



Fakultät Maschinenbau  
*fortschritt studieren*

RUHR  
UNIVERSITÄT  
BOCHUM

RUB

**Experimentelle Untersuchung der  
Entstehung von Sekundärströmung  
in Turbinen-Ringgittern unter  
periodisch-instationärer Zuströmung**

Dissertation  
zur Erlangung des Grades  
Doktor-Ingenieur

der Fakultät für Maschinenbau  
der Ruhr-Universität Bochum

von  
Martin B. Sinkwitz

aus Solingen

Bochum 2020

Dissertation eingereicht am: 08.06.2020  
Tag der mündlichen Prüfung: 06.10.2020

Erste Referentin: Univ.-Prof. Dr. Francesca di Mare  
Ruhr-Universität Bochum  
Zweiter Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis  
Universität der Bundeswehr München

# Danksagung

”Where the focus goes, energy flows” (nach Tony Robbins)

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Thermische Turbomaschinen und Flugtriebwerke (TTF) der Ruhr-Universität Bochum. Mein besonderer Dank gilt der Lehrstuhlleiterin, Frau Prof. Dr. Francesca di Mare für die Begleitung meines Promotionsvorhabens, wertvolle Bereicherungen aus mir anfänglich wenig vertrauten Themenbereichen, das stets in mich gesetzte Vertrauen sowie die Übernahme der Erst-Berichterstattung. Weiterhin danke ich Univ.-Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis für die langjährige und inspirierende Zusammenarbeit im Rahmen des gemeinsamen DFG-Projektes sowie für die Übernahme des Co-Referats und die damit verbundenen zahlreichen Denkanstöße. Für den Vorsitz des Prüfungsausschusses bedanke ich mich herzlich bei Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Kuhlenkötter. Auch dem ehemaligen Lehrstuhlleiter Prof. Dr.-Ing. habil. Ronald Mailach gilt mein großer Dank für die intensive Zusammenarbeit sowie die Betrauung mit dem Projekt, welches letztendlich der Grundstein für die vorliegende Dissertation war.

Der andauernden, in jeglichem Maße und zu aller Zeit angenehmen Unterstützung durch das Team unserer Institutswerkstatt und die technischen Mitarbeiter unseres Lehrstuhls habe ich in außergewöhnlichem Maße die Funktionalität des Axialturbinen-Prüfstands sowie die Grundlagen der experimentellen Untersuchungen zu verdanken. Stellvertretend bedanke ich mich dazu bei Slava Bodaschko, Chikuru Kassengera, Dirk Becker, Siegbert Spor, Carsten Dobmeier, Marcus Kolb, Martin Kraus, Richard Zapke, Andreas Stolte, Olav Neuhaus, Michael Nürnberg und Michael Melang. Auch unseren studentischen Hilfskräften, vorrangig Miriam Riebau-Schmithals, Philipp Schneider und Michael Schlesinger, die mich insbesondere bei den experimentellen Arbeiten und deren Vorbereitungen unterstützt haben und auf die jederzeit Verlass war, danke ich hiermit vielmals!

Ausgesprochen dankbar bin ich ebenfalls meinen Lehrstuhlkollegen, welche innerhalb und außerhalb der „regulären“ Arbeitszeiten hitzige (Fach)-Diskussionen, Ideenfindung und ein ganz besonderes Arbeitsklima ermöglicht haben. Stellvertretend, jedoch nicht ausschließlich, möchte ich an dieser Stelle Dr. Jan Kowalski, Dr. Andreas Schramm und Dr. Pascal Post nennen. In besonderem Maße inspirierend für die Thematik der instationären Wechselwir-

kungen waren zudem die unzähligen Besprechungen mit meinem geschätzten Kollegen Benjamin Winhart, welcher meine experimentellen Tätigkeiten durch seine numerische Expertise maßgeblich unterstützt hat. Auch unserer guten Sekretariats-Fee Stephanie Ibañez bin ich für Ihre unaufgeregte, stets warmherzige Art und ihre umfängliche Unterstützung herzlichst dankbar. Weiterhin gilt meinen Projektkollegen an der Technischen Universität Dresden und der Universität der Bundeswehr in München mein Dank für die stets angenehme Zusammenarbeit und den bereichernden Austausch.

Herausragender Dank gilt ebenfalls meinen Eltern, die mir den gewählten Bildungsweg ermöglicht haben, sowie meiner Schwester Vera und Ihrem Mann Christoph, die mich insbesondere auf den letzten Metern unschätzbar unterstützt haben. Auch meine Freunde, die für die notwendige Abwechslung durch fordernde Sporteinheiten und abendliche Stammtische sorgten und mich mit Interesse am Fortschritt meiner Arbeiten kontinuierlich motivierten, leisteten damit einen bedeutenden Anteil zum Gelingen dieses Vorhabens.

# Kurzfassung

Die Inhalte der vorliegenden Dissertation sind im Zuge der Arbeiten an den Paket-Vorhaben PAK530 und PAK948 entstanden, gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG). Sie enthalten die Ergebnisse zu Fragestellungen der instationären Grenzschicht- und Sekundärströmung in Turbinenringgittern, welche am Lehrstuhl für Thermische Turbomaschinen und Flugtriebwerke der Ruhr-Universität Bochum im Zeitraum von 2014 bis 2020 erarbeitet wurden. Dabei stellen die Untersuchungen einen selten betrachteten, jedoch immens relevanten Zwischenschritt zwischen den Betrachtungen an linearen Schau-felkaskaden und dem Gitterverbund eines Triebwerks dar. Im Rahmen des Paket-Vorhabens PAK530 (Arbeitstitel: Instationäre Sekundärströmungseffekte in Verdichter- und Turbinengittern) wurden zunächst die Umbauten des Prüfstands konzipiert, das Messtechnik-Konzept entwickelt und die Beschau-felung sowie der rotierende Nachlauferzeuger ausgelegt. Nach Realisierung des Prüfstand-Umbaus sowie des Messtechnik-Setups wurden umfangreiche Mess-kampagnen zur Gewinnung einer ausgeprägten Basis an experimentellen Daten durchgeführt. Neben detaillierten Einblicken in das instationäre Verhalten des Stator-Sekundärströmungssystems wurden die gesammelten Daten als Randbe-dingungen sowie zur Validierung begleitender URANS-Simulationen genutzt, welche die Interpretation der experimentellen Daten an vielen Stellen erheblich unterstützen konnten. Nach dem erfolgreichen Abschluss des Projektes wurden im Nachfolge-Vorhaben PAK948 (Arbeitstitel: Wandnahe Strömung in Be-schau-felungen von Turbomaschinen) weiterführende Fragestellungen adressiert, welche insbesondere den Zustand der beteiligten Grenzschichten und deren Verhalten unter periodischer Störung miteinbezogen. Im Rahmen dieser Tätig-keiten wurde der verwendete Prüfstand mit entsprechender Messtechnik für die Vermessung des Grenzschicht-Zustandes vorbereitet und um Möglichkeiten der optischen Zugänglichkeit für optische Messmethoden erweitert. Die anschlie-ßend durchgeführten Grenzschicht-Messungen innerhalb der T106<sup>RUB</sup> Stator-Schau-felreihe lieferten das noch fehlende Bindeglied zwischen der bereits im vorangegangenen Projekt vermessenen periodisch gestörten Zuströmung sowie dem Sekundärströmungsfeld in der Stator-Abströmung. Begleitend zu den experimentellen Arbeiten wurden erneut instationäre numerische Simulationen durchgeführt, welche die bereitgestellten Messdaten als Randbedingungen und zur Validierung nutzten. Aufgrund der Untersuchung von Grenzschicht-Effek-ten sowie des Transports und der Entwicklung von Turbulenz in Nachläufen

sowie den wandnahen Strömungsschichten wurden zusätzlich zu den bereits angestellten URANS-Simulationen Rechen-intensive Large Eddy Simulationen (LES) durchgeführt.

Mithilfe der umfassenden Kombination aus zeitlich und räumlich hochauflösenden experimentellen und numerischen Daten sowie eigenständig entwickelter Formen der Daten-Auswertung, Synthese sowie Darstellung konnte im Rahmen der genannten Projekte ein erheblicher Verständnis-Gewinn über die periodisch eintreffenden Nachlaufstörungen, der daraus resultierenden Grenzschicht-Antwort und letztendlich der Manipulation des Sekundärströmungsfeldes erzielt werden. So konnte das pulsierende Schaufel-Nachlauf Feld auf die individuelle Beeinflussung der jeweiligen, frisch anwachsenden Wirbel in der Schaufelpassage zurückgeführt werden, welche durch die eintreffenden Nachlauf-Störungen abwechselnd abgelenkt bzw. energetisiert werden.

Die vorliegende Arbeit soll einen Überblick über die experimentellen Arbeiten der genannten Projekte geben, wohingegen die numerischen Aktivitäten in einer gesonderten Dissertation meines Kollegen Benjamin Winhart zu finden sein werden.

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert: nach einem einleitenden Kapitel, welches die grundlegende Problemstellung, den Stand der Forschung sowie die Einordnung der durchgeführten Arbeiten vorstellt, folgen die für das Verständnis des Inhaltes relevanten Grundlagen. Diese umfassen in einer kurzen Abhandlung die Funktionsweise von Flugtriebwerken zur Einführung der Niederdruckturbinen-Thematik, grundlegende Themenstellungen der Turbulenz, der Grenzschichtströmung und deren Transition sowie relevantes Basiswissen zur Niederdruckturbinen-Aerodynamik und der Ähnlichkeitstheorie. In Kapitel 3 und 4 werden der Versuchsaufbau, gefolgt von den verwendeten Mess- und Auswertetechniken vorgestellt. Kapitel 5 gibt einen kurzen Überblick über die verwendete Software sowie die numerische Vorauslegung des eigentlichen T106<sup>RUB</sup> Stator-Gitters und des Vorleitgitters. Es folgt die Vorstellung, Verarbeitung und Interpretation der experimentellen Messdaten in Kapitel 6, 7 und 8, welche aufgeteilt sind in die Untersuchung der Zuströmung, der Gitterströmung sowie der Abströmung. Deren Reihenfolge entspricht der Durchström-Richtung des Prüfstandes, so dass zunächst die Ursachen für stromab zu beobachtende Phänomene charakterisiert werden, welche in der Folge beschrieben werden. Ein zusammenfassendes Kapitel zur Bewertung der Arbeiten, gefolgt von einem Ausblick für weiterführende Tätigkeiten schließt die Arbeit ab. Im Anhang sind weiterführende Informationen zur Kalibrierung der Messtechnik zu finden.

# Abstract

The investigations reported in this PhD thesis were conducted within the framework of the joint research projects PAK530 and PAK948, funded by the Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG). The content represents the activities on unsteady boundary layer and secondary flow in annular turbine cascades, carried out at the Chair of Thermal Turbomachines and Aeroengines of Ruhr University Bochum between 2014 and 2020. The studies depict a rarely investigated, though immensely relevant, intermediate step among extremely simplified linear setups and multistage engines. Within the scope of PAK530 (working title: unsteady effects of secondary flows in compressor and turbine blade rows) initially the test rig reconstruction, the measurement setup and the flow path consisting of the turbine blading and the rotating wake generator were designed. After test rig upgrade and instrumentation were completed, comprehensive measurement campaigns were carried out for obtaining an extensive set of experimental data, which facilitated detailed insights into the unsteady behavior of the stator secondary flow system. Furthermore, the data were used as suitable boundary conditions and as means of validation of associated URANS simulations, which could be utilized as a useful support regarding the analysis of the experimental results. After the successful project conclusion, in the follow-up undertaking denoted as PAK948 (working title: Near wall flow in turbomachine blade rows), subsequent issues could be addressed, targeting especially the state of the involved boundary layers as well as their behavior under periodic perturbation. In the context of these activities, the test rig was further refined, including the application of measurement techniques, which are capable of resolving the boundary layer flow properties in focus. The following boundary layer measurements within the T106<sup>RUB</sup>-stator row provided the - by then - missing link between the already investigated, periodically perturbed inflow and the also considered secondary flow field within the stator exit flow. Again, associated unsteady numerical simulations were carried out, employing the recent experimental data. Due to the analysis of both boundary layer effects as well as the transport and the development of turbulence in the wakes and the near wall flow, Large Eddy Simulations (LES) were conducted.

By means of the extensive combination of temporally and spatially highly-resolved experimental and numerical data as well as self-developed, custom means of data analysis, synthesis and illustration, significant improvements

regarding the understanding of periodic wake perturbation, corresponding boundary layer response and the resulting secondary flow field manipulation could be achieved. Thus, the pulsation of the stator exit flow field could be traced back to the individual impact of the periodic wake perturbations on the characteristic vortex structures, which are affected upstream in the passage, as they are exposed to intermittent deflection and energetization.

This thesis is supposed to provide an overview of the experimental activities of the aforementioned projects, whereas the numerical work will be available in a separate thesis from my colleague Benjamin Winhart.

The thesis is structured as follows: the fundamental problem formulation, the state of the art as well as a classification of the carried out activities are presented in an introductory chapter, followed by essential fundamentals. These cover basic principles of aero engines, relevant topics regarding turbulence, states and transition of boundary layer flows as well as selected basics of low pressure turbine aerodynamics and the non-dimensional description of flows. In chapter 3 and 4 a description of the experimental setup and the applied measurement techniques is given, followed by a short outline of the employed software and the numerical design study for the determination of the T106<sup>RUB</sup> profiles and the inlet guide vane in chapter 5. Subsequent, the presentation, processing and interpretation of the experimental data is provided in chapters 6, 7 and 8, which are divided in the study of the inflow, the passage flow and the exit flow, complying with the direction of flow. A summarizing chapter to evaluate the activities, followed by a an outlook regarding future work complete the thesis. In the annex additional information concerning the calibration of metrological devices can be found.



# Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	XX
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung . . . . .	1
1.2 Stand der Forschung . . . . .	2
1.3 Motivation, Einordnung und Zielsetzung der Untersuchungen . . . . .	6
2 Grundlagen	9
2.1 Aufbau und Funktionsweise eines Flugtriebwerks . . . . .	9
2.1.1 Das Turbojet-Triebwerk . . . . .	9
2.1.2 Das Turbofan-Triebwerk . . . . .	11
2.1.3 Die Niederdruckturbinen innerhalb des Triebwerks . . . . .	12
2.2 Turbulenz . . . . .	14
2.2.1 Mathematische Beschreibung . . . . .	14
2.2.2 Modell der Energiekaskade . . . . .	15
2.3 Grenzschichtströmung und Transition . . . . .	16
2.3.1 Charakterisierung von Grenzschichten . . . . .	16
2.3.2 Transitionsmechanismen und Grenzschichtablösung . . . . .	18
2.3.3 Verluste innerhalb der Grenzschicht . . . . .	20
2.4 Aerodynamik von Niederdruckturbinenstufen . . . . .	22
2.4.1 Profilmströmung und Verlustentstehung . . . . .	22
2.4.2 Sekundärströmung . . . . .	24
2.4.3 Rotor-Stator- bzw. Nachlauf-Interaktion . . . . .	27
3 Versuchsaufbau	33
3.1 Grundlegender Aufbau Prüfstand Axialturbinen II . . . . .	33
3.2 Untersuchtes Setup (Test-Sektion) . . . . .	34
3.2.1 Zuströmung . . . . .	35
3.2.2 Stator T106 <sup>RUB</sup> . . . . .	37
3.2.3 Vorleitgitter . . . . .	38
3.2.4 Rotierendes Stabgitter (Nachlauferzeuger) . . . . .	39
3.2.5 Gehäuseelemente zur automatisierten Traverierung . . . . .	40
3.3 Betrieb, Regelung und Fahrweise . . . . .	41
3.3.1 Beschreibung der Gitterdurchströmung . . . . .	41
3.3.2 Beschreibung der periodischen Störung . . . . .	44

4	Verwendete Mess- und Auswertetechniken	45
4.1	Messtechnik zur Betriebspunkt-Bestimmung . . . . .	45
4.1.1	Bestimmung des Umgebungszustandes . . . . .	45
4.1.2	Bestimmung weiterer Betriebspunktgrößen . . . . .	47
4.2	Strömungssonden . . . . .	48
4.2.1	Pneumatische Strömungssonden . . . . .	48
4.2.2	Hitzdrahtsonden . . . . .	50
4.2.3	Sonden-Traversier-Vorrichtung . . . . .	55
4.3	Messung an festen Wänden . . . . .	56
4.3.1	Zeitlich-gemittelte Wand- und Schaufeldrücke . . . . .	56
4.3.2	Zeitlich-aufgelöste Wand- und Schaufeldrücke . . . . .	58
4.3.3	Oberflächenheißfilme . . . . .	61
4.3.4	Modulare, variabel instrumentierbare Messschaufel . . . . .	64
4.4	Ölanstrich-Verfahren . . . . .	64
4.5	Behandlung von Messabweichungen und -unsicherheiten . . . . .	65
4.5.1	Arten von Messabweichungen . . . . .	66
4.5.2	Mathematische Behandlung von Messabweichungen . . . . .	67
4.6	Auswahl weiterer eingesetzter Analysemethoden . . . . .	70
4.6.1	Bewertungsgrößen der Statistik . . . . .	70
4.6.2	Frequenzraum-Analyse . . . . .	70
4.7	Kalibrierung . . . . .	73
5	Auslegung der Prüfstand Test-Sektion	75
5.1	Verwendete Software . . . . .	76
5.1.1	Geometrieerstellung . . . . .	76
5.1.2	Vernetzung . . . . .	76
5.1.3	Strömungslöser . . . . .	77
5.1.4	Postprocessor und Visualisierung . . . . .	77
5.2	Auslegung des T106 <sup>RUB</sup> -Gitters . . . . .	78
5.2.1	Vorgehen . . . . .	79
5.2.2	Netzgenerierung . . . . .	79
5.2.3	Modell- und Solver-Einstellungen . . . . .	80
5.2.4	Ergebnisse der Profiltransformation . . . . .	82
5.3	Auslegung des Vorleitgitters . . . . .	83
5.3.1	Vorgehen . . . . .	83
5.3.2	Auswahl der Schaufel-Anzahl . . . . .	84
5.3.3	Netzgenerierung und Gitternetzstudie . . . . .	86
5.3.4	Modell- und Solver-Einstellungen . . . . .	87
5.3.5	Ergebnisse der Parameterstudie . . . . .	88
6	Experimentelle Untersuchung der T106 <sup>RUB</sup> -Zuströmung	91
6.1	Charakterisierung der Vorleitgitter-Zuströmung . . . . .	91

---

6.2	Charakterisierung der Vorleitgitter-Abströmung . . . . .	93
6.3	Charakterisierung der periodischen Nachläufe . . . . .	95
6.3.1	Zeitlich-gemittelte Radialverteilungen . . . . .	96
6.3.2	Zeitlich-aufgelöste Radialverteilungen . . . . .	97
7	Experimentelle Untersuchung der Strömung im T106 <sup>RUB</sup> -Gitter	101
7.1	Referenzmessung: ungestörte Zuströmung . . . . .	101
7.1.1	Druckverteilung auf dem Schaufelprofil . . . . .	101
7.1.2	Grenzschichtzustand auf dem Schaufelprofil . . . . .	102
7.1.3	Optische Beurteilung mittels Ölanstrich-Verteilungen . .	110
7.2	Einfluss periodisch-instationärer Zuströmung . . . . .	111
7.2.1	Einfluss auf die Profildruckverteilung . . . . .	111
7.2.2	Einfluss auf den Grenzschichtzustand im Mittelschnitt .	115
7.2.3	Einfluss auf den Grenzschichtzustand nahe der Seitenwand	122
7.2.4	Druckverteilung an der Seitenwand . . . . .	126
8	Experimentelle Untersuchung der T106 <sup>RUB</sup> -Abströmung	131
8.1	Referenz: ungestörte Zuströmung . . . . .	131
8.1.1	Schaufelgitternachläufe und Sekundärströmungsfeld . .	132
8.1.2	Ausmischungsverhalten . . . . .	137
8.2	Einfluss periodisch instationärer Zuströmung . . . . .	139
8.2.1	Zeitlich-gemittelte Betrachtung . . . . .	139
8.2.2	Zeitlich-aufgelöste Betrachtung . . . . .	144
9	Zusammenfassung und Ausblick	153
	Anhang	157
A	Kalibrierung	158
A.0.1	Verwendete Kalibriereinrichtung . . . . .	158
A.0.2	Hitzdrahtsonden . . . . .	158
A.0.3	Fünflochsonden . . . . .	165
A.0.4	Piezoresistive Sensoren . . . . .	166
	Literaturverzeichnis	167

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Schema eines Turbojet-Triebwerks, basierend auf Jeschke [2012]	9
2.2	Enthalpie-Entropie-Diagramm (h-s) des realen Joule-Prozesses eines Turbojet-Triebwerks, basierend auf Jeschke [2012] . . . .	10
2.3	Schema eines Turbofan-Flugtriebwerks, nach Bräunling [2015]	12
2.4	3-Wellen Turbo-Strahltriebwerk Rolls-Royce Trent XWB (Einsatz z.B. im Airbus A350-900 und A350-1000), (Quelle: Rolls-Royce) . . . . .	13
2.5	Turbulente Energiekaskade, Visualisierung basierend auf Bradshaw [1971] und Berselli u. a. [2006] . . . . .	15
2.6	Entwicklung und Ausbreitung von Turbulenzflecken nach Halstead u. a. [1997a], basierend auf Schubauer u. Klebanoff [1956] .	17
2.7	Natürliche Grenzschicht-Transition nach White [2006] . . . . .	19
2.8	Ausbildung einer Ablöseblase sowie zugehöriger Geschwindigkeitsverlauf in der Außenströmung, basierend auf Mayle [1991]	20
2.9	Entwicklung des Dissipationskoeffizienten $c_D$ für laminare und turbulente Grenzschichten entlang der Lauflänge, am Beispiel einer Verdichterprofilsaugseite (Quelle: Wheeler u. a. [2018]) . .	21
2.10	Verlustbeiwert und Transitionsformen einer NDT-Profilumströmung abhängig von der Reynoldszahl, basierend auf Mayle [1991] . . . . .	23
2.11	Modellvorstellung zur dreidimensionalen Grenzschicht-Ablösung an einer ebenen Schaufelgitterkaskade nach Langston [1980] . .	25
2.12	Modellvorstellung nach Kang u. Hirsch [1991] zur Sekundärströmung in Turbomaschinenschaufelgittern, erweitert um den Concentrated Shed Vortex (CSV) . . . . .	26
2.13	Qualitative Verteilungen der Geschwindigkeit (A) und des Turbulenzgrades (B) im Schaufelnachlauf, nach König [2006] . . . .	28
2.14	Nachlauf als negativer Jet und Auswirkung auf Passagenströmung nach Hodson u. Dawes [1998] (A), Nachlauf-Konfiguration in einer mehrstufigen Turbine nach Binder u. a. [1989] (B) . . .	29
2.15	Grenzschichtverhalten unter Nachlauf-induzierter Bypass-Transition nach Halstead u. a. [1997a] . . . . .	31
3.1	Versuchsaufbau Niedergeschwindigkeits-Turbinen-Prüfstand Axialturbine II, Schnittdarstellung . . . . .	33

3.2	Versuchsaufbau: Schnittdarstellung der Test-Sektion (A), 3D-Illustration des Strömungspfades (B) . . . . .	34
3.3	Rotierendes Stabgitter, CAD-Vollansicht (A) und Real-Ansicht mit Blick auf das Vorleitgitter (B) . . . . .	39
3.4	Gehäuseelement zur automatisierten Traversierung. Mögliche Messbereiche (A) und Schnittansicht des asymmetrisch aufgebauten Elementes mit Blick auf die Sondenzugänge (B) . . . . .	40
4.1	Messtechnik zur Erfassung des Umgebungszustandes: kombinierter Temperatur- und Feuchtefühler B+B FF-GLT AF (A), Absolutdruckmessumformer ABB 266 AST (B), Strommesskarte NI 9203 (C), System zur Messdatenerfassung NI cDAQ-9185 (D) . . . . .	46
4.2	Scanivalve-System zur Druckerfassung: ERAD4000 Basis (A) und 64-Kanal Modul ZOC33/64Px (B) . . . . .	47
4.3	Verwendete pneumatische Strömungssonden: Prandtl-Sonde (A) und Fünflochsonde (B) . . . . .	49
4.4	Funktionsprinzip der Hitzdraht-Anemometrie (Dynamics) . . . . .	51
4.5	Typische Hitzdraht-Sondenkopf-Formen (Jorgensen [2002]) . . . . .	53
4.6	Verwendete Hitzdraht-Sondenkopf-Typen: 45Grad 1-Draht-Sonde 55R02 (A) sowie die Split-Fiber-Sonden 55R57 (B, links) und 55R56 (B, rechts) . . . . .	54
4.7	Sonden-Traversier-Vorrichtung zur automatisierten Positionierung der Sonde, ausgebauter Zustand (A) und Einbau an der Axialturbine II (B) . . . . .	55
4.8	Druckmess-Schaufel-Module zur zeit-gemittelten Schaufeldruck-Erfassung zum Einbau in die modulare Messschaufel . . . . .	57
4.9	Gehäuse-Modul mit 546 Bohrungen zur zeit-gemittelten Seitenwanddruck-Erfassung . . . . .	57
4.10	Schaufel zur zeit-aufgelösten Schaufeldruck-Erfassung. Kulte LQ-080 (A) (Semiconductors), Vorbereitung der Schaufel, Sensor im Vordergrund (B), Sensor-Positionierung entlang der Schaufel (C). . . . .	59
4.11	Hochgeschwindigkeits-Datenerfassungssystem CRONOSFlex der Firma imc Test & Measurement GmbH. CRFX-2000G-Basis-einheit (links) und UNI2-8-Messmodul (rechts) (Quelle: IMC) . . . . .	60
4.12	Piezoresistiver Zylinderform-Drucksensor KULITE XT-190 (Quelle: KULITE) (A), Gehäuse-Modul mit 68 Sensor-Zugängen zur zeit-aufgelösten Seitenwanddruck-Erfassung (B) . . . . .	60
4.13	SENFLEX Heißfilm-Array, Custom-Design für Saugseiten-Instrumentierung mit 24 Sensoren . . . . .	62

4.14	T106 <sup>RUB</sup> -Schaufelmodul (POM) mit Heißfilm-Array, druckseitige Instrumentierung (A), saugseitige Instrumentierung (B) . . .	63
4.15	Modulare T106 <sup>RUB</sup> -Messschaufel: eingebautes Profildruck-Modul (A), eingebautes Heißfilm-Modul (B) . . . . .	64
5.1	Finales Rechengitter im Rahmen der Profil-Transformationsstudie mit 1,25 Million Elementen, erzeugt mit ANSYS TurboGrid R15 . . . . .	80
5.2	Maximale Residuen der Erhaltungsgleichungen über die Iterationsschritte, Rechnung durchgeführt mit ANSYS CFX, Release 15.0 . . . . .	82
5.3	Vergleich der Profilgeometrien von T106 (rot) und T106 <sup>RUB</sup> (blau) (A). $c_p$ -Verteilungen des T106-Profiles bei $Ma_{is,ab,Design} = 0, 59$ und $Ma_{is,ab} = 0, 1$ sowie des T106 <sup>RUB</sup> -Profils bei $Ma_{is,ab} = 0, 1$ (B) . . . . .	83
5.4	Campbell-Diagramm für die Untersuchung möglicher Resonanzen von rotierendem Stabgitter und Vorleitgitter (Kreutzer [2015])	85
5.5	Gitternetzstudie mit ANSYS TurboGrid: Entwicklung des Totaldruckverlusts über die axiale Lauflänge (Kreutzer [2015]) . .	87
5.6	Referenznetz, erzeugt mit ANSYS TurboGrid für das Profil NACA-6516 für 30 Schaufeln (Kreutzer [2015]) . . . . .	88
5.7	Wandschubspannung $\tau_w$ und projizierte Stromlinien auf der Saugseite der ausgewählten NACA-Profile bei 30, 40 und 60 Vorleitgitterschaufeln (Kreutzer [2015]) . . . . .	90
6.1	Ensemble-gemittelte Verteilungen von Geschwindigkeit $c$ (A), Umfangsströmungswinkel $\alpha$ (B), Neigungsströmungswinkel $\delta$ (C) und Turbulenzintensität $TI$ (D) über der Kanalhöhe $R/H$ stromauf des Vorleitgitters (E0), $Re_{is} = 200k$ . . . . .	92
6.2	Spektrale Leistungsdichte (PSD) bei $R/H = 0, 25$ , $R/H = 0, 5$ und $R/H = 0, 75$ in der Zuströmung (E0), $Re_{is} = 200k$ . . . . .	92
6.3	Ensemble-gemittelte 2D-Feldverteilungen der Geschwindigkeit (A) und des Totaldrucks (B) in der Vorleitgitter-Abströmung (E1). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	94
6.4	Ensemble-gemittelte 2D-Feldverteilungen der Strömungswinkel in Umfangsrichtung $\alpha$ (A) sowie in radialer Richtung $\delta$ (B) in der Vorleitgitter-Abströmung (E1). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	95
6.5	Ensemble-gemittelte Verteilungen von Geschwindigkeit $c$ (A), Umfangsströmungswinkel $\alpha$ (B) und Turbulenzgrad $Tu$ (C) über der Kanalhöhe $R/H$ stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für $Sr = 0, 43$ , $Sr = 1, 33$ und ungestörte Zuströmung. $Re_{is} = 200k$ . . . . .	96

6.6	Phasen-gemittelte Zeitentwicklung der Geschwindigkeit $c$ über der Kanalhöhe $R/H$ stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für $Sr = 0,43$ (A) und $Sr = 1,33$ (B). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	97
6.7	Phasen-gemittelte Zeitentwicklung des Umfangsströmungswinkels $\alpha$ über der Kanalhöhe $R/H$ stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für $Sr = 0,43$ (A) und $Sr = 1,33$ (B). $Re_{is} = 200k$	98
6.8	Phasen-gemittelte Zeitentwicklung des Turbulenzgrads $Tu$ über der Kanalhöhe $R/H$ stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für $Sr = 0,43$ (A) und $Sr = 1,33$ (B). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	99
7.1	$c_p$ -Verteilung entlang des T106 <sup>RUB</sup> -Profils im Mittelschnitt. Vergleich von Betrieb im Auslegungspunkt ( $Re_{is} = 200k$ ) und mit verringerter Reynoldszahl ( $Re_{is} = 90k$ ), Zuströmung ungestört. . . . .	103
7.2	QWSS, $\sigma(E)$ und $S(E)$ entlang des T106 <sup>RUB</sup> -Profils im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ). $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört . .	104
7.3	QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ). $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört . . .	105
7.4	T106 <sup>RUB</sup> -Saugseitenströmung im Mittelschnitt: Energie-Spektren des vorderen (A) und hinteren (B) Schaufelbereichs. $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört. . . . .	106
7.5	QWSS, $\sigma(E)$ und $S(E)$ entlang des T106 <sup>RUB</sup> -Profils nahe der Naben-Seitenwand ( $R/H = 0,12$ ) sowie der Gehäuse-Seitenwand ( $R/H = 0,88$ ). $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört . . . .	108
7.6	QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS nahe der Naben-Seitenwand ( $R/H = 0,12$ ) (A). Zugehörige Energie-Spektren (B) und (C). $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört. . . . .	109
7.7	Ölanstrich-Verteilungen an der Gehäuse-Seitenwand (A und B) sowie auf dem Schaufelprofil (C) für $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört. . . . .	110
7.8	$c_p$ -Verteilungen des ungestörten sowie der beiden gestörten Fälle. Ensemble-gemittelt (A), überlagerte maximale zeitliche Schwankungen der gestörten Fälle (B), $Re_{is} = 200k$ . . . . .	112
7.9	Spektralanalyse der Druckfluktuationen entlang des T106 <sup>RUB</sup> -Profils im Mittelschnitt: zur jeweiligen Störfrequenz $f_{BP}$ gehörige Amplituden der spektralen Leistungsdichte (PSD) für $Sr = 0,43$ , $Sr = 0,90$ , $Sr = 1,33$ . $Re_{is} = 200k$ . . . . .	113
7.10	Phasen-gemittelte Zeitentwicklung der Druckfluktuationen entlang des T106 <sup>RUB</sup> -Profils im Mittelschnitt für $Sr = 0,43$ (A), $Sr = 0,90$ (B), $Sr = 1,33$ (C). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	113

