anschaulicher mit dem in der Literatur vielfach verwendeten Begriff des „Negative Jet“ (Schulte 1995) erläutern. Die in Bild 5.30 dargestellten sogenannten Störgeschwindigkeitsvektoren ergeben sich aus der vektoriellen Differenz der lokalen phasengemittelten Geschwindigkeit und des lokalen zeitlichen Mittelwerts der Geschwindigkeit im gesamten Strömungsfeld. Für einen mit der Strömung mitbewegten Beobachter wird im Bereich der Nachlaufdüse Masse entgegen der Zuströmrichtung transportiert. Dieser „Strahl“ in die „negative Zuströmrichtung“ wird als „Negative Jet“ bezeichnet.

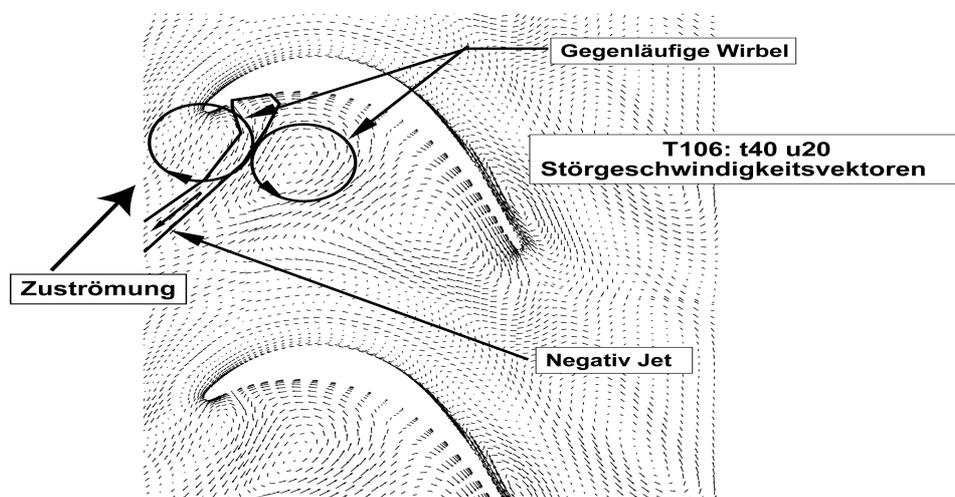


Bild 5.30 Die Wirkung der Nachlaufdüse als „Negative Jet“ (Quelle: Cardamone 2002)

Wird diese Betrachtung auf das vorliegende Problem der Filmkühlung übertragen, erzeugt eine zentral auf der Ausblasbohrung positionierte Nachlaufdüse eine Sogwirkung auf die austretende Kühlluft. Die Kühlluft wird durch die Wirkung der Nachlaufdüse mit dem „Negative Jet“ weiter in die Hauptströmung katapultiert, als das bei ungestörter Zuströmung der Fall ist. Durch die periodische Änderung der Zuströmung ergibt sich das beobachtete periodische An- und Abswellen des Kühlstrahls.

Neben der Beeinflussung des Austrittsverhaltens aus der Bohrung wird durch diesen Effekt auch die Trajektorie des Kühlstrahls durch die Nachlaufdüse verändert. Die modellhafte Vorstellung der Umströmung des Kühlstrahls durch die Hauptströmung, wie sie in Bild 5.31 dargestellt ist, erzeugt eine Druckverteilung auf der Mantelfläche des Strahls. Diese ist der Druckverteilung eines umströmten Zylinders ähnlich. Die Hauptströmung wird beim Auftreffen auf den Strahl abgebremst und bildet staupunktartige Zonen. Entlang von Stromlinien wird die Hauptströmung, unter Abnahme des statischen Drucks, um den Strahl

herum beschleunigt. Durch die resultierenden Druckkräfte wird der Strahl umgelenkt und in die Hauptströmungsrichtung gezwungen.

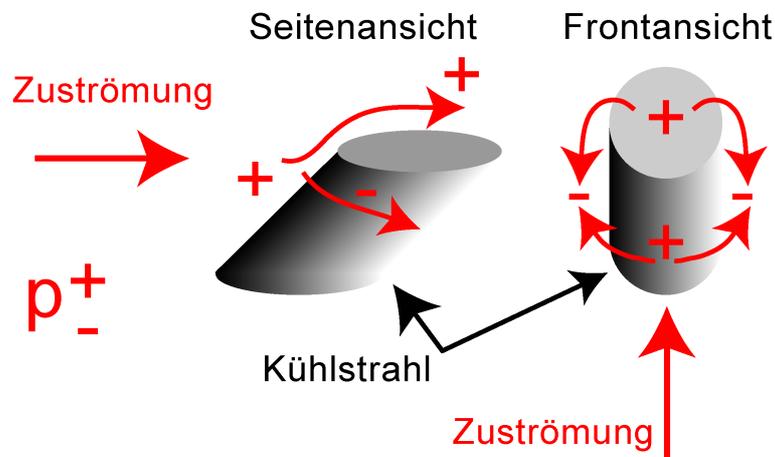


Bild 5.31 Modellvorstellung über die Druckverteilung an einem Kühlstrahl bei Einblasung in eine Querströmung

Diese Umlenkung des Kühlstrahls bewirkt, dass sich die Kühlluft vom Austritt der Bohrung bis zum anliegenden Kühlstrahl auf stark gekrümmten Stromlinien bewegt. Bei der Betrachtung des Kräftegleichgewichts eines Fluidteilchens auf einer solchen Stromlinie (Bild 5.32), ergibt sich der Zusammenhang zwischen den resultierenden Druckkräften und der Zentrifugalkraft

$$\frac{\delta p}{\delta R} = \frac{\rho \cdot c^2}{R} \quad (\text{Gl. 5.1}).$$

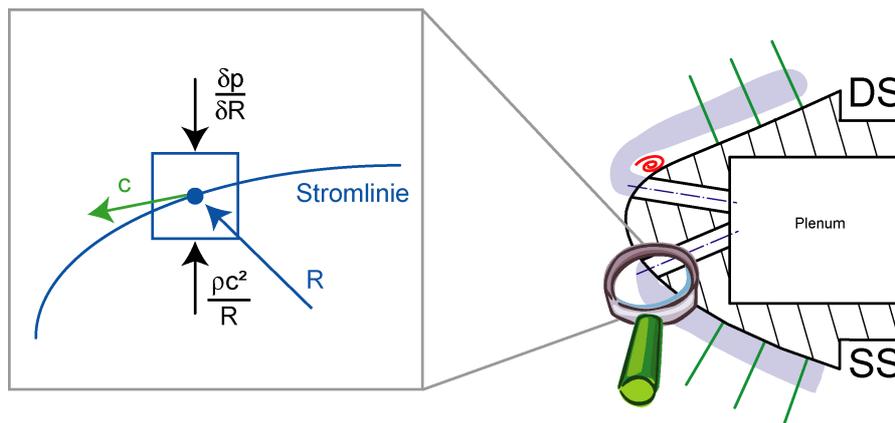


Bild 5.32 Kräftegleichgewicht an einem Fluidteilchen auf einer gekrümmten Stromlinie

Wenn die Nachlaufdüse mit dem ihr inhärenten Totaldruckdefizit auf den Kühlstrahl trifft, wird der von der Hauptströmung auf den Kühlstrahl aufgeprägte Druck und damit der Term der resultierenden Druckkraft in Gleichung 5.1 kleiner. Das Kräftegleichgewicht wird wieder hergestellt, indem sich das Fluidteilchen auf eine Stromlinie mit einem größeren Radius R

begibt. Vereinfacht gesagt entfernt sich der Kühlstrahl weiter von der Profilloberfläche. Wenn sich die Nachlaufdüse zum Zeitpunkt $t/T = 28\%$ zentral auf der saugseitigen Ausblasposition befindet, führt dies zu einem geringeren Gegenimpuls für die aus der Bohrung austretende Kühlluft. Somit dringt die Kühlluft mit ihrem zunächst als konstant angenommenen Impuls tiefer in die Hauptströmung ein. Durch das erst später eintretende Kräftegleichgewicht, wird die Umlenkung in Strömungsrichtung in einer größeren Entfernung von der Ausblasstelle realisiert. Schwimmt die Nachlaufdüse wieder ab, wird der Impuls der ungestörten Hauptströmung der Ausblasung dem Kühlstrahl wieder aufgeprägt. Ob sich dabei kurzzeitig ein größerer Ausblasmassstrom ergibt, muss mit weiteren Messmethoden geklärt werden, da dieser im vorliegenden Fall mit der Messblende nur im zeitlichen Mittel für Druck- und Saugseite zusammen bestimmt werden kann.

Dieser Effekt wirkt sich zuerst auf die saugseitige Ausblasposition aus ($t/T = 28\%$), was das Anschwellen des saugseitigen Kühlstrahls zur Folge hat. Anschließend ist der Effekt an der druckseitigen Ausblasposition erkennbar (ca. $t/T = 33\%$). Zum Zeitpunkt $t/T = 33\%$ wächst der Impuls der Hauptströmung im Bereich der saugseitigen Ausblasposition wieder an, sodass der saugseitige Kühlstrahl wieder zurückgedrängt wird. Warum der saugseitige Strahl erst bei $t/T = 45\%$ seine minimale Ausdehnung erreicht, kann an dieser Stelle noch nicht abschließend geklärt werden. Dazu bedarf es einer weiteren Analyse der Interaktionen zwischen druck- und saugseitiger Ausblasung über das Plenum.

Bei der Ausblaskonfiguration mit lateral angestellten Bohrungen wird, wie schon auf der Druckseite gezeigt, eine Drehrichtung durch die laterale Komponente der Ausblasung bevorzugt während die Andere gehemmt wird. Wie in Kapitel 5.2 beschrieben, ist neben dem dominanten Wirbelast der zweite Wirbelast kaum zu detektieren. Somit ist im Bereich des saugseitigen Kühlstrahls am AGTB-EIZ-B2 das in Bild 5.33 dargestellte Strömungsschema zu erwarten. Der positive Ast des Wirbels wird relativ schwach oder gar nicht zu detektieren sein.

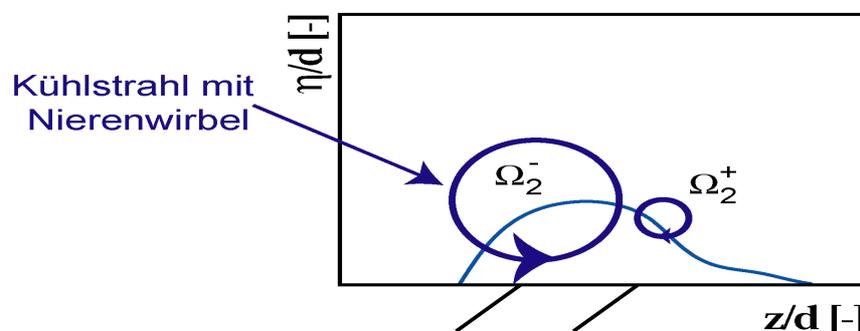


Bild 5.33 Schematisierte Darstellung des Strömungsbildes in den saugseitigen Messebenen des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2 zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$

In Bild 5.34 ist die phasengemittelte Rotation normal zur saugseitigen Messebene $\Delta s/l = 5\%$ am AGTB-EIZ-B2 dargestellt. Wie erwartet zeigt sich zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ der negative Wirbelast des Nierenwirbels ($z/d = -1.0$) als dominant. Jedoch ist an der Position des positiven Astes des Nierenwirbels ($z/d = 0.25$) ein zweiter negativ drehender Wirbel zu erkennen.

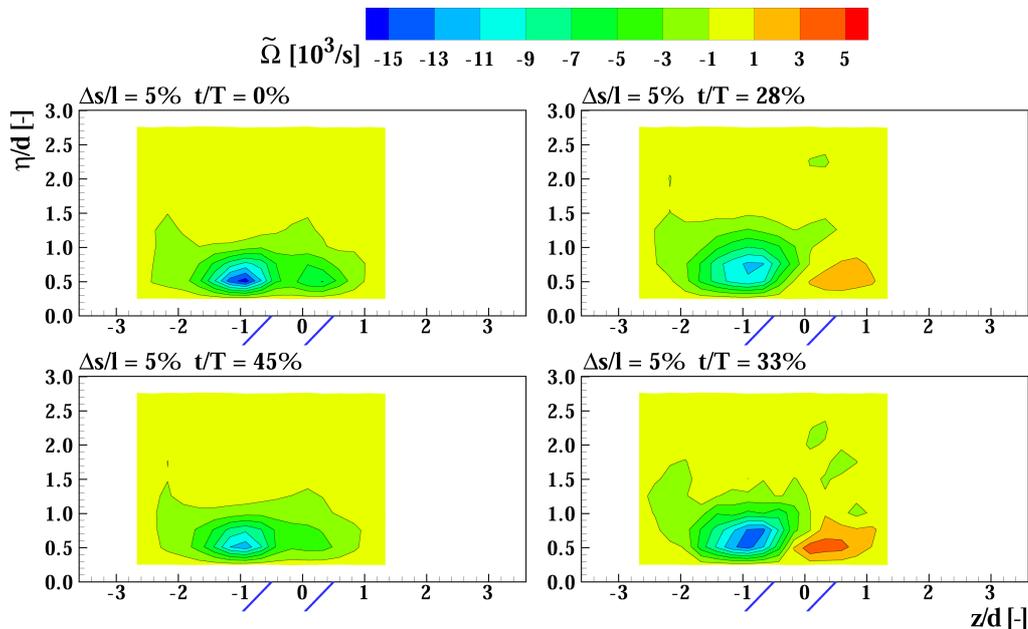


Bild 5.34 Phasengemittelte Rotation ($\tilde{\Omega}$) normal zur HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Der auf die Zuströmgeschwindigkeit bezogene Turbulenzgrad in Bild 5.35 zeigt eine erhöhte Turbulenzintensität an der Position des zweiten Wirbels. Bei Unterimpulsausblasung wird nicht der ganze Austrittsquerschnitt der Bohrung durchströmt (York et al. 2002_a), sodass der größte Teil des Ausblasmassstromes die Bohrung über den hinteren, linken Bereich verlässt. In diesem Gebiet wird auch der dominante Wirbelast detektiert. Der zweite Wirbel wird wahrscheinlich durch die Hauptströmung induziert. Diese taucht in den Teil der Bohrung durch den kein Ausblasmassstrom austritt ein und erhält somit einen Drall. Sowohl die Rotation als auch die Turbulenzverteilung zeigt die laterale Position des Kühlstrahls bei $z/d = -1.0$, der danach entgegen der Ausblasrichtung verschoben ist. Durch die laterale Ausblasrichtung ergibt sich am Kühlstrahl kein symmetrisches Druckfeld, wie es in Bild 5.31 dargestellt ist, vielmehr bildet sich eine Luv- und eine Leeseite. Durch die stärkere Verdrängungswirkung auf der Luvseite ergibt sich, wie auf der Saugseite eines Profils ein geringerer Druck als auf der Leeseite. Durch diesen Druckunterschied wird der Kühlstrahl entgegen der Ausblasrichtung verschoben.

Unter dem Einfluss der Nachlaufdüse ($t/T = 28\%$) wird auch der positive Ast des Nierenwirbels detektiert und der negative Ast dehnt sich aus. Bei $t/T = 33\%$ erhöht sich die

Rotation weiter. Bei abgeschwommener Nachlaufdelle ($t/T = 45\%$) verschwindet der positive Wirbelast wieder und es wird der zweite negativ drehende Wirbel mit geringerer Rotation als zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ detektiert. Es ist also auch für die Konfiguration AGTB-EIZ-B2 ein periodisches An- und Abschwollen des Kühlstrahls beim Durchlauf einer Nachlaufdelle zu beobachten. Wenn sich die Nachlaufdelle mit ihrer Wirkung als „Negative Jet“ auf der Ausblaspforte befindet, wird ein größerer Bereich der Bohrungsöffnung mit Kühlluft durchströmt. Aufgrund des relativ größeren Impulses der Kühlluft, wird auch der positive Ast des Nierenwirbels generiert.

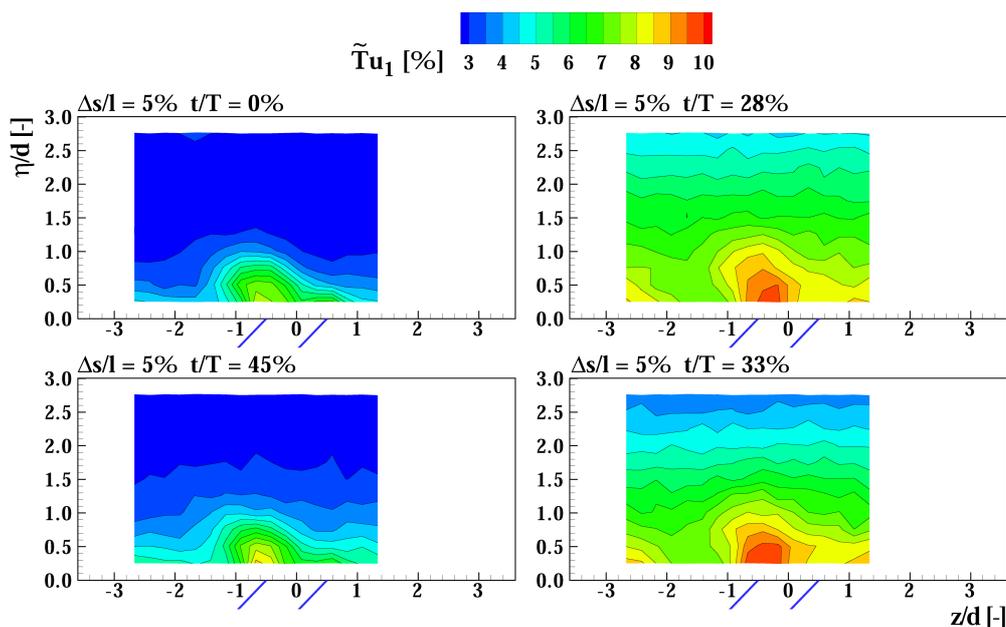


Bild 5.35 Phasengebundener Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit (\tilde{u}_1) in der HDA - Messebene $\Delta s/L=5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

Die Turbulenzverteilung (Bild 5.35) weist unter dem Einfluss der Nachlaufdelle ($t/T = 28\%$) ein Gebiet sehr hoher Turbulenzintensität auf, das sich zentral über der Ausblaspforte in direkter Profilmähe befindet. Erst bei abgeschwommener Nachlaufdelle ($t/T = 45\%$) stellt sich der Zustand wie zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ wieder ein. Dabei zeigt sich kein Einbruch des Kühlstrahls, wie es bei abschwimmender Nachlaufdelle für die Konfiguration AGTB-EIZ-B1 zu beobachten war.

5.5.3 Saugseitige Kühlluftausblasung unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung bei Überimpulsausblasung

Die Ungleichverteilung der Kühlluft zwischen Druck- und Saugseite bewirkt auf der Saugseite eine Ausblasung mit deutlichem Unterimpuls (Bild 4.1), wenn gleichzeitig etwa mit Gleichimpuls ($M = 1$) auf der Druckseite ausgeblasen wird. Daher wurden auf der Saugseite

zusätzliche Messungen mit einer mittleren Ausblasrate von $M = 1.5$ durchgeführt. Die phasengemittelte Rotation senkrecht zur Messebene $\Delta s/l = 5\%$ in Bild 5.38 zeigt einen ausgeprägten Nierenwirbel mit einer lateralen Ausdehnung von vier Bohrungsdurchmessern und einer wandnormalen Ausdehnung von zweieinhalb Bohrungsdurchmessern. Über die gesamte Stabperiode sind nur geringe Änderungen in der Ausdehnung sowie in der Stärke der Rotation festzustellen.

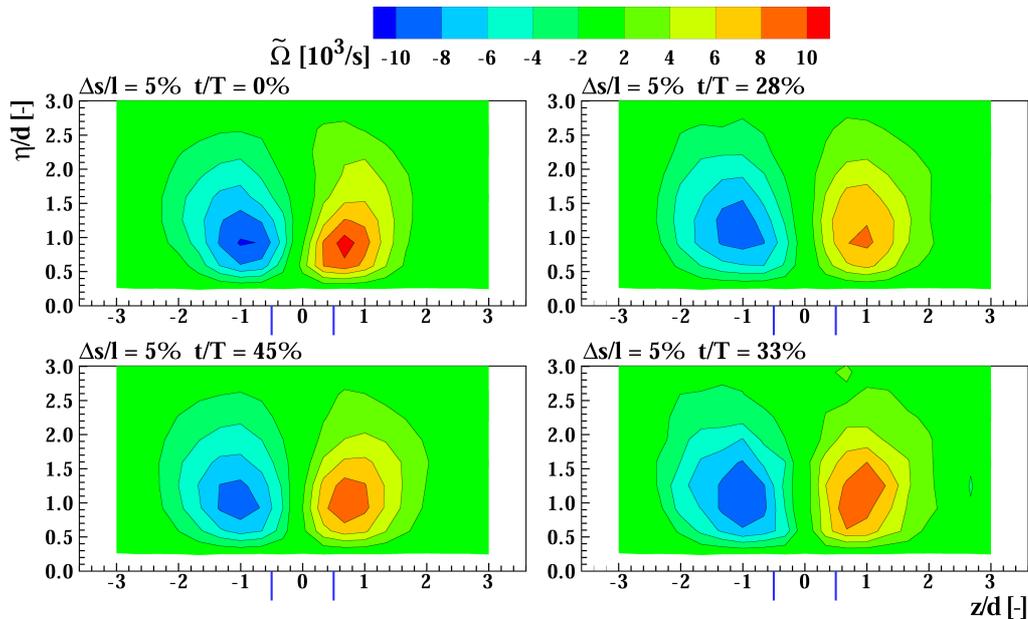


Bild 5.36 Phasengemittelte Rotation ($\tilde{\Omega}$) normal zur HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

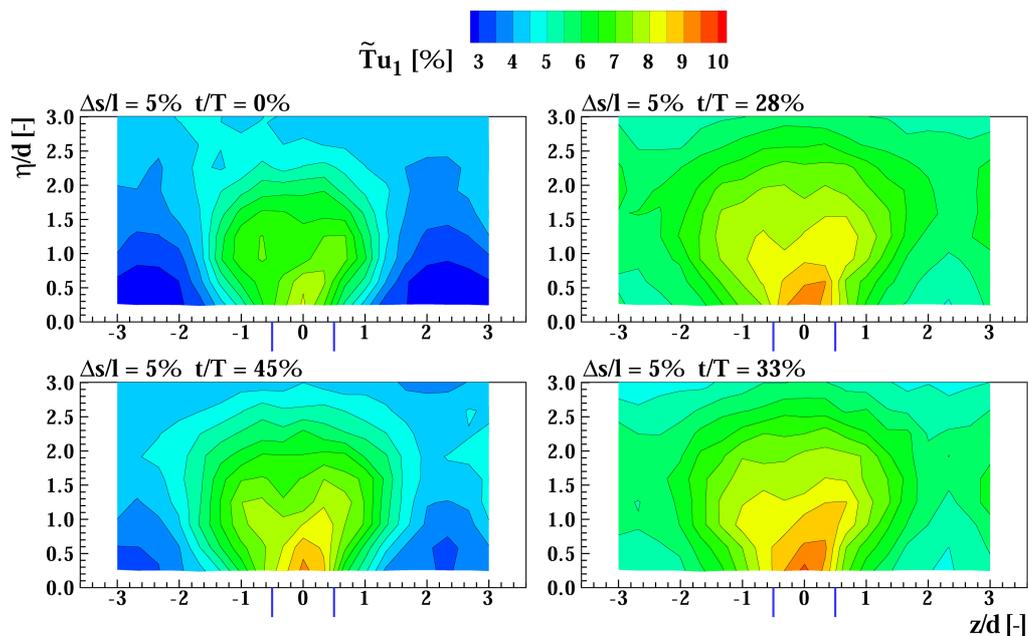


Bild 5.37 Phasengebundener Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit (\tilde{Tau}_1) in der HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

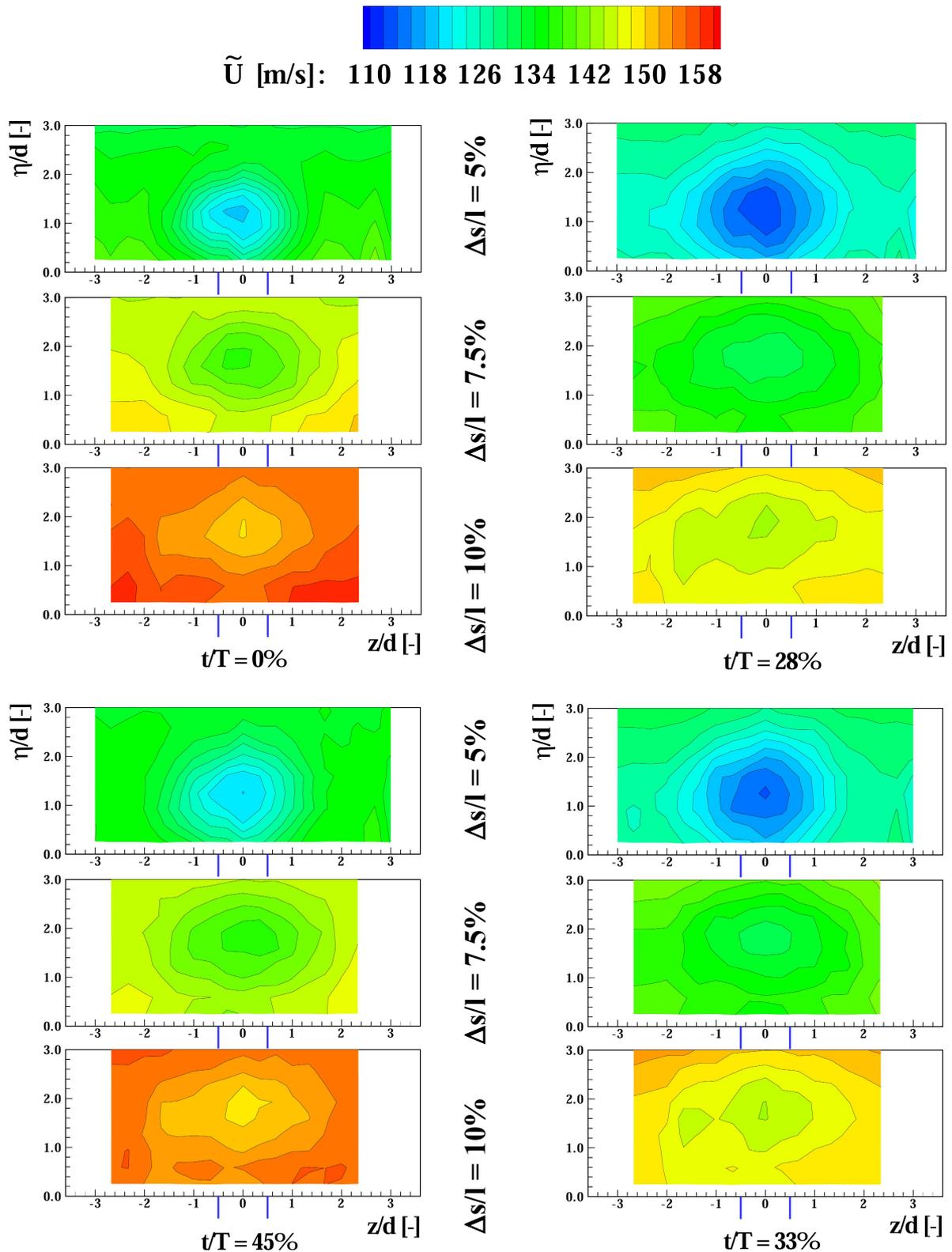


Bild 5.38 Phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung \tilde{U} an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1 für vier charakteristische Zeitschritte innerhalb einer Stabperiode; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

Erst die Analyse des auf die Zuströmgeschwindigkeit bezogenen phasengebundenen Turbulenzgrades (Bild 5.37) zeigt einen deutlichen Einfluss der Nachlaufdele. Neben dem

Anstieg des Turbulenzgrades im gesamten Strömungsfeld dehnt sich der Kühlstrahl vor allem in lateraler Richtung weiter aus. Bei $t/T = 0\%$ erstreckt sich der Kühlstrahl bis zu maximal vier Bohrungsdurchmessern. Wenn sich die Nachlaufdüse in der Messebene befindet ($t/T = 28\%$; $t/T = 33\%$), berühren sich die Flanken der benachbarten Kühlstrahlen, sodass eine gegenseitige Beeinflussung nicht mehr ausgeschlossen werden kann. Die deutliche Erhöhung des Turbulenzgrades im Kühlstrahl muss auf eine erhöhte Turbulenzproduktion innerhalb der Bohrung zurückgeführt werden (vgl. Leylek und Zerkle 1993).

Der im Vergleich zur Ausblasung mit $M = 0.7$ wesentlich größere Kühlstrahl stellt für die Hauptströmung ein größeres Hindernis mit einer stärkeren Verdrängungswirkung dar. Deshalb wird die Hauptströmung bei der Umströmung der Kühlstrahlen stärker beschleunigt und es bilden sich Gebiete mit Übergeschwindigkeit im Bereich der halben Bohrungsteilung ($z/d = \pm 2.5$). Diese sind in der Darstellung der phasengemittelten Strömungsgeschwindigkeit normal zur Messebene $\Delta s/l = 5\%$ bei $t/T = 0\%$ gut sichtbar (Bild 5.38). Die steigende Beschleunigung in diesem Bereich bei steigender Ausblasrate deckt sich mit dem Ergebnis der Profildruckverteilungsmessung in Bild 5.7. Da die Profildruckbohrungen auf der halben Bohrungsteilung positioniert sind, wird der Effekt mit dieser Messtechnik ebenfalls erfasst. Die Beschleunigung der Strömung führt wiederum zu geringerer Turbulenzintensität, was sich für alle Zeitpunkte in Bild 5.37 an den wandnahen Zonen zwischen zwei Kühlstrahlen erkennen lässt. Bei abschwimmender Nachlaufdüse ($t/T = 45\%$) ist die Ausdehnung des Kühlstrahls für die Überimpulsausblasung, im Gegensatz zur Unterimpulsausblasung, größer als zu Beginn der Stabperiode ($t/T = 0\%$).

Die phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit normal zu der Messebene \tilde{U} (Bild 5.38) zeigt in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ bei $t/T = 0\%$ das Geschwindigkeitsminimum des Strahlkerns bei einem Wandabstand von $\eta/d = 1.25$. In der Messebene $\Delta s/l = 7.5\%$ hat sich das Zentrum des Kühlstrahls um einen halben Bohrungsdurchmesser von der Profilloberfläche entfernt. Das Geschwindigkeitsdefizit im Kühlstrahl ist mit etwa 16% größer als bei $M = 0.7$ (Bild 5.17), da ein größerer Kühlluftmassenstrom von der Hauptströmung umgelenkt und beschleunigt werden muss. Da der Kühlstrahl in den Messebenen $\Delta s/l = 7.5\%$ und $\Delta s/l = 10\%$ nahezu die gesamte Bohrungsteilung einnimmt, ist er nicht mehr in die Hauptströmung eingebettet wie bei $M = 0.7$. Die sinkenden Gradienten der Geschwindigkeit in Strömungsrichtung zeigen, dass die Kühlluft gleichwohl von der Hauptströmung beschleunigt wird.

Unter dem Einfluss der Nachlaufdüse ($t/T = 28\%$) sinkt nicht nur die Geschwindigkeit der Hauptströmung, sondern auch die Geschwindigkeit im Strahlzentrum. Da die Nachlaufdüse über eine geringere kinetische Energie verfügt als die ungestörte Hauptströmung, kann die Kühlluft nicht in dem selben Maße beschleunigt werden. Das Anschwellen des Kühlstrahls unter dem Einfluss der Nachlaufdüse lässt sich auch bei Überimpulsausblasung feststellen, da

auch hier der sinkende Gegenimpuls an der Ausblasposition ein tieferes Eindringen in die Hauptströmung ermöglicht. Beim Abschwimmen der Nachlaufdüse ($t/T = 45\%$) verringert sich die Ausdehnung des Kühlstrahls wieder. Es kann keine Auslöschung des Strahls beobachtet werden wie bei $M = 0.7$, vielmehr ist die Ausdehnung des Kühlstrahls bei $t/T = 45\%$ noch größer als bei $t/T = 0\%$.

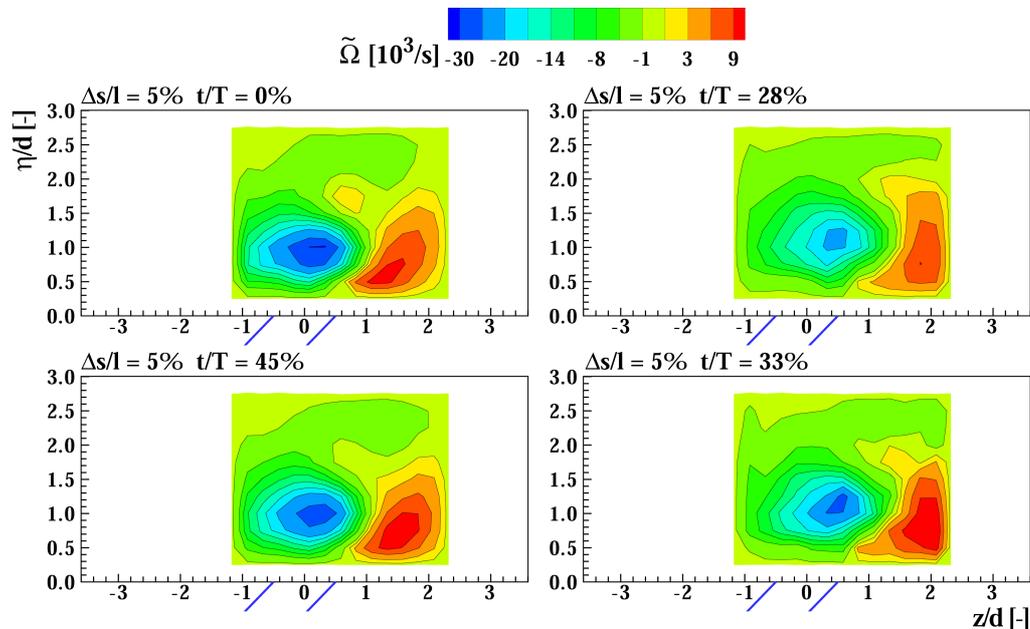


Bild 5.39 Phasengemittelte Rotation ($\tilde{\Omega}$) normal zur HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