7.11	QWSS (A), $\sigma(E)$ (B) und $S(E)$ (C) entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ) unter ungestörten und 2 gestörten Zuströmbedingungen, $Re_{is} = 200k$ . . . . .	116
7.12	Phasen-gemittelte QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS im Mittelschnitt für $Sr = 0,43$ (A) und $Sr = 1,33$ (B). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	118
7.13	Phasen-gemittelte Zeitentwicklungen der QWSS, der Standardabweichung und der Schiefe sowie zugehörige Histogramme der Werteverteilungen entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS im Mittelschnitt für 3 Sensor-Positionen. $Sr = 1,33$ , $Re_{is} = 200k$ . . . . .	119
7.14	Phasen-gemittelte Zeitentwicklungen der QWSS (oben), der Standardabweichung (mittig) und der Schiefe (unten) entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS im Mittelschnitt für 3 Sensor-Positionen. $Sr = 0,43$ , $Re_{is} = 200k$ . . . . .	122
7.15	QWSS (A), $\sigma(E)$ (B) und $S(E)$ (C) entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS nahe den Seitenwänden ( $R/H = 0,12$ und $R/H = 0,88$ ) unter ungestörten und 2 gestörten Zuströmbedingungen. $Re_{is} = 200k$ . . . . .	123
7.16	Phasen-gemittelte QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106 <sup>RUB</sup> -SS nahe der Naben-Seitenwand ( $R/H = 0,12$ ) für $Sr = 0,43$ (A) und $Sr = 1,33$ (B). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	125
7.17	Zeit-gemittelte Verteilung des Druckbeiwertes $c_p^*$ bzw. $\Delta c_p^*$ an der Gehäuse-Seitenwand der T106 <sup>RUB</sup> -Passage. Referenzfall (A), sowie Abweichungen zum Referenzfall für $Sr = 0,43$ (B) und $Sr = 1,33$ (C). $Re_{is} = 200k$ . . . . .	127
7.18	Zeit-gemittelte Druckverteilung an der Gehäuse-Seitenwand in der T106 <sup>RUB</sup> -Passage für den Referenzfall (A), sowie $Sr = 0,43$ (B) und $Sr = 1,33$ (C). $Re_{is} = 200k$ . (Abbildung reproduziert aus Sinkwitz u. a. [2019b]) . . . . .	128
8.1	Ensemble-gemittelte Feld-Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit $c$ (A) und das sich generell ergebene Nachlauf-Schema (B) stromab des T106 <sup>RUB</sup> -Gitters (E3.1), $Re_{is} = 200k$ , ungestört. . . . .	132
8.2	Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen von Umfangsströmungswinkel $\alpha$ (A) und Neigungsströmungswinkel $\delta$ (B) stromab des T106 <sup>RUB</sup> -Gitters (E3.1), $Re_{is} = 200k$ , ungestört. . . . .	133
8.3	Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen von in Strömungsrichtung gerichteten Wirbelstärke SVO (A) und Totaldruckverlustbeiwert $\zeta$ (B) stromab des T106 <sup>RUB</sup> -Gitters (E3.1), $Re_{is} = 200k$ , ungestört. (angelehnt an Sinkwitz u. a. [2019b]) . . . . .	135
8.4	Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen der SVO in E3.1 (A) und in E3.2 (B) (stromab T106 <sup>RUB</sup> ), $Re_{is} = 200k$ , ungestört. . . . .	137



- 8.5 Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen des Totaldruckverlustbeiwertes  $\zeta$  in E3.1 (A) und in E3.2 (B) (stromab T106<sup>RUB</sup>),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört. . . . . 138
- 8.6 Ensemble- und Umfangs-gemittelte Radial-Verteilungen der Strömungswinkel  $\alpha$  (A) und  $\delta$  (B), der SVO (C) und des Totaldruckverlustbeiwertes  $\zeta$  (D) in E3.1 und in E3.2 (stromab T106<sup>RUB</sup>),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört. . . . . 138
- 8.7 Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen des Umfangsströmungswinkels  $\alpha$  in E3.1 (stromab T106<sup>RUB</sup>) für ungestörte Zuströmung (A),  $Sr = 0, 43, \Phi = 2, 97$  (B) und  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$  (C),  $Re_{is} = 200k$ . . . . . 140
- 8.8 Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen der SVO in E3.1 (stromab T106<sup>RUB</sup>) für ungestörte Zuströmung (A),  $Sr = 0, 43, \Phi = 2, 97$  (B) und  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$  (C),  $Re_{is} = 200k$ . . . . . 141
- 8.9 Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen der SVO in E3.1 (stromab T106<sup>RUB</sup>). Differenz von ungestörter Zuströmung zu  $Sr = 0, 43, \Phi = 2, 97$  (A) und zu  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$  (B),  $Re_{is} = 200k$ . 141
- 8.10 Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen des Totaldruckverlustbeiwertes  $\zeta$  in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters für ungestörte Zuströmung (A),  $Sr = 0, 43, \Phi = 2, 97$  (B) und  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$  (C),  $Re_{is} = 200k$ . . . . . 142
- 8.11 Integraler Totaldruckverlustbeiwert  $\zeta$  (Massenstrom-gemittelt) in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters für ungestörte und gestörte Zuströmbedingungen (A) sowie Anteil des Mittelschnitts am Gesamtverlust (B),  $Re_{is} = 200k$ . . . . . 143
- 8.12 Phasen-gemittelte Feld-Verteilungen der Geschwindigkeit  $c$  in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters zu 6 Zeitpunkten einer Nachlauf-Periode.  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$ ,  $Re_{is} = 200k$ . . . . . 145
- 8.13 Phasen-gemittelte Zeit-Entwicklung der Geschwindigkeitsfluktuation  $\Delta c$  in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters für 3 Radialschnitte.  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$ ,  $Re_{is} = 200k$ . (angelehnt an Sinkwitz u. a. [2019a]) . . . . . 146
- 8.14 Phasen-gemittelte Zeit-Entwicklung der axialen Wirbelstärke AVO in E3.1 (stromab T106<sup>RUB</sup>) für 3 Radialschnitte.  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$ ,  $Re_{is} = 200k$ , (angelehnt an Sinkwitz u. a. [2019a]) 147
- 8.15 Phasen-gemittelte Feld-Verteilungen der axialen Wirbelstärke AVO in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters für 6 Zeitpunkte einer Nachlauf-Periode.  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$ ,  $Re_{is} = 200k$ . . . 149
- 8.16 Phasen-gemittelte Feld-Entwicklung der AVO (Iso-Konturen) in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters für  $Sr = 1, 33, \Phi = 0, 97$  (oben) und  $Sr = 0, 43, \Phi = 2, 97$  (unten),  $Re_{is} = 200k$ . . . . . 150

---

A.1	Verwendete Einrichtung zur Kalibrierung von Strömungssonden. Kalibrierung hinsichtlich Strömungsgeschwindigkeit, sowie Strömungswinkel in Umfangs- und Radialer Richtung möglich .	159
A.2	Verwendete Split-Fiber-Sonden Typ 55R56 und Typ 55R57 (Quelle: Dantec Dynamics A/S) . . . . .	161
A.3	Kalibrierfelder für eine SFP Typ 55R57. Spannungen der Filme über Geschwindigkeit und über Strömungswinkel . . . . .	162
A.4	Definition Rotationswinkel $\alpha$ (A), charakteristische Abhängigkeit der vom Sensor gemessenen Geschwindigkeit $c$ zum Rotationswinkel $\alpha$ (B) . . . . .	163
A.5	Definition Kippwinkel $\delta$ (A), Zweidimensionales Polynom zur Bestimmung des Kippwinkels $\delta$ (B) . . . . .	164
A.6	Bohrungsnummerierung der verwendeten Fünflochsonden . . .	166

# Tabellenverzeichnis

4.1	Übersicht über Messung des Umgebungszustandes . . . . .	46
5.1	Parameter und Güte-Kriterien der TurboGrid-Netze A, B, C. Abkürzungen wie folgt: N: Nabe; G: Gehäuse; P: Profil; W: Winkel; AR: Aspect Ratio; VC: Volume Change (Kreutzer [2015])	86
A.1	Realisierbare Kalibrierbereiche . . . . .	158

# Nomenklatur

## Lateinische Buchstaben und Abkürzungen

$\dot{m}$ .....	Massenstrom	kg/s <sup>2</sup>
$A$ .....	Fläche	m <sup>2</sup>
$a$ .....	Arbeit	J
$C$ .....	Sehnenlänge	m
$c$ .....	Beiwert	–
$c$ .....	Geschwindigkeit	m/s
$C_S$ .....	Sutherland-Konstante	K
$D$ .....	Durchmesser	m
$E$ .....	Spannung	V
$F$ .....	Schub	N
$f$ .....	Frequenz	Hz
$H$ .....	Kanalhöhe	m
$h$ .....	Korrekturfaktor	–
$h$ .....	spez. Enthalpie	J
$k$ .....	Korrekturfaktor	–
$k$ .....	Proportionalitätskonstante	–
$l$ .....	Länge	m
$M$ .....	Maschenweite	mm
$N$ .....	Anzahl	–
$n$ .....	Drehzahl	1/min
$p$ .....	Druck	Pa
$R$ .....	Spezifische Gaskonstante	J/(mol K)
$S$ .....	Strecke	mm
$S$ .....	statistische Schiefe	–
$s$ .....	Entropie	J/K
$s$ .....	Spaltweite	mm
$T$ .....	Temperatur	K
$t$ .....	Zeit	s
$u, v, w$ ....	Komponenten des Geschwindigkeitsvektors	m/s
$x$ .....	Ort allgemein; x-Richtung	–
AVO .....	axial vorticity - Axiale Wirbelstärke	1/s
CFD .....	computational fluid dynamics	
CSV .....	concentrated shed vortex	
DFG .....	Deutsche Forschungsgemeinschaft	

DFT	.....	discrete Fourier transformation	
DS	.....	Druckseite	
FFT	.....	fast Fourier transformation	
GS	.....	Grenzschicht	
HSV	.....	horseshoe vortex - Hufeisenwirbel	
IGV	.....	inlet guide vane - Vorleitgitter	
NDT	.....	Niederdruckturbine	
PSD	.....	power spectral density - Spektrale Leistungsdichte	
PV	.....	passage vortex - Passagenwirbel	
RUB	.....	Ruhr-Universität Bochum	
SFP	.....	split fiber probe	
SS	.....	Saugseite	
SVO	.....	streamwise vorticity - Wirbelstärke in Strömungsrichtung	1/s
TEWV	...	trailing edge wake vortex - Hinterkantenwirbel	

### Griechische Buchstaben

$\alpha$	.....	Strömungswinkel in Umfangsrichtung	°
$\Delta$	.....	Differenz	—
$\delta$	.....	Grenzschichtdicke	mm
$\delta$	.....	Strömungswinkel in radialer Richtung	°
$\eta$	.....	Wirkungsgrad	—
$\kappa$	.....	Isentropenexponent	—
$\lambda$	.....	Staffelungswinkel	°
$\mu$	.....	dynamische Fluid-Viskosität	Pa s
$\omega$	.....	Wirbelstärke	1/s
$\rho$	.....	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	.....	Standardabweichung	—
$\sigma$	.....	Versperrungsgrad	—
$\tau$	.....	Schubspannung	Pa
$\theta$	.....	Umfangswinkel	°
$\zeta$	.....	Totaldruckverlustbeiwert	—

### Kennzahlen

$Ma$	.....	Machzahl
$Re$	.....	Reynoldszahl
$Sr$	.....	Strouhal-Zahl
$TI$	.....	Turbulenzintensität
$Tu$	.....	Turbulenzgrad
$\phi$	.....	Durchfluss-Zahl
$\varphi$	.....	Feuchte

### Tiefgestellte Indizes

0	.....	Zuströmung, stromauf Vorleitgitter
1	.....	stromab Vorleitgitter
2	.....	stromab Stabgitter

---

3	.....	Triebwerk-Abströmung
3	.....	stromab T106 <sup>RUB</sup>
BP	.....	bar passing - Nachlauffolge
GR	.....	Gleichrichter
G	.....	Gehäuse; Gitter
N	.....	Nabe; Normal
RG	.....	Radialgebläse
ab	.....	Austritt
dyn	.....	dynamisch
eff	.....	effektiv
ges	.....	Gesamt
is	.....	isentrop
krit	.....	kritisch
max	.....	maximal
min	.....	minimal
zu	.....	Eintritt
ax	.....	Axial-Richtung
a	.....	Flächen-bezogen
B	.....	binormal
C	.....	Schaufel-Sehnenlänge
D	.....	Dissipation
m	.....	Mittel
N	.....	netto
p	.....	Druck
r	.....	radial
t	.....	tangential; total
u	.....	Umfangsrichtung
w	.....	Wand

**Überstrichene Zeichen**

' ..... Fluktuationsgröße

**Hochgestellte Indizes**

$\bar{\phi}$  ..... zeit-gemittelte Größe

# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung

Im Zuge der anhaltenden Bestrebungen zur Effizienzerhöhung, Treibstoffersparnis und Schadstoffreduktion moderner Flugtriebwerke für die zivile Luftfahrtindustrie werden Bypass-Verhältnisse und damit die Fan-Durchmesser sukzessive erhöht (Baert u. a. [2020]). Die erforderliche Antriebsleistung des Fans wird durch die Niederdruckturbine bereitgestellt, deren Leistungssteigerung durch Erhöhung der Stufenzahl oder der jeweiligen spezifischen Schaufelarbeit erreicht werden kann.

Da in heutigen Fan-Flugtriebwerken bereits bis zu einem Drittel des Gesamtgewichtes allein auf die Niederdruckturbine entfällt (Praisner u. a. [2013]), erweist sich die Steigerung der spezifischen Schaufelarbeit zielführender als eine weitere Stufenerhöhung. Die im Zuge dessen entwickelten starkbelasteten (Ultra-) High-Lift-Beschaufelungen weisen deutlich erhöhte Druckgradienten innerhalb der Schaufelpassagen in Strömungs- und Umfangsrichtung auf. Die Auswirkungen der erhöhten Druckgradienten wiederum lassen sich vor allem in den ablösegefährdeten, wandnahen Strömungsgrenzschichten nachweisen. Eine Verstärkung der Ablöse neigung insbesondere der saugseitigen Schaufelgrenzschichten sowie der Ausprägung des Sekundärströmungssystems sind die Folge. Im Hinblick auf die Aerodynamik des Stufenverbundes (Fehlanströmung nachfolgender Schaufelreihen, Verdrängungswirkung der Wirbel etc.) und die damit verknüpften Verluste sind derartige Ablösungserscheinungen zu vermeiden und die Auswirkungen der Wirbelstrukturen des Sekundärströmungssystems zu reduzieren. Die Analyse und potentielle Minimierung dieser Seitenwand-, Sekundärströmungs- und Profilverluste werden zusätzlich durch die Überlagerung von in das Schaufelgitter eintretenden, periodisch-instationären Nachläufen stromauf befindlicher Schaufelreihen erschwert. Insgesamt gilt die Gesamtheit der Interaktionsmechanismen zwischen Komponenten des Sekundärströmungssystems, Nachläufen, Grenzschichtzustand, Spaltströmungen und Verlustentstehung bis heute noch immer nicht als vollständig verstanden (Gomes u. a. [2015]; Sauer u. a. [2011]). Denton u. Pullan [2012] zufolge erreicht aus eben diesem Mangel an Verständnis keine der bisher eingesetzten Methoden zur Reduzierung von Seitenwandverlusten eine allgemeingültige, konsistente Verbesserung der Wirkungsgrade. Erst mit verbessertem physikalischem

Verständnis können auch die Verlustentstehung detaillierter nachvollzogen, numerische Modelle verbessert, die Verlässlichkeit von Vorhersagen weiter erhöht sowie weiterführende allgemeingültige Maßnahmen zur Verlustreduzierung entwickelt werden.

Um dies zu erreichen ist es zielführend, zunächst die in das Schaufelgitter eintretenden Nachlaufstrukturen hinsichtlich der Turbulenz, der Inzidenz und des Geschwindigkeitsdefizits zu charakterisieren. Darauf aufbauend wird eine Bewertung der Auswirkungen dieser Strukturen auf die Schaufelprofil-Grenzschichten und deren Transition sowie den daraus resultierenden Wirbelstrukturen des Sekundärströmungssystems möglich. Diese Analyse der hochkomplexen und zeitlich-instationären Interaktionsmechanismen kann gelingen durch die Kopplung geeigneter experimenteller und numerischer Methoden. Durch die Bereitstellung zeitlich-hochauflösender experimenteller Daten, wie die Charakterisierung der Turbulenz am Eintritt eines Gitters oder des Grenzschichtzustandes, können numerische Turbulenz- und Transitionsmodelle validiert und weiterentwickelt werden, um deren Allgemeingültigkeit und Robustheit zu erhöhen. Des Weiteren erlaubt eine tiefgehende Analyse der genannten Interaktionsmechanismen und deren Zeitabhängigkeit eine verbesserte Auslegung moderner Turbomaschinenprofile. Diese wurden vorwiegend auf der Basis zeit-gemittelter Betrachtungen und unter Vernachlässigung der periodisch-instationären Wechselwirkungen ausgelegt. Die deutlich aufwändigere zeit-aufgelöste Betrachtung hingegen erlaubt eine Profil-Auslegung, welche die Zeitabhängigkeit der Strömung berücksichtigt und durch realistischere Performance-Vorhersagen aggressivere Designs ermöglicht. Zur weiteren Effizienzsteigerung bspw. durch die Erhöhung des laminaren Grenzschichtanteils der Schaufel- oder Tragflügelumströmung (Goodhand u. Miller [2011]; Holley u. a. [2020]) ist eine Vorhersage des instationären Betriebsverhaltens essentiell. Die verlässliche Bestimmung des Grenzschichtzustandes, deren Transition und möglicher Ablösung sowie des Aufrollens von Grenzschichtmaterial zu Sekundärströmungsstrukturen ist dazu unverzichtbar. Insbesondere für abgelöste Strömungen, welche vorrangig im Betrieb bei niedrigen Reynoldszahlen auftreten, ist die Vorhersagekraft hinsichtlich der Verluste und des Ablaufs der Transition noch nicht zufriedenstellend (Bolinches-Gisbert u. a. [2020]).

## 1.2 Stand der Forschung

Im Folgenden wird zu den im Rahmen dieser Dissertation behandelten Kernthemen der Grenzschicht-Transition auf Turbomaschinen-Schaufelprofilen bzw. dazu ähnlichen Konfigurationen, der Rotor-Stator- bzw. Nachlauf-Interaktion sowie der Ausbildung und Beeinflussung des Sekundärströmungssystems ein kurzer Stand der Forschung vorgestellt.



## Grundlegende Untersuchungen zur Grenzschicht-Transition

Grundlegende Studien zur Stabilität bzw. Instabilität reibungsfreier Strömungen wurden bereits Ende des 19. Jahrhunderts (z.B.: Rayleigh [1879], Reynolds [1894]) durchgeführt. Diese sowie die Definition der viskosen Grenzschicht in Abgrenzung zur freien Außenströmung durch Ludwig Prandtl 1904 (Prandtl [1904]) waren die Grundlage für die systematische, experimentelle und theoretische Untersuchung der Phänomene, die für die Transition vom laminaren in den turbulenten Zustand verantwortlich sind. Zu nennen sind an dieser Stelle unter vielen Anderen die wegbereitenden Arbeiten aus den 1930er Jahren von Ludwig Prandtl (Prandtl [1935]) zum Einfluss viskoser Effekte sowie von Walter Tollmien (Tollmien [1931, 1936]), Hermann Schlichting (Schlichting [1933, 1935]) und John Nikuradse (Nikuradse [1933]) zur Entstehung der Turbulenz. Bereits im Rahmen dieser frühen Untersuchungen konnten in der eingangs laminaren Grenzschicht der Transition vorausgehende Geschwindigkeitsfluktuationen nachgewiesen und mit stromab-konvektierenden, wellenförmigen Störungen in Zusammenhang gebracht werden. Weiterhin konnte der Einfluss der Reynoldszahl auf die Stabilität der Grenzschicht, die Entstehung dieser Ungleichförmigkeiten und die anschließende Transition demonstriert werden. In diesem Zuge konnten, auf die Lauflänge der Grenzschichtströmung bezogene, kritische Reynoldszahlen definiert werden, welche die Stabilitätsgrenze und damit den Übergang vom stabilen und gedämpften laminaren Bereich zum instabilen transitionalen Bereich, in dem Störungen nicht mehr gedämpft und in der Folge angefacht werden, markieren. Die Gesamtheit dieser und weiterer Studien sowie der mathematischen Differentialgleichungs-Ansätze von William McFadden Orr und Arnold Sommerfeld begründete die lineare Stabilitätstheorie, welche über einen Störansatz den Einfluss kleiner Störungen auf die Stabilität einer Strömung beschreibt. Aufgrund der zu dieser Zeit verfügbaren Messtechniken gelang es jedoch nur selten, die experimentellen Ergebnisse unterschiedlicher Forschungsstellen untereinander und mit den theoretischen Ergebnissen in Einklang zu bringen. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen befasste sich unter anderen die Arbeitsgruppe um Hugh L. Dryden, Galen B. Schubauer, Harold K. Skramstad und Philip S. Klebanoff im Auftrag der NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) am National Bureau of Standards in Washington mit der Weiterentwicklung experimenteller Methoden zur Zeit-aufgelösten Turbulenz- und Grenzschichtuntersuchung (Dryden u. Kuethe [1929, 1936]; Dryden u. Mock [1932]; Dryden u. a. [1937]; Schubauer u. Klebanoff [1956]; Schubauer u. Skramstad [1948]). Im Rahmen ihrer Untersuchungen an ebenen Plattenströmungen konnten sie die Abhängigkeit der Transition von den zufälligen Störungen der Windkanal-Zuströmung und somit dem generellen Turbulenzniveau nachweisen. Mit Hilfe der genannten Studien konnten die theoretischen Erkenntnisse der linearen Stabilitätstheorie

letztendlich experimentell bestätigt werden. Weiterhin begründen zahlreiche, aktuelle Untersuchungen zur Transition an ebenen Platten-Konfigurationen aus dem 21. Jahrhundert (bspw. Zaki [2013]) sowohl die bis heute anhaltende Relevanz als auch das kontinuierliche Bestreben nach tieferem Verständnis der beteiligten Prozesse.

Zur Steigerung der Komplexität und als Zwischenstufe zwischen dem theoretischen Fall der ebenen Platte und realen Turbomaschinenprofilen, wurden ebenfalls umfangreiche experimentelle Untersuchungen zur instationären Transition an Schaufel-ähnlichen, nicht-umlenkenden, Tropfenprofilen u. a. an der Universität Genua durchgeführt (Simoni u. a. [2012a, 2014, 2012b]). Unter Aufprägung eines realistischen Druckgradientenfeldes wurde unter Anwendung bildgebender Messtechniken sowie Sondenmessungen das Verhalten abgelöster Scherschichten einer laminaren Ablöseblase untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass in der abgelösten Scherschicht insbesondere Störungen niedriger Frequenzen sowie des Kelvin-Helmholz-Frequenzbereichs durch lineare Instabilitätsmechanismen angefacht werden, welche in der Folge das Aufrollen der Scherschicht, Wirbelablösung sowie die Transition und das Wiederanlegen induzieren.

### **Grenzschicht-Transition unter Nachlauf-Einwirkung**

In den 1980er Jahren befassten sich sich Pfeil u. Eifler [1976] und Pfeil u. Herbst [1979] mit der Verwendung von bewegten Zylinderstäben zur Nachlauf-Simulation. In experimentellen Untersuchungen an einer ebenen Platte unter periodisch gestörter Zuströmung gelang der Nachweis spontan entstandener, turbulenter Flecken in der eingangs laminaren Grenzschicht. Hervorgerufen durch die Turbulenz der Nachläufe konnte weiterhin ein periodisch beschleunigtes Einsetzen der Grenzschichttransition festgestellt werden. Weiterhin legten derartige Studien den Grundstein zu Untersuchungen der Rotor-Stator-Interaktion an einzelnen Schaufelreihen mit vorgeschalteten Nachlauf-Erzeugern, statt der Notwendigkeit einer kompletten Rotor-Stator-Anordnung. Typische Testfälle sind lineare, aus wenigen Schaufeln bestehende, Gitter mit stromauf translatorisch oder rotatorisch bewegten Stäben zur Erzeugung periodischer, Schaufel-ähnlicher Nachlauf-Störungen. Beispiele für derartige Grenzschicht-Untersuchungen sind unter vielen anderen die wegweisenden experimentellen Untersuchungen des Whittle Laboratory der Cambridge Universität unter Howard P. Hodson (bspw. Schulte u. Hodson [1998]; Stieger u. Hodson [2004]), an der Universität Genua (Simoni u. a. [2016]), der Technischen Universität Dresden (Baum u. a. [2016]; Koschichow u. a. [2015, 2014]; Krug u. a. [2015]), der Universität der Bundeswehr in München (Acton u. Fottner [1998]; Ciorciari u. a. [2014, 2015]; Gomes u. a. [2015]; Stadtmüller u. a. [2000]) oder des Institute for Aerospace Research des National Research Council of Canada

(Mahallati u. a. [2013]; Mahallati u. Sjolander [2013]). Das vorrangige Ziel dieser Untersuchungen ist die Erfassung der Interaktion zwischen aufgeprägten Nachlaufstrukturen und der Profil-Grenzschicht-Transition im Mittelschnitt-Bereich der Schaufeln. Auch in diesen Konfigurationen konnte das Aufrollen der abgelösten Scherschicht in Verbindung mit dem Kelvin-Helmholtz-Mechanismus gebracht werden (Stieger u. Hodson [2004]), sowie der Zusammenbruch dieser aufgerollten Strukturen verantwortlich für die Scherschicht-Transition und erhöhte aerodynamische Verluste gemacht werden (Mahallati u. Sjolander [2013]; Simoni u. a. [2016]). Durch Erhöhung der Nachlauf-Frequenz konnten zunächst verkürzte Transitionswege erreicht werden, wobei jedoch ebenfalls gesteigerte Verluste aufgrund des zunehmend turbulenten Grenzschichtanteils nachgewiesen werden konnten (Mahallati u. Sjolander [2013]).

## Sekundärströmung

Aufgrund ihrer hervorragenden Instrumentierbarkeit und Zugänglichkeit werden lineare Kaskaden ebenfalls vielfach für die Untersuchung von Seitenwand- und Sekundärströmungseffekten eingesetzt. An dieser Stelle sei auf die grundlegenden Arbeiten von Lee S. Langston hingewiesen (Langston [1980, 2001]; Langston u. a. [1977]), welcher die grundlegenden Strukturen des Sekundärströmungssystems im Turbinengitter anhand einer zeit-gemittelten Betrachtung differenzierte und eine aus dem Passagenwirbel resultierende saugseitige Profilgrenzschichtablösung feststellte. Bereits in diesen und weiteren frühen Untersuchungen (Graziani u. a. [1980]) zeigte sich die starke Dreidimensionalität der Seitenwand-nahen Passagen-Strömung sowie die überwiegende Zweidimensionalität der betrachteten Grenzschichten, welche mit herkömmlichen Annahmen zur bestehenden Grenzschicht-Theorie nicht beschrieben werden konnten. Gravierende Abweichungen zu potentialtheoretischen Vorhersagen der Strömung konnten zudem insbesondere auf die Entwicklung des dominanten Passagenwirbels zurückgeführt werden (Langston u. a. [1977]). Weiterhin konnten neben den Einflüssen der eintretenden Nachläufe auf die Profilgrenzschichten im Mittelschnitt (Transition und Ablösung) zusätzlich förderliche Effekte nahe den Seitenwänden, wie die Reduzierung der Minder- und Überumlenkung in der Gitterabströmung nachgewiesen werden (Ciorciari u. a. [2014, 2015]). Eine detaillierte Kenntnis der auftretenden Sekundärströmungsstrukturen und deren verlässliche Vorhersage ist neben der aerodynamischen Betrachtung weiterhin für die Betrachtung des Wärmeübergangs essentiell, welcher durch die auftreffenden Wirbelstrukturen empfindlich verändert wird (Park u. a. [2020]).

So essentiell in Linear-Kaskaden erzielte Erkenntnisse sind, können sie die Strömung in realen Turbomaschinen nicht in allen Einzelheiten wiedergeben. Einflussparameter wie die Krümmung der Seitenwände, die radiale Kanalaufweitung, die Relativbewegung zwischen Seitenwand und Beschauflung

oder auch die Auswirkungen des radialen Druckgradienten können in ebenen Kaskaden prinzipbedingt nicht abgebildet werden. Deren Beurteilung erfordert daher zwingend Untersuchungen im Ringgitter und somit die erneute stückweise Annäherung an die reale Geometrie (Baum u. a. [2016]). Der Transfer der anhand von linearen Kaskaden erzielten Erkenntnisse auf seitenwandnahe Strömungen im Ringgitter ist sowohl durch das zunehmende Verständnis der wechselwirkenden Mechanismen als auch durch anhaltende Miniaturisierung und Innovationen im Bereich der einsetzbaren Messtechnik vorangetrieben worden (Vera u. a. [2008]). Dennoch ist die Anzahl entsprechender Veröffentlichungen überschaubar.

### 1.3 Motivation, Einordnung und Zielsetzung der Untersuchungen

Dank der langjährigen Forschung an den im vorherigen Abschnitt geschilderten Aspekten sowie der Erkenntnisse, welche mittels erheblichem experimentellem Aufwand sowie detaillierten, bis hin zu Skalen-auflösenden, Simulationen gewonnen werden konnten, stehen im Jahre 2020 zahlreiche Theorien und Modellvorstellungen zur Beschreibung der jeweiligen Strömungsphänomene zur Verfügung. Für idealisierte Fälle reduzierter Komplexität mögen eine Vielzahl dieser Modellvorstellungen einen breiten Anwendungsbereich abdecken. Treten sie allerdings in Kombination auf, erschwert dies die Situation ungemein. Diese Verkomplizierung ist derart ausgeprägt, dass bis zum heutigen Tag die zeitlich-instationäre Interaktion zwischen Schaufel-Nachläufen und den beteiligten Grenzschichten als nicht vollkommen verstanden gilt. In der Folge sind auch die detaillierten Auswirkungen auf das resultierende Sekundärströmungssystem und die Verlustentstehung nicht abschließend geklärt, wodurch die Weiterentwicklung numerischer Modelle zur verlässlichen Voraussage dieser Phänomene erschwert wird.