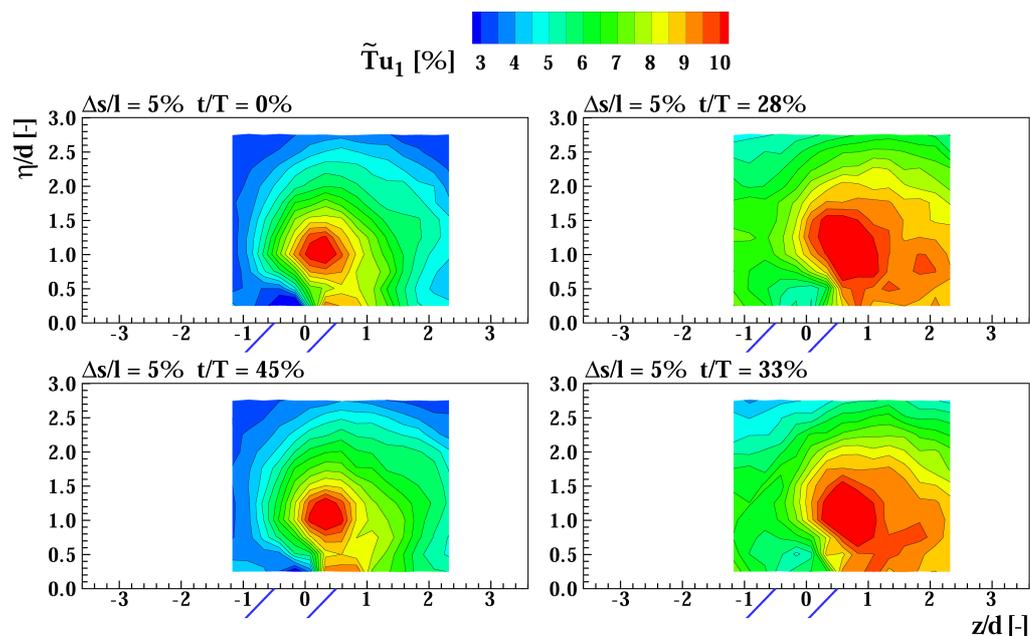


Bild 5.40 Phasengebundener Turbulenzgrad bezogen auf die Zuströmgeschwindigkeit (\tilde{T}_{u_1}) in der HDA - Messebene $\Delta s/L = 5\%$ an der saugseitigen Vorderkante des Turbinengitters AGTB-EIZ-B2; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

An allen Messpositionen und zu allen Zeitpunkten befindet sich der Kühlstrahl zentral über der Mittellinie bei $z/d = 0.0$, wie es aufgrund der geometrischen Symmetrie zu erwarten ist. Für die asymmetrische Unterimpulsausblasung der Konfiguration AGTB-EIZ-B2 zeigte sich eine laterale Verschiebung des Kühlstrahls, die durch die Nachlaufdelle beeinflusst wurde (vgl. Bild 5.34). Für die Überimpulsausblasung ist die phasengemittelte Rotation normal zur Messebene $\Delta s/l = 5\%$ in Bild 5.39 dargestellt. Die erhöhte Ausblasrate von $M = 1.5$ führt zu einer deutlich höheren Rotation als bei $M = 0.7$, vor allem in der durch die laterale Ausblasung bevorzugten Drehrichtung. Dabei hat die periodisch instationäre Zuströmung nur einen geringen Einfluss auf die Stärke der Rotation. Die Nachlaufdelle bewirkt eine laterale Drift des Kühlstrahls in Richtung der Ausblasung, da für diesen Fall die Kühlluft aus der gesamten Bohrungsfläche austritt. Das Zentrum des negativen Astes des Nierenwirbels verschiebt sich von $z/d = 0.0$ zum Zeitpunkt $t/T = 0\%$ auf eine Position bei $z/d = 0.5$ zum Zeitpunkt $t/T = 28\%$. An dieser Position ist der Wirbel auch noch zum Zeitpunkt $t/T = 33\%$ zu detektieren. Bei abschwimmender Nachlaufdelle ($t/T = 45\%$) springt der Wirbel auf seine ursprüngliche Position zurück. Auch in der Darstellung des phasengebundenen Turbulenzgrades in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ in Bild 5.40 ist dieses Verhalten zu erkennen. Zudem ist die Ausdehnung des Kühlstrahls bei $t/T = 28\%$ und $t/T = 33\%$ größer als bei ungestörter Zuströmung.

Verfolgt man die Strahltrajektorie entlang des Profils in den stromab gelegenen Messebenen anhand der phasengemittelten Geschwindigkeit normal zur Messebene \tilde{U} (Bild 5.41), tritt die laterale Drift des Kühlstrahls noch deutlicher zum Vorschein. Das Zentrum des Kühlstrahls ist in der ersten Messebene $\Delta s/l = 5\%$ bei $t/T = 0\%$ um eine halbe Bohrungsteilung lateral in Ausblasrichtung verschoben. Die laterale Geschwindigkeitskomponente der Kühlluft bewirkt einen Transport des Kühlstrahls entlang der Profilloberfläche in lateraler Richtung.

Dieser Bewegung entgegen wirkt die Hauptströmung, die den Kühlstrahl mitreißt. Es bildet sich der oben bereits beschriebene Effekt einer Luv- und einer Leeseite des Kühlstrahls. Die Staupunkte auf der Mantelfläche des Kühlstrahls verschieben sich und es kommt zu einem asymmetrischen Druckfeld (Bild 5.42). Die daraus resultierende Druckkraft bewirkt eine Umlenkung des Kühlstrahls in zwei Ebenen. Zum einen wird die Kühlluft entgegen der Hauptströmung ausgeblasen und in Umfangsrichtung umgelenkt, so wie es auch bei der symmetrischen Konfiguration AGTB-EIZ-B1 der Fall ist. Zum anderen stößt der Kühlstrahl mit seiner Geschwindigkeitskomponente in lateraler Richtung auf die vorbeiströmende Hauptströmung, die den Kühlstrahl wieder in ihre Richtung drängt. Allerdings zeigte sich bei stationären Messungen (Ardey 1998), dass auch im Nachlauf des Gitters noch eine laterale Geschwindigkeitskomponente aufgrund der lateralen Ausblasung zu detektieren ist. Bis zur Messebene bei $\Delta s/l = 10\%$ ergibt sich eine laterale Verschiebung des Kühlstrahls von etwa anderthalb Bohrungsdurchmessern. Besonders stark sticht die Beschleunigung der Hauptströmung zwischen den Kühlstrahlen aufgrund der Umströmung des Kühlstrahls hervor.

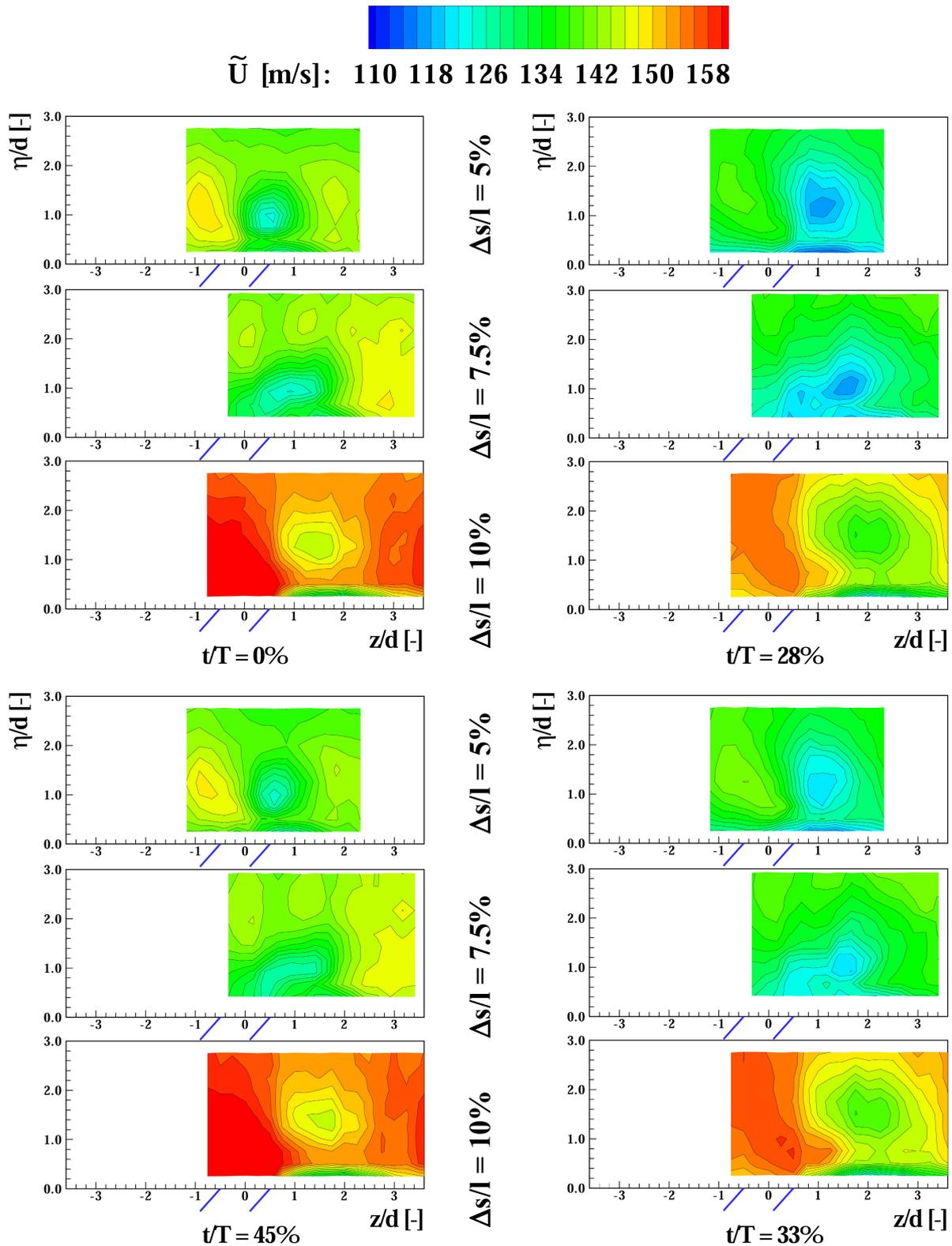


Bild 5.41 Phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung \tilde{U} an der saugseitigen Vorderkante des AGTB-EIZ-B2 für vier charakteristische Zeitschritte innerhalb einer Stabperiode; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

Unter dem Einfluss der Nachlaufdüse ($t/T = 28\%$), ergibt sich eine diagonale Verlagerung des Kühlstrahls. In der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ verschiebt sich das Zentrum des Kühlstrahls von $\eta/d = 0.9$ $z/d = 0.5$ ($t/T = 0\%$) nach $\eta/d = 1.25$ $z/d = 1.0$ ($t/T = 28\%$) und in der Messebene $\Delta s/l = 10\%$ von $\eta/d = 1.25$ $z/d = 1.5$ nach $\eta/d = 1.5$ $z/d = 2.0$. Zudem sinkt die Geschwindigkeit der Kühlluft als auch der Hauptströmung. Die erhöhte Drift des Kühlstrahls ist erneut durch den schon beschriebenen Effekt des geringeren Impulses in der Nachlaufdüse verglichen mit der ungestörten Zuströmung zu erklären. Der Minderimpuls der Nachlaufdüse ermöglicht der Kühlluft ein tieferes Eindringen in die Hauptströmung. Da die Richtung des Kühlstrahls grundsätzlich durch die Bohrungsgeometrie bestimmt wird, ergibt sich durch das tiefere Eindringen des Kühlstrahls auch ein verstärkter Transport in laterale Richtung. Zusätzlich bewirkt die geringere Geschwindigkeit der Hauptströmung nicht nur eine geringere Beschleunigung der Kühlluft, sondern ebenfalls eine geringere Umlenkung des Kühlstrahls von lateraler in Hauptströmungsrichtung. Bei $t/T = 33\%$ zeigt sich lediglich ein leichter Anstieg der Geschwindigkeit vor allem im Kühlstrahl. Weder die Position noch die Ausdehnung des Kühlstrahls haben sich signifikant geändert.

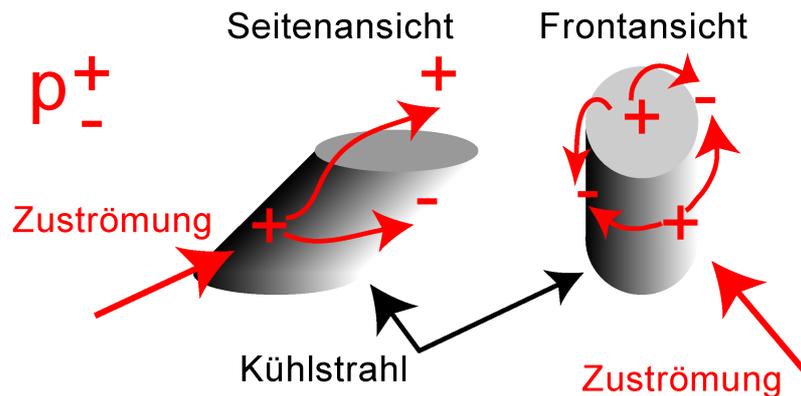


Bild 5.42 Modellvorstellung über die deformierte Druckverteilung an einem Kühlstrahl bei Einblasung mit lateraler Komponente in eine Querströmung

Sobald die Nachlaufdüse abschwimmt ($t/T = 45\%$) bewegt sich der Kühlstrahl fast sprunghaft wieder in die Ausgangsposition. Dabei stellt sich erneut die Ausdehnung des Kühlstrahls ein, wie sie zu Beginn der Stabperiode ($t/T = 0\%$) detektiert wurde. Diese Entwicklung beruht auf dem Wiederanstieg des Impulses der Hauptströmung im Bereich der saugseitigen Ausblasposition, die den Kühlstrahl an einem tieferen Eindringen in die Hauptströmung hindert.

Um die periodisch auftretende diagonale Bewegung des Kühlstrahls der Konfiguration AGTB-EIZ-B2 bei periodisch instationäre Zuströmung zu verdeutlichen, ist in Bild 5.43 die Messebene $\Delta s/l = 5\%$ für die Zeitpunkte $t/T = 0\%$ und $t/T = 28\%$ gemeinsam mit dem Zeit-Weg-Diagramm für die Messpunkte bei $\eta/d = 1.0$ dargestellt. Im Hintergrund ist die Messebene $\Delta s/l = 5\%$ wie in den bisherigen Darstellungen über η/d und z/d aufgetragen. Das

Zeit-Weg-Diagramm ist entlang der Messpunkte in der Messebene mit dem wandnormalen Abstand $\eta/d = 1.0$ und entlang der Zeitachse, auf der die dimensionslose Stabperiode abgetragen ist, aufgespannt.

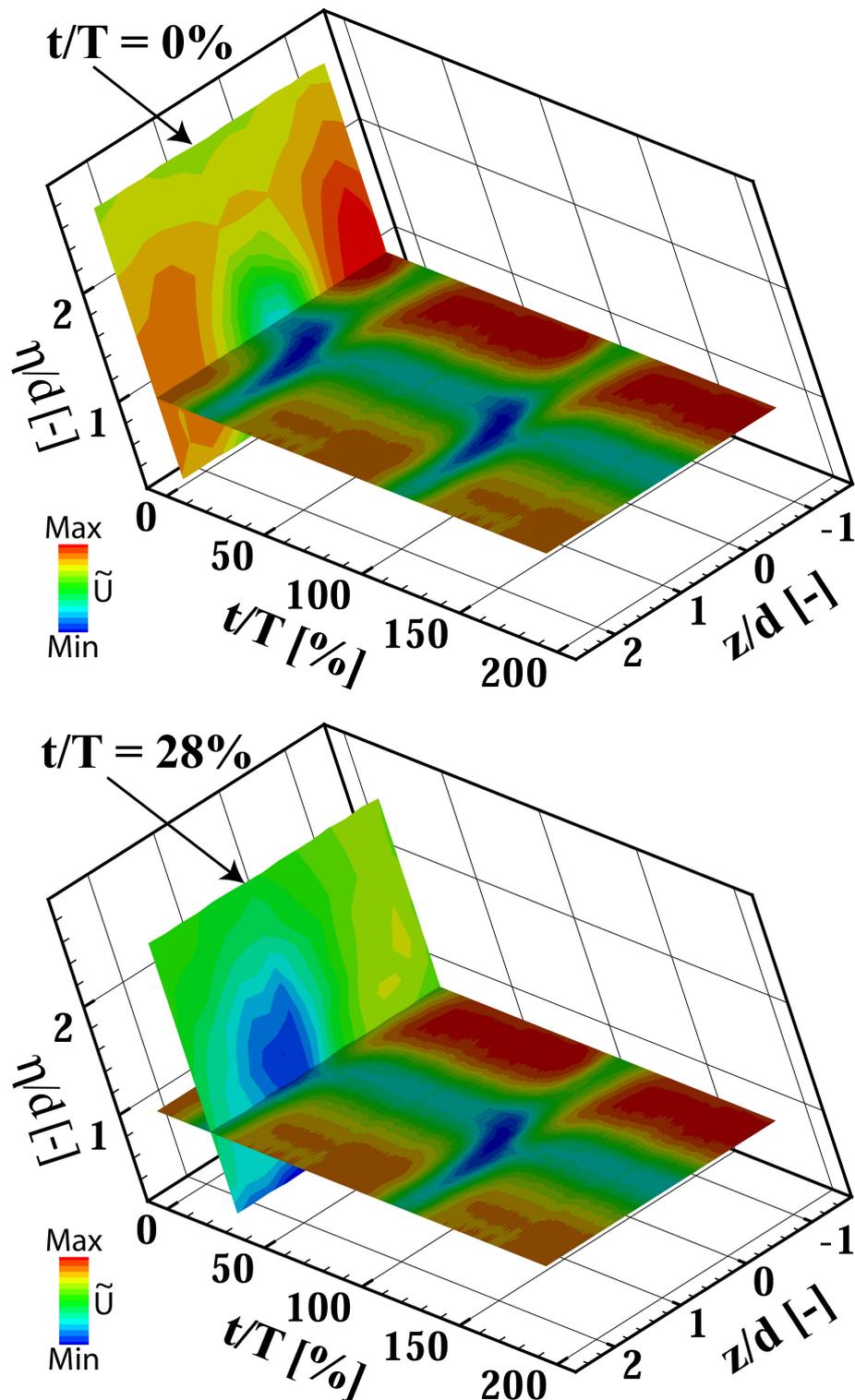


Bild 5.43 Phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung \tilde{U} an der saugseitigen Vorderkante des AGTB-EIZ-B2 in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ und im Zeit-Weg-Diagramm für die Messpunkte bei $\eta/d = 1.0$; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

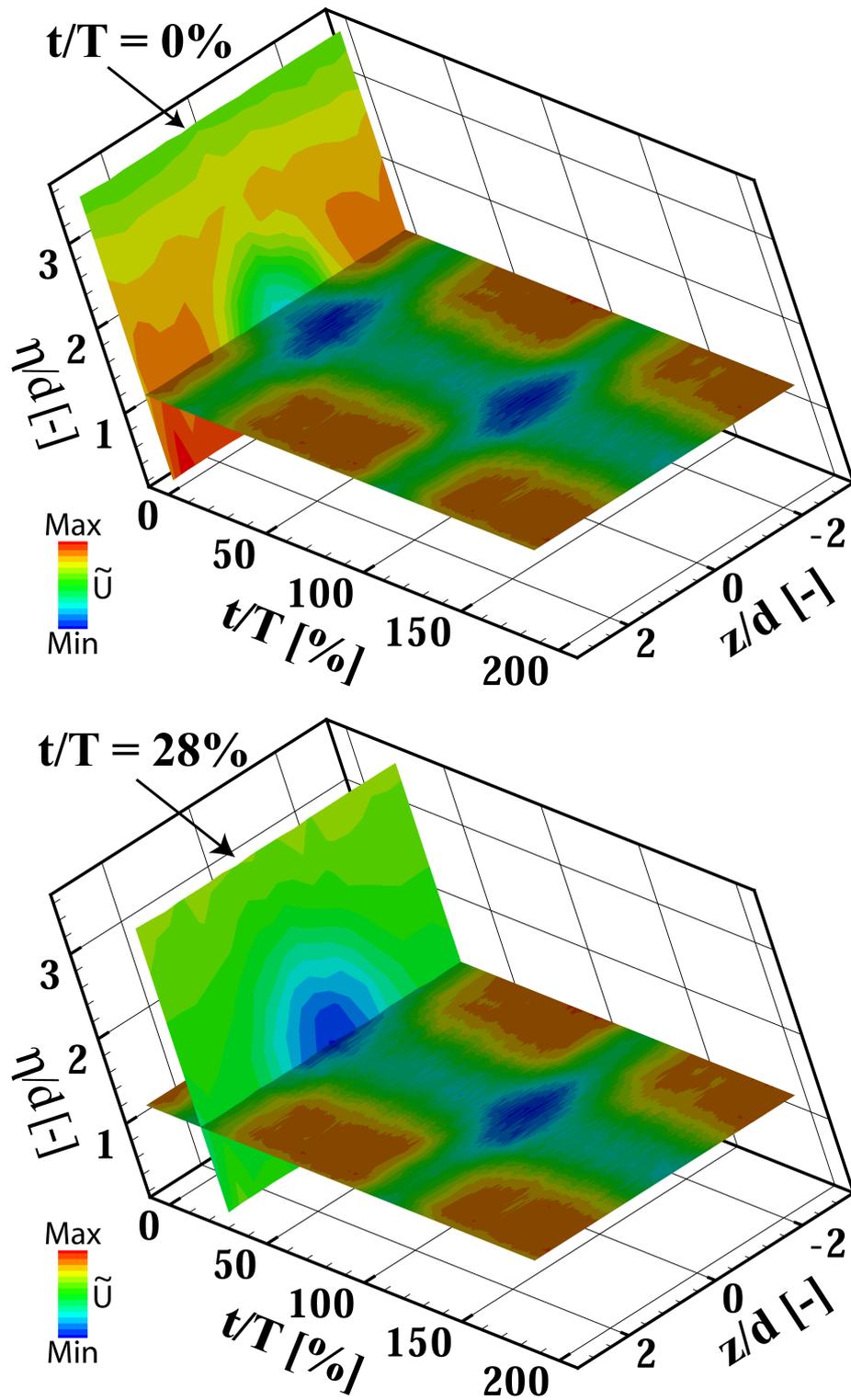


Bild 5.44 Phasengemittelte Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung \tilde{U} an der saugseitigen Vorderkante des AGTB-EIZ-B1 in der Messebene $\Delta s/l = 5\%$ und im Zeit-Weg-Diagramm für die Messpunkte bei $\eta/d = 1.25$; $M = 1.5$; $Sr = 0.3$

Die blauen Bereiche in Bild 5.43 kennzeichnen die Zonen geringster Geschwindigkeit, was der Position des Kühlstrahls entspricht. Der Durchlauf der Nachlaufdüse an der Position $\eta/d = 1.0$ ist eindeutig durch das Band geringerer Geschwindigkeit am Rand des Zeit-Weg-Diagramms zu erkennen. In diesem Bereich der Zeitachse vollzieht die Spur des Kühlstrahls eine sprunghafte Verschiebung in lateraler Richtung und wieder auf die Ausgangsposition zurück. Der Kühlstrahl ist in der Messebene in die schnellere Hauptströmung eingebettet. Wie bereits erwähnt befindet sich die Nachlaufdüse bei $t/T = 0\%$ unmittelbar vor dem Eintritt in den Messbereich. Am oberen Rand der Messebene sind bereits die ersten Anzeichen der ankommenden Nachlaufdüse an den kleineren Geschwindigkeiten zu erkennen.

In der unteren Darstellung ist nun die Messebene entlang der Zeitachse zu $t/T = 28\%$ gewandert. Zu diesem Zeitpunkt ist der Strahlkern deutlich oberhalb von $\eta/d = 1.0$ zu finden. Zudem ist der Strahlkern, wie bereits im Zeit-Weg-Diagramm zu erkennen war, in laterale Richtung verschoben.

In Bild 5.44 ist die entsprechende Darstellung für die Konfiguration AGTB-EIZ-B1 gegeben. Im Vergleich zur Konfiguration AGTB-EIZ-B2 wird deutlich, dass sich lediglich eine Verlagerung des Strahls in wandnormaler Richtung ergibt. Wie zu erwarten, bleibt die Symmetrie in lateraler Richtung erhalten.

Die geringere Beschleunigung an der saugseitigen Vorderkante des AGTB-EIZ-B2 im Vergleich zu AGTB-EIZ-B1 (Bild 5.7) ist ebenfalls eine Folge des in laterale und wandnormale Richtung oszillierenden Kühlstrahls. Der Kühlstrahl für die symmetrische Ausblasung verbleibt während der gesamten Stabperiode in zentraler Position bei $z/d = 0.0$. Damit befinden sich die statischen Druckbohrungen stets im Gebiet der Übergeschwindigkeit der am Kühlstrahl vorbei beschleunigten Hauptströmung (Bild 5.38). Bei den lateral angestellten Bohrungen bewegt sich der langsamere Kühlstrahl mit der Oszillation periodisch auf die Position der Druckbohrungen bei $z/d = 2.5$ zu (Bild 5.41). Die stationären Druckmessungen geben daher einen geringeren Wert an, als dies bei der symmetrischen Ausblasung der Fall ist. Durch die Oszillation bildet sich kein homogener Kühlstrahl, wie Jung et al. (2002) bei der Analyse von thermischen Messungen vermutete.

5.6 Auswirkungen der periodisch instationären Zuströmung auf die Ausblasrate

Die Ergebnisse der Strömungsfeldmessungen haben gezeigt, dass sich die periodisch instationäre Zuströmung auf die Ausdehnung des Kühlstrahls auswirkt. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Minderimpuls in der Nachlaufdüse aufgrund des Geschwindigkeitsdefizits ein tieferes Eindringen des Kühlstrahls in die Hauptströmung (Bild 5.32) bewirkt. Des Weiteren liegt nahe, dass das beinahe Auslösen des saugseitigen

Kühlstrahls für die Ausblasrate $M = 0.7$ bei abschwimmender Nachlaufdelle (vgl. Bild 5.26) mit der periodisch schwankenden Massestromaufteilung zwischen Druck- und Saugseite zusammenhängt. Um dieses Phänomen genauer zu untersuchen, wurde die saugseitige Ausblasbohrung der Konfiguration AGTB-EIZ-B1 mit zeitlich hochauflösenden Drucksensoren instrumentiert (Bild 4.4).

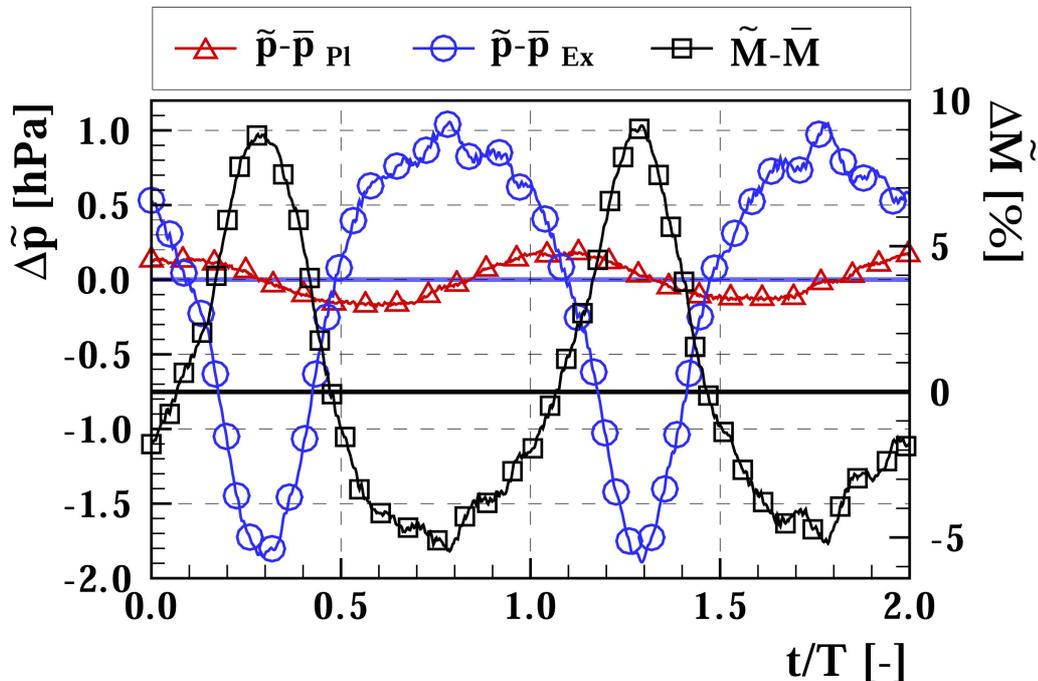


Bild 5.45 Zeitlicher Verlauf der Druckwerte an Ein- und Austritt der Ausblasbohrung und der theoretischen Ausblasrate der saugseitigen Ausblaskonfiguration des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

In Bild 5.45 ist der zeitliche Verlauf der Schwankung des phasengemittelten Drucks um den zeitlichen Mittelwert am Eintritt (Index PI) und am Austritt (Index Ex) der saugseitigen Bohrung des AGTB-EIZ-B1 für die Ausblasrate $M = 0.7$ über der dimensionslosen Stabperiode dargestellt. Die Stabposition und damit die Nachlaufdellenposition bei $t/T = 0\%$ sind identisch zu den HDA Messungen, deshalb können die Zeitpunkte direkt verglichen werden. Der Druck am Eintritt der Bohrung im Schaufelplenum zeigt nur eine geringe Amplitude von ± 0.2 hPa, die zwar unterhalb der absoluten Genauigkeit des Druckaufnehmers liegt, aber eine eindeutig periodische Schwankung mit der Stabfrequenz durchläuft. Wesentlich größer ist die Amplitude mit $+1$ hPa bis -2 hPa am Austritt der Bohrung.

Der Druck am Austritt der Bohrung reagiert mit einem steilen Abfall direkt auf die Nachlaufdelle. Bei etwa $t/T = 30\%$ ergibt sich ein Druckminimum, um dann bis $t/T = 60\%$ wieder rapide auf den ursprünglichen Wert ($t/T = 0\%$) anzusteigen. Das Zentrum der Nachlaufdelle befindet sich folglich bei etwa $t/T = 30\%$ auf der saugseitigen Ausblasposition. Der Druck im Plenum reagiert zeitlich versetzt. Er sinkt ab $t/T = 20\%$ bis zu seinem

Minimum bei etwa $t/T = 60\%$. Da der Totaldruck im Plenum als annähernd konstant betrachtet werden kann, weist der sinkende Druck am Eintritt der Bohrung auf eine höhere Geschwindigkeit in der Bohrung und damit auf einen höheren Ausblasmassenstrom zu diesem Zeitpunkt hin. Das bestätigt die oben diskutierte Wirkung der Nachlaufdüse als „Negative Jet“. Das Geschwindigkeitsdefizit in der Nachlaufdüse übt einen geringeren Impuls auf die Ausblasseite aus, und es stellt sich eine höhere Austrittsgeschwindigkeit der Kühlluft ein. Daraus entwickelt sich aufgrund der höheren Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt der Bohrung ein Sog, der einen höheren Ausblasmassenstrom ermöglicht. Schwimmt die Nachlaufdüse ab, dreht sich der Trend wieder um, sodass der steigende Impuls der Hauptströmung den Kühlstrahl zurückdrängt und die Ausblasrate sinkt. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen ist in Bild 5.45 die prozentuale Änderung der theoretischen Ausblasrate der saugseitigen Ausblasung dargestellt⁴⁴. Im Scheitelpunkt der Nachlaufdüse ($t/T = 30\%$) wird eine theoretische Ausblasrate berechnet, die um 10% über dem zeitlichen Mittelwert liegt. Dagegen wird zwischen zwei Nachlaufdüsen eine um 5% unter dem zeitlichen Mittelwert liegende Ausblasrate berechnet, was insgesamt eine Schwankung von etwa 15% im Verlauf einer Stabperiode ergibt. Bei einer korrekten Bestimmung der zeitlichen Veränderung der Ausblasrate sollten sich noch größere Schwankungen ergeben, da es sicherlich zu Kompressionseffekten und instationären Veränderungen der Strömung innerhalb der Bohrung kommt.

Dieser Zusammenhang erklärt die Unterschiede in der Ausdehnung des Kühlstrahls (vgl. Bild 5.28) bei $t/T = 0\%$ und $t/T = 33\%$. Die beinahe Auslöschung des Kühlstrahls bei $t/T = 45\%$ ist aber damit noch nicht geklärt. Dazu muss zusätzlich in Betracht gezogen werden, dass ein ähnlicher Effekt, wie er auf der Saugseite durch die Nachlaufdüse hervorgerufen wird, auch auf der Druckseite zu erwarten ist. Diese Vermutung wird durch die Strömungsfeldmessungen (vgl. Bild 5.16) untermauert. Die Sogwirkung an der druckseitigen Ausblasung erhöht den druckseitigen Ausblasmassenstrom und der Druck am Eintritt der Bohrungen sinkt ab. Bei $t/T = 45\%$ hat die Wirkung der Nachlaufdüse auf die druckseitige Ausblasung bereits voll durchgeschlagen und der Druck am Eintritt der Bohrungen sein Minimum fast erreicht. Gleichzeitig steigt der Druck am Austritt der saugseitigen Ausblasung wieder stark an. Das Zusammenspiel dieser Effekte unterdrückt die saugseitige Ausblasung derart, dass sich nur ein sehr kleiner Kühlstrahl ausbilden kann.

In Bild 5.46 sind analog die Ergebnisse für die Ausblasrate $M = 1.5$ dargestellt. Der Einfluss der periodisch instationären Zuströmung auf die Ausblasrate nimmt mit steigender Ausblasrate ab. Die Schwankung der theoretischen Ausblasrate beträgt gerade noch $\pm 1\%$. Dieser Trend wurde auch von Jung et al. (2002) festgestellt. Die Auswirkung auf den Druck

⁴⁴ Berechnung unter der Annahme einer isentropen Expansion über die Ausblasbohrung

am Eintritt der Bohrung ist marginal; am Austritt der Bohrung ist eine Amplitude von ± 1 hPa detektierbar. Diese Druckänderung lässt darauf schließen, dass sich auch für die Ausblasrate $M = 1.5$ die Austrittsgeschwindigkeit des Kühlstrahls unter dem Einfluss der Nachlaufdelle erhöht. Dieses Ergebnis korreliert mit der Aussage, dass der Kühlstrahl beim Durchlauf der Nachlaufdelle normal zur Wand oszilliert (vgl. Kapitel 0). Zudem erklärt dieses Verhalten zum Teil die Oszillation des Kühlstrahls in lateraler und wandnormaler Richtung bei Konfiguration AGTB-EIZ-B2. Die große Amplitude der lateralen Bewegung des Kühlstrahls bei Überimpulsausblasung aus der Konfiguration AGTB-EIZ-B2 ist nicht alleine auf den veränderten Ausblasmassstrom zurückzuführen. Das Impulsdefizit der Nachlaufdelle wirkt sich auf das resultierende asymmetrische Druckfeld am Kühlstrahl aus (vgl. Bild 5.42).