Im Rahmen dieser Dissertation sollen die angesprochenen Phänomene der Profilgrenzschichten und der Strukturen des Sekundärströmungssystems systematisch auf ihre Ausprägung im Turbinenringgitteraufbau unter dem Einfluss von stromauf erzeugten Zylinderstabnachläufen untersucht werden. Diese Kombination aus Ringgitter und rotierendem Zylinderstabgitter stellt eine nur selten betrachtete Abstraktionsebene zwischen dem intensiv untersuchten linearen Gitter einerseits und der realen mehrstufigen Turbomaschine andererseits dar, in der die einzelnen Effekte aus mehreren Schaufelreihen meist derart interagieren, dass sie nicht mehr eindeutig einer bestimmten Ursache zugeordnet werden können. Zur Zielerreichung wurde zunächst ein eigens für die zu untersuchenden Effekte entwickelter Aufbau konzipiert, bestehend aus Vorleitgitter, rotierendem Nachlauferzeuger sowie dem speziell hinsichtlich der

Grenzschichtentwicklung gestalteten T106<sup>RUB</sup>-Turbinenprofilgitter. Für die detaillierte experimentelle Datenerfassung wird diese Konfiguration mittels einer umfangreichen Kombination an miniaturisierten Messtechniken in einem großskaligen Ringgitter-Aufbau untersucht. Einerseits können auf diese Weise die kinematischen Effekte sowie die Turbulenzerhöhung der Stab-Nachläufe erfasst werden. Andererseits erlaubt dies, den zeit-aufgelösten Einfluss auf die Grenzschichten und die Profilmströmung des Statorgitters zu bewerten und wiederum auf die Entwicklung des Sekundärströmungssystems zu beziehen. Zur Differenzierung zwischen Profil- und Seitenwandeffekten wurde ein innovatives modulares Messschaufelkonzept entwickelt, welches die instationäre Erfassung des Grenzschichtzustandes sowie der Profildruckverteilung in verschiedenen Höhenschnitten des Statorgitters ermöglicht. Eine derartige umfängliche Betrachtung zwischen der Mittelschnitt- und Seitenwandnahen Profilgrenzschicht ist mit enormem Aufwand verbunden und in vergleichbaren Untersuchungen nur selten zu finden. Neben der Vermessung der Profilgrenzschichten werden zusätzliche zeit-gemittelte sowie zeit-aufgelöste Messdaten aus Strömungsfeldtraversen und den Seitenwänden miteinbezogen. Zur Differenzierung zwischen periodischem Nachlauf-Einfluss und spontaner Turbulenzentstehung werden diese einer Spektralanalyse im Frequenzraum zugeführt. Im Rahmen des Projektes werden die derart erzielten Daten durch Skalen-auflösende Large Eddy Simulationen begleitet und erweitert. Dazu werden die experimentellen Daten als Randbedingungen und umfangreiche Validierungsgrundlage des numerischen Setups verwendet. Die damit erreichte Kombination aus experimentellen und numerischen Ergebnissen an diesem Aufbau bewusst gewählter Komplexität ermöglicht eine tiefgehende Analyse der zugrundeliegenden Phänomene und deren Ursprünge. Damit wird der Grundstein für ein verbessertes Verständnis der Interaktionsmechanismen und damit für die Weiterentwicklung von Modellen für die Vorhersage der Verlustentstehung, der Instationarität der Grenzschichttransition sowie des Sekundärströmungsverhaltens gelegt.

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen im Niedergeschwindigkeitsbereich sollen somit einen Überblick über die Interaktionsmechanismen innerhalb eines Ringgitters, welches unter dem Einfluss periodisch eintreffender Stabnachläufe steht, geben. Dieser Zwischenschritt zwischen linearer Kaskade und mehrstufigem Gitter-Aufbau erhebt weder den Anspruch an den Detailgrad an Einstellungsmöglichkeiten eines Ebenen-Platten-Versuchs, noch an die Realitätstreue einer realen Triebwerks-Niederdruckturbinen.



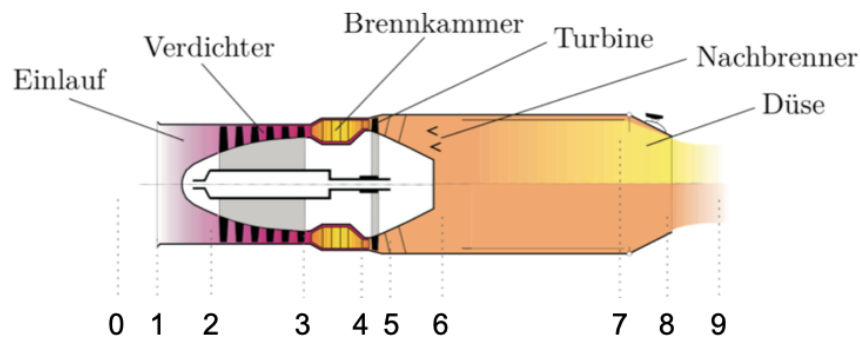
# 2 Grundlagen

## 2.1 Aufbau und Funktionsweise eines Flugtriebwerks

Bevor auf die Strömungsphänomene in Beschauelungen von Niederdruckturbinen eingegangen wird, soll zunächst die Funktionsweise eines Flugtriebwerks vorgestellt und daraus die Hintergründe der, für die vorliegende Arbeit relevanten, Niederdruckturbinenthematik abgeleitet werden.

### 2.1.1 Das Turbojet-Triebwerk

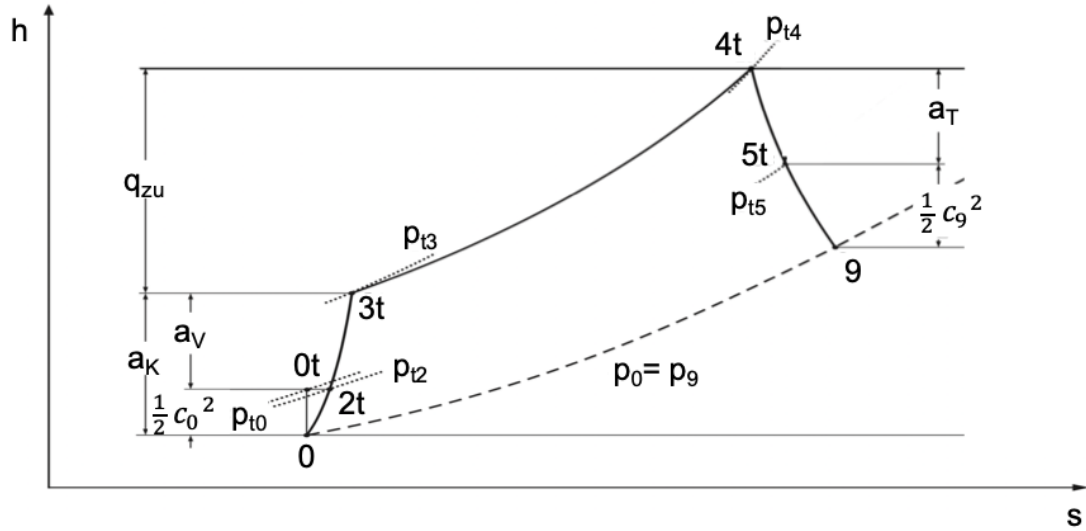
Das Turbojet-Triebwerk stellt weiterhin den Kern heutiger Triebwerke dar und besteht im Grundlegenden aus einer Gasturbine mit deren Haupt-Komponenten Axialverdichter, Brennkammer und Axialturbine, erweitert um die strömungsführenden Komponenten des Triebwerkseinlaufs und der Schubdüse, dargestellt in Abb. 2.1.



**Bild 2.1:** Schema eines Turbojet-Triebwerks, basierend auf Jeschke [2012]

Der beschreibende Joule- bzw. Brayton-Prozess ist in nachfolgendem Enthalpie-Entropie ( $h$ - $s$ )-Diagramm (Abb. 2.2) skizziert. Die Zustandsbezeichnungen (Nummerierungen der thermodynamischen Ebenen) entsprechen der gängigen Nomenklatur (bspw. Bräunling [2015]) und basieren auf den Konventionen des Luftfahrttechnischen Handbuchs (Scheidler [2018]).

Im Triebwerkseinlauf wird die aus der Umgebung angesaugte Luft zum mehrstufigen Axialverdichter geleitet (Prozess 0-2), wo sie unter Übertragung der Arbeit  $a_V$  verdichtet wird (Prozess 2-3). Es folgt die Brennkammer, in der



**Bild 2.2:** Enthalpie-Entropie-Diagramm (h-s) des realen Joule-Prozesses eines Turbojet-Triebwerks, basierend auf Jeschke [2012]

flüssiges Kerosin in die verdichtete Luft eingespritzt und das Gemisch unter Erreichen der maximalen Prozesstemperaturen verbrannt wird (Prozess 3-4). An die Brennkammer schließt sich die Expansion des Verbrennungsgases in der Turbine an. Durch die Expansion des verdichteten Verbrennungsgases wird Arbeit  $a_T$  vom Gas auf die Beschauflung der Turbine übertragen und somit die Turbine zur Rotation gebracht. Im einfachsten Fall einer einwelligen Ausführung (angedeutet in Abb. 2.1) befinden sich Verdichter und Turbine in ihrer Gesamtheit auf einer einzigen Welle, so dass sämtliche Turbokomponenten mit derselben Drehzahl rotieren. Nach Entnahme der zum Verdichterantrieb benötigten Arbeit (Prozess 4-5) verbleibt noch ein erheblicher Anteil an nutzbarer Strömungsenergie im Verbrennungsgas. In stationären Gasturbinen-Anwendungen schließt sich die Nutzturbine an, welche auf einer separaten Welle angeordnet sein kann und an einen Generator zur Stromerzeugung gekoppelt ist oder einen mechanischen Antrieb für eine externe Maschine darstellt. Im Flugtriebwerk hingegen wird die noch im Verbrennungsgas enthaltene Energie durch Beschleunigung in der Schubdüse zur Schuberzeugung verwendet (Prozess 5-9). Der Nettoschub  $F_N$  eines Triebwerks ergibt sich bei angepasster Schubdüse (und damit gleichbleibendem statischem Druck direkt am Eintritt und stromab des Austritts:  $p_0 = p_9$ ) aus der Differenz des austretenden und eintretenden Impulses:

$$F_N = \dot{m}_{\text{aus}} \cdot c_{\text{aus}} - \dot{m}_{\text{ein}} \cdot c_{\text{ein}} \approx \dot{m} \cdot (c_{\text{aus}} - c_{\text{ein}}). \quad (2.1)$$

Da sich ein- und austretender Massenstrom  $\dot{m}_{\text{ein}}$  und  $\dot{m}_{\text{aus}}$  in erster Näherung kaum unterscheiden, resultiert die Schubkraft somit fast ausschließlich aus der



Differenz der Geschwindigkeiten  $c_{\text{aus}}$  und  $c_{\text{ein}}$  am Aus- und Eintritt. Diese Art der Prozessführung erlaubt zwar kompakte Triebwerke und das Erreichen sehr hoher Strahl- und Flug-Geschwindigkeiten, wirkt sich allerdings ebenfalls in hohen Schalldruckpegeln, verringerten Vortriebswirkungsgraden  $\eta_V$  und damit hohem spezifischen Kraftstoffverbrauch aus. Unter Annahme der genannten vereinfachten Bedingungen ergibt sich für den Vortriebswirkungsgrad:

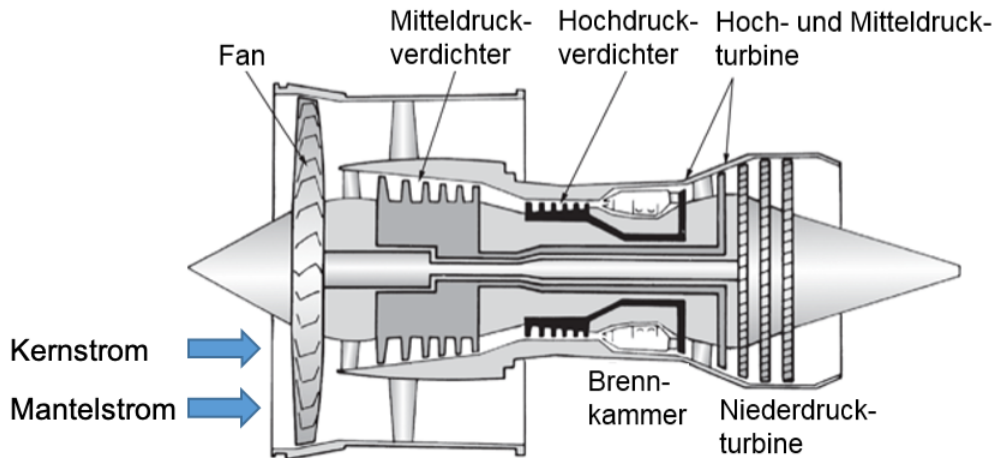
$$\eta_V = \frac{2}{\frac{c_9}{c_0} + 1}. \quad (2.2)$$

Es ist ersichtlich, dass mit steigender Strahl-Geschwindigkeit  $c_9$  die Verluste kontinuierlich zunehmen und der Vortriebswirkungsgrad reduziert wird. Ab etwa  $\frac{c_9}{c_0} = 3$  werden die Verluste letztendlich größer als die Schubleistung (Bräunling [2015]). Für das Erreichen der mit steigenden Passagierzahlen und Flugzeugabmessungen sowie -Gewichten anwachsenden Schubanforderungen heutiger Triebwerke unter Effizienz-Gesichtspunkten eignet sich die Turbojet-Technologie somit nur bedingt. Ebenso stellt die mit den hohen Strahl-Geschwindigkeiten verbundene Lärm-Emission eine nicht zu vernachlässigende Hürde für den heutigen Einsatz dieser Technologie dar.

### 2.1.2 Das Turbofan-Triebwerk

Seit den 1950er Jahren hat sich zunehmend das Konzept des Turbofan- (bzw. Mantelstrom- oder Zweistromstrahl-) Triebwerks durchgesetzt. Dieses sieht neben dem Kernstrom durch Verdichter, Brennkammer und Turbine einen zusätzlichen Mantelstrom zur Schuberzeugung vor. Der Mantelstrom wird lediglich durch einen, dem Kern-Triebwerk vorgeschalteten, Fan großen Durchmessers beschleunigt und um das Kerntriebwerk herumgeführt. Nachfolgende Abb. 2.3 zeigt den schematischen Aufbau eines Turbofan-Triebwerks.

Der Mantelstrom besteht vollständig aus der angesaugten Luft und nicht aus Verbrennungsgas und wird deutlich weniger beschleunigt als der Kernstrom. Um das benötigte Drehmoment zum Antrieb des Fans bereitzustellen, muss die Turbine des Triebwerks verglichen mit reinen Turbojet-Triebwerken um mehrere Stufen erweitert werden. Aufgrund des großen Außendurchmessers der Fan-Schaufeln und der damit verbundenen Umfangsgeschwindigkeiten und Fliehkraftbeanspruchung sind die Fan-Drehzahlen allerdings deutlich niedriger, als bspw. für Hochdruckturbine und -verdichter optimal sind. Aus diesem Grund wurden mehrwellige (2- oder 3-wellige) Konzepte entwickelt, in denen Hoch- und Niederdruck-Turbokomponenten auf jeweils separaten, ineinanderlaufenden Wellen liegen und im jeweils Drehzahl- und somit Wirkungsgrad-optimierten Bereich betrieben werden können. Die verringerten Umfangsgeschwindigkeiten an den Spitzen der Fan-Schaufeln verringern weiterhin sowohl die auftretenden Stoß-Verluste als auch die Schall-Emissionen. Bei 3-welligen



**Bild 2.3:** Schema eines Turbofan-Flugtriebwerks, nach Bräunling [2015]

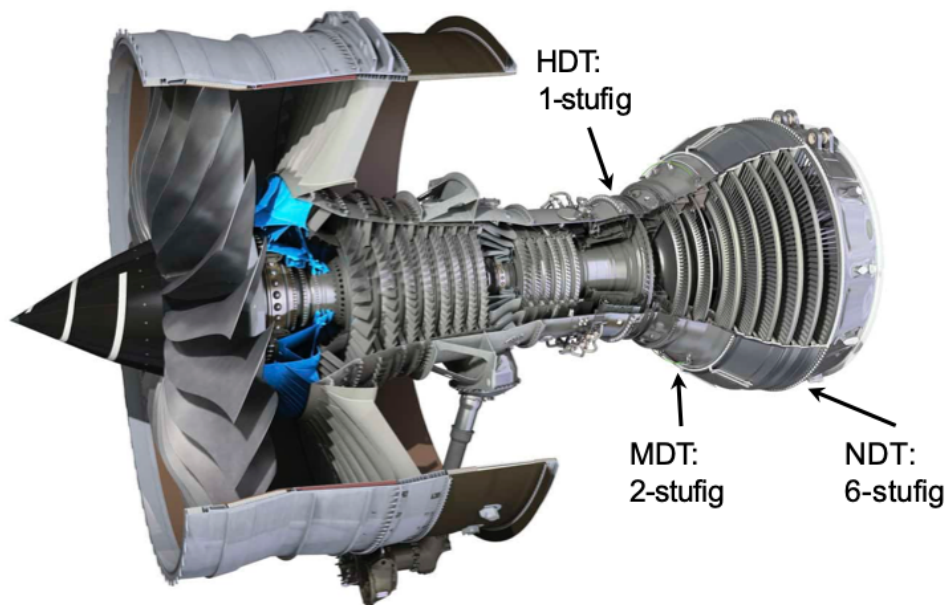
Konzepten wird eine dritte Welle für Mitteldruckverdichter und -turbine verbaut (wie auch in Abb. 2.3). In heutigen Triebwerken beträgt das Verhältnis von Mantel- zu Kernstrom bereits etwa 10 : 1, sodass der Kernstrom nur noch einen Bruchteil des Gesamtmassenstroms ausmacht. Dennoch werden mit den verhältnismäßig niedrigen Austrittsgeschwindigkeiten aufgrund des hohen Masendurchsatzes hohe Schubkräfte generiert. Auf diese Weise konnten nicht nur der Vortriebs-Wirkungsgrad erhöht, sondern auch die Schall- und Schadstoff-Emissionen deutlich gesenkt werden. Nicht zu vernachlässigende Nachteile sind insbesondere der Größen- bzw. Durchmesser-Zuwachs des Gesamttriebwerks, welche ebenfalls eine Gewichtssteigerung und Nachteile hinsichtlich der Flugzeug-Aerodynamik mit sich bringen. Des Weiteren weisen Turbofan-Triebwerke aufgrund der Mehrwelligkeit eine höhere Komplexität auf und sind durch die Ummantelung schlechter wartbar als Turbojet-Triebwerke.

Eine zusätzliche Möglichkeit, um die jeweiligen Drehzahlen von Fan- und Niederdruckturbinenstufen zu optimieren, ist die Verwendung eines Getriebes (z.B. Einsatz eines Planetengetriebes mit 3:1 Untersetzung bei dem Pratt & Whitney PW1000G-Triebwerk) zwischen Niederdruckturbinenwelle und dem Antrieb des Fans. Trotz zusätzlicher Verbesserungen hinsichtlich Wirkungsgrad und Geräuschpegel, steigern Getriebe-Fan Konzepte das Gewicht, die Kosten und die Komplexität um eine weitere Größenordnung.

### 2.1.3 Die Niederdruckturbine innerhalb des Triebwerks

Aus den genannten Gründen hat es sich zur Erfüllung der kontinuierlich steigenden Anforderungen an Schubniveau, Wirkungsgrad sowie Lärmemission als wirkungsvoll erwiesen, die Bypass-Verhältnisse und somit den Nebenstrom-Durchsatz zu erhöhen (Martinstetter [2010]). Zur Förderung dieser immensen

Luftmassenströme von bis zu etwa 1500 kg/s (am Beispiel des Rolls-Royce Trent XWB-Triebwerks, Abb. 2.4) sind Fan-Durchmesser von 3,0 m oder mehr (3,45 m für das General Electric GE9X) notwendig, deren Schaufeln an der Schaufelspitze die 1,5-fache lokale Schallgeschwindigkeit (in Reiseflughöhe) erreichen.



**Bild 2.4:** 3-Wellen Turbo-Strahltriebwerk Rolls-Royce Trent XWB (Einsatz z.B. im Airbus A350-900 und A350-1000), (Quelle: Rolls-Royce)

Den erforderlichen Antrieb des Fans stellt die Niederdruckturbinen (NDT) bereit, welche aufgrund der benötigten Fan-Leistung im Fall des gezeigten Triebwerks 6-stufig ausgeführt ist. Verglichen mit Hochdruckturbinen (1-stufig) und Mitteldruckturbinen (2-stufig) stellt die NDT somit den längsten und schwersten Teil der Turbinen dar. So entfallen in modernen Flugtriebwerken für die zivile Luftfahrtindustrie bis zu einem Drittel des Gesamtgewichtes allein auf die Niederdruckturbinen (Praisner u. a. [2013]).

Mit steigenden Nebenstromverhältnissen und Fan-Durchmessern steigen die Anforderungen an die Niederdruckturbinen hinsichtlich des Arbeitsumsatzes an. Soll die Schaufel- bzw. Stufenzahl der NDT zur Limitierung des Gewichtes nicht weiter erhöht bzw. die Schaufelanzahlen sogar verringert werden, muss ein verbesserter Arbeitsumsatz der einzelnen Schaufeln erreicht werden. Im Zuge dieser anhaltenden Bestrebungen zur Gewichtsreduktion werden zunehmend höher belastete (Ultra-)High-Lift-Beschauflungen entwickelt. Auf aerodynamische Gesichtspunkte der Niederdruckturbinenströmung wird in Abschnitt 2.4 eingegangen.

## 2.2 Turbulenz

Die Turbulenz einer Strömung wirkt sich maßgeblich auf das Abklingen vorhandener Strömungsstrukturen, auf das Verhalten von Grenzschichten sowie den Energietransfer in einer Strömung aus. Aufgrund der Relevanz dieser Interaktionsmechanismen für die vorliegende Arbeit sollen die Grundlagen zu diesen ausgewählten Aspekten der Turbulenz im Folgenden vorgestellt werden. Für ausführliche Erklärungen sei an dieser Stelle auf einschlägige Literatur verwiesen (z. B. Bradshaw [1971] oder Berselli u. a. [2006]).

### 2.2.1 Mathematische Beschreibung

Zur mathematischen Behandlung der infolge der Strömungsturbulenz induzierten Strömungsfluktuationen hat sich die Reynolds-Zerlegung etabliert. Diese ermöglicht die Unterscheidung des zugrundeliegenden, zeitlich-stationären sowie des überlagerten, zufälligen und instationären Anteils einer Feldgröße. So wird beispielsweise ein vom Ort und der Zeit abhängiges Geschwindigkeits-Signal  $c(x, t)$  in den zeitlichen Mittelwert  $\bar{c}(x)$  und das um diesen Mittelwert schwankende, zeitabhängige Fluktuationssignal  $c'(x, t)$  zerlegt (z. B.: Spurk [1993]):

$$c(x, t) = \bar{c}(x) + c'(x, t). \quad (2.3)$$

Aus den gemittelten Schwankungsquadraten  $\overline{(u')^2}$ ,  $\overline{(v')^2}$ ,  $\overline{(w')^2}$  der Geschwindigkeitsvektorkomponenten  $u, v, w$  kann wiederum eine Aussage über den Grad an Isotropie (Richtungsunabhängigkeit) der Turbulenz sowie das generelle Turbulenz-Niveau getroffen werden. Am Beispiel der Geschwindigkeitsvektorkomponente  $u$  und deren Fluktuationen gilt:

$$\overline{(u')^2} = \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^2. \quad (2.4)$$

Als weitere, integrale Größe, wird der lokale Turbulenzgrad  $Tu$  bezüglich der gemittelten Zuström-Geschwindigkeit  $c_\infty$  zur Quantifizierung des generellen Turbulenzniveaus der Strömung bestimmt:

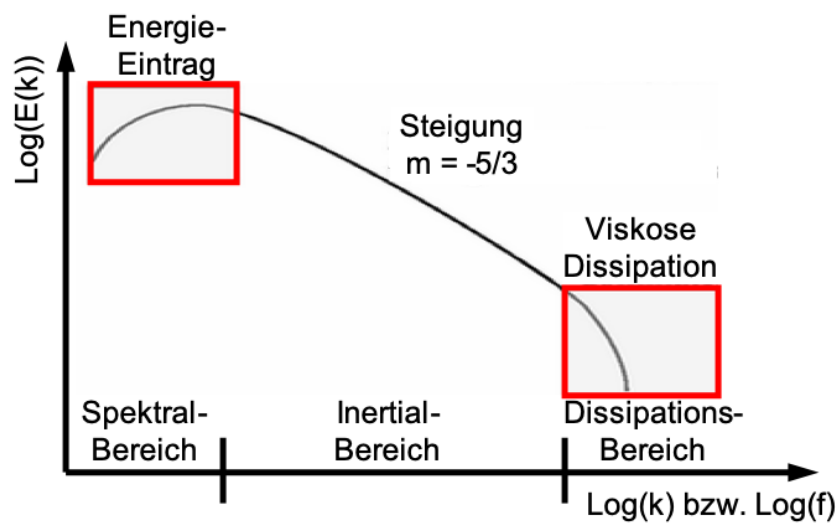
$$Tu = \frac{1}{c_\infty} \cdot \sqrt{\frac{1}{3} \cdot \left( \overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2} \right)}. \quad (2.5)$$

Zur Beschreibung der anteiligen turbulenten Schwankungen hinsichtlich einer ausgewählten Raumrichtung, wie typischerweise der Hauptströmungsrichtung oder der axialen Zuströmung, wird die jeweilige Turbulenzintensität  $TI$  gebildet. Für die Auswertung in axialer ( $x$ ) Richtung wird sie folgendermaßen bestimmt:

$$TI = \frac{1}{\bar{u}} \cdot \sqrt{\overline{(u')^2}}. \quad (2.6)$$

### 2.2.2 Modell der Energiekaskade

Der Ablauf des Energietransfers von kinetischer Energie der Fluidmoleküle in Wärmeenergie wird über das Modell der Energiekaskade beschrieben (siehe Abb. 2.5). Die Modellvorstellung basiert maßgeblich auf den Erkenntnissen von Kolmogorov und Richardson aus der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts und soll im Folgenden kurz erläutert werden.



**Bild 2.5:** Turbulente Energiekaskade, Visualisierung basierend auf Bradshaw [1971] und Berselli u. a. [2006]

Der Kaskade wird zunächst im Spektralbereich durch externe Einflüsse (Wandreibung, Gradientenströmungen etc.) kinetische Energie aus der Hauptströmung in Form von großskaligen Wirbelstrukturen zugeführt. Die Ausdehnung dieser Strukturen wird über das integrale Längenmaß angegeben. Die hochgradig anisotropen großen Wirbel sind instabil, werden durch die Hauptströmung zunehmend verformt und zerfallen in kleinere, kohärente Strukturen, während sowohl die Wirbelstärke, viskose Effekte als auch die Isotropie der Turbulenz zunehmen (Martinstetter [2010]). Im Zuge des weiteren Wirbelzerfalls folgen letztendlich die kleinsten turbulenten Strukturen, welche durch die Kolmogorov Längenskalen und laut der Modellvorstellung durch lokal isotrope Turbulenz charakterisiert werden. In diesem untersten Bereich der Energiekaskade sind die Geschwindigkeitsgradienten bezüglich der Wirbelabmessungen derart ausgeprägt, dass die turbulente kinetische Energie vollständig in Wärme dissipiert wird. Erkenntnisse aus aktuelleren numerischen als auch experimentellen Untersuchungen weisen zunehmend darauf hin, dass die Annahme von

isotroper Turbulenz bei den kleinsten turbulenten Strukturen nicht gerechtfertigt ist, da auch hier anisotrope Strukturen nachgewiesen werden konnten (Biferale u. Vergassola [2001]).

## 2.3 Grenzschichtströmung und Transition

Bei der Umströmung eines Körpers bildet sich zwischen der Außenströmung und dem eigentlichen Körper eine dünne Grenzschicht (im Folgenden GS) aus, in der die Strömung reibungsbedingt abgebremst wird, so dass sie unmittelbar an der Wand zum Stillstand kommt. Erhebliche Geschwindigkeitsgradienten, erhöhte turbulente Schwankungsbewegungen sowie verstärkter Impulsaustausch benachbarter Fluidelemente in dieser Geschwindigkeitsgrenzschicht sind die Folge. Wird das Strömungsfeld zusätzlich von maßgeblichen Dichte- und Temperaturänderungen geprägt, sind neben der Geschwindigkeitsgrenzschicht ebenfalls Effekte infolge der Temperaturgrenzschicht zu berücksichtigen. In der vorliegenden Arbeit ist dies jedoch nicht der Fall, so dass mit dem Grenzschicht-Begriff immer die Geschwindigkeitsgrenzschicht gemeint ist.

Bei der Betrachtung von Strömungen in Turbomaschinen liegen zahlreiche Oberflächen auf Seitenwänden an Nabe und Gehäuse sowie entlang der Schaufelprofile vor, an denen sich jeweils eigene GS ausbilden. An den Ecken zwischen Schaufeln und Seitenwänden wachsen diese zusammen oder werden aufgrund der Mehrstufigkeit und dem ständigen Wechsel von stationären und rotierenden Baugruppen nach kurzer Anlaufänge zerteilt oder an rotierenden Wänden mitgeschleppt. Aufgrund der hohen Belastung moderner Schaufelprofile werden auch die beteiligten GS auf den Schaufeln und an den Seitenwänden der Schaufelpassagen stark belastet. Erhöhte Verluste sowie das Abreißen der wandnahen Strömung von den Schaufelprofilen können die Folge sein. Eine detaillierte Kenntnis und die verlässliche Vorhersage des Grenzschichtverhaltens sind aus diesem Grund notwendige Schritte in der Weiterentwicklung von Turbomaschinen. Die zugrundeliegenden Effekte sowie deren Auswirkungen werden im Folgenden kurz beschrieben.

### 2.3.1 Charakterisierung von Grenzschichten

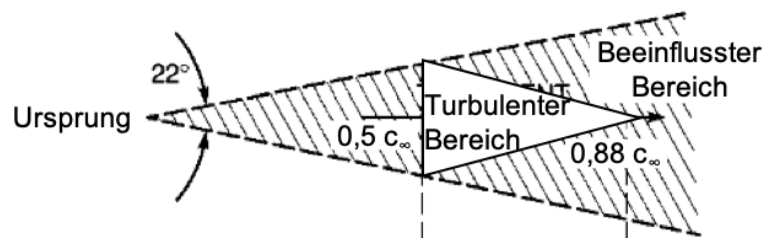
Der Zustand einer GS ist maßgeblich vom Turbulenzniveau bzw. von den dämpfenden Fähigkeiten der Grenzschicht abhängig. Dies ist entscheidend dafür, ob durch externe Störungen resultierende, turbulente Fluktuationen in der GS gedämpft oder angefacht werden. Eine Klassifizierung erfolgt mittels der Reynoldszahl  $Re$  der Strömung, welche das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften darstellt. Sie wird bezüglich einer für das Problem charakteristischen Abmessung  $l$  (typischerweise Lauflänge oder Durchmesser eines

umströmten Körpers) formuliert und über die Geschwindigkeit  $c$ , die Fluid-dichte  $\rho$  und die dynamische Fluid-Viskosität  $\mu$ , welche den Widerstand des Fluids gegenüber Scherung angibt, wie folgt definiert:

$$Re = \frac{c \cdot \rho \cdot l}{\mu}. \quad (2.7)$$

Die lokale, auf die Lauflänge bezogene, Reynoldszahl wird verwendet, um die Transition vom geordneten, laminaren in den turbulenten Zustand vorherzusagen. So dominieren bei niedrigen  $Re$  die Zähigkeitskräfte und es liegt laminare Strömung vor, charakterisiert durch eine reibungsarme Schichtenströmung ohne nennenswerten Impuls- bzw. Molekülaustausch quer zur Hauptströmungsrichtung. Weiterhin ist die laminare GS für  $Re < Re_{\text{krit}}$  stabil, so dass kleine Störungen wieder abklingen (Albrecht [2010]). Dies ist der Fall bei GS kurzer Lauflänge. Bei einer Strömung geringer Turbulenz über eine ebene Platte etwa gilt  $Re_{\text{krit}} \approx 5 \cdot 10^4$  (Incropera [2007]).