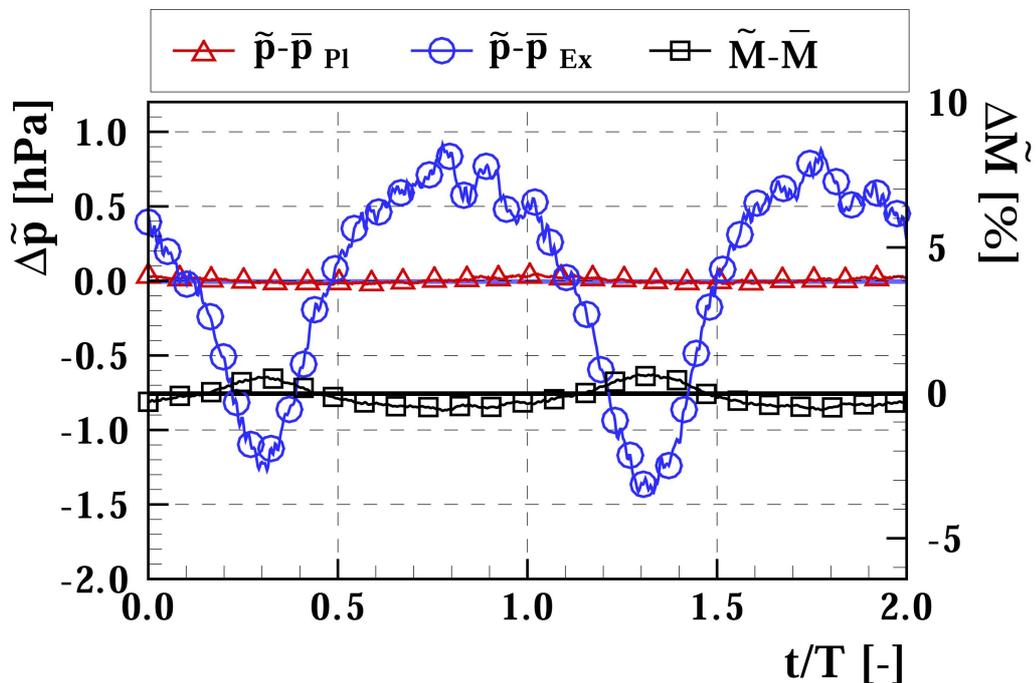


Bild 5.46 Zeitlicher Verlauf der Druckwerte an Ein- und Austritt der Ausblasbohrung und der theoretischen Ausblasrate der saugseitigen Ausblaskonfiguration des Turbinengitters AGTB-EIZ-B1; $M = 0.7$; $Sr = 0.3$

5.7 Zusammenfassende Bewertung der experimentellen Ergebnisse

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen liefern einen bisher noch nicht vorhandenen Einblick in die aerodynamischen Effekten bei Vorderkanten-Filmkühlausblasung an hochbelasteten Turbinengittern unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung. Einerseits werden in Momentaufnahmen Strömungsbilder detektiert, die denen bei stationärer Zuströmung ähnlich sind. Andererseits induzieren die periodisch auftretenden Nachlaufdellen instationäre Effekte, die sowohl das

Ausströmverhalten des Kühlstrahls als auch seine Mischung mit der Heißgasströmung entscheidend verändern. Die wesentlichen Erkenntnisse, die sich aus den experimentellen Ergebnissen ableiten lassen, sind:

- Der geometrische Einbauwinkel $\beta_{1,Geo}$ mit EIZ wurde durch numerische und experimentelle Voruntersuchungen so bestimmt, dass sich der aerodynamische Zuströmwinkel analog zu den Messungen bei stationärer Zuströmung zu $\beta_1 = 133^\circ$ ergibt (Bild 5.4).
- Die periodisch instationäre Zuströmung in der Gittereintrittsebene weist in der Nachlaufdüse ein Geschwindigkeitsdefizit von $\Delta G = 6\%$, einen Turbulenzanstieg von $Tu_1 = 2.5\%$ auf $Tu_1 = 4.5\%$ sowie eine Zuströmwinkeländerung von $\Delta\beta_{1,GE} = -2.5^\circ$ auf. Die zeitliche Ausdehnung der Nachlaufdüse erstreckt sich über etwa die halbe Stabperiode (Bild 5.5).
- Die periodisch instationäre Zuströmung hat nur einen geringen Einfluss auf die Profildruckverteilung stromab von $s/l = \pm 0.2$. Im Bereich der Vorderkante wird, in Übereinstimmung mit der Zuströmwinkeländerung durch die Nachlaufdüsen, ein leichter Rückenstoß festgestellt (Bild 5.6).
- Die Steigerung der Ausblasrate bewirkt eine Beschleunigung der Hauptströmung zwischen den Ausblasstrahlen. Bei lateraler Ausblasung fällt die Beschleunigung auf der Saugseite geringer aus, da der in lateraler Richtung oszillierende langsamere Kühlstrahl den gemessenen Profildruck beeinflusst (Bild 5.43).
- Die druckseitige Saugspitze, und damit auch der positive Druckgradient stromab dieser Position, verstärkt sich mit steigender Ausblasrate (Bild 5.7).
- Der zeitlich gemittelte Ausblasmassenstrom wird nicht gleichmäßig auf Druck- und Saugseite verteilt. Der statische Druck an der saugseitigen Ausblasposition ist höher als der an der druckseitigen Ausblasposition. Aus der Kombination mit dem gemeinsamen Plenum, aus dem beide Bohrungsreihen gespeist werden, ergeben sich unterschiedliche treibende Druckdifferenzen. Mit steigender mittlerer Ausblasrate werden die Unterschiede in der Massenstromverteilung zwischen Druck- und Saugseite kleiner (Bild 4.1).
- Die Wirkung der Nachlaufdüsen als „Negative Jet“ verursacht einen periodisch schwankenden Ausblasmassenstrom aus den Bohrungsreihen (Bild 5.45). Dabei verändert sich vor allem die Verteilung der Ausblasmassenströme auf Druck- und Saugseite.

- Die periodische Erhöhung der Ausblasrate durch dem Einfluss der Nachlaufdelle erhöht die Turbulenzproduktion innerhalb der Bohrung. Daraus ergibt sich neben dem Turbulenzeintrag durch die Nachlaufdelle auch im Kühlstrahl eine erhöhte Turbulenzintensität (Bild 5.37, vgl. Leylek und Zerkle 1993).
- Druckseitige Kühlluftausblasung:
 - Auf der Druckseite bildet sich unterhalb des abgehobenen Filmkühlstrahls ein Rückströmgebiet (Bild 5.2_a), das durch die periodisch auftreffenden Nachlaufdellen nicht unterdrückt wird. Vielmehr hebt der Kühlstrahl durch den Einfluss der Nachlaufdelle weiter von der Profilloberfläche ab und das Rückströmgebiet dehnt sich aus.
 - Der Nachlauf des druckseitigen Rückströmgebietes weist ein großes Geschwindigkeitsdefizit auf, das hauptsächlich durch energiereiche Hauptströmung aufgefüllt wird. Aufgrund dieser Strömungsbewegung wird neben dem für die Filmkühlung klassischen Nierenwirbel ein zweites gegensätzlich drehendes Wirbelpaar (Trogwirbel) induziert (Bild 5.14). Der geänderte Zuströmwinkel in der Nachlaufdelle verändert allerdings die Richtung der Auffüllbewegung derart (Bild 5.15), dass beim Eintritt der Nachlaufdelle kurzzeitig nur noch der Nierenwirbel erkennbar ist (Bild 5.14).
 - Bei lateral angestellten Bohrungen wird der strömungsenergiearme Nachlauf der druckseitigen Ausblasung nur von einer Seite aufgefüllt (Bild 5.19). Demzufolge wird die Rotation in eine Richtung angefacht und die entgegengesetzte Richtung gedämpft (Bild 5.18). Unter dem Einfluss der Nachlaufdelle werden die Rotation nahezu halbiert und die negativ drehenden Wirbel fast ausgelöscht.
 - Bei periodisch instationärer Zuströmung konnte, im Gegensatz zur Messung bei stationärer Zuströmung, eine Vereinigung der positiv drehenden Äste des Nierenwirbels und des Trogwirbels in den weiter stromab gelegenen Messebenen nicht festgestellt werden. Es bleiben stets zwei Wirbelzentren erkennbar.
- Saugseitige Kühlluftausblasung:
 - Auf der Saugseite ergibt sich in Momentaufnahmen zwischen zwei Nachlaufdellen der die Kühlluft umgebende symmetrisch angeordnete Nierenwirbel. Die Rotation und die Ausdehnung sind ähnlich wie bei stationärer Zuströmung.

- Unter dem Einfluss des „Negative Jet Effect“ der Nachlaufdelle steigen Ausblasrate sowie die lokale Impulsrate an (Bild 5.45). Daraus ergibt sich ein periodisches An- und Abschwellen des Kühlstrahls. Bei abschwimmender Delle wird er bei Unterimpulsausblasung nahezu ausgelöscht.
- Bei Überimpulsausblasung ist kein Auslösen des Strahls festzustellen (Bild 5.38), vielmehr lassen die Schwankungen der Ausblasrate mit steigender mittlerer Ausblasrate nach (Bild 5.46).
- Bei der symmetrischen Ausblaskonfiguration ist eine Oszillation der Strahltrajektorie in Wandnormalenrichtung festzustellen, während bei lateral angeordneten Bohrungen der Strahl sowohl in lateraler als auch in wandnormaler Richtung periodisch oszilliert (Bild 5.43).
- Bei lateraler Ausblasung zeigt der Kühlstrahl ebenfalls eine dominante Drehrichtung festzustellen (Bild 5.39) und er mischt sich in Strömungsrichtung langsamer aus. Das Strömungsbild ist über die Stabperiode insgesamt stabiler als bei Unterimpulsausblasung.

Die vorgestellten Messungen wurden an einem modernen Hochdruckturbinenprofil unter realistischen Strömungsrandbedingungen, also bei turbomaschinenähnlicher Mach- und Reynoldszahl durchgeführt. Auch die Strouhalzahl der periodisch auftretenden Nachlaufdellen wurden annähernd korrekt nachgebildet. Aus diesem Grund dürfen die Ergebnisse auf reale Turbomaschinen übertragen werden und die gerade beschriebenen Strömungszustände können auch in realen Hochdruckturbinengittern mit Vorderkanten-Filmkühlung erwartet werden. Speziell im Teillastbereich kann es zu Unterimpulsausblasung durch den geringeren Kühllufttotaldruck und damit gegebenenfalls zu einem Zusammenbrechen der Kühlstrahlen kommen. Damit ist neben der Aerodynamik auch der Thermalhaushalt der Schaufel beeinflusst, der für einen sicheren Betrieb der Turbine eine wichtige Rolle spielt.

6. Empfehlungen für die praktische Anwendung und weitere Untersuchungen

Aus der Literatur ergibt sich die grundsätzliche Erkenntnis, dass im Hinblick auf den Prozesswirkungsgrad und aus prozessaerodynamischen Gesichtspunkten auf die Filmkühlung gänzlich verzichtet werden sollte. Speziell an der Vorderkante ergeben sich aufgrund der Ausblasrichtung entgegen der Hauptströmungsrichtung erhöhte Komponentenverluste. Zur Einhaltung der zulässigen Bauteiltemperaturen würden an Stelle der Filmkühlung zum Beispiel verbesserte Materialien und Wärmedämmschichten, die sogenannten Thermal Barrier Coatings, in Verbindung mit einer konvektiven Prallkühlung zum Einsatz kommen. Eine Kühlluftausblasung ist aber beim derzeitigen Stand der Technik unumgänglich, vielmehr wird sich die Kluft zwischen den erträglichen Materialtemperaturen und den verwirklichten Prozesstemperaturen noch vergrößern. Zudem müssen aufgrund veränderter Brennkammertechnologien noch mehr Bereiche als bisher filmgekühlt werden. Als Beispiel ist der verstärkte Einsatz der Filmkühlung im Bereich der Schaufelplattformen zu nennen.

Wird eine Filmkühlung eingesetzt, lässt sich aus den Messungen bei stationärer Zuströmung unter Anderem die Empfehlung ableiten, eine möglichst kleine Ausblasrate zu wählen, um die zusätzlichen aerodynamischen Verluste durch die Kühlluftausblasung so gering wie möglich zu halten. Diese muss auch unter Einbeziehung der Erkenntnisse der vorliegenden Arbeit aufrechterhalten werden. Zumal eine geringe Ausblasrate und somit ein geringer Kühlluftmassenstrom auch im Hinblick auf den Prozesswirkungsgrad das erklärte Ziel darstellt. Allerdings haben die vorliegenden Untersuchungen auch gezeigt, dass bei der Auslegung einer optimierten Kühlkonfiguration der Einfluss der periodisch instationären Zuströmung unbedingt berücksichtigt werden muss. Bei stationärer Zuströmung am AGTB-B1 wäre eine mittlere Ausblasrate von $M = 0.7$ noch ausreichend gewesen, während unter dem Einfluss der periodischen Nachlaufdüsen am AGTB-EIZ-B1 zeitweise der Kühlstrahl auf der Saugseite nahezu zusammen bricht. Zur Gewährleistung der Betriebssicherheit ist ein Eindringen von Heißgas in die Ausblasbohrungen unter allen Umständen zu verhindern. Wird eine Auslegung mit stationären Randbedingungen durchgeführt, kann die Ausblasrate bei periodisch instationärer Zuströmung lokal so stark abweichen, dass an einzelnen Bohrungen oder Bohrungsreihen Heißgas eingesogen werden kann. Dabei spielt die Interaktion über ein gemeinsames Plenum eine große Rolle.

Aufgrund der wesentlichen Bedeutung der konvektiven Kühlung der Vorderkante in den Ausblasbohrungen führt das festgestellte periodische Absinken des Kühlluftmassenstromes auf der Saugseite zusätzlich zu einer Steigerung der thermischen Belastung. Zur Erhöhung der Wärmeabfuhr innerhalb der Bohrung werden diese in der Praxis häufig lateral angestellt, wodurch sich die Bohrungslänge und damit die Fläche, über die Wärme ausgetauscht wird,

vergrößert. Die lateral angestellten Bohrungen erwiesen sich auch bei den Untersuchungen mit periodisch instationärer Zuströmung (AGTB-EIZ-B2) als günstig, da der Kühlstrahl im Gegensatz zur symmetrischen Anordnung (AGTB-EIZ-B1) über die gesamte Periode einer Nachlaufdelle erhalten blieb. Eine weitere Untersuchung mit Kulite-Sensoren im Bereich der Bohrung an lateral angestellten Bohrungen könnte diese Aussage quantifizieren. Andererseits zeigt der Kühlstrahl für die laterale Ausblasung eine geringere Neigung zur lateralen Ausmischung und eine starke Oszillation in laterale Richtung, was die Bildung eines homogenen Kühlfilms behindert. Zudem ist eine experimentelle Untersuchung der Gitterverluste an filmgekühlten Profilen bei periodisch instationärer Zuströmung notwendig. Eine denkbare Alternative wäre der Einsatz von komplexeren Bohrungsgeometrien, die allerdings einen höheren Fertigungsaufwand bedeuten. Eine lateral angestellte Fan Shaped Laid Back Bohrung verfügt zum Beispiel über einen zylindrischen Teil, der die konvektive Wärmeaufnahme sicherstellt. Zusätzlich ergibt sich ein deutlich höheres Potenzial der thermischen Filmkühleigenschaften als bei herkömmlichen zylindrischen Bohrungen.

Um detaillierte Empfehlungen abgeben zu können, bedarf es noch weiterer Untersuchungen, die vor allem auf die thermischen Auswirkungen der periodisch instationären Zuströmung abzielen. Zudem muss in eine Optimierung der Kühlkonfiguration die Zuführung der Kühlluft zur Ausblasbohrung mit einbezogen werden, da dieser Bereich einen starken Einfluss auf die Filmkühlung hat. Diese Herausforderungen können nur durch eine enge Verzahnung von experimentellen und numerischen Untersuchungen bewältigt werden. Die Numerik bietet bei allen diskutierten Schwächen den Vorteil, das gesamte Strömungsfeld abzubilden. Die Zuverlässigkeit der numerischen Werkzeuge muss weiterhin an Messdaten und den daraus gewonnen Erkenntnissen validiert werden. Ein so kalibrierter „Numerischer Prüfstand“ ist in der Lage die Schwächen des Experiments abzufangen. Die Stabgeschwindigkeit kann nahezu beliebig simuliert werden, woraus sich realistische Durchflusszahlen und Stabfrequenzen ergeben. Damit ließe sich klären, wie sich der „Negative Jet Effect“ der nun steiler eintretenden Nachlaufdellen auf die Ausblasung auswirkt und ob bei den deutlich größeren Nachlaufdellenfrequenzen der Strahl noch oszilliert oder zu träge ist den Änderungen zu folgen.

Im Bereich der experimentellen Untersuchungen ist es unumgänglich, den Wärmeübergang und die Filmkühleffektivität bei periodisch instationärer Zuströmung detailliert zu studieren. Dazu bedarf es noch einiger Anstrengung im Bereich der Messtechnik. Flächig messende Verfahren wie die TLC - Messtechnik sind derzeit noch nicht in der Lage, ein zeitaufgelöstes Ergebnis der gesuchten Werte zu liefern. Wärmestromsensoren, welche über eine ausreichende Bandbreite verfügen, liefern noch keine ausreichende räumliche Auflösung. Eine Lösung dieser Probleme könnte die MEMS – Technologie liefern.

Die numerischen Aktivitäten spielen in der Zukunft für die Lösung der behandelten Problemstellung eine herausragende Rolle, wobei in diesem Zusammenhang natürlich nur instationäre Verfahren in Frage kommen. Zunächst können wie oben bereits erwähnt mit den vorliegenden Daten Verfahren validiert und die Phänomenologie der Filmkühlung bei periodisch instationärer Zuströmung genauer studiert werden.

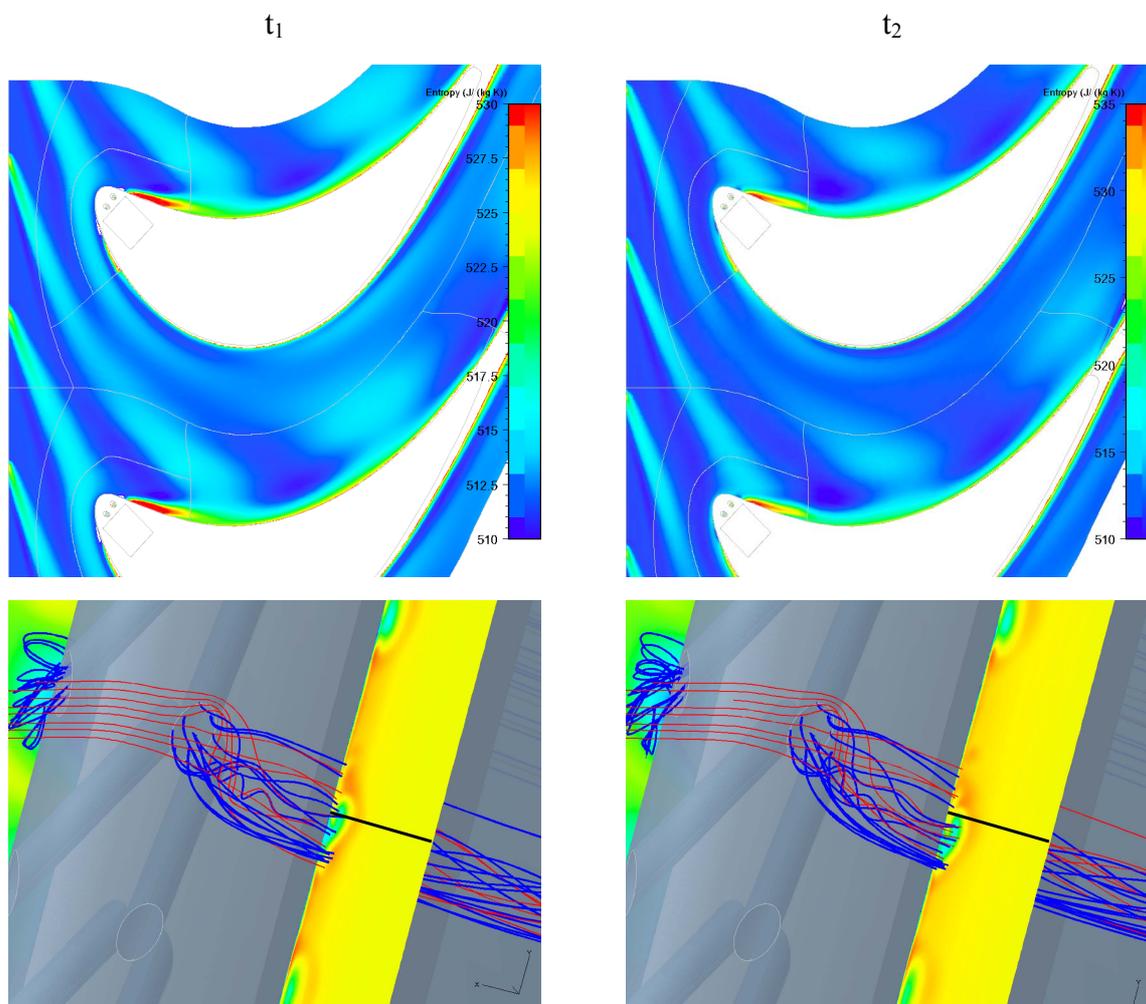


Bild 6.1 Ergebnisse der numerischen Untersuchung am AGTB-EIZ-B2 zur Validierung des RANS – Rechenverfahrens FINE / Turbo der Firma NUMECA (Quelle: NUMECA 2003)

Zu diesem Zweck wurden die Daten die in der vorliegenden Arbeit beschrieben wurden, in einem umfassend dokumentierten Test Case (Part II) zusammengefasst⁴⁵. Dieser enthält neben einer geometrischen Beschreibung des Versuchsaufbaus alle für die numerische Simulation benötigten Randbedingungen. Die Messergebnisse sind in dokumentierten ASCII – Files abgelegt. Für die verwendeten Koordinatensysteme sind zusätzlich

⁴⁵ Der Test Case Part II steht bis zur vollständigen Freigabe der Daten nur den Partnern innerhalb der AG Turbo zur Verfügung. Anschließend ist eine Veröffentlichung via Internet geplant.

Umrechnungsvorschriften angegeben. Der Test Case stellt die direkte Erweiterung des Test Case (Part I) für die Untersuchungen bei stationärer Zuströmung dar (Ardey und Wolff 1998), der bereits vielfach zur Validierung von Rechenverfahren verwendet wurde. Der Test Case Part II wurde Testweise bereits als Referenzdatensatz zur Validierung verwendet. Erste Ergebnisse der numerischen Untersuchung der Konfiguration AGTB-EIZ-B2 sind in Bild 6.1 dargestellt. Für jeweils zwei Zeitschritte ist eine Ansicht des Mitteschnitts mit den eintretenden Nachlaufdüsen und eine Visualisierung des Kühlluftstrahls stromab der saugseitigen Ausblase zu sehen. Die Stromlinien und eine wandnormale Ebene zeigen bereits, dass auch bei der numerischen Betrachtung des Problems, der Kühlstrahl in lateraler Richtung oszilliert. Da eine abschließende Auswertung der numerischen Untersuchung bis zum Abschluss der vorliegenden Arbeit nicht vorgelegen hat, bleibt die ausführliche Beschreibung der Ergebnisse und deren Vergleich mit den Messdaten weiteren Arbeiten vorbehalten.

Bei den ersten Schritten einer Validierung von instationären Rechenverfahren auf Problemstellungen der Filmkühlung bei periodisch instationärer Zuströmung kann im ersten Schritt auf eine Weiterentwicklung der Turbulenzmodellierung verzichtet werden, sofern die Strahlausbreitung einigermaßen korrekt wiedergegeben wird. Eine bessere Verlässlichkeit, auch der Turbulenzmodelle, ist jedoch unverzichtbar um die Wirksamkeit der Filmkühlung in thermischer Hinsicht vorhersagen zu können. Dabei können die in der vorliegenden Arbeit vorgestellten Messdaten einen wesentlichen Beitrag liefern. Mit einem verlässlichen numerischen Werkzeug wäre es auch denkbar eine optimale Kühlkonfiguration auszulegen. Ein langfristiges Ziel in dieser Hinsicht könnte es deshalb sein, dieses Rechenverfahren mit einer Koppelung zur Berechnung der Bauteiltemperaturen zu versehen und in einen Optimierungsprozess zu integrieren. Damit können bei ausreichender Rechenleistung eine Vielzahl von Parametern der Plenum- und Bohrungsgeometrie variiert werden. Aus einer solchen ganzheitlichen Betrachtung könnten einfache Gestaltungsrichtlinien abgeleitet werden.

7. Zusammenfassung

Die Forderung, weltweit eine nachhaltige Energiepolitik zu betreiben, die sowohl ökonomische wie ökologische Belange berücksichtigt, verlangt zumindest mittelfristig den Einsatz möglichst CO₂-armer fossil befeuerter Kraftwerke. Die Aufgabe, die sich daraus für die Kraftwerkstechnik ergibt, besteht darin, den Prozesswirkungsgrad, dieser zumeist mit Turbosätzen ausgestatteten Anlagen, zu maximieren. Die damit zwangsläufig steigenden aero-thermischen Belastungen, vor allem der mit Heißgas beaufschlagten Hochdruckturbinen, können nur realisiert werden, wenn die für die Betriebssicherheit zulässigen maximalen Bauteiltemperaturen durch optimierte Kühlmechanismen eingehalten werden. In den Gebieten extremer thermischer Belastung ist dabei der Einsatz der Filmkühlung, bei der relativ kalte Verdichterzapflut durch Bohrungen an die zu kühlende Oberfläche transportiert wird und hier einen isolierenden Film zwischen der Heißgasströmung und der Oberfläche bildet, unumgänglich. Zusätzlich nimmt diese Kühlluft beim Durchströmen der Bohrungen Wärme aus dem Material auf. Zur Entfaltung einer optimalen Kühlwirkung bei gleichzeitig minimierten aerodynamischen Verlusten, ist es notwendig die Konfiguration der Kühlbohrungen so auszulegen, dass möglichst wenig Verdichterzapflut verwendet werden muss. Diese wirkt im Verdichter kontraproduktiv im Bezug auf die Optimierung des Prozesswirkungsgrades.

In der unmittelbaren Umgebung der Ausblasung von Kühlluft in die Hauptströmung wird ein komplexes Strömungsfeld generiert, das sowohl die lokalen aero-thermodynamischen Bedingungen wie auch die gesamte Aerodynamik des Gitters und sogar der Komponente beeinflusst. Dabei ist es von entscheidender Bedeutung zu verstehen, wie die Interaktion der Kühlluft mit der Hauptströmung durch geometrische und aerodynamische Parameter beeinflusst wird. Nur so kann eine optimale Kühlkonfiguration ausgelegt werden, bei der die lokalen Effekte im Nahbereich der Ausblasung, die eine schnelle und effiziente Ausbildung des Kühlfilms beeinflussen, und die Auswirkung auf den globalen Komponentenwirkungsgrad, berücksichtigt werden. Die thermisch am höchsten beanspruchte Profilvorderkante ist besonders kritisch, da die Kühlluft aufgrund der starken Krümmung entgegen der Zuströmung in ein Gebiet hoher Gradienten ausgeblasen werden muss. Diese Strömungsvorgänge wurden bisher meistens an einfachen Modellgeometrien und bei stationärer Zuströmung untersucht. Um die gewonnenen Erkenntnisse auf die reale Turbomaschine übertragen zu können, wurden am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München Untersuchungen zur Vorderkanten-Kühlluftausblasung an einem Hochdruckturbinengitter bei periodisch instationärer Zuströmung durchgeführt. Die Größe des Profils wurde so auf die Abmessungen der Messstrecke bei Einsatz des Erzeugers Instationärer Zuströmung und der eingesetzten Sonden abgestimmt, dass eine detaillierte Vermessung des zeitlich veränderlichen

Strömungsfeldes in der Nähe der Ausblasbohrung durchgeführt werden konnten. Die Ergebnisse reihen sich nahtlos in die systematische Untersuchung zur Aerodynamik der Vorderkanten-Filmkühlausblasung ein. Ausgehend von Untersuchungen bei stationärer Zuströmung zur Schlitzausblasung (Beeck 1992) und der Ausblasung aus diskreten Bohrungen (Ardey 1998) wurden zwei Bohrungskonfigurationen bei periodisch instationärer Zuströmung untersucht, die bei konstanter axialer Bohrungsneigung ohne und mit lateralen Ausblaswinkeln ausgestattet waren. Die Ausblaspositionen befinden sich dabei saug- und druckseitig in der unmittelbaren Nähe des Staupunktes. Zur detaillierten Beschreibung der Strömungsvorgänge unter dem Einfluss periodisch auftreffender Nachlaufdellen vorgeschalteter Schaufelreihen kamen fortschrittliche, zeitlich hochauflösende Messverfahren zum Einsatz.

Die Ergebnisse zeigen, dass sich bei Ausblasung in die beschleunigte saugseitige Querströmung ein anliegender Kühlstrahl ergibt, der von dem für die Filmkühlung charakteristischen Nierenwirbel umschlossen wird. Bei Ausblasung in die verzögerte Hauptströmung auf der Druckseite hebt der Kühlstrahl vollständig von der Profilloberfläche ab und bildet unter sich ein Rückströmgebiet. Dessen strömungsenergieärmer Nachlauf wird durch eine laterale Strömung mit Heißgas aufgefüllt, was neben dem Nierenwirbel ein zweites entgegengesetzt drehendes Wirbelpaar generiert. In Momentaufnahmen zwischen zwei Nachlaufdellen zeigen sich Strömungsbilder, die ähnlich zu denen bei stationärer Zuströmung sind. Die periodisch instationären Störungen der Zuströmung pflanzen sich bis in das Schaufelplenum fort und induzieren Interaktionen zwischen den beiden Bohrungsreihen. Es ergibt sich ein zeitlich modulierter Ausblasmassestrom, der ein An- und Abswellen der Kühlstrahlen zur Folge hat. Dabei bricht der saugseitige Kühlstrahl bei symmetrischer Unterimpulsausblasung (AGTB-EIZ-B1) nahezu zusammen. Die lateral angestellten Bohrungen zeigen sich in diesem Zusammenhang robuster, mischen sich in Strömungsrichtung jedoch langsamer aus. Zusätzlich ergibt sich durch den Einfluss der Nachlaufdellen eine laterale und wandnormale Oszillation der Strahltrajektorie, die zu einem insgesamt inhomogeneren Kühlfilm führt. Die Nachlaufdellen nehmen zudem Einfluss auf die Turbulenzproduktion, die im Verlauf einer Stabperiode stark variiert.

Der starke Einfluss der periodisch instationären Zuströmung auf das Austritts- und Mischungsverhalten der Kühlluft muss bei der Modellierung von Kühlluftausblasung aus den oben genannten Gründen unbedingt Beachtung finden. Die zeitlich hochaufgelösten Messergebnisse am Kühlluftstrahl beinhalten neben dem durch die Bildung eines Nierenwirbels gekennzeichneten Standardfall (saugseitige Ausblasung) auch Daten zum Verlauf eines Kühlluftstrahls bei Fehlanströmung (druckseitige Ausblasung), die in der Realität zum Beispiel durch Teillast verursacht wird. Zusätzlich wird auch der Einfluss eines lateralen Ausblaswinkels auf die Strömungsentwicklung festgestellt. Diese umfassenden Informationen über das zeitlich veränderliche Strömungsfeld und die lokalen Wirbelsysteme

sowie die zeitliche Entwicklung der Drücke im unmittelbaren Bereich der Ausblasbohrung bieten die Möglichkeit, das Auftreten schlecht gekühlter Zonen, zum Beispiel in großen Rückströmgebieten, im Bereich von zur Oberfläche hin orientierten Strömungen oder durch das Abheben der Kühlluft, zu verstehen und verbesserte Auslegungskriterien zu erarbeiten.

Um die dreidimensionalen instationären Strömungsvorgänge filmgekühlter Oberflächen optimal auslegen zu können bedarf es auch in Zukunft noch großer Anstrengungen. Dabei spielt die numerische Simulation eine entscheidende Rolle, denn sie kann die Schwächen des Experiments, zum Beispiel die mangelnde wandnahe Auflösung und die hohen Kosten, auffangen. Die mit der vorliegenden Arbeit erstellte dokumentierte Datenbasis wird dabei helfen, vorhandene und weiterentwickelte Rechenverfahren zu validieren, um sie für die Aufgaben der Zukunft zu einem verlässlichen Werkzeug zu machen.

8. Literaturverzeichnis

Abhari, R.S., Epstein, A.H.

An Experimental Study of Film Cooling in a Rotating Transonic Turbine
Paper ASME 92-GT-201, 1992

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 of the 8th Intern. Symposium on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, Stockholm, Schweden, 1997

Acton, P.

Untersuchung des Grenzschichtumschlages an einem hochbelasteten Turbinengitter unter inhomogenen und instationären Zuströmbedingungen
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1998

Ardey, S., Langowsky, C., Fottner, L.

Aerodynamische Mischungsverluste filmgekühlter Turbinenschaufelgitter
Paper DGLR-JT97-155, 1997

Ardey, S.

Untersuchung der aerodynamischen Effekte von Vorderkanten-Kühlluftausblasung an einem hochbelasteten Turbinengitter
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1998

Ardey, S., Fottner, L.

A Systematic Experimental Study on the Aerodynamics of Leading Edge Film Cooling on a Large Scale High Pressure Turbine Cascade
Paper ASME 98-GT-434, 1998

Ardey, S., Wolff, S.

TEST CASE: Leading Edge Film Cooling on the High Pressure Turbine Cascade
AGTB
Institutsbericht LRT12-WE12-98/01, 1998

Ardey, S., Wolff, S., Fottner, L.