Mit steigender Lauflänge nehmen sowohl die Grenzschichtdicke, als auch die lokale  $Re$  zu. Für  $Re > Re_{\text{krit}}$  wird der transitionale Bereich erreicht und die Strömung wird, der linearen Stabilitätstheorie folgend, anfällig für kleine Störungen (Rauigkeit der Oberfläche, Turbulenz der Hauptströmung oder Schallwellen infolge anderer Störungen), so dass sich je nach Randbedingungen lokale turbulente Bereiche ausbilden. Diese Turbulenzflecken zeichnen sich durch eine Dreiecks-Form aus und breiten sich mit einem Winkel  $\alpha$  von etwa  $\pm 11^\circ$  zur Strömungsrichtung aus, wobei sich die Front des Bereichs schneller als der Rest fortbewegt und die turbulenten Flecken somit gestreckt werden und an Größe zunehmen. Basierend auf den grundlegenden Untersuchungen von Schubauer u. Klebanoff [1956] für eine Strömung ohne Druckgradienten ist dieses Verhalten als eine Momentaufnahme in Abb. 2.6 dargestellt.



**Bild 2.6:** Entwicklung und Ausbreitung von Turbulenzflecken nach Halstead u. a. [1997a], basierend auf Schubauer u. Klebanoff [1956]

Im weiteren Verlauf wachsen die Turbulenzflecken zunehmend zusammen und die GS schlägt vollständig turbulent um.

### 2.3.2 Transitionsmechanismen und Grenzschichtablösung

Der Transitionsvorgang ist abhängig von den vorliegenden Umgebungsbedingungen, wie extern aufgeprägten Störungen oder auch der Oberflächenbeschaffenheit. Nach bspw. Mayle (Mayle [1991]) und Walker (Walker [1993]) lässt sich die Transition von Grenzschichtströmungen in 3 wesentliche Formen gliedern: die natürliche Transition, die Bypass-Transition sowie die Transition über eine Ablösung. Die spezielle, in Turbomaschinenströmungen zusätzlich auftretende, aber durch externe Anregung hervorgerufene, Nachlauf-induzierte Transition wird im Abschnitt 2.4 vorgestellt.

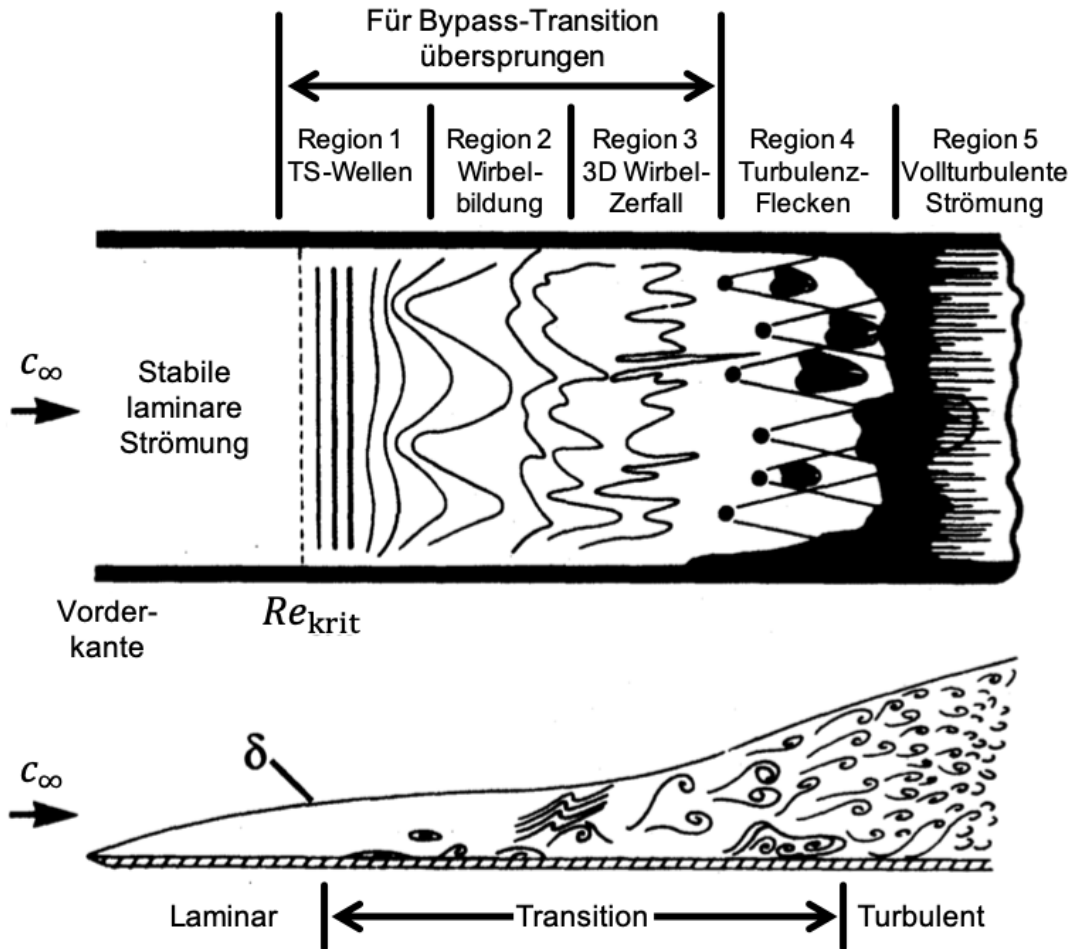
#### Natürliche Transition

Bei niedrigen Turbulenzgraden von etwa  $Tu < 1\%$  und Oberflächen geringer Rauigkeit findet der Übergang von der laminaren zur turbulenten GS üblicherweise über die Vorgänge der natürlichen Transition statt, dargestellt in Abb. 2.7 nach White [2006]. Dargestellt ist eine eingangs stabile laminare GS, welche mit der Lauflänge an Dicke  $\delta$  zunimmt und nach Überschreiten der kritischen Lauflänge  $l_{\text{krit}}$  (Erreichen von  $Re_{\text{krit}}$ ) instabil und somit anfällig für kleinste Störungen wird (Rezeptivität). Diese als primäre Instabilität bezeichnete Phase ist gekennzeichnet durch das Auftreten von linearen, zweidimensionalen Oszillationen definierter Frequenz, den Tollmien-Schlichting- bzw. TS-Wellen, welche anwachsen und sich mit etwa 30 % der Zuströmgeschwindigkeit stromab bewegen (Halstead u. a. [1997a]). Sind diese bis zu einer gewissen Amplitude angewachsen, bilden sie in der Phase der sekundären Instabilität stark fluktuierende, dreidimensionale  $\Lambda$ -Wirbel und anschließend schnell zerfallende  $\Omega$ -Wirbel (Albrecht [2010]).  $\Omega$ -Wirbel zerfallen zu lokalen Turbulenzflecken, welche mit der Lauflänge zunehmen, bis eine vollturbulente GS vorliegt, wobei auch diese durch Nichtgleichgewichtszustände geprägt ist. Die letzten Phasen der Transition sowie das Erreichen des turbulenten Zustandes sind verbunden mit einer deutlichen Aufdickung der GS.

#### Bypass-Transition

Weist eine Strömung ein höheres Freistrom-Turbulenz-Niveau auf, kann die Turbulenz der Hauptströmung ausreichen, um unmittelbar Turbulenzflecken in der GS zu bilden (Mayle [1991]). Wie ebenfalls in Abb. 2.7 dargestellt ist, werden dabei die ersten Phasen der natürlichen Transition und somit die Entstehung von TS-Wellen und das Anwachsen von linearen Instabilitäten übersprungen (McAuliffe [2007]). Auch eine erhöhte Wandrauigkeit, Vibrationen oder Störungen durch eintreffende Schallwellen können die Bypass-Transition einleiten (White [2006]).



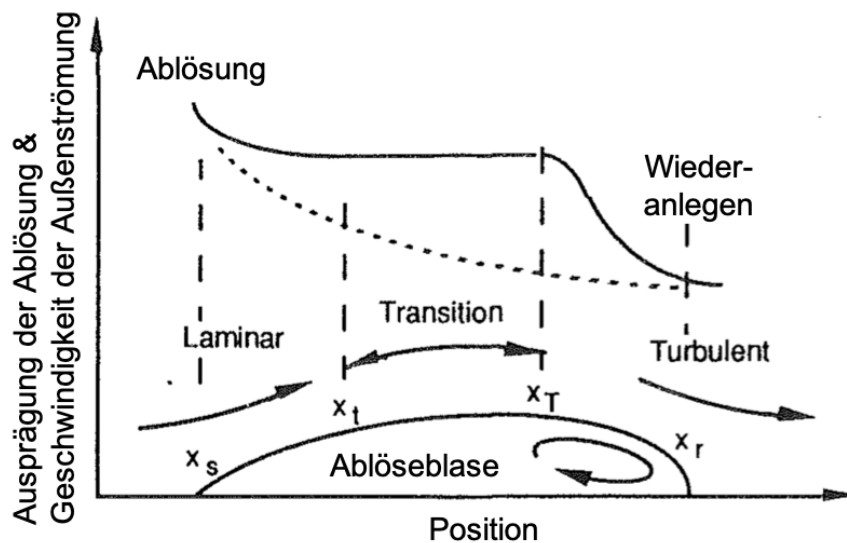


**Bild 2.7:** Natürliche Grenzschicht-Transition nach White [2006]

### Transition über eine Ablösung

Grenzschichten, welche entlang gekrümmter Oberflächen oder in Kanälen nicht konstanten Querschnitts anwachsen, sind einem Druckgradienten in Strömungsrichtung ausgesetzt. Unter der Voraussetzung einer Unterschall-Strömung findet in konvergenten Kanälen (negativer Druckgradient) eine Beschleunigung und in divergenten Kanälen (positiver Druckgradient) eine Verzögerung statt. In Turbinen-Schaufelgittern tritt eine derartige Strömungsverzögerung typischerweise stromab des Ortes maximaler Strömungsgeschwindigkeit (Saugspitze auf der Saugseite) im darauf folgenden aufgeweiteten Schaufelkanal auf (Mayle [1991]). Insbesondere bei laminaren Grenzschichten kann der positive Druckgradient die GS derart verlangsamen, dass die wandnahe Strömung lokal zum Stillstand kommt. Sie kann der Kontur nicht mehr folgen, löst von der Wand ab und bildet eine Rezirkulationszone aus, welche erhebliche Verluste hervorrufen kann. Dieser Vorgang ist in Abb. 2.8 dargestellt.

Die am Ablösepunkt (in Abb. 2.8 mit  $x_s$  bezeichnet) abgelöste, laminare Scherschicht ist durch die Trennstromlinie vom Rezirkulationsgebiet getrennt.



**Bild 2.8:** Ausbildung einer Ablöseblase sowie zugehöriger Geschwindigkeitsverlauf in der Außenströmung, basierend auf Mayle [1991]

Sie ist gekennzeichnet durch großskalige, kohärente Strukturen, welche aus dem Aufrollen der Scherschicht resultieren (Kelvin-Helmholtz-Instabilität). Der Zerfall dieser Strukturen induziert auf relativ kurzer Strecke (zwischen  $x_t$  und  $x_T$ ) die Scherschicht-Transition sowie hohe aerodynamische Verluste (Simoni u. a. [2016]).

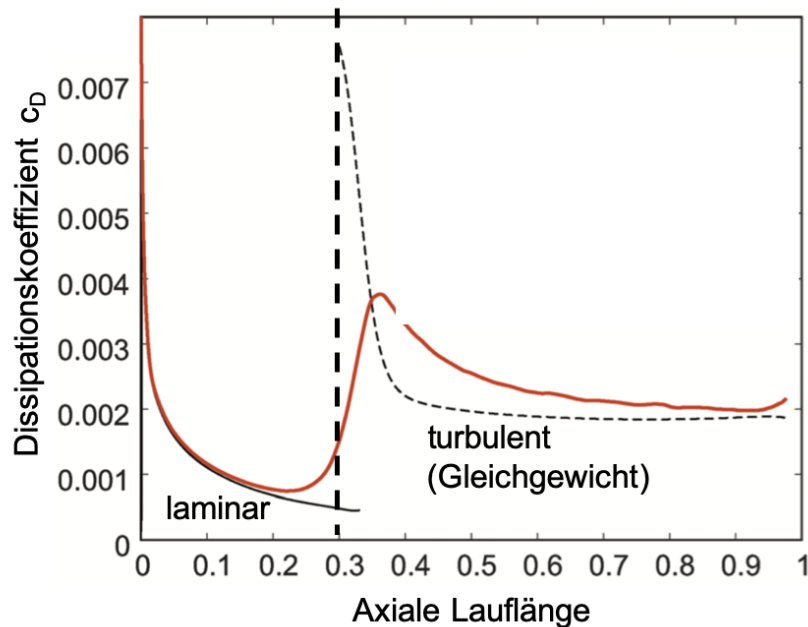
Je nach vorliegenden Druckgradienten und Profilgeometrie legt die energietisierte, noch transitionale oder bereits vollturbulente Scherschicht am Wiederanlegepunkt ( $x_r$ ) wieder an der Oberfläche an. In diesem Fall liegt eine abgeschlossene, örtlich begrenzte, laminare Ablöseblase vor, an die sich eine turbulente GS anschließt. Während die Strömung von der Profilgeometrie abgelöst ist, liegt ein charakteristisches Druck- bzw. Geschwindigkeitsplateau vor, welches erst durch das Wiederanlegen beendet wird. Eine offene Ablöseblase liegt bei erhöhtem Gegendruck vor, wenn die Scherschicht nicht wieder anlegt, bevor die Körperumströmung abgeschlossen ist. Durch eine offene Ablösung werden einerseits aufgedickte Schaufelnachläufe, deutlich gesteigerte Totaldruckverluste sowie eine Fehlströmung induziert, da die Strömung nicht mehr der vorgegebenen Profilgeometrie folgt.

### 2.3.3 Verluste innerhalb der Grenzschicht

Der aerodynamische Verlust eines umströmten Körpers wird maßgeblich vom Zustand der GS und der in der GS durch Scherspannung erzeugten Entropie bestimmt (Wheeler u. a. [2018]). So geht auf Denton (Denton [1993]) der folgende, für Grenzschichtströmungen gültige Zusammenhang zurück:

$$\dot{S}_a = c_D \cdot \frac{\rho \cdot (c_{\text{grenz}})^3}{T}. \quad (2.8)$$

Die auf die Fläche bezogene Entropieproduktion  $\dot{S}_a$  ist demnach direkt abhängig vom Dissipationskoeffizienten  $c_D$  sowie in dritter Potenz von der an der Grenzfläche zwischen Grenzschicht und Freistrom vorliegenden Fluidgeschwindigkeit  $c_{\text{grenz}}$ . Der Dissipationskoeffizient wiederum wird sowohl von der Reynoldszahl, als auch vom Zustand und der Lauflänge der GS beeinflusst und ist für laminare Grenzschichten deutlich geringer als für turbulente (Wheeler u. a. [2018]). In Abb. 2.9 ist der Verlauf von  $c_D$  entlang einer Verdichterprofil-saugseite über der normierten Lauflänge dargestellt.



**Bild 2.9:** Entwicklung des Dissipationskoeffizienten  $c_D$  für laminare und turbulente Grenzschichten entlang der Lauflänge, am Beispiel einer Verdichterprofil-saugseite (Quelle: Wheeler u. a. [2018])

Sobald der positive Druckgradient der stark dissipativen Vorderkantenströmung überwunden ist, ist die eingangs laminare GS durch geringe  $c_D$ -Werte gekennzeichnet, gefolgt von einsetzender Transition unter deutlicher Zunahme von  $c_D$ . Nach Erreichen des vollturbulenten Zustandes sinkt das Niveau von  $c_D$  erneut ab. Die Abweichung zwischen realem (rot) und dem theoretischen (gestrichelt) Gleichgewichtszustand einer turbulenten GS ist durch Nichtgleichgewichtsvorgänge zu begründen, welche auch nach eigentlich abgeschlossener Transition weiterhin in der GS ablaufen (Wheeler u. a. [2018]).

Generell wird die Produktion von Turbulenz als erster Schritt für die Entwicklung des Totaldruckverlusts gesehen (Gregory-Smith u. a. [1988b], MacIsaac

u. a. [2012]), wobei den Scherspannungen besondere Relevanz zugeschrieben wird. In turbulenten Strömungen steigt der Druckverlust stark an und verhält sich proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit, wohingegen er in laminaren Strömungen lediglich proportional zur Strömungsgeschwindigkeit selbst ist (Spurk [1993]). Das Erreichen einer langen laminaren Grenzschicht verspricht somit zunächst deutlich verringerte Verluste, bringt jedoch aufgrund der Empfindlichkeit laminarer Grenzschichten gegenüber Störungen je nach Anwendungsfall gravierende sicherheitsrelevante Nachteile (wie offene Ablösungen) mit sich.

## 2.4 Aerodynamik von Niederdruckturbinenstufen

Aufbauend auf der dargelegten Funktionsweise des Triebwerks und der Relevanz der NDT sowie den Grundlagen der Grenzschichtströmung und deren Transition, soll im Folgenden auf die spezifischen aerodynamischen Gesichtspunkte der NDT-Strömung eingegangen werden.

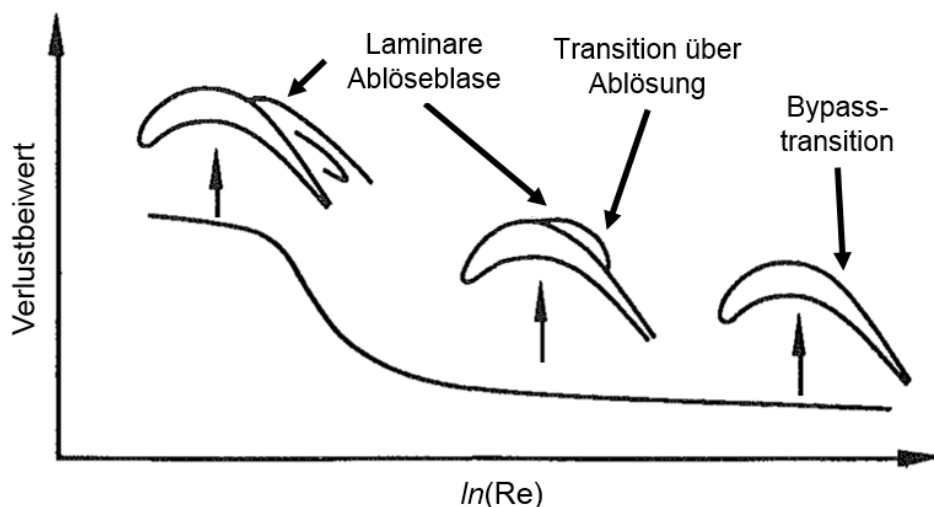
Aufgrund der Anordnung stromab der Hoch- und Mitteldruckturbine ist die Niederdruckturbinenströmung geprägt von moderaten Temperaturen bei einem bereits deutlich reduzierten Druckniveau. Zur Bereitstellung des erforderlichen Massenstroms trotz der reduzierten Dichte im hinteren Teil des Triebwerks sind vergrößerte Strömungsquerschnitte und langgezogene Schaufeln mit Höhen-zu-Sehnen-Verhältnissen zwischen  $H/C = 3 : 1$  und  $H/C = 7 : 1$  vonnöten (Schwarze [2012]). Aufgrund der Kopplung zwischen NDT und dem anzutreibenden Fan (Fan-Durchmesser von 3 m oder mehr), ist die Drehzahl der Niederdruck-Welle begrenzt. Der sich ergebene Betriebsbereich von NDT-Beschaufelungen erstreckt sich für die abzudeckenden Flugzustände von  $Ma = 0,4$  bis etwa  $Ma = 0,7$  sowie hinsichtlich der Reynoldszahl von  $Re = 50.000$  bis etwa  $Re = 500.000$  (bezogen auf die Sehnenlänge) (Hodson u. Howell [2000]). Diese Bandbreite, insbesondere hinsichtlich der Reynoldszahlen, stellt hohe Anforderungen an die Profil- und Gittergestaltung, unter jeglichen Betriebsbedingungen den erforderlichen Arbeitsumsatz bereitstellen zu können. Vor Allem der Betrieb bei niedrigen Reynoldszahlen kann die Verluste in der Niederdruckturbine aufgrund des geänderten Grenzschichtverhaltens empfindlich erhöhen ("Reynolds lapse", Mayle [1991]).

### 2.4.1 Profilmströmung und Verlustentstehung

Der Arbeitsumsatz der Niederdruckturbine hängt maßgeblich von der Umströmung der Schaufelprofile und dabei insbesondere von der saugseitigen Profil-Grenzschicht ab (Coull u. Hodson [2011]). Er wird definiert durch die an der Schaufel angreifende, aerodynamische Druckkraft des umströmenden Fluids.

Diese aerodynamische Belastung erzeugt einen lokalen Überdruck entlang der Druckseite des Schaufelprofils und einen lokalen Unterdruck entlang der Saugseite des Profils, wodurch das Turbinenprofil einen Auftrieb erfährt und ein Drehmoment auf die Welle überträgt. Typischerweise wird die saugseitige Profilgrenzschicht im vorderen Bereich einem günstigen (negativen) Druckgradienten und im hinteren Bereich einem ungünstigen (positiven) Druckgradienten ausgesetzt. In der Folge kann dies im hinteren Schaufelbereich zur Ausbildung einer laminaren Ablöseblase, zur Ablösung der saugseitigen Grenzschicht und damit verbundenen erheblichen Einbußen des Arbeitsumsatzes führen (siehe Abschnitt 2.3.2).

(Ultra-)High-Lift-Beschaufelungen erlauben durch ihre weniger konservative Profilgeometrie und die einhergehende Strömungsführung pro Schaufel mehr Arbeit umzusetzen. Dies ermöglicht (bei konstantem Arbeitsumsatz) den Einsatz weniger Schaufeln pro Stufe und damit die Minimierung der vorhandenen Flächen. In der Folge können so die absoluten Profilverluste verringert werden, welche durch die langen Schaufeln im Niederdruckteil der Turbine besonders ausgeprägt sind. Zur Erzielung des gesteigerten Arbeitsumsatzes weisen hochbelastete Beschaufelungen deutlich erhöhte Druckgradienten innerhalb der Schaufelpassagen in Strömungs- und Umfangsrichtung auf. Die Auswirkungen der erhöhten Druckgradienten wiederum lassen sich vor allem in den ablösegefährdeten wandnahen Strömungsschichten nachweisen. Eine Verstärkung der Ablöse neigung insbesondere der saugseitigen Schaufelgrenzschichten (siehe Abschnitt 2.3), der Spaltströmung in den Radialspalten und insgesamt der Ausprägung des Sekundärströmungssystems (siehe Abschnitt 2.4.2) sind die Folge.



**Bild 2.10:** Verlustbeiwert und Transitionsformen einer NDT-Profilumströmung abhängig von der Reynoldszahl, basierend auf Mayle [1991]

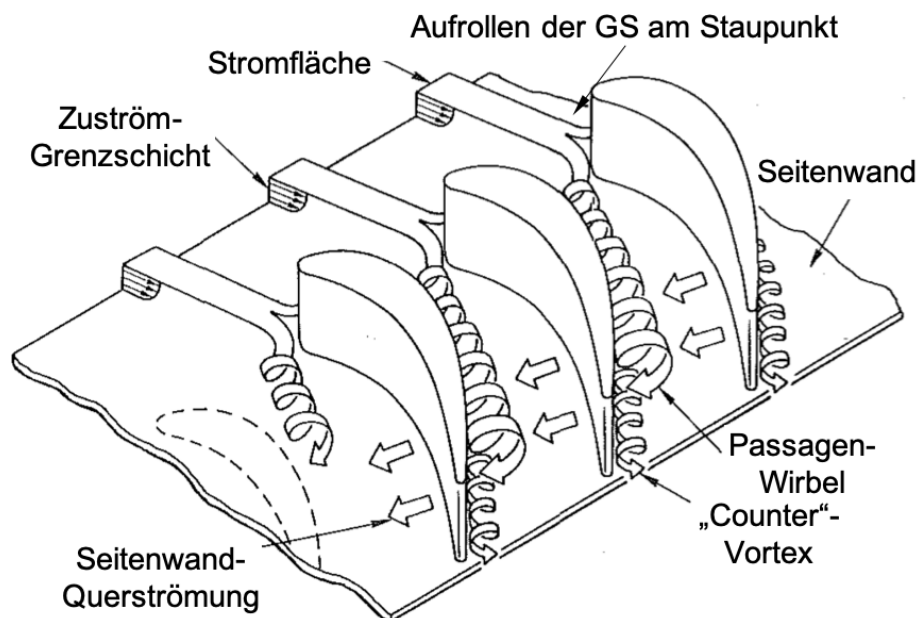
Grenzschichten sind stark abhängig von der vorliegenden Reynoldszahl der Strömung, welche wie beschrieben in der NDT je nach Betriebszustand erheblich voneinander abweichen können. Wie in Abb. 2.10 verdeutlicht ist, steigt für verringerte  $Re$  die Wahrscheinlichkeit des Auftretens einer Ablöseblase auf den Profil-Saugseiten, wo bei höherem  $Re$ -Niveau noch eine Bypassstransition vorliegen würde. Abhängig vom Ort der Ablösung, dem vorliegenden Gegendruck und der Intensität der in der abgelösten Scherschicht ablaufenden Transition, kann es zum Wiederanlegen der abgelösten Strömung kommen. Bei weiter verringerten  $Re$  allerdings kann der Fall eintreten, dass kein Wiederanlegen der abgelösten Grenzschicht mehr stattfindet und unter deutlicher Erhöhung des Verlustes eine lange bzw. offene Ablöseblase vorliegt (Mayle [1991]; Wheeler u. a. [2018]). Eines der vorrangigen Ziele bei der Gestaltung einer Turbinenschaufelgeometrie bzw. deren Verbundes ist die Vermeidung einer nicht wiederanlegenden Ablösung unter jeglichen Betriebszuständen. Andererseits darf auch kein zu früher turbulenter Umschlag provoziert werden, um die erhöhten Verluste von turbulenten Grenzschichten zu begrenzen.

Zur Beschreibung der bei der Durchströmung von Turbomaschinenbeschau felungen entstehenden Verluste existieren verschiedene Definitionen und Einteilungen. Klassischerweise werden diese jedoch örtlich in Profilverluste, Seitenwandverluste und Spaltverluste eingeteilt. Profilverluste sind maßgeblich zurückzuführen auf die beteiligten Profil-Grenzschichten und resultieren zu etwa 60 % aus der saugseitigen GS, zu 20 % aus der druckseitigen Strömung und zu 20 % aus der Mischung der Grenzschichten an der Hinterkante (Curtis u. a. [1997]). Seitenwandverluste gehen zurück auf das Seitenwand-nahe Aufrollen der Zuström- und der Seitenwand-Grenzschichten zu Wirbelstrukturen innerhalb der Passage (siehe Abschnitt 2.4.2). Spaltverluste hingegen werden insbesondere in den Radialspalten zwischen Schaufelspitzen und Seitenwänden sowie in den Axialspalten an den Seitenwänden zwischen einzelnen Schaufelreihen induziert. In den seltensten Fällen jedoch lassen sich die auftretenden Verluste derart stringent voneinander trennen, da in der Regel eine Interaktion der hervorgerufenen Verlustgebiete stattfindet und sich einzelne Verlustmechanismen daher nicht nur einer der Gruppen zuschreiben lassen (Denton [1993]).

## 2.4.2 Sekundärströmung

In ausreichender Entfernung von festen Wänden folgt der Großteil der Fluidpartikel der Hauptströmungsrichtung. Von Sekundärströmung ist die Rede, wenn lokale Strömungsstrukturen nicht der Hauptströmung folgen, sondern einem davon abweichenden - sekundären - Pfad und somit ausgeprägte, transversale Geschwindigkeitskomponenten aufweisen. Die Ursache für das abweichende Strömungsverhalten liegt in der Umlenkung von inhomogenen und somit nicht

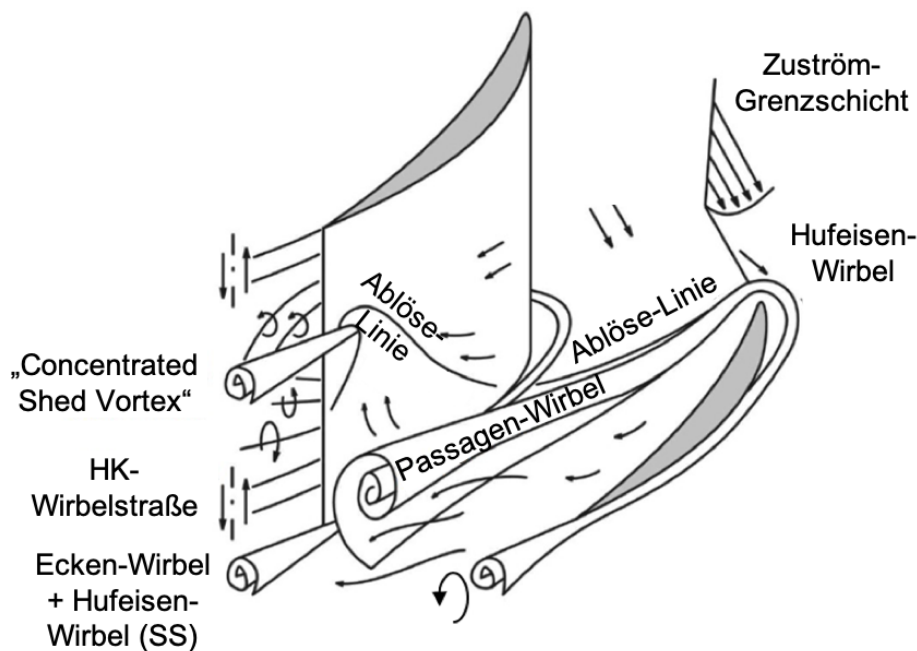
gleichförmigen Strömungsfeldern (Gregory-Smith u. a. [1988b]). Dies ist beispielsweise bei wandnahen Strömungsstrukturen, wie den Grenzschichten, der Fall. Hier üben Reibungseffekte einen maßgeblichen Einfluss auf den Betrag sowie die Richtung des lokalen Geschwindigkeitsvektors aus und rufen räumlich und zeitlich inhomogene Strömung hervor. Im Schaufelgitterverbund von Turbomaschinen stellen die festen Oberflächen typischerweise die Seitenwände an Nabe und Gehäuse sowie die eigentlichen Schaufeloberflächen dar. An diesen Oberflächen prägen sich Grenzschichtströmungen aus, die in der Folge Sekundärströmungen hervorrufen. Aufgrund der Vielzahl an Oberflächen entsteht ein äußerst komplexes System an überlagerten und sich gegenseitig beeinflussenden Strömungsstrukturen, welches aufgrund der Rotation von Rotorschaukeln und der entsprechenden Seitenwände zusätzlich zeitlich-instationäres Verhalten aufweist.



**Bild 2.11:** Modellvorstellung zur dreidimensionalen Grenzschicht-Ablösung an einer ebenen Schaufelgitterkaskade nach Langston [1980]

Im Laufe der letzten Jahrzehnte wurden verschiedene Modelle zur Beschreibung der Sekundärströmungen in Turbomaschinenbeschaufelungen vorgeschlagen und erweitert, die zu einer grundlegenden Vorstellung der sich ergebenden Strukturen geführt haben. Für den vereinfachten Fall einer ebenen Schaufelgitterkaskade (einstufig, spaltlos und ohne gekrümmte oder rotierende Seitenwände) ist die sich ergebende Situation schematisch in Abb. 2.11 (nach Langston [1980]) dargestellt. Zu erkennen ist das charakteristische Aufrollen der eintreffenden Seitenwand-GS, sobald diese am Staupunkt auf den positiven Druckgradienten der Schaufel-Vorderkante trifft. Die GS löst ab und rollt sich in zwei Äste auf, welche entlang der Saug- und der Druckseite

der Schaufel transportiert werden. Aufgrund der sich durch die Umströmung der Vorderkante ergebenden U-förmigen Konfiguration werden diese beiden entgegengesetzt rotierenden Wirbelstrukturen als (druck- und saugseitiger) Hufeisenwirbel bezeichnet. Durch das zwischen zwei Schaufeln vorliegende Druckgefälle von der Druckseite zur Saugseite der benachbarten Schaufel, wird der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels - dem Druckgradienten folgend - von der Druckseite der eigentlichen Schaufel zur Saugseite der benachbarten Schaufel abgelenkt. Der saugseitige Ast hingegen wird gegen die Saugseite der Schaufel gedrückt. Dem Druckgradienten in der Schaufelpassage folgend, findet ein kontinuierlicher, der Primärströmung überlagerter und quer dazu gerichteter, Transport von impulsarmem Seitenwand-GS-Fluid in Richtung der Saugseite statt, wodurch sich der dominante Passagen- bzw. Kanalwirbel ausbildet. Da die Drehrichtung von Kanalwirbel und druckseitigem Hufeisenwirbel übereinstimmt, versorgt der Hufeisenwirbel - je nach Betriebspunkt, Gitterbeschaffenheit sowie Schaufel- und Seitenwandgeometrie - den dominanteren Kanalwirbel zusätzlich mit Grenzschichtmaterial, rotiert in dessen Nähe oder geht in diesen über [Lampart [2009]; Langston [2001]]. In der Ecke zwischen Profil-Saugseite und Seitenwand bildet sich als Gegenpart der Counter-Vortex (Eckenwirbel) aus. An der Schaufelhinterkante rufen die entgegengesetzten Radialströmungen auf Druck- und Saugseite die Hinterkantenwirbel bzw. Nachlaufwirbel hervor.



**Bild 2.12:** Modellvorstellung nach Kang u. Hirsch [1991] zur Sekundärströmung in Turbomaschinenschaufelgittern, erweitert um den Concentrated Shed Vortex (CSV)



Die Modellvorstellung nach Kang u. Hirsch [1991] (Abb. 2.12) beinhaltet eine weitere Wirbelstruktur, die aus der abgelösten saugseitigen Schaufelgrenzschicht stammt und hier als "Concentrated Shed Vortex" bezeichnet wird. Dieser Wirbel resultiert daraus, dass Seitenwandgrenzschichtfluid – durch den Querdruckgradienten und dem damit verbundenen Passagenwirbel – auf der Saugseite der Schaufel auftrifft, hier wiederum die Grenzschicht ablösen lässt und diese von der Saugseite abschält. Die abgeschälte Grenzschicht rollt sich zu einem Wirbel auf, der entgegengesetzt zum Kanalwirbel rotiert und von diesem von der Seitenwand in Richtung Kanalmitte verdrängt wird. Die typische saugseitige Ablöselinie samt dem charakteristischen Bereich der Eckenablösung einer stark belasteten Schaufel entsteht. Gerade Kanalwirbel und die saugseitige Eckenablösung reichen weit aus dem wandnahen Bereich in die Schaufelpassage hinein und stören die eigentliche Gitterströmung. Es folgt eine ungleichförmige Umlenkung der Schaufeln im Seitenwandbereich, die daraus resultierende, nicht-ideale Profil-Abströmung und damit eine ebenfalls nicht-ideale Zuströmung der nächsten Schaufelreihe. Zusammengefasst werden diese Auswirkungen unter der Bezeichnung der Sekundär(strömungs)verluste, welche in Niederdruckturbinenstufen bis zu ein Drittel der Gesamtverluste betragen können (Denton [1993]; MacIsaac u. a. [2012]).

### 2.4.3 Rotor-Stator- bzw. Nachlauf-Interaktion

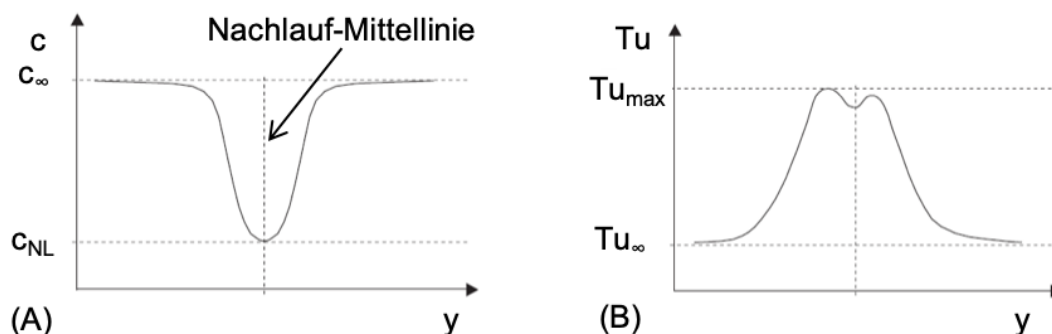
Die Rotor-Stator- oder allgemeiner Nachlauf-Interaktion beschreibt die Wechselwirkungen benachbarter, ortsfester und rotierender, Schaufelreihen. Infolge der Relativbewegung von Rotor- und Statorgittern zueinander werden die jeweiligen Schaufelreihen durch periodisch wiederkehrenden Störungen konstanter Frequenz beaufschlagt. Diese Störungen gehen einerseits zurück auf Grenzschichten, Nachläufe und Wirbelstrukturen stromauf befindlicher Schaufelreihen. Andererseits üben die Schaufeln eine Potentialwirkung aus, welche beispielsweise an den Profilverdichtungen eine periodische Stromaufwirkung auf die vorgeschaltete Schaufelreihe ausüben. Ein ungleichmäßiges, gestörtes und zeitlich instationäres Strömungsfeld ist die Folge. Die klare Separation einzelner Strukturen sowie der beteiligten Einflussgrößen gestaltet sich als äußerst komplexe Aufgabe. Tatsächlich gilt die Gesamtheit der Interaktionsmechanismen zwischen Schaufelnachläufen, der Profilmströmung und den Strukturen des Sekundärströmungssystems, sowie den Auswirkungen auf die beteiligten Grenzschichten und die Verlustentstehung bis heute noch immer nicht als vollständig verstanden (Ciorciari u. a. [2014]).

Die vorliegende Arbeit fokussiert die stromab gerichteten Auswirkungen infolge der periodisch auftreffenden Nachläufe. Potentialeffekte sind nach Parker et al. (Parker [1969]) insbesondere bei geringen Schaufelreihen-Abständen von unter 30 % der axialen Sehnenlänge zu berücksichtigen und werden im

folgenden Verlauf der Arbeit aufgrund der betrachteten Konfiguration nicht weiter thematisiert.

### Charakteristika von Nachläufen

Bei der Umströmung einer Schaufel bilden sich auf Druck- und Saugseite des Profils Grenzschichten aus, welche an der Hinterkante zusammenwachsen und dort als freie Scherschichtströmung ablösen. Diese aus Grenzschichtfluid bestehende Nachlaufströmung ist im Vergleich zur Außenströmung nicht nur deutlich in ihrer Geschwindigkeit und ihrem Impuls reduziert, sondern weist zudem eine erhöhte Turbulenz auf und ist stark verlustbehaftet. Ein Schaufelnachlaufgebiet ist somit primär gekennzeichnet durch ein Geschwindigkeitsdefizit, sowie erhöhte Turbulenz und verringerten Totaldruck. Bei Nachläufen bewegter Objekte, wie Rotor-Schaufeln, liegt aufgrund der Relativbewegung zwischen Hauptströmung und dem bewegten Objekt zudem eine Änderung des Strömungswinkels gegenüber der umgebenden Strömung vor. Eine qualitative Darstellung der Verläufe von Geschwindigkeit und Turbulenzgrad im Nachlauf einer Schaufel ist in folgender Abb. 2.13, basierend auf den Ausführungen von König [2006] gegeben:

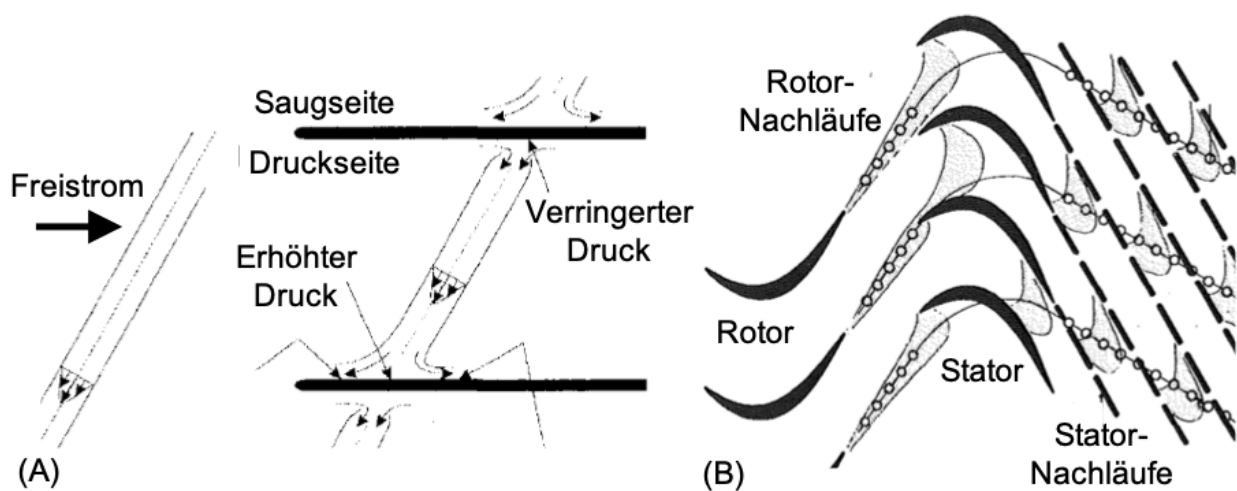


**Bild 2.13:** Qualitative Verteilungen der Geschwindigkeit (A) und des Turbulenzgrades (B) im Schaufelnachlauf, nach König [2006]

Deutlich zu erkennen ist das Geschwindigkeitsdefizit gegenüber der ungestörten Freistromgeschwindigkeit. Hinsichtlich der Turbulenzgradverteilung sind die beiden asymmetrischen Höcker auffällig, welche die jeweilig erhöhte Turbulenz aus saugseitiger und druckseitiger Grenzschicht widerspiegeln. Aufgrund der hohen Turbulenz in der Nachlaufströmung findet ausgeprägte Mischung mit der unbeeinflussten Außenströmung statt, wodurch sich der Nachlauf mit steigendem Abstand von der Profilhinterkante ausmischt und die Dellenform von Geschwindigkeitsverteilung und Turbulenzgrad zunehmend flacher und breiter wird (Pfeil u. Eifler [1976]).

## Nachlauf-Kinematik im mehrstufigen Schaufelverbund

Im mehrstufigen Turbomaschinenschaufelgitterverbund steht für den Ausmischvorgang nur eine begrenzte Lauflänge zur Verfügung, bevor der Nachlauf in die nächste Schaufelreihe einläuft, deren Strömungsfeld wiederum durch den Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite geprägt ist. Bereits 1958 prägte Meyer [1958] diesbezüglich den Begriff des "negative Jet"-Einflusses, demzufolge die Nachlauf-Störung aufgrund ihres Geschwindigkeitsdefizits einen entgegen der Hauptströmung gerichteten Strahl in der sonst ungestörten Strömung darstellt.



**Bild 2.14:** Nachlauf als negativer Jet und Auswirkung auf Passagenströmung nach Hodson u. Dawes [1998] (A), Nachlauf-Konfiguration in einer mehrstufigen Turbine nach Binder u. a. [1989] (B)

Wie in Abb. 2.14 (A) vereinfacht dargestellt ist, werden die Nachläufe beim Eintreffen in die stromab liegende Schaufelreihe zerteilt und durchlaufen die Schaufelpassage als "negative Jet"-Segmente. Diese wiederum wirken sich auf die schaufelseitigen Grenzschichten aus und induzieren einen Fluid-Transport von der Druckseite des einen Profils zur Saugseite des benachbarten Profils. In der Folge wird so eine Ansammlung von Nachlauf-Fluid auf der Saugseite der Schaufelprofile und eine Entfernung von Grenzschichtfluid von der Druckseite erreicht (Hodson u. Dawes [1998]).

Anders als in der beschriebenen Modellvorstellung werden die Schaufel-Nachläufe in realen, mehrstufigen Schaufelkonfigurationen nicht nur von den Profilvorderkanten zerteilt, sondern bei der Konvektion durch die Passagen aufgrund der Schaufelkanalkrümmung sowie den vorliegenden Druck- und Geschwindigkeitsgradienten zusätzlich gestreckt, gebogen und geschert. Die Ausprägung der einzelnen Mechanismen ist dabei maßgeblich von der Schau-

felbelastung abhängig (König [2006]). Abb. 2.14 (B) zeigt schematisch die Zerteilung und Verformung der Rotor-Nachläufe beim Durchlaufen der folgenden Statorpassage.

### **Verwendung von Zylinderstäben zur Nachlauf-Simulation**

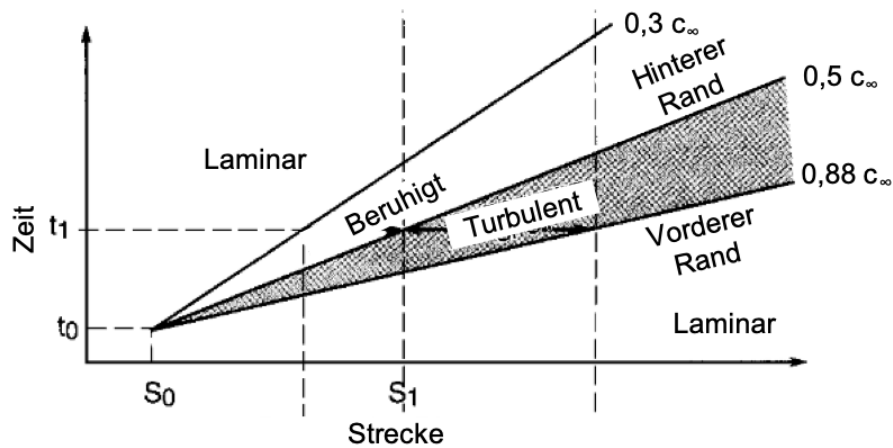
Die Überlagerung von Nachläufen bzw. derer verzerrter Fragmente mit Wirbelstrukturen des Sekundärströmungssystems aus mehreren Stufen ruft ein breites Spektrum an Frequenzen und Wirbelabmessungen hervor, welches den Komplexitätsgrad der Betrachtung enorm erhöht. Zur Isolierung einzelner Effekte kann eine gezielte Vereinfachung des betrachteten Falls unter der Beibehaltung der maßgeblichen Randbedingungen zielführend sein.

So haben sich in den 1980er Jahren Pfeil u. Eifler [1976] und Pfeil u. Herbst [1979] mit der Verwendung von Zylinderstäben zur Nachlauf-Simulation befasst. Diese Vereinfachung basiert auf der Erkenntnis, dass sich Nachlaufzellen eines Schaufelprofils in globaler Betrachtung nicht von denen eines Zylinders unterscheiden, sofern der Widerstandsbeiwert beider Körper identisch ist. Dies wiederum ermöglicht Untersuchungen an einzelnen Schaufelreihen mit vorgeschalteten Nachlauf-Erzeugern, statt der Notwendigkeit einer kompletten Rotor-Stator-Anordnung. Typische Testfälle, die sich auch heute noch vielfachen Einsatzes erfreuen, sind lineare, aus einer geringen Anzahl an Schaufeln bestehende, Gitter mit stromauf translatorisch oder rotatorisch bewegten Stäben zur Erzeugung periodischer, Schaufel-ähnlicher Nachlauf-Störungen.

### **Nachlauf-induzierte Transition**

Neben den in Abschnitt 2.3.2 geschilderten Transitionsformen liegt in Turbomaschinen eine spezielle Form der Grenzschichtbeeinflussung und somit der Transition vor. Anders als bei der herkömmlichen Bypass-Transition aufgrund eines generell erhöhten Freistrom-Turbulenzgrads, ist die Nachlauf-induzierte Bypass-Transition ein zeitlich getriggertes und begrenztes Event. Infolge der beschriebenen Effekte der Rotor-Stator- bzw. Nachlauf-Interaktion werden die Grenzschichten auf den Schaufelprofilen durch die Nachläufe periodisch gestört. Nach Mayle [1991] oder Halstead u. a. [1997a] induziert die erhöhte Turbulenz der auftreffenden Schaufelnachläufe lokale, periodisch instationäre, Bypass-Transition, welche in der eingangs laminaren Grenzschicht spontan Turbulenzflecken hervorruft.

Sobald die lokale Wirkung des konvektierenden Nachlaufs nachlässt, nimmt auch die Turbulenz rapide ab. Auf den lokal-turbulenten Zustand folgt ein beruhigter Bereich, welcher sich durch abnehmende, aber dennoch erhöhte Wandschubspannung auszeichnet (Halstead u. a. [1997a]; Schubauer u. Klebanoff [1956]). Beruhigte Bereiche sind resistent gegenüber der Anfachung von



**Bild 2.15:** Grenzschichtverhalten unter Nachlauf-induzierter Bypass-Transition nach Halstead u. a. [1997a]

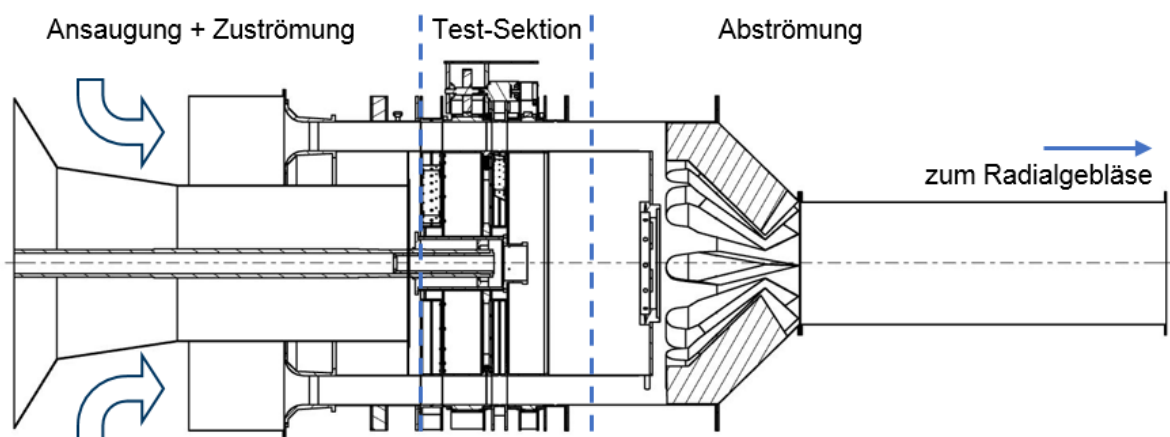
Instabilitäten und wirken somit, ähnlich wie laminare Grenzschichten, dämpfend. Weiterhin besteht aufgrund der erhöhten Wandschubspannung eine ausgeprägte Resistenz gegenüber Grenzschichtablösung, so dass die Überwindung höherer Druckgradienten ermöglicht wird, als es bei laminaren Grenzschichten der Fall ist. In Abb. 2.15 ist dieses Grenzschichtverhalten über der Zeit aufgetragen. Für eine feste Position  $s$  wird zunächst die lokale Bypass-Transition ausgelöst, welche die Grenzschicht vom laminaren in den turbulenten Zustand umschlagen lässt. Bevor jedoch die Grenzschicht wieder den laminaren Zustand einnimmt, verbleibt sie zunächst auf einem Niveau erhöhter Wandschubspannung in einem beruhigten, stabilisierten Zustand. Auf dieser Tatsache basiert die Funktion von stark-umlenkenden (Ultra)High-Lift-Profilen, welche unter nicht-gestörter Zuströmung eine (großflächige) saugseitige Ablösung aufweisen. Erst im Schaufelreihenverbund kann dies durch die Wirkung der Nachläufe und der daraus resultierenden Nachlauf-induzierten Grenzschicht-Transition unterbunden und ein hoch-effizienter Betrieb dieser Profile erreicht werden.



# 3 Versuchsaufbau

## 3.1 Grundlegender Aufbau Prüfstand Axialturbine II

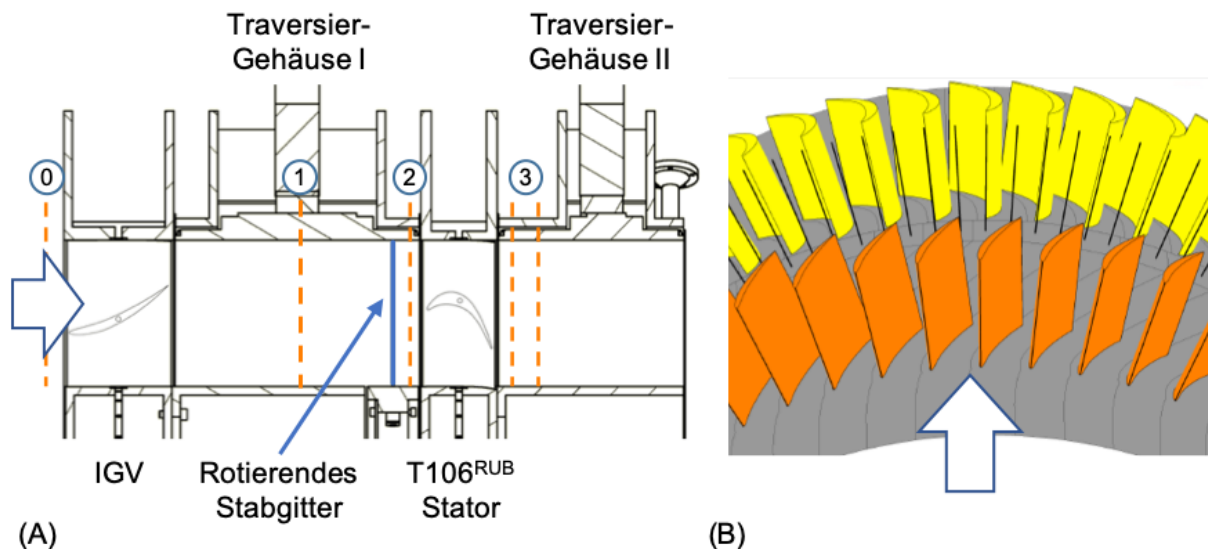
Für die im Rahmen dieser Dissertation durchgeführten experimentellen Arbeiten kam ein großskaliger Niedergeschwindigkeits-Turbinen-Prüfstand am Lehrstuhl für Thermische Turbomaschinen und Flugtriebwerke (TTF) der Ruhr-Universität Bochum (RUB) zum Einsatz. Dieser ist modular in Scheibenbauweise aufgebaut, wodurch einzelne nicht-rotierende Segmente - wie Statorreihen sowie Zuström-, Abström- oder Gehäusesegmente mit vergleichsweise geringem Aufwand getauscht werden können. Der Prüfstand wird mit Luft auf Umgebungsniveau im offenen Kreislauf betrieben. Dabei wird der Durchsatz mittels eines Radialgebläses erzeugt, welches an einen 150 kW Drehstrom-Motor mit Drehzahlregelung gekoppelt ist und Massenströme von bis zu  $\dot{m} = 13 \text{ kg/s}$  bereitstellen kann. Das Radialgebläse ist stromab der Test-Sektion positioniert, wodurch zusätzlich eingebrachte Störungen der Zuströmung vermieden und ein klar definierter Zuström-Zustand realisiert werden können. Eine Schnittansicht des Versuchsaufbaus ist in Abb. 3.1 dargestellt.



**Bild 3.1:** Versuchsaufbau Niedergeschwindigkeits-Turbinen-Prüfstand Axialturbine II, Schnittdarstellung

## 3.2 Untersuchtes Setup (Test-Sektion)

Für die beschriebenen Untersuchungen zu instationären Sekundärströmungen wurden umfangreiche Umbauten und Modifikationen des ursprünglichen Aufbaus, wie er zuletzt von Klein [2006] und Özdemir [2006] bis zum Jahr 2006 verwendet wurde, durchgeführt. Diese umfassen zunächst die Realisierung verdrehbarer Gehäuse-Elemente, welche automatisierte Sondentraversierungen und somit die messtechnische Erfassung von zweidimensionalen Strömungsfeldern erlauben. Des Weiteren wurde der gesamte Strömungspfad der Test-Sektion, bestehend aus Zuströmung, Nabensektionen, Vorleitrad, rotierendem Stabgitter sowie des eigentlich zu untersuchenden Stators mit T106<sup>RUB</sup>-Beschaufelung neu ausgelegt und durch entsprechende Komponenten ausgetauscht. Auf diese Weise wurde ein geeigneter Prüfstands Aufbau realisiert, an welchem die beschriebenen Untersuchungen mit hoher zeitlicher und räumlicher Auflösung unter Variation vielfältiger geometrischer Randbedingungen durchgeführt werden konnten. Eine Schnittdarstellung des Strömungspfad es sowie eine 3D-Illustration sind in Abb. 3.2 gezeigt.



**Bild 3.2:** Versuchsaufbau: Schnittdarstellung der Test-Sektion (A), 3D-Illustration des Strömungspfad es (B)

Zu sehen in Abb. 3.2 (A) sind (beschrieben in Strömungsrichtung) das Vorleitgitter (Inlet Guide Vane - IGV), die Ausmischstrecke stromab des IGV mit dem ersten Traversiergehäuse, der rotierende Nachlauferzeuger, der T106<sup>RUB</sup>-Stator sowie die Stator-Abströmung mit dem zweiten Traversiergehäuse. In Abb. 3.2 (B) sind in einer 3D-Ansicht das IGV (orange), der rotierende Nachlauferzeuger (schwarz) sowie der T106<sup>RUB</sup>-Stator (gelb) dargestellt.



### 3.2.1 Zuströmung

Im Zuström-Trakt findet zunächst eine Umlenkung der über eine Filtermatte radial angesaugten Luft in (axiale) Hauptströmungsrichtung statt. Es schließt sich eine Querschnittskontraktion und Strömungsbeschleunigung auf die Hauptdimensionen des Prüfstand-Strömungskanals von  $D_N = 1,32$  m Nabendurchmesser und  $D_G = 1,66$  m Gehäusedurchmesser an, bevor der eigentliche beschaufelte Bereich folgt.

Die vorrangige Aufgabe dieser Sektion ist die Bereitstellung der für die durchgeführten experimentellen Untersuchungen geeigneten Strömungsbedingungen und die Gewährleistung eines hohen Grads an Umfangssymmetrie. Nur auf diese Weise kann erreicht werden, dass im stromab folgenden, beschaufelten Bereich des Prüfstandes jede Schaufelpassage mit gleichartigen Strömungsbedingungen beaufschlagt wird und folglich die Voraussetzungen für die Entwicklung der zu untersuchenden Sekundärströmung gleich sind (Kap. 2.2 und 2.3). Ebenso muss gewährleistet sein, dass die an einer ausgewählten Umfangsposition des Ringquerschnitts experimentell ermittelten Zuströmbedingungen repräsentativ für den Rest des Querschnitts sind. Für den akkuraten Abgleich zwischen numerischen und experimentellen Untersuchungen ist diese Voraussetzung unverzichtbar. Zur Gewährleistung dieser Anforderungen wurde der Zuström-Trakt im Zuge der Projektvorbereitung neu gestaltet und mit ebenfalls neuem Strömungs-Gleichrichter und Turbulenzgitter versehen.

### **Einfluss von Gleichrichtern und Gittern auf die Turbulenz einer Strömung**

Klassischerweise werden in Strömungsprüfständen Gitter und ähnliche Einbauten verwendet, um die Strömung zu vergleichmäßigen, die Turbulenz der Strömung gezielt einstellen zu können und deren Isotropie zu erhöhen, d. h. ihre Richtungsabhängigkeit zu verringern. Unterschieden werden muss dabei zwischen der Verwendung von Gleichrichtern und (Turbulenz-)Gittern, welche zur optimalen Beeinflussung in Kombination zum Einsatz kommen sollten.

Gleichrichter bestehen üblicherweise aus - in Strömungsrichtung - langgestreckten Zellen, kanalisieren die einlaufende Strömung und dienen der Reduzierung der transversalen (nicht in Hauptströmungsrichtung gerichteter) Geschwindigkeitsanteile sowie deren Fluktuationen. Hinsichtlich des mit der Durchströmung der Kanäle unvermeidlich verbundenem Druckverlust erweisen sich sechseckige oder runde Querschnitte als vorteilhaft. Das Verhältnis von Zelllänge zu deren Durchmesser sollte etwa  $L/D \approx 6 - 12$  betragen (Mikhailova u. a. [1994]; Scheinmann [1981]). Darunter lässt die Wirkung auf die transversalen Geschwindigkeitskomponenten nach, darüber werden sowohl Druckverlust als auch die Ausprägung der Jet-Strömungen zu gravierend. Unvermeidlich

ist die Strömung unmittelbar hinter einem Gleichrichter infolge der austretenden Einzel-Jets durch verstärkte laterale Geschwindigkeitsfluktuationen (in Strömungsrichtung) geprägt. Diese wachsen zusammen, fachen Geschwindigkeitsfluktuationen an und erzeugen Turbulenz größerer Skalen (Mikhailova u. a. [1994]). Mittels stromab angebrachter, entsprechend dimensionierter Gitter hingegen lässt sich dieses Anfachen vermeiden (Loehrke u. Nagib [1976]).