Turbulence Structures of Leading Edge Film Cooling Jets
Paper ASME 2000-GT-255, 2000

- Azzi, A., Lakehal, D.
Perspectives in Modeling Film Cooling of Turbine Blades by Transcending
Conventional Two-Equation Turbulence Models
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 124, 2002
- Baier, R.D., Broichhausen, K.D., Koschel, W., Parvizinia, M.
Numerical and Experimental Investigation on the Influence of Angle Orientations on
the Behaviour of Discrete Film Cooling Holes on Turbine Bladings
Paper ISABE 97-7109, 1997
- Baldauf, S., Scheurlen, M., Schulz, A., Wittig, S.
Correlation of Film Cooling Effectiveness From Thermographic Measurements at
Engine Like Conditions
Paper ASME GT-2002-30180, 2002
- Baldauf, S.
Filmkühlung thermisch höchstbelasteter Oberflächen: Korrelationen
thermographischer Messungen
Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Karlsruhe, 2001
- Barigozzi, G., Bassi, F., Perdichizzi, A., Savini, M.
Experimental Investigation of Cooling Jets Mixing in a Gas Turbine Cascade
Proceeding of the RTO/AVT Symposium and Specialists Meeting Heat Transfer and
Cooling in Propulsion and Power Systems, Loen, Norway, 2001
- Bario, F., Leboef, F., Ovani, A., Sadini, A.
Aerodynamics of Cooling Jets Introduced in the Secondary Flow of a Low Speed
Turbine Cascade
Paper ASME 89-GT-192, 1989
- Beeck, A.
Strömungsfelduntersuchungen zum aerodynamischen Verhalten eines hochbelasteten
Turbinengitters mit Kühlluftausblasung an der Vorderkante
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr
München, 1992
- Benz, E., Wittig, S., Beeck, A., Fottner, L.
Analysis of Cooling Jets near the Leading Edge of Turbine Blades
Paper AGARD-CP-534, 1993
- Berhe, M.K., Pantankar, S.V.
A Numerical Study of Discrete-Hole Film Cooling
Paper ASME No. WA/HAT-8, 1996

- BMU - Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über
Klimaänderungen
<http://www.bmu.de>, Kyoto / Japan, 1997
- BMWI – Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
Energieforschung - eine Investition in die Zukunft
<http://www.bmwi.de>, Berlin, 2001
- Bohn, D.E., Kusterer, K.A.
Aerothermal Investigation of Mixing Flow Phenomena in Case of Radially Inclined
Ejection Holes at the Leading Edge
Paper ASME 99-GT-198, 1999
- Bohn, D.E., Moritz, N.
Comparison of Cooling Film Development Calculation for Transpiration Cooled Flat
Plates with Different Turbulence Models
Paper ASME 2001-GT-0132, 2001
- Bohn, D.E., Tümmers, C.
Numerical Investigation of Anisotropic Turbulence Effects Around a Film Cooled
Turbine Vane
Paper ASME 2002-GT-30599, 2002
- Bons, J.P., Taylor, R.P., McClain, S.T., Rivir, R.B.
The Many Faces of Surface Roughness
ASME Journal of Turbomachinery vol. 123, 2001
- Brandt, H., Ganzert, W., Fottner, L.
A Presentation of Detailed Experimental Data of a Suction Side Film Cooled Turbine
Cascade
Paper ASME 2000-GT-296, 2000
- Brunner, S.
Untersuchung des Strömungsverhaltens von hochbelasteten ungekühlten Niederdruck-
Turbinengittern unter Berücksichtigung der Rotor-Stator-Interaktion
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr
München, 2000
- Bruun, H.H.
Hot-Wire Anemometry, Principles and Signal Analysis
Oxford Science Publications, 1995

- Buck, F.A., Walters, D.K., Ferguson, J.D., McGrath, E.J., Leylek, J.H.
Film Cooling on a Modern HP Turbine Blade: Part I — Experimental and
Computational Methodology and Validation
Paper ASME GT-2002-30470, 2002
- Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland
Vereinbarung zwischen der Bundesregierung und den
Energieversorgungsunternehmen vom 14. Juni 2000
<http://www.bundesregierung.de>, Berlin, 2000
- Burd, S.W., Simon, T.W.
The Influence of Coolant Supply Geometry on Film Cooling Exit Flow and Surface
Adiabatic Effectiveness
Paper ASME 97-GT-25, 1997
- Camci, C., Arts, T.
Effects of Incidence on Wall Heating Rates and Aerodynamics on a Film Cooled
Transonic Turbine Blade
Paper ASME 90-GT-46, 1990
- Cardamone, P.
CFD-Analyse mit Trace U am Turbinengitter T106
Interne Kommunikation, 2002
- Cohen, M.J., Ritchie, N.J.B.
Low-Speed Three-Dimensional Contraction Design
Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol. 66, 1962
- Cutbirth, J.M., Bogard, D.G.
Evaluation of Pressure Side Film Cooling with Flow and Thermal Field
Measurements, Part I: Showerhead Effects
Paper ASME GT-2002-30174, 2002_a
- Cutbirth, J.M., Bogard, D.G.
Evaluation of Pressure Side Film Cooling with Flow and Thermal Field
Measurements, Part II: Turbulence Effects
Paper ASME GT-2002-30175, 2002_b
- Dénos, R., Valenti, E.
Influence of Temperature Transients and Centrifugal Force on Fast Response Pressure
Transducers
Proceedings of the 15th Symposium on Measuring Techniques for Transonic and
Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Florenz, Italien, 2000

- DLR – Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt
Arbeitsgruppe TRACE
http://www.kp.dlr.de/en/at/trace/trace_u/instationaer.jpg, 2003
- Doorly, J.E.
Procedure for Determining Heat Flux Using Thin Film Gauges on a Coated Metal Model in a Transient Test Facility
Paper ASME 87-GT-95, 1987
- Dorney, D.J., Davis, R.L.
Numerical Simulation of Turbine “Hot Spot” Alleviation Using Film Cooling
Paper AIAA 92-3309, 1992
- Drost, U., Böles, A., Hoffs, A.
Utilization of the Liquid Crystal Technique for Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Investigation on a Flat Plate and a Turbine Airfoil
Paper ASME 97-GT-26, 1997
- Duden, A.
Strömungsbeeinflussung zur Reduzierung der Sekundärströmung in Turbinengittern
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1999
- Dunn, M.J.
Convective Heat Transfer and Aerodynamics in Axial Flow Turbines
2001 International Gas Turbine Institute Gas Turbine Scholar Lecture, ASME Journal of Turbomachinery Vol. 123, 2001
- Ekkad, S.V., Han, J.H., Du, H.
Detailed Film Cooling Measurements on a Cylindrical Leading Edge Model: Effects of Free-Stream Turbulence and Coolant Density
Paper ASME 97-GT-181, 1997
- Eulitz, F.
Numerische Simulation und Modellierung der instationären Strömung in Turbomaschinen
Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2000
- Fearn, R., Weston, R.P.
Vorticity Associated with a Jet in a Cross Flow
AIAA Journal, Vol. 12 No. 12, 1974
- Forrest, A.E., Rawlinson, A.J., Lai, C.C. Guo, S.M., Oldfield, M.L.G., Lock, G.D.
Experimentally Aided Development of a Turbine Heat Transfer Prediction Method
Paper ASME GT-2002-30196, 2002

Fottner, L.

Review on Turbomachinery Blading Design Problems

AGARD Lecture Series "Blading Design for Axial Turbomachines", No. 167, 1989

Funazaki, K.

Studies on Wake-Affected Heat Transfer Around the Circular Leading Edge of Blunt Body

Paper ASME 94-GT-25, 1994

Ganzert, W.

Untersuchung zur Optimierung der Kühlluft - Ausblasekonfigurationen fortschrittlicher Turbinenbeschaukelungen

Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2000

Ganzert, W., Fottner, L.

WINPANDA – An Enhanced PC-Based Data Acquisition System for Wake and Profile Pressure Distributions at the High Speed Cascade Wind Tunnel

Proceedings of the 13th Symposium on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Zürich, Schweiz, 1996

Giebert, D., Gritsch, M., Schulz, A Wittig, S.

Film Cooling from Holes with Expanded Exits: Comparison of Computational Results with Experiment

Paper ASME 97-GT-163, 1997

Goldstein, R.J.

Film Cooling

Academic Press Advances in Heat Transfer, Vol. 7, 1971

Goldstein, R.J., Yoshida, T.

The Influence of Laminar Boundary Layer and Laminar Injection on Film Cooling

Paper ASME 81-HT-38, 1981

Gritsch, M., Schulz, A., Wittig, S.

Effects of Crossflow on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes with Varying Angles of Inclination and Orientation

Paper ASME 2001-GT-0134, 2001

Gritsch, M.

Experimentelle Untersuchung zum aerothermischen Verhalten nicht-zylindrischer Filmkühlbohrungen

Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Karlsruhe, 1998

- Guo, S.M., Jones, T.V., Lock, G.D., Lai, C.C., Oldfield, M.L.G., Rawlinson, A.J.
Influence of Surface Roughness on Heat Transfer and Effectiveness for a fully Film Cooled Nozzle Guide Vane Measured by Wide Band Liquid Crystals and Direct Heat Flux Gauges
Paper ASME 2000-GT-0204, 2000
- Haas, W., Rodi, W., Schönung, B.
Filmkühlung von Turbinenschaufeln durch Ausblasung aus einer Lochreihe
Zeitschrift für Flugwissenschaft und Weltraumforschung Vol. 12, 1988
- Halstead, D.E., Wisler, D.C., Okiishi, T.H., Walker, G.J., Hodson, H.P., Shin, H.-W.
Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines. Part IV: Computations & Analysis
ASME 95-GT-464, 1995
- Haven, B.A., Kurosaka, M.,
The Effect of Hole Geometry on Lift-Off Behaviour of Coolant Jets
AIAA Paper 96-0618, 1996
- Haven, B.A., Kurosaka, M.
Kidney and Anti-Kidney Vortices in Crossflow
ASME Journal of Fluid Mechanics Vol. 352, 1997
- Haven, B.A., Yamagata, D.K., Kurosaka, M., Yamawaki, S., Maya, T.
Anti-Kidney Pair of Vortices in Shaped Holes and Their Influence on Film Cooling Effectiveness
Paper ASME 97-GT-45, 1997
- Heidmann J.D., Rigby, D.L., Ameri, A.A.
A Three-Dimensional Coupled Internal/External Simulation of a Film-Cooled Turbine Vane
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 122, 2000
- Heidmann J.D., Lucci, B.L., Reshotko, E.
An Experimental Study of the Effect of Wake Passing on Turbine Blade Film Cooling
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 123, 2001
- Andreas Heise
Experimentelle Untersuchung des Einflusses von periodisch instationärer Zuströmung auf das Strömungsfeld im Bereich der Vorderkantenausblasung des Turbinengitters
AGTB-EIZ
Diplomarbeit LRT-12-2002/4.16, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2002

- Heselhaus, A.
Ein hybrides Verfahren zur gekoppelten Berechnung von Heißgasströmung und Materialtemperaturen am Beispiel gekühlter Turbinenschaufeln
Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1997
- Hildebrandt, T., Ganzert, W., Fottner, L.
Numerische Simulation eines filmgekühlten Turbinengitters mit einer Variation der Form der Ausblasebohrungen
Paper DGLR-JT-2000-138, 2000
- Hildebrandt, T., Ettrich, J., Kluge, M., Swoboda, M., Keskin, A., Haselbach, F., Schiffer, H.
Unsteady 3D Navier-Stokes Calculation of a Film-Cooled Turbine Stage, Part 2 – Cooling Flow Modelling via Discrete Cooling Holes
Proceeding of 5th European Conference on Turbomachinery at Prague, 2003
- Hoda, A., Acharya, S.
Predictions of a Film Coolant Jet in Crossflow with Different Turbulence Models
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 122, 2000
- Hodson, H. P.
Blade Row Interaction Effects in Axial Turbomachinery Stages
VKI Lecture Series “Blade Row Interference Effects in Axial Turbomachinery Stages”, 1998
- Hoheisel, H., Kiock, R.
Zwanzig Jahre Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Aerodynamik der DFVLR in Braunschweig
Zeitschrift für Flugwissenschaft und Weltraumforschung Vol. 1, 1977
- Hoheisel, H., Kiock, R., Dietrichs, H.J., Holmes, A.T.
The Boundary Layer Behaviour of an Advanced Gas Turbine Rotor Blade under the Influence of Simulated Film Cooling
Paper AGARD-CP-390, 1985
- Holloway, D.S., Leylek, J.H., Buck, F.A.
Pressure-Side Bleed Film Cooling: Part I – Steady Framework for Experimental and Computational Results
Paper ASME GT-2002-30471, 2002_a
- Holloway, D.S., Leylek, J.H., Buck, F.A.
Pressure-Side Bleed Film Cooling: Part I – Unsteady Framework for Experimental and Computational Results
Paper ASME GT-2002-30472, 2002_b

- Ito, S., Eckert, E.R.G., Golstein, R.J.
Aerodynamic Loss in a Gas Turbine Stage with Film Cooling
ASME Journal of Turbomachinery Vol.102, 1980
- Johnston, C.A., Bogard, D.G., McWaters, M.A.
Highly Turbulent Mainstream Effects on Film Cooling of a Simulated Airfoil Leading Edge
Paper ASME 99-GT-261, 1999
- Jung, I.S., Lee, J.S., Ligrani, P.M.
Effect of Bulk Flow Pulsation on Film Cooling with Compound Angle Holes: Heat Transfer Coefficient Ratio and Heat Flux Ratio
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 124, 2002
- Jung, K., Hennecke, D.K.
Curvature Effects on Film Cooling with Injection Through Two Rows of Holes
Proceeding of the RTO/AVT Symposium and Specialists Meeting Heat Transfer and Cooling in Propulsion and Power Systems, Loen, Norway, 2001.
- Kampitsch, M.
Numerische Untersuchung der instationäre Nachlauf/ Grenzschicht - Interaktion in Turbinen und Verdichter - Schaufelgittern und Vergleich mit Messungen
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2003
- Kazeta, R.W., Simon, T.W.
Measurement of Eddy Diffusivity of Momentum in Film Cooling Flows With Streamwise Injection
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 122, 2000
- Keppel, W.
Klassische Kraftwerke und Klimaschutz
Redetext zum Parlamentarischen Abend in der Parlamentarischen Gesellschaft des Deutschen Bundestages, Berlin 27. Juni 2001
- King, L.V.
On the Convection of Heat from Small Cylinders in a Stream of Fluid: Determination of the Convection Constants of Small Platinum Wires, with Applications to Hot-Wire Anemometry
Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A, Volume 214.
1914 (nach Bruun 1995)

- Kiock, R.
Untersuchungen am Turbinengitter T103 in kompressibler Unterschallströmung; Teil II: Ergebnisse mit Kühlluftsimulation, Anhang A VIII
IB 151-78/20, Institut für Entwurfsaerodynamik, DFVLR Braunschweig, 1978
- Kluge, M., Swoboda, M., Keskin, A., Haselbach, F., Schiffer, H., Hildebrandt, T., Ettrich, J.
Unsteady 3D Navier-Stokes Calculation of a Film-Cooled Turbine Stage, Part 1 – Cooling Flow Modeling via Source Term Approach
Proceeding of 5th European Conference on Turbomachinery at Prague, 2003
- Kruse, H.
Effects of Hole Geometry, Wall Curvature and Pressure Gradient on Film Cooling Downstream of a Single Row
Paper AGARD-CP-390, 1985
- Kügeler, E.
Numerische Untersuchung der Filmkühlung aus einer Reihe von fanshaped Bohrungen auf der Saugseite einer Turbinenschaufel und vergleich mit Experimenten
Paper DGLR-JT-2000-139, 2000
- Kupferschmied, P.
Zur Methodik zeitaufgelöster Messungen mit Strömungssonden in Verdichtern und Turbinen
Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Nr. 12774, 1998
- Küppers, K.H.
Temperaturmessung an zwei ruhenden Gasturbinen-Schaufelprofilen mit Grenzschichtkühlung
DVL-St-Bericht Nr. 82, 1944
- Ladwig, M.
Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß einer inhomogenen Zuströmung auf die Entwicklung des Strömungsfeldes in Turbinenschaufelgittern
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1991
- Lakshminarayana, B., Poncet, A.
A Method of Measuring Three-Dimensional Rotating Wakes Behind Turbomachinery Rotors
Journal of Fluids Engineering, Vol. 96, No. 2, 1974
- Langowsky, C.
Wechselwirkung von Sekundärströmung und Kühlluft in filmgekühlten Turbinenstatoren
Dissertation, Fakultät für Maschenbau, Ruhr-Universität Bochum, 1997

- Lee, S.W., Park, S.W., Lee, J.S.
Flow Characteristics Inside Circular Injection Holes Normally Oriented to a Crossflow: Part I – Flow Visualisations and Flow Data in the Symmetry Plane
Paper ASME 2000-GT-256, 2000_a
- Lee, S.W., Joo, S.K., Lee, J.S.
Flow Characteristics Inside Circular Injection Holes Normally Oriented to a Crossflow: Part II – Three Dimensional Flow Data and Aerodynamic Loss
Paper ASME 2000-GT-257, 2000_b
- Lee, S.W., Kim, Y.B., Lee, J.S.
Flow Characteristics and Aerodynamic Losses of Film-Cooling Jets with Compound Angle Orientations
Paper ASME 95-GT-38, 1995
- Lemmon, C.A., Kholi, A., Thole, K.A.
Formation of Counter-Rotating Vortices in Film Cooling Flows
Paper ASME 99-GT-161, 1999
- Leylek, J.H., Zerkle, R.D.
Discrete-Jet Film Cooling: A Comparison of Computational Results with Experiments
Paper ASME 93-GT-207, 1993
- Lies, C., Carnel, J.
Application of Film Cooling to Gas-Turbine-Blades
AGARD CP-73, 1971
- Ligrani, P.M., Mitchel, S.W.
Interaction Between Embedded Vortices and Injectant from Film Cooling Holes with Compound Angle Orientations in a Turbulent Boundary Layer
Paper ASME 92-GT-1999, 1999
- López Peña, F., Arts, T.
On the Development of a Film Cooling Layer
Paper AGARD-CP-527, 1992
- Lutum, E., Johnson, B.V.
Influence of the Hole Length-To-Diameter Ratio on Film Cooling with Cylindrical Holes
Paper ASME 98-GT-10, 1998