Gitter bestehen vorrangig aus verwobenen oder verschweißten Drähten und weisen eine lediglich den Drahtdurchmesser betragende Ausdehnung in Strömungsrichtung auf. Wichtige beschreibende Geometrie-Kenngrößen sind der Drahtdurchmesser sowie der freie Querschnitt der Maschen und die sich daraus ergebende Querschnittsversperrung  $\sigma$ . Sie werden typischerweise stromab von Gleichrichtern angeordnet, um die verbleibenden lateralen Fluktuationen und damit den Grad an Anisotropie der Turbulenz zu reduzieren. Meist wird ein Verhältnis der Zellweiten/Maschenweiten von Gleichrichter zu Gitter von etwa  $M_{GR}/M_G \approx 5 - 6$  verwendet. Nach Roach [1987] lässt sich die Turbulenz-Beeinflussung durch den Einbau von Gittern auf zwei Effekte zurückführen. Zum einen wird das Turbulenzspektrum und somit die Längenskalen der Turbulenz je nach Gitter-Abmessungen beeinflusst und einlaufende Wirbel aufgebrochen. Zum anderen stellen die Gitterstäbe Hindernisse dar, welche bei der Umströmung neben einem Druckverlust Nachläufe hervorrufen und in diesem Zuge sehr kleinskalige, schnell abklingende Turbulenz einbringen. Beide Effekte interagieren miteinander, rufen einen gewissen Druckverlust über das Gitter hervor und beeinflussen die Turbulenz-Charakteristik der Strömung. Schubauer, Spangenberg und Klebanoff (Schubauer u. a. [1950]) definierten bereits 1950 zwei mögliche Zustände einer Gitterumströmung bzw. dessen unmittelbarer Abströmung. So wird bei einer unterkritischen Gitter-Umströmung die Turbulenz (bzw. die Fluktuationen der drei räumlichen Komponenten des Geschwindigkeitsvektors) über das Gitter hinweg reduziert, bei einer überkritischen Umströmung aufgrund von Scherschichten und Wirbelablösungen an den Drähten erhöht. Aufgrund der Kleinskaligkeit der bei der überkritischen Umströmung infolge der Wirbelablösung erzeugten Turbulenz klingt diese jedoch recht schnell ab und erreicht bereits nach einer Lauflänge von etwa 20 bis 30 Maschenweiten ein geringeres Niveau als stromauf des Gitters (Groth u. Johansson [1988]).

### **Auswahlprozess für Gleichrichter und Turbulenzgitter am betrachteten Prüfstand**

Zur Gleichrichtung der Strömung in Hauptströmungsrichtung stromab der radialen Ansaugung wurde ein neu gestalteter Gleichrichter eingesetzt, bestehend aus kreisrunden Polycarbonat-Waben mit einer Zellgröße von 6 mm. Aufgrund der nicht kontinuierlichen Querschnittskontraktion, der daraus resultierenden

Totwassergebiete und der starken Strömungsbeschleunigung wurde dieser erst nach der Kontraktion eingesetzt, um im Hauptströmungskanal eine gleichgerichtete Strömung zu realisieren und den Drall der radialen Einströmung zu beseitigen. Den Empfehlungen von Scheinmann [1981] folgend, wurde ein Verhältnis von Gleichrichter-Länge zu Zellendurchmesser von  $L/D \approx 8$  gewählt. Die Gleichrichter-Länge ergibt sich somit zu etwa  $L_{GR} \approx 50$  mm, wobei sich bei der vorliegenden Axialgeschwindigkeit des Prüfstandes von  $c \approx 13$  m/s ein Druckverlust von etwa  $\Delta p_t = 55$  Pa einstellt.

Zur Reduzierung der lateralen Geschwindigkeitsfluktuationen der aus der Wabenkonstruktion austretenden gleichgerichteten Jet-Strömung wurde direkt stromab ein Gitter aus feinem Drahtgewebe angeordnet. Den Erfahrungen aus der Literatur zur Turbulenz-Einstellung an Strömungsprüfständen folgend, wurde ein Verhältnis von  $M_{GR}/M_G \approx 5$  realisiert und ein Edelstahl-Drahtgewebe mit einer (lichten) Maschenweite von  $M_G = 1,4$  mm (Quadratmaschen) und einer Drahtstärke von  $D_G = 0,3$  mm verwendet. Es ergibt sich ein Versperrungsgrad von  $\sigma = 0,4$  und eine auf den Drahtdurchmesser bezogene Reynoldszahl von  $Re_D = 200$ .

Des Weiteren wurden stromab der Gitter am Außengehäuse Sondenzugänge angebracht, um in diesem Bereich Radialtraversen durchführen zu können. Die aus diesen Traversen gewonnenen radialen Verteilungen der Eintrittsrandbedingungen sind unerlässlich für die begleitenden numerischen Untersuchungen sowie zur Beurteilung des realisierten Zuström-Zustandes.

### 3.2.2 Stator T106<sup>RUB</sup>

Für die beschriebenen Untersuchungen wurde mit dem T106<sup>RUB</sup> eine eigenständige Profilgeometrie entwickelt, welche auf dem populären T106-Profil (bspw. Acton [1998]; Stadtmueller [1999]; Stieger u. Hodson [2004]) basiert. Das T106-Profil ist ein vielfach vermessenes Niederdruckturbinenprofil, welches durch eine starke Krümmung sowie eine nach hinten verlagerte Saugspitze in der Profildruckverteilung (Aft-Loaded Profil) charakterisiert ist. Unter niedrigen Reynoldszahlen neigt das Profil zur Strömungsablösung und eignet sich somit für Untersuchungen von Transitionsmechanismen sowie Sekundärströmungsstrukturen.

Die Entwicklung des eigenständigen T106<sup>RUB</sup>-Profils beruht auf den Randbedingungen des verwendeten Prüfstandes. Bei entsprechender Wahl der Profil-Sehnenlänge kann die Auslegungs-Abström-Reynoldszahl  $Re_{is, Ab} = 200.000$  zwar eingehalten werden. Mit der vorgegebenen Kanalgeometrie (Kanalhöhe von  $H = 170$  mm) des Prüfstandes, des maximalen Massenstromes von  $\dot{m} = 13$  kg/s sowie der Verwendung von Luft unter atmosphärischen Bedingungen als Arbeitsmedium kann die Auslegungs-Abström-Machzahl des originalen T106-Profils jedoch nicht erreicht werden. In der Folge verhält sich auch

die Profil-Umströmung nicht vergleichbar und es ergeben sich andersartige Profildruckverteilungen sowie Grenzschichtentwicklungen.

Um nun das Profil unter vergleichbaren Bedingungen in den vorliegenden Niedergeschwindigkeits-Prüfstand integrieren zu können, wurde unter Einhaltung Ähnlichkeitstheoretischer Betrachtungen eine umfangreiche, numerisch gestützte Studie zur Geometrie-Transformation durchgeführt. Die Modifikation der Schaufelprofilgeometrie ist notwendig, um Kompressibilitäts- sowie Grenzschicht-Effekte zu kompensieren und gleichzeitig vorgegebene Größen des Original-Profiles, wie die Zuström- und Abströmwinkel, die Abström-Reynoldszahl sowie das Teilungsverhältnis (im Mittelschnitt) beizubehalten. Für Details zur durchgeführten Transformation sei an dieser Stelle auf Kapitel 5.2 oder Sinkwitz u. a. [2017] verwiesen.

Das T106<sup>RUB</sup>-Profil wird im vorliegenden Fall durch eine zylindrische Geometrie mit einer Sehnenlänge von  $C = 0,1$  m charakterisiert. Durch das Höhen-zu-Sehnenlängen-Verhältnis von  $H/C = 1,7$  ist sichergestellt, dass die Seitenwand-Grenzschichten von Nabe und Gehäuse nicht zusammenwachsen und somit eine quasi zweidimensionale Strömung im Mittelschnitt erreicht wird. Die T106<sup>RUB</sup>-Schaufelreihe besteht aus 60 Schaufeln, welche mit einem Staffellungswinkel von  $\lambda_{T106} = 30,7^\circ$  ausgerichtet sind und ein Teilungsverhältnis im Mittelschnitt von  $g/C = 0,78$  aufweisen.

### 3.2.3 Vorleitgitter

Zur Einstellung des geeigneten Zuströmwinkels wurde ein Vorleitgitter (Inlet Guide Vane - IGV) in der Zuströmung der T106<sup>RUB</sup>-Schaufelreihe installiert, welches aus 60 Leitschaufeln mit NACA 8408 Profil besteht. Es wurde mit dem Ziel gestaltet, den geforderten Zuströmwinkel unter möglichst geringer Störung der Strömung infolge von Leitschaufel-Nachläufen und zusätzlich eingebrachten Sekundärströmungen zu realisieren. Die Wahl von 60 NACA 8408 Profilen ist das Ergebnis einer aufwändigen numerischen Studie, in der 42 verschiedene Profilgeometrien mit jeweils verschiedenen Schaufelzahlen verglichen wurden, um schwächst-mögliche Nachläufe einhergehend mit minimiertem Totaldruckverlust zu realisieren (Beschreibung in Kapitel 5.3, Details in Kreutzer [2015]).

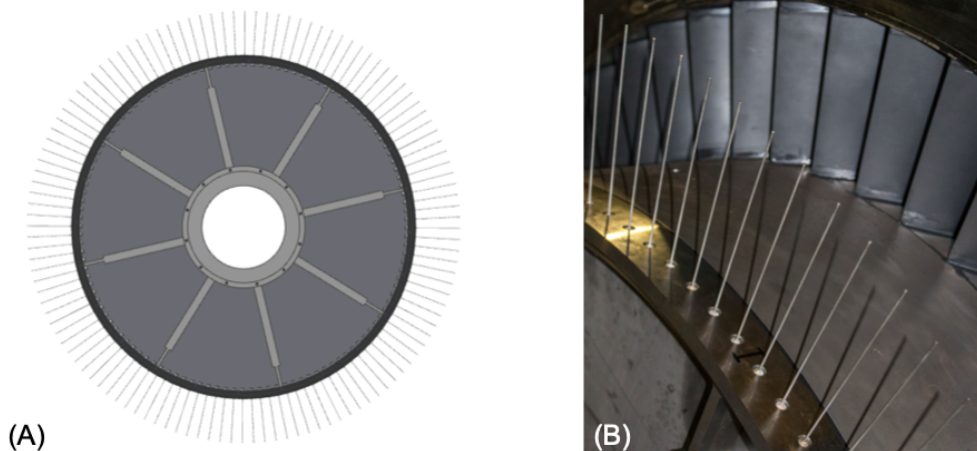
Durch die gleiche Schaufelanzahl von Vorleitgitter und T106<sup>RUB</sup>-Statorgitter ist weiterhin sichergestellt, dass jede T106<sup>RUB</sup>-Schaufelpassage mit identischen Zuströmbedingungen beaufschlagt wird, keine Clocking-Effekte auftreten und effiziente numerische Simulationen unter Beibehaltung der Original-Teilung ermöglicht werden.

Das Vorleitgitter ist 2,61 C stromauf des rotierenden Nachlauferzeugers angeordnet, womit der maximal mögliche axiale Abstand realisiert wurde, den der Prüfstandaufbau erlaubt. Derart wird die maximal mögliche Abschwächung

und Ausmischung der vorliegenden Nachlaufstrukturen ermöglicht. Verglichen mit den Nachläufen des rotierenden Nachlauferzeugers sowie des T106<sup>RUB</sup>-Gitters sind die Nachläufe des Vorleitrads von deutlich geringerer Ausprägung und zeigen weiterhin keine auffälligen periodischen Charakteristiken.

### 3.2.4 Rotierendes Stabgitter (Nachlauferzeuger)

Die Rotor-Stator-Interaktion und damit die instationäre Wechselwirkung zwischen rotierenden und ortsfesten Schaufelreihen einer Turbomaschine wird in experimentellen Prüfstandsversuchen oftmals mittels Nachlauferzeugern nachgebildet (siehe z.B. Curtis u. a. [1997], Schulte u. Hodson [1998] oder Acton [1998]). Diese Anwendung basiert auf der Erkenntnis, dass die grundlegende Struktur der Nachläufe hinter einem Zylinder und einer Turbomaschinenschaufel nahezu identisch ist, sofern beide den gleichem Widerstandsbeiwert  $c_w$  aufweisen (Pfeil u. Herbst [1979]). Zur Untersuchung Nachlauf-induzierter Phänomene haben sich somit bewegte (rotatorisch in Ringgittern, translatorisch in Kaskaden) Zylinderstäbe etabliert.



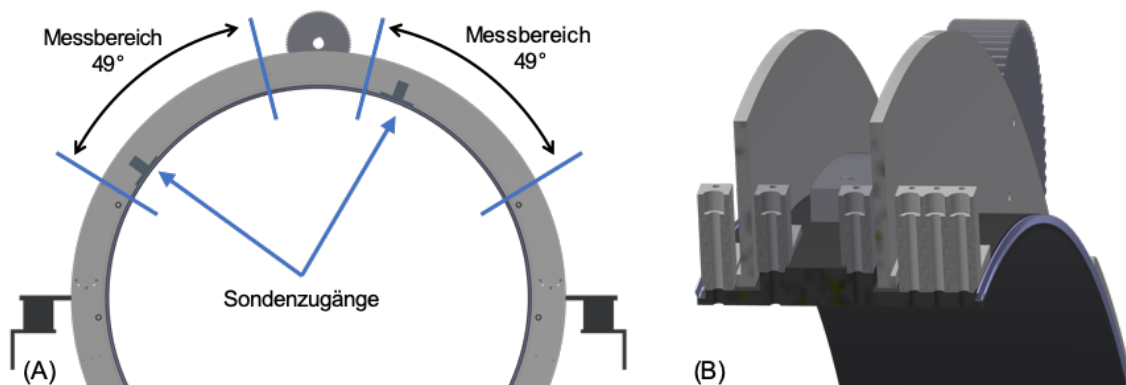
**Bild 3.3:** Rotierendes Stabgitter, CAD-Vollansicht (A) und Real-Ansicht mit Blick auf das Vorleitgitter (B)

Im vorliegenden Fall eines Ringgitters wurde zur Erzeugung von schaufelähnlichen Nachläufen eine Rotorscheibe mit radial einschraubbaren Stahlstäben versehen (Abb. 3.3) (Stab-Durchmesser  $D_S = 2\text{ mm}$  oder  $4\text{ mm}$ , Stab-Länge  $L_S = 168\text{ mm}$  für einen Radialspalt von  $s_R = 2\text{ mm}$ , Teilung der Stäbe  $T_S = 39\text{ mm}$ ,  $78\text{ mm}$  oder  $117\text{ mm}$  bei einer T106<sup>RUB</sup>-Schaufelteilung von  $T_{T106RUB} = 78\text{ mm}$ ). Die Verwendung von Stäben zur Nachlauf-Erzeugung erlaubt die Separation von Geschwindigkeitsdefizit und Turbulenzerhöhung eines typischen Rotorscheibel-Nachlaufs von den Sekundärströmungen einer

rotierenden Schaufelreihe. Die Nachläufe werden in einem axialen Abstand von  $\Delta x = 0,33 C$  stromauf der T106<sup>RUB</sup>-Vorderkanten erzeugt. Dies entspricht einem typischen Axialspalt zwischen Rotor- und Statorreihen in einer Niederdruckturbine.

### 3.2.5 Gehäuseelemente zur automatisierten Traversierung

Zur automatisierten Traversierung des Strömungsfeldes wurden drehbar gelagerte Gehäuse-Elemente mit zahlreichen Sondenzugängen entwickelt (Abb. 3.4). Zwei dieser Elemente ermöglichen das Einbringen verschiedenster Strömungs sonden an unterschiedlichen axialen Positionen des Strömungspfad es in den Bereichen zwischen Vorleitrad und Nachlauferzeuger, zwischen Nachlauferzeuger und T106<sup>RUB</sup>-Gitter sowie stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters (vgl. auch Abb. 3.2). Auf diese Weise werden elektronisch steuerbare Umfangstraversen hoher räumlicher Auflösung möglich.



**Bild 3.4:** Gehäuseelement zur automatisierten Traversierung. Mögliche Messbereiche (A) und Schnittansicht des asymmetrisch aufgebauten Elementes mit Blick auf die Sondenzugänge (B)

Der Sondenträger-Ring (dunkel dargestellt in Abb. 3.4) dient als Sondaufnahme und ist in einem feststehenden Gehäuse (hellgrau) über Kurvenrollen drehbar gelagert. Zwei Messfenster mit jeweils 49°-Umfangsbereich erlauben die Vermessung von bis zu 8 zusammenhängenden Schaufelpassagen in beiden Elementen, wodurch die Überprüfung der Umfangs-Periodizität ermöglicht wird (siehe Abb. 3.4 (links)). Durch den asymmetrischen Aufbau des zweiten Elementes und die sich daraus ergebende asymmetrische Anordnung der Sondenzugänge in axialer Richtung (siehe Abb. 3.4 (rechts)) ist mit Variation der Einbaulage eine hohe Flexibilität hinsichtlich der möglichen Messebenen erreichbar.

Die Verdrehung des Sondenträger-Rings zur Verstellung der Umfangsposition der eingebrachten Sonde erfolgt mittels eines 2-Phasen Hybrid-Schrittmotors

(Stögra SM 107, Motor-Steuerung WSERS 08.80) über eine Zahnrad-Paarung aus angetriebenem Ritzel und 60°-Großrad-Segment, welches auf das Gehäuse aufgebracht ist. Um die benötigten hohen Anfahrmomente zur Überwindung der Haftreibung an den Kurvenrollen-Lagerpunkten und den verbauten Dichtungen bei den benötigten geringen Verstell-Geschwindigkeiten zu erzielen, ist weiterhin ein Planetengetriebe mit einer Untersetzung von  $i = 100 : 1$  zwischen Motor und Ritzel angebracht.

## 3.3 Betrieb, Regelung und Fahrweise

Zur Beschreibung des einzustellenden Betriebspunktes werden dimensionslose Kennzahlen bzw. entdimensionierte Messgrößen unter Berücksichtigung der Ähnlichkeitstheorie verwendet. Dies ermöglicht zum einen die Vergleichbarkeit der eigenen Messergebnisse verschiedener Messtage (unterschiedliche Umgebungszustände, wie z.B. Umgebungsdruck  $p_u$ , -temperatur  $T_u$  oder -feuchte  $\varphi_u$ ). Zum anderen wird auch eine Vergleichbarkeit mit Ergebnissen anderer - jedoch physikalisch ähnlicher - Probleme bzw. Messaufbauten ermöglicht und somit die Allgemeingültigkeit erhöht (Herwig [2008]). Gerade in experimentellen Untersuchungen ist dies unverzichtbar, um Effekte, wie sie bspw. an Flugzeug-Tragflächen vorkommen, auch in deutlich kleineren Windkanälen nachbilden zu können. Auf diese Weise lassen sich auch Vorgänge in Gasturbinenkomponenten physikalisch ähnlich an Prüfständen nachbilden, auch wenn am Prüfstand keine Verbrennungstemperaturen erreicht werden oder zur Verbesserung der Zugänglichkeit Komponenten wie Kühlkanäle oder Schaufelprofile geometrisch skaliert untersucht werden.

Zur Einstellung des Betriebspunktes dienen sowohl der Luft-Durchsatz des Prüfstandes als auch die Drehzahl des rotierenden Nachlauferzeugers als unabhängig voneinander zu regelnde (absolute und somit dimensionsbehaftete) Stellgrößen. Der Luft-Durchsatz wird durch das Radialgebläse induziert, dessen Drehzahl an der Leitwarte des Prüfstands stufenlos bis zu einem Wert von etwa  $n_{RG} = 1250$  1/min eingestellt werden kann, bei dem der maximale Massenstrom von etwa 13 kg/s erreicht wird.

### 3.3.1 Beschreibung der Gitterdurchströmung

Bei Untersuchungen zum Verhalten umströmter Körper, insbesondere hinsichtlich des Turbulenzverhaltens, wird die bereits in Abschnitt 2.3.1 definierte Reynoldszahl  $Re$  verwendet. Bei gleicher Reynoldszahl ist das Grenzschicht- und somit Transitionsverhalten zweier Körper identisch, sofern die geometrische Ähnlichkeit eingehalten wird. Zur dimensionslosen Beschreibung der T106<sup>RUB</sup>-Umströmung wird die (theoretische) isentrope Reynoldszahl  $Re_{is,Ab}$

(im Folgenden aus Gründen der Übersichtlichkeit als  $Re_{is}$  bezeichnet) in der Abströmung des T106<sup>RUB</sup>-Gitters eingestellt. In der vorliegenden Konfiguration wird sie bezüglich der Sehnenlänge des T106<sup>RUB</sup>-Profils  $C$  formuliert und wie folgt definiert:

$$Re_{is} = \frac{c_{is,Ab} \cdot \rho_{is,Ab} \cdot C}{\mu}. \quad (3.1)$$

Mithilfe der thermischen Zustandsgleichung unter Annahme idealen Gasverhaltens

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}, \quad (3.2)$$

der Definition des dynamischen Drucks

$$p_{dyn} = p_t - p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2, \quad (3.3)$$

sowie der Isentropenbeziehungen der Gasdynamik

$$\frac{T}{T_t} = \frac{p}{p_t}^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}, \quad (3.4)$$

lässt sich  $Re_{is}$  über die Messgrößen der Prüfstand-Überwachung wie folgt bestimmen:

$$Re_{is} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{t,zu} - p_{ab}) \cdot p_{ab}}{R \cdot T_{t,zu} \cdot \left(\frac{p_{ab}}{p_{t,zu}}\right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}}} \cdot \frac{C}{\mu}. \quad (3.5)$$

Der Isentropenexponent  $\kappa$  ergibt sich aus den zeit-aktuellen Messwerten des Umgebungszustandes ( $p_u$ ,  $T_u$  und  $\varphi_u$ ) über die Bestimmung von Sättigungsdampfdruck, Wasserbeladung und schließlich der spezifischen Gaskonstante und der isobaren Wärmekapazität der feuchten Luft. Die dynamische Viskosität  $\mu$  ergibt sich mit den Sutherland-Konstanten für Luft ( $C_S = 120 \text{ K}$ ,  $T_0 = 291,15 \text{ K}$  und  $\mu_0 = 18,27 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$ ) nach der Sutherland-Berechnungsvorschrift:

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{T_0 + C_S}{T + C_S} \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{1,5}. \quad (3.6)$$

Die Verwendung isentroper Größen zur Beschreibung des Betriebspunktes ist eine - gerade bei experimentellen Studien - vielfach angewandte Möglichkeit, die Vergleichbarkeit unterschiedlicher Betriebspunkte zu verbessern (siehe bspw. Ciorciari u. a. [2015] oder Kuerner u. a. [2012]). Durch die Verwendung des Totaldrucks in der ungestörten Zuströmung  $p_{t,zu}$  und des statischen



Drucks in der T106<sup>RUB</sup>-Abströmung  $p_{ab}$  werden veränderte Druckverluste des Nachlauferzeugers berücksichtigt, welche sich im Rahmen der experimentellen Parameterstudien durch unterschiedliche Stab-Anzahlen und Drehzahlen ergeben.

Für alle beschriebenen Untersuchungen wurde ein repräsentativer Wert von  $Re_{is} = 200.000$  eingestellt, welcher in den typischen Betriebsbereich einer Triebwerks-Niederdruckturbine fällt. Die Einhaltung dieses Niveaus während der experimentellen Untersuchungen ist essentiell, um verglichen mit dem realen Fall ähnliche Grenzschicht- und Turbulenzverhältnisse zu gewährleisten.

Weitehrin gibt die Machzahl  $Ma$  das Verhältnis von lokaler Geschwindigkeit  $c$  zu lokaler Schallgeschwindigkeit  $a$  an und wird als Kriterium zur Unterscheidung von kompressibler und inkompressibler Strömung herangezogen:

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}}. \quad (3.7)$$

Da die lokale Schallgeschwindigkeit von den Fluideigenschaften ( $\kappa$ ,  $R$ ) und der lokalen Temperatur  $T$  abhängt und somit nicht konstant ist, ist die Machzahl die allgemeingültigere Formulierung zur Beschreibung von Kompressibilität und Überschalleffekten. So liegt für  $Ma < 0,2$  bis  $0,3$  inkompressible Strömung vor, welche mathematisch vereinfacht behandelt werden kann. Darüber treten zu berücksichtigende Kompressibilitätseffekte auf, welche für diese Arbeit jedoch nicht relevant sind. Auch sie wird als isentrope Machzahl in der Abströmung  $Ma_{is,Ab}$  definiert und ergibt sich als Folge der Einstellung von  $Re_{is}$ . Sie lässt sich über die Isentropenbeziehungen der Gasdynamik mit den Messgrößen der Prüfstand-Überwachung wie folgt bestimmen:

$$Ma_{is,Ab} = \frac{c_{is,Ab}}{a_{is,Ab}} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{t,zu}}{p_{ab}} \right)^{\left( \frac{\kappa - 1}{\kappa} \right)} - 1 \right]}. \quad (3.8)$$

Bei der Einstellung von  $Re_{is} = 200.000$  ergibt sich in etwa ein Massenstrom von  $\dot{m} = 12,8 \text{ kg/s}$  und Machzahlen von  $Ma_{Zu} = 0,05$  in der axialen Zuströmung sowie  $Ma_{is,Ab} = 0,09$  in der beschleunigten T106<sup>RUB</sup>-Abströmung. Wie beschrieben, kann mit diesem  $Ma$ -Niveau im niedrigen subsonischen und inkompressiblen Bereich keine Ähnlichkeit mit einer typischen Niederdruckturbinenschaufel unter realen kompressiblen Betriebsbedingungen gewährleistet werden. Daher wurde das verwendete T106<sup>RUB</sup>-Profil ausgehend vom zugrundeliegenden T106-Profil einer geometrischen Transformation (siehe Kapitel 5.2) unterzogen, um die Effekte infolge von Kompressibilität bzw. abweichender Machzahl zu berücksichtigen.

### 3.3.2 Beschreibung der periodischen Störung

Zur Beschreibung der Rotor-Stator-Interaktion zwischen relativ zueinander bewegten Schaufelreihen und damit der periodischen Störung durch den Nachlauferzeuger werden die Durchfluss-Zahl  $\phi$  und die Strouhal-Zahl  $Sr$  verwendet:

$$\phi = \frac{c_{ax}}{c_{NLE}} \quad Sr = f_{NLE} \cdot \frac{C}{c_{ax}} = \frac{c_{NLE}}{g_{NLE}} \cdot \frac{C}{c_{ax}}. \quad (3.9)$$

Die Durchfluss-Zahl  $\phi$  ist eine typische Kennzahl zur Auslegung von Turbomaschinenstufen. Sie ist definiert als das Verhältnis von axialer Geschwindigkeit  $c_{ax}$  zur Rotationsgeschwindigkeit  $c_u$  (in diesem Fall der Umfangsgeschwindigkeit des Nachlauferzeugers  $c_{NLE}$ ) und gibt die Kinematik der Rotor-Stator-Interaktion wieder, da diese primär durch die Geschwindigkeitsdreiecke bestimmt wird (Stieger [2002]).

Die Strouhal-Zahl  $Sr$  stellt das Verhältnis aus Konvektionsdauer ( $C/c_{ax}$ ) zur Dauer eines periodischen Ereignisses (hier  $1/f_{NLE}$ ) dar und ist ebenfalls einzuhalten, um eine repräsentative Strömung unter periodischer Störung nachzubilden (Stieger [2002]). Sie ist definiert über die Frequenz der erzeugten Nachläufe  $f_{NLE}$ , die Sehnenlänge des T106<sup>RUB</sup>-Profils  $C$  und die mittlere Axialgeschwindigkeit  $c_{ax}$ . Des Weiteren lässt sich  $Sr$  zur Bestimmung der Wirbel-Ablösefrequenz  $f$  (wie etwa der Kármán-Wirbelstraße) bei der Umströmung von stumpfen Körpern verwenden. Da für die auf diese Weise definierte Strouhal-Zahl in einem sehr weiten Bereich  $Sr \approx 0,21$  gilt, lässt sich mit Kenntnis der Anström-Geschwindigkeit  $c$  die Frequenz  $f$  der ablösenden Wirbel bestimmen.

Der rotierende Nachlauferzeuger wird über einen Riementrieb (Übersetzung  $i = 1 : 2$ ) von einem 15 kW Gleichstrom-Motor angetrieben und kann per Frequenzumrichter nahezu stufenlos in der Drehzahl geregelt werden. Durch den separaten Antrieb von Radialgebläse und Nachlauferzeuger können Durchsatz und Drehzahl (und somit Störfrequenz des Nachlauferzeugers) unabhängig voneinander eingestellt werden. In Kombination mit der variablen Teilung des Nachlauferzeugers (40, 60 oder 120 eingebaute Stäbe) lassen sich für konstante Werte von  $\phi$  jeweils bis zu 3 verschiedene Werte von  $Sr$  einstellen. Auf diese Weise kann die starre antiproportionale Abhängigkeit von  $Sr$  und  $\phi$  umgangen und Einflüsse durch  $Sr$  und  $\phi$  isoliert betrachtet werden.

Zur Erreichung von Vergleichbarkeit zwischen Betriebspunkten, aufgenommen an verschiedenen Tagen bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen wurden sämtliche Messgrößen entsprechend der Standard-Atmosphäre ( $p, T, \varphi$ ) normiert. Um allzu große Variationen in der Temperatur zu vermeiden, wurde die Versuchshalle zu Beginn eines jeden Messtages auf  $T = 25^\circ\text{C}$  aufgewärmt, die Variationen zwischen einzelnen Messtagen sowie innerhalb eines Messtages konnten so eingegrenzt werden (Variation  $< 1^\circ\text{C}$ ).

# 4 Verwendete Mess- und Auswertetechniken

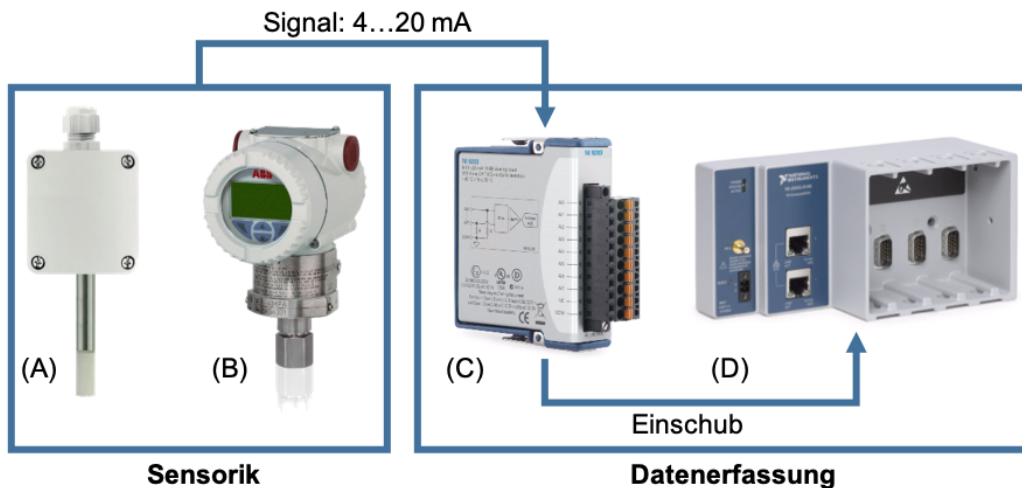
Zur Darstellung experimentell ermittelter Daten ist eine umfangreiche Kombination verschiedenster messtechnischer Komponenten, Auswertetechniken und Software notwendig. Im Folgenden wird zunächst die dafür benötigte Messtechnik beschrieben, welche im Allgemeinen einen Sensor und/oder eine Sonde und ein zusätzlich erforderliches System zur Erfassung und Analog/Digital-Wandlung des analogen Sensor-Signals beinhaltet. Je nach benötigter Aufnahme-Frequenz sowie Art des Messprinzips des jeweiligen Sensors wird unterschieden zwischen niederfrequenter (zeit-gemittelter) und hochfrequenter (zeit-aufgelöster) Daten-Erfassung. Die derart konditionierten Messdaten werden im Anschluss per Ethernet-Verbindung an den PC zur Prüfstand-Überwachung bzw. Messdaten-Erfassung übergeben. Erst dann schließen sich Software-seitig Routinen und mathematische Operationen zur Synchronisierung, Mittlung und statistischen Auswertung sowie zur Weiterverarbeitung, Berechnung von Kenngrößen und weiterer abgeleiteter Größen, Speicherung oder graphischen Darstellung der erfassten Daten an.