- Lutum, E., Wolfersdorf von, J., Semmler, K., Naik, S., Weigand, B.
Film Cooling on a Concave Surface: Influence of External Pressure Gradient on Film Cooling Performance
Proceeding of the RTO/AVT Symposium and Specialists Meeting Heat Transfer and Cooling in Propulsion and Power Systems, Loen, Norway, 2001.
- NUMECA Ingenieurbüro Dr.-Ing. Thomas Hildebrandt
"Numerische Untersuchung am AGTB-EIZ-B2"
Interne Kommunikation, 2003
- Martelli, F., Adami, P., Belardini, E.
Heat Transfer Modeling in Gas Turbine Stage
Proceeding of the RTO/AVT Symposium and Specialists Meeting Heat Transfer and Cooling in Propulsion and Power Systems, Loen, Norway, 2001
- McGrath, E.J., Lylek, J.H., Buck, F.A.
Film Cooling on a Modern HP Turbine Blade: Part IV — Compound-Angle Shaped Holes
Paper ASME GT-2002-30521, 2002
- Medic, G., Durbin, P.A.
Toward Improved Film Cooling Prediction
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 124, 2002
- Mehendale, A.B., Han, J.C.
Influence of High Mainstream Turbulence on Leading Edge Film Cooling Heat Transfer
Paper ASME 90-GT-9, 1990
- Mehendale, A.B., Han, J.C., Ou, S., Lee, C.P.
Unsteady Wake over a Linear Turbine Blade Cascade with Air and CO₂ Injection Film Cooling, Part II: Effect on Film Effectiveness and Heat Transfer Coefficients
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 116, 1994
- Ou, S., Han, J.C., Mehendale, A.B.
Unsteady Wake over a Linear Turbine Blade Cascade with Air and CO₂ Injection Film Cooling, Part I: Effect on Heat Transfer Coefficients
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 112, 1994
- Ou, S., Rivir, R.
90° Skew Leading Edge Film Cooling Effectiveness, Heat Transfer, and Discharge Coefficients for Cylindrical Film Holes at High Free Stream Turbulence
Proceeding of the RTO/AVT Symposium and Specialists Meeting Heat Transfer and Cooling in Propulsion and Power Systems, Loen, Norway, 2001

- Pfeil, H., Eifler, J.
Turbulenzverhältnisse hinter rotierenden Zylindergittern
Forschung im Ingenieurwesen, Vol. 42, 1976
- Pietryzik, J.R., Bogard, D.G., Crawford, M.E.
Hydrodynamics Measurements of Jets in Crossflow for Gas Turbine Film Cooling Applications
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 111, 1989
- Pietryzik, J.R., Bogard, D.G., Crawford, M.E.
Effects of Density Ratio on the Hydrodynamics of Film Cooling
Paper ASME 89-GT-175, 1990
- Polanka, M.D., Cutbirth, J.M., Bogard, D.G.
Three Component Velocity Field Measurements in the Stagnation Region of a Film Cooled Turbine Vane
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 124, 2002
- Reynolds, O.
On the Dynamical Theorie of Incompressible viscous Fluids and the Determination of its Criteria
Phil. Trans. Roy. Soc. London, 186 (1), 1894
- Richter, J. Jung, K., Hennecke, D.K.
An Investigation of Heat Transfer by Leading Edge Film Cooling Applying the Naphtalene Sublimation Technique
Paper ASME 96-GT-463, 1996
- Rigby, M.J., Johnson, A.B., Oldfield, M.L.G.
Gas Turbine Rotor Blade Film Cooling With and Without Simulated NGV Shock Waves and Wakes
Paper ASME 90-GT-78, 1990
- Rivir, B., Gogineni, S.P., Goss, L.P., Pestian, D.J.
The Unsteady Structure of Simulated Turbine Film Cooling Flows from PIV
Paper AGARD CP-598, 1997
- Rodi, W., Theodoridis, G., Lakehal, D.
Entwicklung eines geeigneten Turbulenz- und Wärmeübergangsmodells für ein 3D Berechnungsverfahren der Filmkühlung an der Schaufelvorderkante
Tagungsband Sechstes Statusseminar Arbeitsgemeinschaft Hochtemperatur-Gasturbinen, 1998

Rolls-Royce plc:

The Jet Engine

The Jet Engine 5th Edition, Derby / UK, 1996

Rosemann H.

Einfluß der Geometrie von Mehrfach-Hitzdrahtsonden auf die Meßergebnisse in turbulenten Strömungen

DLR FB 89-26, 1989

Rydholm, H.A.

An Experimental Investigation of the Velocity and Temperature Fields of Cold Jets Injected into a Hot Crossflow

Paper ASME 96-GT-491, 1996

Sargison, J.E., Guo, S.M., Oldfield, M.L.G., Lock, G.D., Rawlinson, A.J.

A Converging Slot-Hole Film-Cooling Geometry – Part 1: Low-Speed Flat-Plate Heat Transfer and Loss

ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, 2002_a

Sargison, J.E., Guo, S.M., Oldfield, M.L.G., Lock, G.D., Rawlinson, A.J.

A Converging Slot-Hole Film-Cooling Geometry – Part 2: Transonic Nozzle Guide Vane Heat Transfer and Loss

ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, 2002_b

Sargison, J.E., Guo, S.M., Oldfield, M.L.G., Lock, G.D., Rawlinson, A.J.

A Flow Visualisation of Converging Slot-hole Film-Cooling Geometry

Paper ASME GT-2002-30177, 2002_c

Schiffer, H.-P., Haselbach, F., Fottner, L.

Theoretische und experimentelle Untersuchung zur Optimierung 3-D hochbelasteter Turbinen

Tagungsband 7. Statusseminar der AG TURBO Verbundprojekt „Hochtemperatur-Gasturbine, S. 5-1 – 5-16, 2000

Schlichting, H.

Experimentelle Untersuchung zum Rauigkeitsproblem

Ingenieur-Archiv., VII, Nr. , 1936

Schlichting, H., Gersten K.

Grenzschicht-Theorie

9., neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer 1997

- Scholz, N., Hopkes, U.
Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Deutschen Forschungsanstalt für Luftfahrt Braunschweig
Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Band 25, Nr. 5, S. 79-93, 1959
- Schulte, V.
Unsteady Separated Boundary Layers in Axial-Flow Turbomachinery
PhD Dissertation, Cambridge University, 1995
- Schwarz, C., Brandt, H., Fottner, L.
Aerodynamische Untersuchung eines typischen Abblase-Luftsystems in einem mehrstufigen Axialverdichter
Paper DGLR-2002-019, 2002
- Schwarz, S.G, Goldstein, R.J.
The Two-Dimensional Behaviour of Film Cooling Jets on Concave Surfaces
Paper ASME 88-GT-161, 1988
- Schwarz, S.G, Goldstein, R.J., Eckert, E.R.G.
The Influence of Curvature on Film Cooling Performance
Paper ASME 90-GT-110, 1990
- Seo, H.J., Lee, J.S., Ligrani, P.M.
Effect of Bulk Flow Pulsation on Film Cooling From Different Length Injection Holes at Different Blowing Ratios
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 121, 1999
- SFB 561
Thermisch hochbelastete, offenporige und gekühlte Mehrschichtsysteme für Kombi-Kraftwerke
<http://www.rwth-aachen.de/sfb561/>, 2003
- Sharma, C., Acharya, S.
Direct Numerical Simulation of a Coolant Jet in Crossflow
ASME Heat Transfer in Turbomachinery, HTD-Vol. 361-3/PID-Vol. 3, 1998
- Sinha, A.K., Bogard, D.G., Crawford, M.E.
Film Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with variable Density Ratio
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 113, 1991

- Stadtmüller, P.:
Grenzschichtentwicklung und Verlustverhalten von hochbelasteten Turbinengittern unter dem Einfluß periodisch instationärer Zuströmung
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2002
- Steffens, K., Schäffler, A.
Triebwerksverdichter - Schlüsseltechnologie für den Erfolg bei Luftfahrtantrieben
Paper DGLR-JT2000-001, 2000
- Sturm, W., Fottner, L.
The High Speed Cascade Wind Tunnel of the German Armed Forces University Munich
Proceedings of the 8th Symposium on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Genoa, Italy, 1985
- Takeishi, K., Aoki, S., Sato, T., Tsukagoshi, K.
Film Cooling on a Gas Turbine Rotor Blade
Paper ASME 91-GT-279, 1991
- Teng, S., Sohn, D.K., Han, J.C.
Unsteady Wake Effect on Film Temperature and Effectiveness Distributions for a Gas Turbine Blade
ASME Journal of Turbomachinery Vol. 122, 2000
- Teusch, R.
Der Einfluß periodisch instationärer Zuströmung auf das Transitionsverhalten von Verdichtergittern
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2001
- Thole, K., Gritsch, M., Schulz, A., Wittig, S.
Flow Field Measurements for Film-Cooling Holes with Expanded Exits
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, 1998
- Vogel, D.T.
Numerische Untersuchung des Mischungsverhaltens von Filmkühlstrahlen in Turbineströmungen
Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Ruhr-Universität Bochum, 1996
- WEA - World Energy Agency
World Energy Outlook: 2002
World Energy Agency, 2002

Weyer, H.

On the Measurement of the Fluctuating Total and Static Pressure in Turbomachines Including the Determination of Correct Time-Weighted Pressures
AGARDograph Nr. 207, S. 143-166, 1975

Wilfert, G.

Experimentelle und numerische Untersuchung der Mischungsvorgänge zwischen Kühlfilm und Gitterströmung an einem hochbelasteten Turbinengitter
Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1994

Wilfert, G., Wolff, S.

Influence of Internal Flow on Film Cooling Effectiveness
Journal of Turbomachinery Vol. 122, 2000

Wolff, S.

Konzeption, Programmierung und Erprobung eines PC-gesteuerten Meßsystems zur Aufnahme und Auswertung von 1D und 3D-Hitzdrahtsignalen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal als Ersatz des HP-Systems
Institutsbericht LRT-WE12-99/09, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr 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 Journal of Turbomachinery Vol. 122, 2000

Wolff, S.

Bestimmung der Einbaulage des Hochdruckturbinengitters AGTB-EIZ und Validierung des Versuchsaufbaus zur Simulation periodisch instationärer Zuströmung
Institutsbericht LRT-WE12-01/08, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, August 2001

Wolff, S., Homeier, L., Fottner, L.

Experimental Investigation of Heat Transfer in Separated Flow on a Highly Loaded LP Turbine Cascade
Proceeding of the RTO/AVT Symposium and Specialists Meeting Heat Transfer and Cooling in Propulsion and Power Systems, Loen, Norway, 2001

Wolff, S.

WINDFM: Windows Software zur zeitlich hochauflösenden Messwerterfassung mit der A/D – Wandler Karte WIN30DS am HGK

Institutsbericht LRT-WE12-02/04, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2002

Wunderwald, D.

Untersuchung der Turbulenzstrukturen in hochbelasteten Verdichter- und Turbinengittern

Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1995

York, W.D., Leylek, J.H.

Leading-Edge Film-Cooling Physics: Part I – Adiabatic Effectiveness

Paper ASME GT-2002-30166, 2002_a

York, W.D., Leylek, J.H.

Leading-Edge Film-Cooling Physics: Part II – Heat Transfer Coefficient

Paper ASME GT-2002-30167, 2002_b

York, W.D., Leylek, J.H.

Leading-Edge Film-Cooling Physics: Part II – Diffused Hole Effectiveness

Paper ASME GT-2002-30520, 2002_c

9. Anhang

AGTB							
Profilkoordinaten im Bitangentensystem, Sehnenlänge 250 mm							
x [mm]	y [mm]	x [mm]	y [mm]	x [mm]	y [mm]	x [mm]	y [mm]
144.212	100.862	245.233	0.000	100.077	45.157	4.006	2.220
151.560	96.425	244.000	0.283	94.774	44.410	3.175	3.202
158.530	91.823	242.872	0.838	89.627	43.473	2.491	4.324
165.223	87.039	241.848	1.521	84.634	42.346	1.839	5.648
171.668	82.130	240.257	2.647	79.797	41.028	1.335	7.113
177.896	77.154	238.081	4.116	75.027	39.493	0.876	8.736
183.907	72.109	235.365	5.941	70.267	37.770	0.521	10.486
189.830	67.037	232.135	8.035	65.502	35.759	0.213	12.394
195.523	61.941	228.462	10.326	60.675	33.491	0.000	19.962
201.102	56.905	224.333	12.855	55.785	30.964	0.646	27.989
206.479	51.902	219.832	15.508	50.815	28.078	2.032	36.246
211.642	46.975	214.972	18.239	45.727	24.964	4.083	44.664
216.577	42.168	209.754	21.049	40.545	21.535	6.811	53.053
221.269	37.523	204.247	23.865	35.374	17.919	10.099	61.331
225.691	32.985	198.480	26.599	30.258	14.128	14.074	69.394
229.829	28.741	192.495	29.266	25.285	10.335	18.750	77.199
233.612	24.719	186.350	31.835	20.661	6.650	24.170	84.758
237.056	21.022	180.058	34.263	16.490	3.346	30.506	91.983
240.116	17.634	173.632	36.506	15.408	2.531	37.972	98.796
242.767	14.643	167.174	38.548	14.386	1.831	46.55	104.954
244.993	12.093	160.683	40.389	13.337	1.217	56.303	110.095
246.783	10.026	154.187	41.942	12.334	0.761	66.939	113.936
248.122	8.487	147.758	43.277	11.347	0.406	77.962	116.229
248.953	7.506	141.368	44.338	10.377	0.151	88.984	116.994
249.650	6.340	135.045	45.182	9.409	0.040	99.663	116.411
250.000	5.065	128.903	45.748	8.515	0.000	109.758	114.644
249.945	3.712	122.844	46.053	7.667	0.117	119.289	112.081
249.488	2.424	116.939	46.168	6.793	0.322	128.143	108.782
247.679	0.572	111.159	46.036	5.793	0.773	136.44	104.975
246.489	0.105	105.534	45.713	4.883	1.396		

Tabelle A 1

Profilkoordinaten des Turbinengitters AGTB im Bitangentensystem

Nr.	s/d [-]	z/d [-]	Nr.	s/d [-]	z/d [-]	Nr.	s/d [-]	z/d [-]
1	-30.0	2.5	43	-7.5	0.0	85	7.5	2.5
2	-30.0	1.3	44	-7.5	-1.3	86	7.5	1.3
3	-30.0	0.0	45	-6.7	2.5	87	7.5	0.0
4	-30.0	-1.3	46	-6.7	1.3	88	7.5	-1.3
5	-26.7	2.5	47	-6.7	0.0	89	8.3	2.5
6	-26.7	1.3	48	-6.7	-1.3	90	8.3	1.3
7	-26.7	0.0	49	-5.8	2.5	91	8.3	0.0
8	-26.7	-1.3	50	-5.8	1.3	92	8.3	-1.3
9	-23.3	2.5	51	-5.8	0.0	93	9.2	2.5
10	-23.3	1.3	52	-5.8	-1.3	94	9.2	1.3
11	-23.3	0.0	53	-5.0	2.5	95	9.2	0.0
12	-23.3	-1.3	54	-5.0	1.3	96	9.2	-1.3
13	-20.0	2.5	55	-5.0	0.0	97	10.0	2.5
14	-20.0	1.3	56	-5.0	-1.3	98	10.0	1.3
15	-20.0	0.0	57	-4.2	2.5	99	10.0	0.0
16	-20.0	-1.3	58	-4.2	1.3	100	10.0	-1.3
17	-16.7	2.5	59	-4.2	0.0	101	13.3	2.5
18	-16.7	1.3	60	-4.2	-1.3	102	13.3	1.3
19	-16.7	0.0	61	-0.8	2.5	103	13.3	0.0
20	-16.7	-1.3	62	-0.8	1.3	104	13.3	-1.3
21	-13.3	2.5	63	-0.8	0.0	105	16.7	2.5
22	-13.3	1.3	64	-0.8	-1.3	106	16.7	1.3
23	-13.3	0.0	65	0.0	2.5	107	16.7	0.0
24	-13.3	-1.3	66	0.0	1.3	108	16.7	-1.3
25	-10.8	2.5	67	0.0	0.0	109	20.0	2.5
26	-10.8	1.3	68	0.0	-1.3	110	20.0	1.3
27	-10.8	0.0	69	3.3	2.5	111	20.0	0.0
28	-10.8	-1.3	70	3.3	1.3	112	20.0	-1.3
29	-10.0	2.5	71	3.3	0.0	113	23.3	2.5
30	-10.0	1.3	72	3.3	-1.3	114	23.3	1.3
31	-10.0	0.0	73	4.2	2.5	115	23.3	0.0
32	-10.0	-1.3	74	4.2	1.3	116	23.3	-1.3
33	-9.2	2.5	75	4.2	0.0	117	26.7	2.5
34	-9.2	1.3	76	4.2	-1.3	118	26.7	1.3
35	-9.2	0.0	77	5.8	2.5	119	26.7	0.0
36	-9.2	-1.3	78	5.8	1.3	120	26.7	-1.3
37	-8.3	2.5	79	5.8	0.0	121	30.0	2.5
38	-8.3	1.3	80	5.8	-1.3	122	30.0	1.3
39	-8.3	0.0	81	6.7	2.5	123	30.0	0.0
40	-8.3	-1.3	82	6.7	1.3	124	30.0	-1.3
41	-7.5	2.5	83	6.7	0.0			
42	-7.5	1.3	84	6.7	-1.3			

Tabelle A 3

Koordinaten der Profildruckmessstellen am Turbinengitter AGTB-EIZ



Lebenslauf

Name: Stefan Josef Wolff

Geburtsdatum: 20.07.1970

Geburtsort: Linnich

Staatsangehörigkeit: deutsch

Familienstand: verheiratet

Schulausbildung

1977 - 1981 Katholische Grundschule Linnich

1981 - 1987 Städtische Realschule Linnich

1987 - 1990 Städtisches Gymnasium Hückelhoven

Grundwehrdienst

1990 - 1991 Luftwaffe: Fernmelderegiment 11 Nörvenich

Studium

1991 - 1997 Maschinenbau an der RWTH Aachen
Fachrichtung Turbomaschinen

Berufstätigkeit

10/1997 - 03/2003 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
am Institut für Strahlantriebe
der Universität der Bundeswehr München

seit 05/2003 Entwicklungsingenieur
bei der BMW AG München