## 4.1 Messtechnik zur Betriebspunkt-Bestimmung

Um den Betriebspunkt des Prüfstandes auf die in Kapitel 3 beschriebenen dimensionslosen Kennzahlen ( $Re$ ,  $Ma$ ,  $Sr$  und  $\phi$ ) einstellen zu können, müssen die zugrundeliegenden Betriebsdaten des Prüfstandes sowie die aktuellen Umgebungsbedingungen bekannt sein.

### 4.1.1 Bestimmung des Umgebungszustandes

Die Messkette zur Erfassung des Umgebungszustands (Temperatur  $T_u$ , relative Feuchte  $\varphi_u$  und Druck  $p_u$ ) ist in Abb. 4.1 dargestellt. Dazu wird sensorseitig ein kombinierter Temperatur- und Feuchte-Fühler (A) (Typ FF-GLT AF der B+B Thermo-Technik GmbH) und ein Absolutdruckmessumformer (B) (Typ 266 AST ABB Ltd.) an der Ansaugung des Prüfstandes verwendet. Die Temperaturmessung erfolgt mittels eines integrierten Platin-Widerstandsthermometers (Pt100), die Feuchtemessung kapazitiv. Der Absolutdrucksensor



**Bild 4.1:** Messtechnik zur Erfassung des Umgebungszustandes: kombinierter Temperatur- und Feuchtefühler B+B FF-GLT AF (A), Absolutdruckmessumformer ABB 266 AST (B), Strommesskarte NI 9203 (C), System zur Messdatenerfassung NI cDAQ-9185 (D)

dient weiterhin als Referenzsensor für sämtliche, differentiell zur Umgebung durchgeführten Druckmessungen. Die Messbereichsgrenzen und die zugehörigen analogen Werte sind in folgender Tabelle 4.1 aufgeführt.

Messgröße	T	$\varphi$	p
Messbereich	$-30...70\text{ }^{\circ}\text{C}$	$0...100\text{ }\%$	$0...2500\text{ mbar}$
Ausgangssignal	$4...20\text{ mA}$	$4...20\text{ mA}$	$4...20\text{ mA}$

**Tabelle 4.1:** Übersicht über Messung des Umgebungszustandes

Die Sensoren geben jeweils ein analoges, zur Messgröße proportionales, Strom-Signal (Bereich  $4...20\text{mA}$ ) aus. Diese werden an ein National Instruments cDAQ-9185 System (D) weitergegeben, welches 4 Messkarten-Einschübe für die Realisierung unterschiedlichster Messaufgaben besitzt. Im Fall der Umgebungsgrößen dient eine 8-Kanal Strom-Messkarte (C) (NI 9203) zur Messdaten-Erfassung und Analog-Digital-Wandlung. Die maximalen Messabweichungen sind abhängig vom Wert der Messgröße und werden für die drei Messgrößen durch die jeweiligen Herstellerangaben wie folgt definiert:

$$\Delta T = \pm(0,3\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,005 \cdot T), \quad (4.1)$$

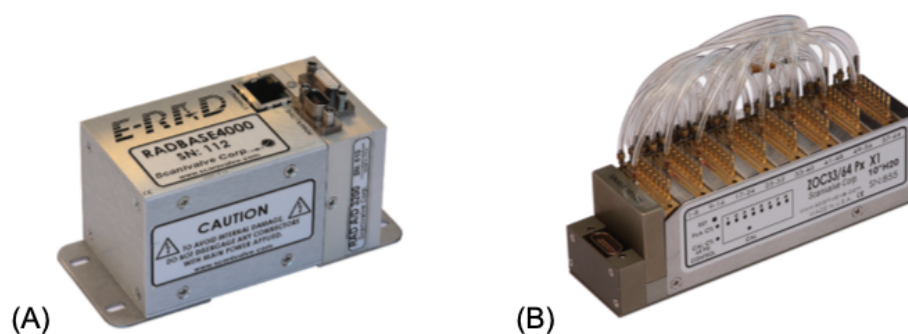
$$\Delta \varphi = \pm 0,02 \cdot \varphi, \quad (4.2)$$

$$\Delta p = \pm(0,04 + 0,005 \cdot TD - 0,05) \cdot \frac{p}{100}. \quad (4.3)$$

Der in der Berechnungsgleichung für die maximale Messabweichung des Umgebungsdrucks auftretende Turndown  $TD$  ist als das Verhältnis aus eingestellter Messspanne zu maximaler Messspanne des Sensors definiert. Die Gleichung gilt für  $10 \leq TD \leq 20$  und somit für eingestellte Messspannen dieses Sensors von 0,125 bar bis 0,25 bar.

#### 4.1.2 Bestimmung weiterer Betriebspunktgrößen

Zur Einstellung bzw. Überwachung des Betriebspunktes muss zusätzlich zu den Umgebungsgrößen die zeitlich-gemittelte Strömungssituation innerhalb des Prüfstandes erfasst werden. Dazu sind in der Zuström-Sektion des Prüfstandes vier Prandtl-Sonden, jeweils um  $90^\circ$  versetzt, angeordnet, welche der Erfassung von statischem und Totaldruck sowie deren Umfangsgleichförmigkeit über den Ringquerschnitt dienen. In der Abströmung wird neben vier weiteren Prandtl-Sonden eine fest verbaute Fünflochsonde verwendet, welche zusätzlich die Strömungswinkel bereitstellt. Über Schlauch-Leitungen werden die durch die Sonden lokal erfassten Drücke an ein Multi-Kanal Druckmess-Modul ZOC33/64Px (Scanivalve Corporation) weitergegeben. Dieses besitzt 64 autarke, piezoresistive Differenzdrucksensoren (Messbereich 70 mbar zum anliegenden Referenzdruck, maximale Messabweichung  $\pm 0,10\%$  des Messbereichs) und wird von einer Scanivalve ERAD4000 Einheit gesteuert, in deren Modulen auch die analog-digital-Wandlung erfolgt. Der Referenzdruck, mit welchem die 64 Referenzdruck-Kanäle beaufschlagt werden, wird als aktueller Umgebungsdruck vom beschriebenen Absolutdrucksensor (ABB 266 AST) bereitgestellt. Die System-Komponenten sind in Abb. 4.2 dargestellt.



**Bild 4.2:** Scanivalve-System zur Druckerfassung: ERAD4000 Basis (A) und 64-Kanal Modul ZOC33/64Px (B)  
(Quelle: Scanivalve-Website)

Zur Erfassung zeitlich hochaufgelöster Betriebspunkt-Informationen wie statistischer Turbulenzgrößen der Zuströmung sind weiterführende Messtechniken notwendig. Für die radialen Verteilungen der Turbulenzgrößen wurden stromauf des Vorleitgitters repräsentative Radialtraversen mit einer 1-Draht-Hitzdrahtsonde durchgeführt (detaillierte Informationen im folgenden Abschnitt 4.2).

## 4.2 Strömungssonden

Überall dort, wo Messgrößen bspw. aufgrund erschwerter Zugänglichkeit nicht ohne weiteres direkt am eigentlichen Messort gemessen (gewandelt) werden können, kommen Sonden zum Einsatz. Diese werden in der zu vermessenden Strömung platziert, sind zur Reduktion der Strömungsbeeinflussung in der Regel miniaturisiert und aerodynamisch geformt und übertragen den Messwert über Leitungen (z.B.: Schläuche oder Kabel) vom Messort zum entfernt platzierten Aufnehmer. Im Rahmen dieser Arbeit wird unterschieden zwischen pneumatischen Sonden, welche über Druckleitungen die lokal vorliegenden Drücke zu angeschlossenen Druckmessumformern transportieren und elektrischen Sonden, bei denen die Wandlung in ein analoges Signal bereits im Sondenkopf stattfindet. Im Folgenden werden die wichtigsten Strömungssonden, die für diese Arbeit eingesetzt wurden, vorgestellt.

### 4.2.1 Pneumatische Strömungssonden

Klassische pneumatische Drucksonden besitzen keinerlei elektrische Teile in der Sonde selbst, sondern leiten die erfassten Druckinformationen über Schlauchleitungen an einen externen Sensor weiter. Aufgrund des räumlichen Abstandes zwischen Druckerfassung (Sondenkopf) und Druckmessung (externer Sensor, hier z. B.: Scanivalve Druckmessmodul) und der Übertragung der Druckinformation über dämpfende Schlauchleitungen ist lediglich die Erfassung zeitlich gemittelter Größen möglich. Je nach Ausführungsform stellen pneumatische Sonden Totaldruck, statischen Druck oder auch Strömungswinkel bereit, womit eine Strömung stationär bereits umfassend charakterisiert ist. Für die in dieser Arbeit betrachteten, inkompressiblen Gasströmungen gelten folgende Zusammenhänge zwischen totalem, statischem und dynamischem Druck  $p_t$ ,  $p$  und  $p_{dyn}$  sowie der Geschwindigkeit  $c$  und der Fluid-Dichte  $\rho$ :

$$p_t = p + p_{dyn} = p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2 \quad (4.4)$$

mit:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}. \quad (4.5)$$

Es wird deutlich, dass sich mit Kenntnis des Totaldrucks  $p_t$  und des statischen Drucks  $p$  (sowie der Dichte  $\rho$  über die Temperatur  $T$ ) die lokale Strömungsgeschwindigkeit  $c$  berechnen lässt.



**Bild 4.3:** Verwendete pneumatische Strömungssonden: Prandtl-Sonde (A) und Fünflochsonde (B)

### Pitot- und Prandtl-Sonden

Zur Ermittlung zeitlich-gemittelter, lokaler Totaldrücke werden L-förmig gebogene Pitot-Sonden verwendet. Sie weisen am Sondenkopf eine frontale Öffnung auf, an der die Strömung isentrop auf Stillstand verzögert wird, so dass die in der Strömung enthaltene kinetische Druckenergie ( $p_{dyn}$ ) in statischen Druck umgewandelt wird. Dieser wiederum wird an der Bohrung erfasst und über Druckleitungen an einen Drucksensor transferiert. Bei der Ausrichtung von Pitot-Sonden ist darauf zu achten, dass sie akkurat in Richtung der Hauptströmung ausgerichtet werden. Wird der Sondenkopf gravierend fehlangeströmt, liegt an der Bohrung nicht mehr der Totaldruck, sondern ein Zwischenwert zwischen statischem und Totaldruck vor. Je größer die Fehl-Ausrichtung, desto größer die Abweichung.

Eine Erweiterung der Pitot-Sonden stellen die Prandtl-Sonden dar (Abb. 4.3 (A)). Diese besitzen zusätzlich zur frontalen Totaldruckbohrung seitlich angeordnete Bohrungen. An diesen wird die Strömung nicht verzögert, sondern umströmt die Bohrungen, wodurch sich der dynamische Druck nicht auf die Bohrungen auswirkt und der statische Druck der Strömung erfasst werden kann. Dieser wird dann über eine weitere Druckleitung zu einem zweiten Druckaufnehmer geführt. Durch die Unterbringung eines weiteren Röhrchens zur Leitung des statischen Drucks weist der Sondenschaft in der Regel einen geringfügig dickeren Durchmesser auf, als bei einer vergleichbaren Pitot-Sonde. Die für die vorliegenden Arbeiten verwendeten Prandtl-Sonden des Herstellers United Sensor Corp. weisen einen Sondenschaft-Durchmesser von 3,0 mm, eine frontale Bohrung von 1,2 mm und seitliche Bohrungen von 1,0 mm auf. Alternativ können auch die Leitungen von Total- und statischem Druck miteinander

verschaltet werden, sodass direkt der dynamische Druck gemessen wird. Auch bei der Prandtl-Sonde ist auf eine korrekte Ausrichtung zu achten. Ist weiterhin die lokale Temperatur des Mediums bekannt, kann mit einer Prandtl-Sonde direkt die lokale Geschwindigkeit bestimmt werden (s.o.).

### Mehrloch-Sonden

Sind zusätzlich zum Betrag des Geschwindigkeitsvektors auch die lokalen Strömungswinkel unbekannt, reichen totaler und statischer Druck zur vollständigen Beschreibung des Geschwindigkeitsvektors nicht mehr aus. Es werden weitere Bohrungen am Sondenkopf benötigt, die unter anderen, definierten Winkeln angeströmt werden. Zur Bestimmung des Winkels in einer Ebene sind insgesamt drei Bohrungen notwendig, für die volle Bestimmung des dreidimensionalen Vektors in zwei Ebenen werden fünf Bohrungen benötigt, so dass die Rede von Drei- oder Fünflochsonden ist (Abb. 4.3 (B)). Über eine entsprechend aufwändige Kalibrierung dieser Sonden an einer bekannten Strömung können Geschwindigkeitsniveau und Strömungswinkel unabhängig voneinander variiert werden. Die jeweiligen Drücke der Einzelbohrungen werden aufgezeichnet und dem bekannten Strömungszustand zugeordnet. Werden diese Sonden später in unbekanntem Strömungen eingesetzt, werden nun rekursiv die zu den Bohrungsdrücken hinterlegten, bekannten Strömungsbedingungen genutzt, um auf Geschwindigkeit und Richtung der Strömung zu schließen. Am Lehrstuhl für Thermische Turbomaschinen und Flugtriebwerke kommen Miniatur-Sonden mit einem Kopf-Durchmesser von 2 mm und Bohrungs-Durchmessern von 0,3 mm zum Einsatz. Der Schaft-Durchmesser beträgt in Kopfnähe 3,0 mm und wird in weiterer Entfernung auf 8,0 mm erhöht, um die Sonde in der Sonden-Traversier-Vorrichtung einspannen zu können.

#### 4.2.2 Hitzdrahtsonden

Sollen zeitlich schnell veränderliche Größen verlässlich erfasst werden, muss die erfassende Sensorik so nah wie möglich am Messort platziert und dämpfende Einflüsse minimiert werden.

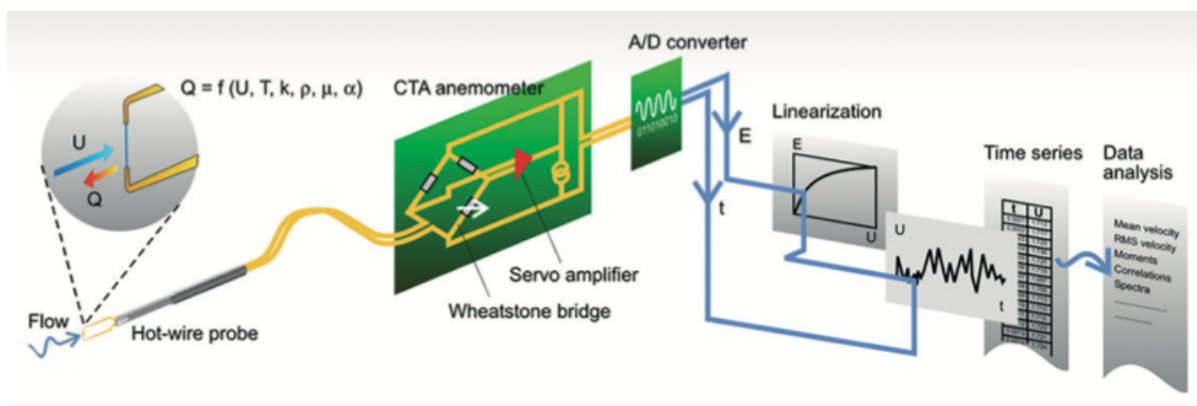
Hitzdrahtsonden erlauben die zeitlich hochauflösende Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit bzw. derer Vektorkomponenten. Je nach Aufbau und Komplexität des Sondenkopfes können so bis zu drei Raumrichtungen des Geschwindigkeitsvektors zeitgleich erfasst werden. Es können somit neben den gemittelten Geschwindigkeitskomponenten auch deren Fluktuationsgrößen bestimmt werden, woraus sich die Komponenten des Reynolds-Spannungstensors (2.2) bestimmen lassen. Aufgrund ihrer verhältnismäßig kompakten Sondenkopf-Geometrien (je nach Sondenkopf-Form) lassen sich zudem hohe



räumliche Auflösungen bei geringer Störung der Strömung erreichen (Lekakis [1999]).

### Funktionsprinzip

Anders als bei pneumatischen Sonden wird ein temperaturabhängiger Widerstand im Sondenkopf gemessen. Das Funktionsprinzip dieser Messtechnik soll mittels Abb. 4.4 an einer Darstellung des Messtechnik- und Hitzdraht-Anbieters Dantec Dynamics A/S für den Fall einer 1-Draht-Sonde erläutert werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden ausschließlich Hitzdraht-Komponenten von Dantec Dynamics A/S verwendet, weswegen sich die Beschreibung auf diese Produkte beschränkt.



**Bild 4.4:** Funktionsprinzip der Hitzdraht-Anemometrie (Dynamics)

Der Sondenkopf einer 1-Draht-Sonde besteht neben dem isolierenden Keramikkörper aus zwei Haltezacken (engl.: Prongs), die das eigentliche Sensor-Element, einen (typischerweise)  $5\ \mu\text{m}$  dünnen Wolfram-Draht fixieren. Je dünner dabei der Draht, desto geringer seine thermische Trägheit und desto dynamischer sein Verhalten, desto empfindlicher ist er jedoch gegenüber Beschädigung. Neben der Fixierung des Drahtes dienen die Haltezacken auch dessen elektrischer Verbindung mit der aufwändigen Steuerungselektronik des Hitzdraht-Anemometers. Zur Reduzierung des thermischen Einflusses der Prongs auf die Messung am eigentlichen Sensor-Element werden die Drähte üblicherweise an ihren Enden ummantelt ausgeführt (typischerweise vergoldet), so dass nur mittig und somit in ausreichender Entfernung zu den Prongs ein aktives Sensor-Element möglichst homogener Temperatur verbleibt (Bruun [1979]).

Mit der Konstant-Temperatur- (CTA) und der Konstant-Strom- (CCA) Anemometrie existieren zwei gebräuchliche Betriebsarten, wobei das CTA-Verfahren deutlich höhere realisierbare Frequenzen als das CCA-Verfahren erlaubt

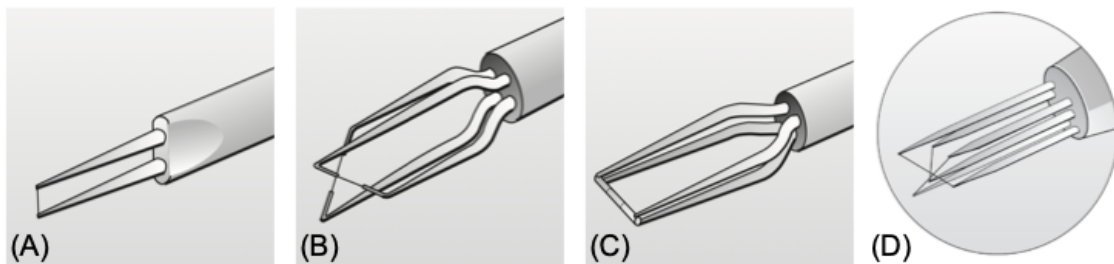
und primär für die Erfassung von Geschwindigkeitsfluktuationen verwendet wird (Lekakis [1999]). Die Konstant-Spannungs-Anemometrie (CVA) ist prinzipiell ebenfalls möglich, jedoch weniger verbreitet. Im Fall der für die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit ausschließlich angewandten Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA) heizt der Regelkreis des Anemometers (Wheatstone Brückenschaltung) den Draht auf eine eingestellte Überhitzungstemperatur auf und hält diese durch permanenten Abgleich der Brückenschaltung konstant. Wird der Sensorkopf nun einer Strömung geringerer Temperatur ausgesetzt, wird diese den Sensor abkühlen, da thermische Energie (vorrangig konvektiv) an das Medium abgegeben wird. Je höher die Strömungsgeschwindigkeit und je niedriger die Temperatur des Mediums, desto größer der Wärmestrom und desto höher fällt die elektrische Leistung aus, die aufgewendet werden muss, um den Draht wieder auf die eingestellte Temperatur aufzuheizen. Durch den permanenten Abgleich der Regel-Brücke über einen im Anemometer integrierten Servo-Verstärker wird der Heizstrom je nach konvektivem Wärmeverlust geregelt, so dass der Widerstand des Drahtes konstant gehalten und so ein Verstimmen der Brücke sofort korrigiert wird. Die dabei abfallende Brückenspannung ist somit ein direkt proportionales Maß für die temperaturabhängige Widerstandsänderung des Sensors, des Wärmeverlusts und folglich für die Strömungsgeschwindigkeit am Sondenkopf. Mittels eines entsprechend leistungsfähigen A/D-Wandler wird die Brücken-Spannung synchron mit der Zeit erfasst, so dass zeitlich hoch-aufgelöste Informationen zur Amplitude und der zeitlichen Charakteristik der Strömungsgeschwindigkeit verfügbar gemacht werden.

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit verwendeten StreamLine-System von Dantec Dynamics A/S handelt es sich um das Chassis 90N10, welches mit 3 CTA Brücken-Modulen (90C10) bestückt ist. Die Daten-Akquise bzw. A/D-Wandlung zwischen PC und den CTA-Brücken wird von einem National Instruments NI 9215 A/D Spannungseingangsmodul bewerkstelligt.

## **Sondenkopftypen**

Neben dem Betrag des Geschwindigkeitsvektors ist ebenfalls die Orientierung von Strömungsrichtung und Draht zueinander maßgeblich für die Wärmeabfuhr am Sensor-Element. Bei senkrechter Anströmung des Sensors liegt maximale Wärmeabfuhr vor, welche abnimmt, je stärker der Anströmwinkel davon abweicht. Eine Änderung der Anemometer-Brückenspannung kann somit nicht nur aus einer Änderung der Geschwindigkeit resultieren, sondern auch aus einer Änderung des Winkels.

Im allgemeinen Fall einer dreidimensionalen und/oder zeitlich veränderlichen Strömung ist die Richtung des Geschwindigkeitsvektors unbekannt und 1-Draht-Sonden (Abb. 4.5 - A) lassen sich nicht mehr verlässlich senkrecht



**Bild 4.5:** Typische Hitzdraht-Sondenkopf-Formen (Jorgensen [2002])

zur Strömung ausrichten. Die momentane Brückenspannung des einzelnen Sensors kann dann ohne zusätzliche Informationen nicht eindeutig auf eine Richtung (Winkel) oder einen Geschwindigkeitsbetrag zurückgeführt werden. Zur Ermittlung des vollständigen, dreidimensionalen Strömungsvektors werden drei Vektorkomponenten (bzw. zwei Winkel und der Betrag) und somit (mindestens) drei Messgrößen benötigt. Dazu existieren prinzipiell zwei Verfahren (Fitouri u. a. [1995]): zum einen die Verwendung von Mehr-Sensor-Sonden (typischerweise 3, 4 oder mehr Drähte) zur instantanen Erfassung des Vektors. Zum anderen lassen sich bei stationären oder periodischen Strömungen auch einfachere Sonden (1-Draht oder 2-Draht) unter Anwendung einer Multi-Orientations-Technik einsetzen. Dazu sind an einer festen Ortsposition nacheinander mehrfache Messungen unter unterschiedlicher Orientierung des Sondenkopfes zur Strömung durchzuführen. Zur Ermittlung des kompletten Reynolds-Spannungstensors werden zusätzlich auch die Fluktuationen der Vektorkomponenten benötigt. Je nach Umfang der zu bestimmenden Messgrößen und des Strömungszustandes existieren zahlreiche Methoden, die Sonden zu kalibrieren, die benötigten Messdaten zu erfassen und daraus die entsprechenden Größen zu berechnen.

Generell werden bei Mehr-Draht-Sonden (Abb. 4.5 - B und D) die einzelnen Drähte entsprechend ihrer Anordnung am Sondenkopf und somit ihrer Orientierung zur Strömungsrichtung unterschiedlich gekühlt. Jeder Draht ist dabei zur separaten Regelung an eine eigenständige Brückenschaltung samt Servo-Versärker und A/D-Wandler angeschlossen. Der Vergleich der erfassten Brückenspannungen gibt Aufschluss über die Geschwindigkeitskomponenten senkrecht zu den jeweiligen Drähten und somit über Winkel und Betrag des Vektors in der Ebene, die durch die Drähte aufgespannt wird. Je mehr Drähte am Sondenkopf angebracht sind, desto komplexer und größer wird der Aufbau des Kopfes und desto stärker beeinflussen die Nachläufe von Haltezacken und Drähten die Messung, verfälschen die Messwertfassung und verschlechtern die räumliche Auflösung der Sonde (Berdanier u. Key [2016], Fitouri u. a. [1995]). Aufgrund dessen wurden in der vorliegenden Arbeit lediglich Sondenköpfe mit

einem oder zwei Sensoren unter Anwendung einer Multi-Orientation-Technik eingesetzt. Zur Erhöhung der Robustheit gegenüber mechanischer Beschädigung wurden zudem statt der äußerst filigranen  $5\ \mu\text{m}$  dünnen Wolfram-Drähte die deutlich stabileren Fiber-Film Sonden verwendet, welche aus einem  $70\ \mu\text{m}$  dicken Quarz-Zylinder, einem darauf aufgebracht  $0,1\ \mu\text{m}$  Nickel-Film und einer Schutzbeschichtung ( $0,5\ \mu\text{m}$ ) bestehen. Hinsichtlich der Dynamik sind sie den nicht beschichteten Wolfram-Draht-Sonden zwar ein wenig unterlegen, jedoch erreichen auch sie nutzbare Frequenzen von bis zu  $100\ \text{kHz}$ , was für die durchgeführten Messungen als zufriedenstellend bewertet wurde.

Als weitere Alternative zu herkömmlichen 2-Draht-Sonden werden Split-Fiber-Sonden (SFP) (Abb. 4.5 - C) angeboten. Statt sich kreuzender Drähte stellen Nickel-Filme die Sensoren dar, welche derart auf einen  $200\ \mu\text{m}$  dicken Quarz-Zylinder gedampft sind, dass jeder Film einen Umfangsbereich des Zylinders von etwa  $\pm 180^\circ$  umschließt, nur getrennt durch einen schmalen Spalt (Split). Wird nun der Spalt senkrecht angeströmt, ist die Wärmeabfuhr beider Filme identisch, weicht der Winkel ab, steigt auch die Diskrepanz der Brücken-Spannungen der beiden Regelkreise. SFP eignen sich aufgrund des einfacheren Aufbaus für größere Strömungswinkelbereiche als X-Draht-Sonden und können somit in stark fluktuierenden Strömungen, wie in Nachläufen, eingesetzt werden, weisen jedoch auch eine erhöhte thermische Trägheit auf, welche Dynamik und die realisierbare Aufnahme Frequenz auf etwa  $f = 40\ \text{kHz}$  bis  $f = 50\ \text{kHz}$  reduzieren.



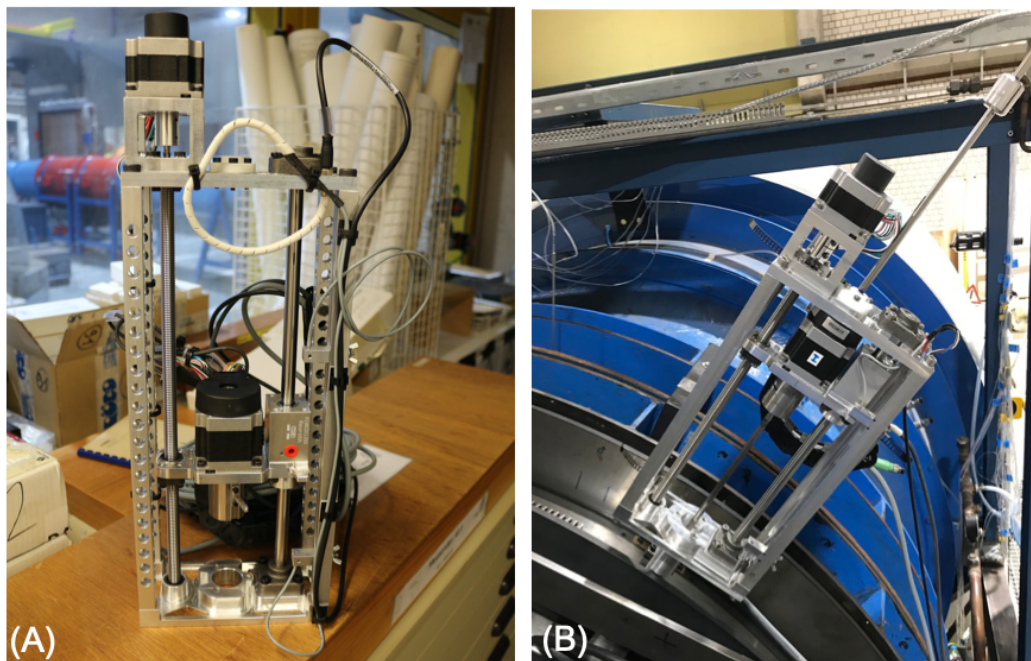
**Bild 4.6:** Verwendete Hitzdraht-Sondenkopf-Typen: 45Grad 1-Draht-Sonde 55R02 (A) sowie die Split-Fiber-Sonden 55R57 (B, links) und 55R56 (B, rechts)

Für die in dieser Arbeit behandelten Schaufelgitter-Nachlaufströmungen mit maximalen Störfrequenzen des Stabgitters von  $420\ \text{Hz}$  haben sich SFP gegenüber den X-Draht-Sonden als sehr robust, in den Nachläufen überlegen und hinsichtlich der verwertbaren Frequenzen als zufriedenstellend erwiesen. Auf-

grund der Tatsache, dass SFP systembedingt mit ihren 2 Sensoren nur 2 Signale und somit Geschwindigkeitskomponenten gleichzeitig erfassen können, werden aufeinanderfolgende Messungen mit zwei verschiedenen SFP-Typen durchgeführt. Zunächst mit dem Sondenkopf Typ 55R57 zur Erfassung der axialen und Umfangs-Komponenten, gefolgt von einer Messung mit dem Typ 55R56 zur Erfassung der radialen und meridionalen Komponente. Durch Synchronisation der Messdaten und eine gemeinsame Auswertung folgt der dreidimensionale, Phasen-gemittelte Strömungsvektor. Für die Vermessung der Zuströmung und deren Turbulenz-Charakterisierung wurde hingegen eine 45Grad 1-Draht-Sonde unter Anwendung der Multi-Orientiation-Technik verwendet. Die für die beschriebenen Untersuchungen verwendeten Sondenkopf-Typen sind in Abb. 4.6 gezeigt. Auf die essentielle Kalibrierung der Sondenköpfe wird im Anhang A eingegangen.

### 4.2.3 Sonden-Traversier-Vorrichtung

Zur automatisierten Positionierung und Ausrichtung von Strömungssonden im Strömungsfeld der Axialturbine kommt eine eigens am Lehrstuhl für Thermische Turbomaschinen und Flugtriebwerke der Ruhr-Universität Bochum entwickelte Sonden-Traversier-Vorrichtung zum Einsatz, gezeigt in Abb. 4.7.



**Bild 4.7:** Sonden-Traversier-Vorrichtung zur automatisierten Positionierung der Sonde, ausgebauter Zustand (A) und Einbau an der Axialturbine II (B)

Mittels zweier integrierter Schrittmotoren kann die in die Vorrichtung eingespannte Sonde um die eigene Achse rotiert (Ausrichtung im Strömungsfeld bzw. Multi-Orientation-Technik) und in radialer Richtung im Strömungskanal verfahren werden. In Kombination mit den in Umfangsrichtung verdrehbaren Gehäusesegmenten des Prüfstandes lassen sich vollständig-automatisierte zweidimensionale Strömungsfeld-Verteilungen erfassen.

## 4.3 Messung an festen Wänden

Neben der Vermessung des Strömungsfeldes sind auch die Verteilungen der Strömungsgrößen entlang fester Wände von großer Wichtigkeit bei der Beurteilung von Bauteilumströmungen, wie der Umströmung von Turbomaschinenbeschaukelungen. Sonden eignen sich hierfür nicht, da sie zum einen üblicherweise keine festen Oberflächen abfahren können und zum anderen in Wandnähe die dortige Situation aufgrund ihrer Verdrängungswirkung empfindlich stören. Daher müssen Messmethoden zum Einsatz kommen, die die wandnahe Strömung weniger beeinflussen.

### 4.3.1 Zeitlich-gemittelte Wand- und Schaufeldrücke

Insbesondere die Druckverteilung entlang fester Wände gibt Aufschluss über einige wesentliche Beurteilungsgrößen wie die aerodynamische Belastung, den Widerstand oder den Auftrieb eines umströmten Bauteils. Weiterhin lassen sich mithilfe der Oberflächendruckverteilung kritische Grenzschicht-Phänomene wie abgelöste Grenzschicht-Strömungen (Ablöseblasen) nachweisen sowie etwaige Inzidenz (Fehl-Anströmung) der Schaufel-Zuströmung beurteilen.

#### **Schaufeldrücke**

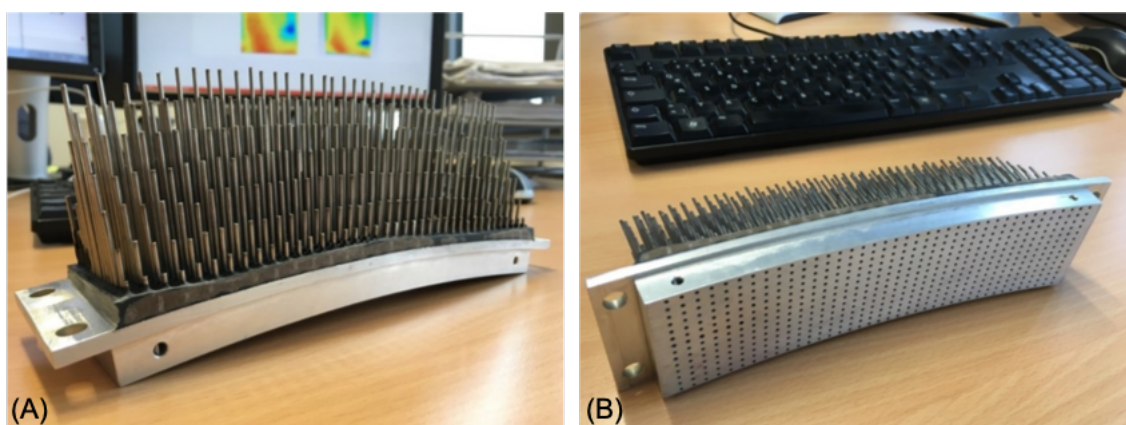
Mittels senkrecht zur Oberfläche eingebrachter feiner Bohrungen und daran angeschlossener Druckleitungen lassen sich die lokalen Oberflächendrücke durch räumlich entfernt angebrachter Druckaufnehmer zeitlich-gemittelt erfassen. So wurden 2 der T106<sup>RUB</sup>-Profile an der Oberfläche einmal saugseitig und einmal druckseitig mit jeweils 15 0,3 mm feinen Bohrungen innerhalb eines Höhenschnitts versehen. Die jeweils nicht mit Druckmessbohrungen versehene Seite der Schaufel wird derart fräsend bearbeitet, dass Druckröhrchen mit 1 mm Durchmesser in der Schaufel verlegt werden können, welche von der Rückseite an die Druckmessbohrungen angeschlossen sind. Nach Verlegen der Röhrchen wird die jeweilige (nicht mit Druckmessbohrungen versehene) Seite der Schaufel mit Epoxidharz aufgefüllt und die ursprüngliche Formkontur wieder hergestellt. Auf diese Weise wird die zu vermessende Seite der Schaufel lediglich durch die 0,3 mm Bohrungen gestört, Röhrchen und Konturauffüllung



**Bild 4.8:** Druckmess-Schaufel-Module zur zeit-gemittelten Schaufeldruck-Erfassung zum Einbau in die modulare Messschaufel

befinden sich auf der jeweils anderen Seite (Abb. 4.8, hier zu sehen sind jeweils die nicht zu vermessenden Schaufelseiten, auf denen die Druckröhrchen verlegt sind). Die derart bearbeiteten Profile weisen lediglich eine Höhe von  $R = 60$  mm auf, so dass sie in das modulare Messschaufel-System (Abschnitt 4.3.4) an beliebigen Höhenpositionen eingebaut werden können. Angeschlossen werden die einzelnen Druckmessstellen mittels Schlauchleitungen an das bereits beschriebene Multikanal-Druckmessmodul des SCANIVALVE-Systems.

### Seitenwanddrücke



**Bild 4.9:** Gehäuse-Modul mit 546 Bohrungen zur zeit-gemittelten Seitenwanddruck-Erfassung

Auch die zeitlich-gemittelte Strömungssituation an den Passagen-Seitenwänden lässt sich mittels einer Matrix aus eng beieinander platzierten Druckbohrungen erfassen. Durch die Separation von Druckmessbohrung in der

Seitenwand und entfernt platziertem Druckmess-System können die Messbohrungen im Abstand von wenigen mm zueinander platziert werden und so eine hohe räumliche Dichte an Druckmessstellen realisiert werden. So konnte im vorliegenden Fall ein Gehäuse-Modul konstruktiv verwirklicht werden, welches zwei Schaufelpassagen ( $\Delta\Theta = 12^\circ$ ) der T106<sup>RUB</sup>-Schaufelreihe abdeckt und in diesem Bereich über 500 Druckmessstellen (14 Bohrungen in axialer Richtung, 39 Bohrungen in Umfangsrichtung) bereitstellt (Abb. 4.9). An der Außenseite des Gehäuseelementes sind die Druckmessbohrungen mit Röhrrchen verbunden, welche die aufgenommenen Druckinformationen über Druckmessschläuche an das Multikanal-Druckmessmodul des SCANIVALVE-Systems weiterleiten. Da mit dem verfügbaren Druckmessmodul gleichzeitig 64 Kanäle abgetastet werden können, erfolgt die Erfassung aller verfügbaren Seitenwanddrücke in mehreren Schritten. Die während einer Messung nicht angeschlossenen Druckmessstellen sind durch Blindstopfen in den Leitungen verschlossen, um etwaige Leckageströmung zu vermeiden.

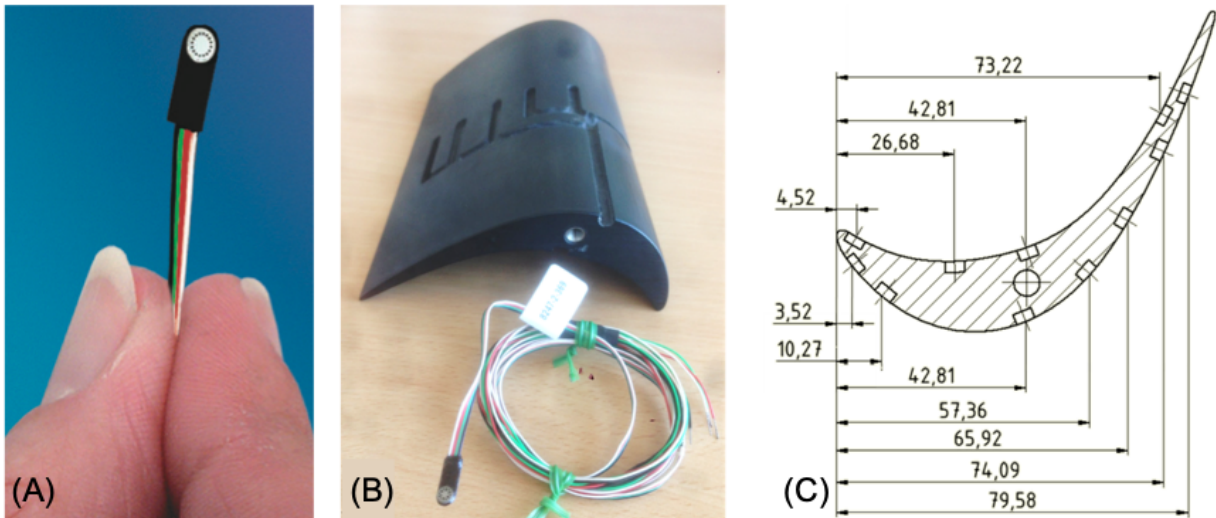
### 4.3.2 Zeitlich-aufgelöste Wand- und Schaufeldrücke

Zusätzlich zu den zeitlich-gemittelten Druckverteilungen geben zeitlich-aufgelöste Druckmessungen Informationen zur Frequenz und Amplitude von Druckschwankungen entlang der beschriebenen Oberflächen. Diese sind von besonderer Wichtigkeit bei der Beurteilung von (periodisch) instationären Effekten, wie der Nachlauf-Interaktion sowie den daraus resultierenden Phänomenen. Ähnlich der im vorherigen Abschnitt vorgestellten pneumatischen Messung von Schaufel- und Seitenwanddrücken, wurden auch für die zeitlich-aufgelöste Vermessung sowohl Schaufeln als auch die Gehäuse-seitige Seitenwand der T106<sup>RUB</sup>-Schaufelreihe mit entsprechend leistungsfähigen Drucksensoren ausgestattet.

#### Schaufeldrücke

Zur Erfassung der zeitlich-instationären Schaufeldruckverteilung wurde eine T106<sup>RUB</sup>-Schaufel derart fräsend bearbeitet, dass 11 Flachform-Sensoren des Typs LQ-080 (Firma Kulite Semiconductor Products, Inc.) Oberflächen-bündig verbaut und anschließend die Kavitäten mittels Epoxidharz vergossen wurden. Diese Sensor-Baureihe zeichnet sich durch kompakte Abmessungen aus (Höhe von 1,5 mm, Breite von 4 mm und Länge der Sensor-Plattform von unter 10 mm, siehe Abb. 4.10 A). Durch die feste Installation in der Schaufel und somit innerhalb des Prüfstandes ist keine Möglichkeit gegeben, eine Druckmessung über ein Referenzröhrrchen gegenüber dem Umgebungsdruck durchzuführen. Aus diesem Grund wurden diese Sensoren in der Sealed Gage-Ausführung gewählt, bei der eine Differenzdruck-Messung gegenüber eines eingekapselten





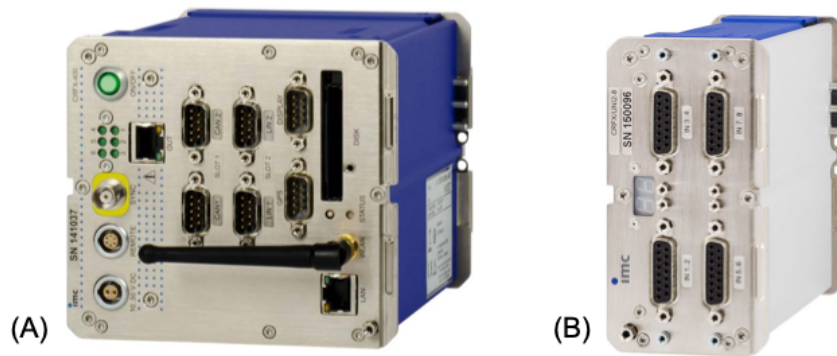
**Bild 4.10:** Schaufel zur zeit-aufgelösten Schaufeldruck-Erfassung. Kulite LQ-080 (A) (Semiconductors), Vorbereitung der Schaufel, Sensor im Vordergrund (B), Sensor-Positionierung entlang der Schaufel (C).

Volumens mit  $p_{\text{ref}} = 1,013\,25$  bar stattfindet. In der verwendeten Version beträgt die Eigenfrequenz des Sensors  $f = 240$  kHz. Die typischen kombinierten Mess-Abweichungen infolge Nicht-Linearität, Hysterese und Wiederholbarkeit werden vom Hersteller mit  $\pm 0,1\%$  des max. Ausgangssignals (FSO) spezifiziert (maximale Abweichung unterhalb von  $\pm 0,5\%$  FSO).

Nach Auffüllung der Kavitäten sind die Sensoren lediglich durch die mit Schutzschirmen abgedeckten Sensor-Membranen zu erkennen. Die für die Sensor-Instrumentierung vorbereitete Schaufel ist in Abb. 4.10 (B) dargestellt, Abb. 4.10 (C) zeigt die Positionierung der einzelnen Sensoren mit 4 Sensoren auf der Druck- und 7 Sensoren auf der Saugseite entlang der Schaufeloberfläche, wobei die Orte höchster Relevanz zuvor im Rahmen der numerischen Vorauslegung lokalisiert wurden. Insbesondere von Interesse sind die Bereiche der Vorderkante, der Saugspitze sowie der Bereich zwischen Saugspitze und Hinterkante entlang der Saugseite.

Zur elektrischen Versorgung und Messwert-Erfassung werden die Kulite Sensoren über eine 4-Pol-Steckerverbindung mit dem Hochgeschwindigkeits-Datenerfassungssystem CRONOSFlex der Firma imc Test & Measurement GmbH (IMC) verbunden (siehe Abb. 4.11).

Das verwendete CRONOSFlex-System besteht aus einer CRFX-2000G-Basisinheit (maximale Summen-Abtastrate: 2 Millionen Signale pro Sekunde) und zwei UNI2-8-Messmodulen. Die UNI2-8-Module bieten jeweils 8 differentielle Kanäle für die Messung analoger Größen wie Spannung und Strom, Temperatur oder zur Versorgung von Brückenschaltungen, wobei jeder Kanal



**Bild 4.11:** Hochgeschwindigkeits-Datenerfassungssystem CRONOSFlex der Firma imc Test & Measurement GmbH. CRFX-2000G-Basiseinheit (links) und UNI2-8-Messmodul (rechts) (Quelle: IMC)

über einen separaten A/D-Wandler verfügt. Die Spannungsversorgung des Sensors erfolgt mit 10 V, das Ausgangssignal beträgt 0...100mV und verhält sich proportional zur jeweils eingestellten Messspanne.

### Seitenwanddrücke

Zur Erfassung der zeitlich-instationären Seitenwanddruckverteilung wurden KULITE-Zylinderform-Sensoren des Typs XT-190 mit metrischem Außengewinde (Abb. 4.12) verwendet. Da sie durch das Gehäuse eingeschraubt werden, ist eine differentielle Druckmessung gegenüber dem Umgebungsdruck möglich, welcher durch das Referenzdruck-Röhrchen von außen auf den Sensor gegeben wird. Mit einem Druckbereich von 0,35 bar (gegenüber dem Referenzdruck, hier Umgebung) konnte die Variante mit dem kleinst-möglichen Messbereich verwendet werden. Die Eigenfrequenz dieser Variante beträgt  $f = 150 \text{ kHz}$ , die typischen und maximalen Mess-Abweichungen entsprechen denen des LQ-080 Sensors (typisch:  $\pm 0,1 \%$  FSO, maximal:  $\pm 0,5 \%$  FSO).



**Bild 4.12:** Piezoresistiver Zylinderform-Drucksensor KULITE XT-190 (Quelle: KULITE) (A), Gehäuse-Modul mit 68 Sensor-Zugängen zur zeit-aufgelösten Seitenwanddruck-Erfassung (B)

Ähnlich dem Element für die pneumatische Messung wurde ein Gehäuseelement konstruiert, welches entsprechende Zugänge (M5-Einschraubgewinde) für die genannten Zylinderform-Sensoren bereitstellt (4 in axialer Richtung, 17 in Umfangsrichtung über einen Umfangsbereich von etwa zwei T106<sup>RUB</sup>-Schaufelpassagen), dargestellt in Abb. 4.12 (B). Durch eine asymmetrische Anordnung der Bohrungen zu den Längs-Kanten hin, kann das Gehäuse-Element auf zwei Weisen im Gehäuse positioniert werden, so dass bei einer um 180° verdrehten Einbauposition die Zugänge in axialer Richtung genau mittig zwischen die vorherigen Positionen fallen. Durch Vermessung beider Einbaupositionen können somit statt 4 nun 8 axiale Positionen erfasst werden, die Anzahl an Messpositionen verdoppelt sich von 68 auf 136 Positionen.

Aufgrund der Möglichkeit, die XT-190-Sensoren nicht fest verbauen zu müssen, kamen lediglich 4 dieser Sensoren zum Einsatz. Die Gesamt-Messung aller Positionen musste somit auch hier auf mehrere Schritte aufgeteilt werden, zu denen immer 4 Positionen parallel abgefragt wurden, bevor die Sensoren in die 4 nächsten Zugänge eingeschraubt wurden. Die restlichen Positionen wurden mit entsprechend gestalteten und an der Innenseite des Gehäuses ebenfalls bündig abschließenden Gewindestiften versehen.

### 4.3.3 Oberflächenheißfilme

#### Funktionsprinzip

Das Prinzip der Heißfilm-Messtechnik basiert auf der bereits beschriebenen Hitzdraht-Anemometrie. Der Unterschied ist, dass hier keine freistehenden Drähte (oder Quarzzylinder), sondern flexible Sensorfolien zum Einsatz kommen, welche mit einer Vielzahl an eng beieinander platzierten Sensoren ausgestattet werden können. Auf diese Weise können auch gekrümmte Oberflächen räumlich hochauflösend instrumentiert werden können, ohne die Oberflächenkontur zu zerstören. Die Folien mit einer Dicke von etwa 0,05 mm tragen nur minimal auf und erzeugen keinerlei punktuellen Störungen der Oberfläche, wie es bei der Vorbereitung und Einbringung von piezoresistiven Sensoren unvermeidbar der Fall ist. Mittels der Analogie zwischen der Geschwindigkeits- und der Temperatur-Grenzschicht, die durch die Wärmeabgabe des Sensors aufgeprägt wird, lässt sich nach folgendem Zusammenhang auf die lokale Wandschubspannung  $\tau_W$  am Messort schließen:

$$E^2 - E_0^2 = k \cdot (\tau_W)^{\left(\frac{1}{3}\right)}. \quad (4.6)$$

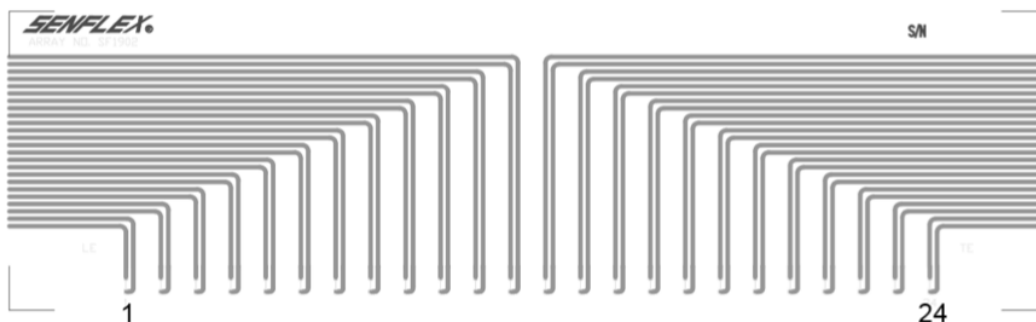
Dabei bezeichnet  $E$  die momentane Anemometer-Brückenspannung,  $E_0$  die Brückenspannung ohne Strömung,  $k$  eine zu kalibrierende Proportionalitätskonstante und  $\tau_W$  die Wandschubspannung. Für weitere Informationen zur Kalibrierung der Heißfilme sei an dieser Stelle auf Kapitel A verwiesen.

## Verwendete Mess-Einstellungen

Der Betrieb der Sensoren kann wie auch beim Hitzdraht-Anemometer auf verschiedene Weisen erfolgen, wobei sich neben den bereits beschriebenen Betriebsarten der Konstant-Temperatur (CTA) und der Konstant-Strom (CCA)-Anemometrie auch die Konstant-Spannungs-Anemometrie (CVA) anbietet. Aufgrund des Vorhandenseins des leistungsfähigen DANTEC CTA-Systems (Drei 90C10 CTA-Module in Kombination mit dem NI 9215 A/D-Wandler) wurde auch dieses System für den Betrieb der Heißfilme verwendet. Somit können auch die Messwerte von 3 Heißfilm-Sensoren simultan erfasst werden, während die restlichen Sensoren des zu vermessenden Heißfilm-Arrays (20 bzw. 24 Sensoren auf einem Array, siehe Abschnitt 4.3.3) nicht betrieben, somit auch nicht bestromt und folglich auch nicht erwärmt werden. Die gleichzeitig betriebenen Sensoren werden derart gewählt, dass die so weit wie möglich entfernt voneinander liegen, so dass thermische Interferenz der Sensoren untereinander vermieden werden kann. Heißfilm-Messungen erfolgen analog zu Hitzdraht-Messungen im 5 V-Betrieb unter Anwendung eines 10 kHz Tiefpass-Filters und einer bei einer Aufnahme-Frequenz von  $f = 100$  kHz. Für alle Messungen wurde ein Überhitzungsverhältnis von 0,5 eingestellt, welches eine Über-Temperatur von  $\Delta T = 153$  K realisiert. Die CTA-Brücken wurden mit den Einstellungen des integrierten Verstärkers derart konfiguriert, dass die Frequenz-Antwort jedes Sensors während eines Rechteck-Signal-Tests (Square-Wave-Test) mindestens  $f = 50$  kHz beträgt. Die Frequenz-Antwort ist wie folgt definiert:

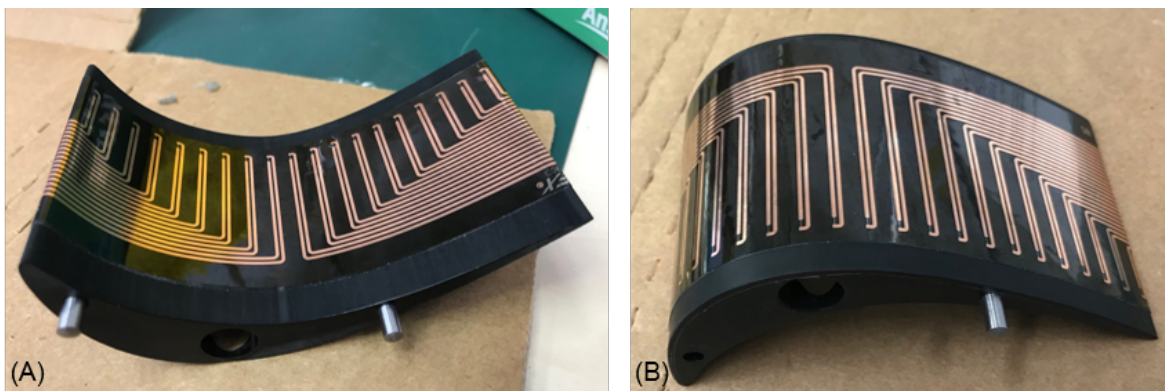
$$f_c = \frac{1}{1,3 \cdot \Delta t}. \quad (4.7)$$

## Verwendete Heißfilm-Arrays



**Bild 4.13:** SENFLEX Heißfilm-Array, Custom-Design für Saugseiten-Instrumentierung mit 24 Sensoren

Die Heißfilm-Folien (im Folgenden: Heißfilm-Arrays), die im Rahmen der vorliegenden Arbeit zum Einsatz kamen, sind allesamt aus der SENFLEX-Produktfamilie des amerikanischen Messtechnik-Anbieters Tao of Systems Integration, Inc. und bestehen aus den eigentlichen Sensoren (Nickel-Elemente) sowie den in die Träger-Folie eingelassenen Leiterbahnen. Diese werden in sicherer Entfernung zum Sensor sowie der zu vermessenden Oberfläche über feine Lötstellen mit Kabel-Adern verbunden, welche dann per 2-poligem BNC-Stecker an das verwendete CTA-Anemometer angeschlossen werden. Nachdem die Funktionsweise der Messkette an einfachen 1-Sensor-Arrays erprobt wurde, wurden speziell zu der Saug- und Druckseiten-Geometrie der T106<sup>RUB</sup>-Profile passende Folien ausgelegt und in Auftrag gegeben. Die individuellen Layouts sehen 24 Sensoren für die saugseitige und 20 für die druckseitige Instrumentierung bei einem konstanten Sensor-Abstand von  $\Delta S = 6 \text{ mm}$  vor und werden mit doppelseitigem Klebeband (MACtac MACfilm IF-2043, Dicke  $h \leq 0,08 \text{ mm}$ ) auf den Schaufeln aufgebracht. Abbildung 4.13 zeigt das Sensor-Layout für die saugseitige Instrumentierung.



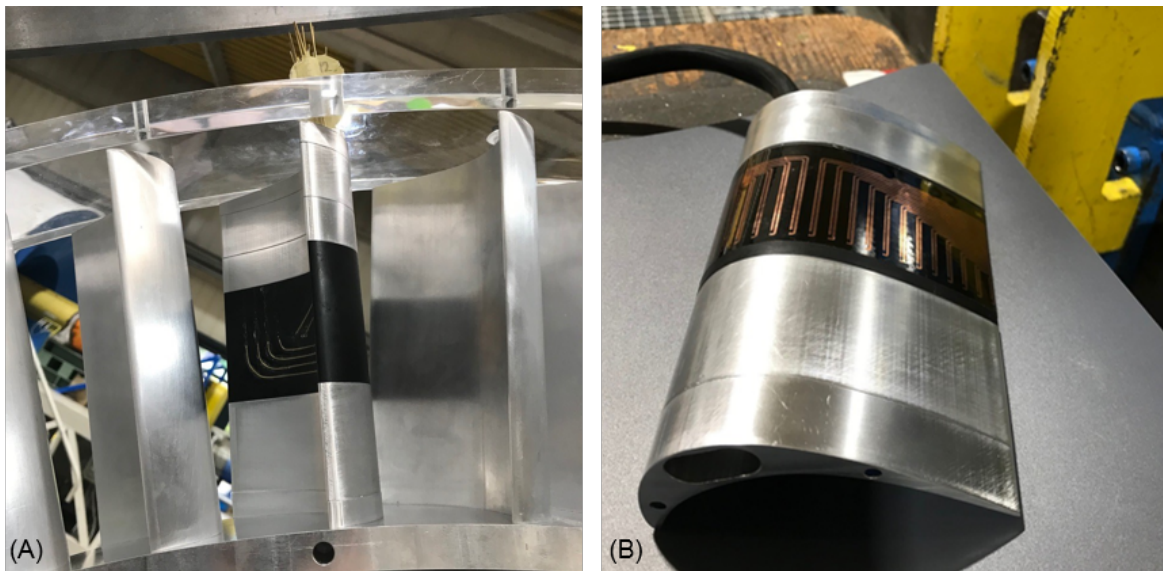
**Bild 4.14:** T106<sup>RUB</sup>-Schaufelmodul (POM) mit Heißfilm-Array, druckseitige Instrumentierung (A), saugseitige Instrumentierung (B)

Hinsichtlich des Film-Designs wurde darauf geachtet, dass die Filme sowie die darin verlegten Leiterbahnen über die jeweilige Vorderkante bzw. Hinterkante hinausgehen. Auf diese Weise können sowohl Stolperkanten durch den aufgeklebten Film, als auch die benötigten Lötstellen zwischen den Leiterbahnen und den anschließenden Kabeln auf der instrumentierten Seite vollständig vermieden werden (Lötstellen des Arrays zur saugseitigen Instrumentierung auf der Druckseite, Lötstellen des Arrays zur druckseitigen Instrumentierung auf der Saugseite). Die an den Leiterbahnen angelöteten Kabel-Adern sind Teil eines 50-adrigen, geschirmten Flachformkabels, welches in Rundform durch die zentrale Bohrung der Schaufel nach außen geführt wird. Zur Vermeidung elektrischer und thermischer Leitung wurden die für die Heißfilm-Instrumentierung verwendeten Schaufelprofile aus dem thermoplastischen Kunststoff

Polyoxymethylen (POM) gefertigt. Abb. 4.14 (A) zeigt ein solches T106<sup>RUB</sup>-Profil mit druckseitiger und Abb. 4.14 (B) mit saugseitiger Instrumentierung.

#### 4.3.4 Modulare, variabel instrumentierbare Messschaufel

Um Profildruck-Messungen in verschiedenen Höhenschnitten des Schaufelkanals durchführen zu können, wurde eine modulare, variabel instrumentierbare, T106<sup>RUB</sup>-Messschaufel realisiert. Die modulare Schaufel besteht aus mehreren verstifteten und in Höhenrichtung variabel aufeinander steckbaren Elementen und erlaubt den Einbau unterschiedlich instrumentierter Mess-Segmente, wie Segmenten mit Profildruckbohrungen, bündig verbauten Kulite-Sensoren oder Heißfilm-Sensoren auf unterschiedlichen radialen Einbaupositionen innerhalb der modularen Baugruppe. In Abb. 4.15 (A) ist die zusammengebaute Schaufel mit einem mittig eingebauten T106<sup>RUB</sup>-Modul mit Profildruck-Instrumentierung und in Abb. 4.15 (B) mit saugseitiger Heißfilm-Instrumentierung gezeigt.



**Bild 4.15:** Modulare T106<sup>RUB</sup>-Messschaufel: eingebautes Profildruck-Modul (A), eingebautes Heißfilm-Modul (B)

## 4.4 Ölanstrich-Verfahren

Das Ölanstrich-Verfahren stellt eine kostengünstige Möglichkeit zur qualitativen Beurteilung von Bauteil-Umströmungen dar und wird seit über 50 Jahren in der experimentellen Aerodynamik eingesetzt (Terzis u. a. [2011]). Die Oberflächen der zu untersuchenden Komponente werden dazu vor Versuchsbeginn mit einem dünnen Film aus Öl und Farb-Partikeln bestrichen. Wird das derart bestrichene Bauteil nun einer Strömung ausgesetzt, verläuft die Mischung

entlang der Oberflächen, da sie vom strömenden Fluid mitgerissen wird. Bei passend gewählten Mischungsparametern (Viskosität, Mischungsverhältnis etc.) verläuft und verdunstet das Öl und hinterlässt die Farbpartikel auf den Oberflächen, so dass nach Ende des Experimentes Streichlinien zur Interpretation der Körper-Umströmung erkennbar sind. Auf diese Weise lassen sich eine Vielzahl stationärer Strömungsphänomene, wie die Strömungsrichtung entlang der Oberflächen, Staupunkte, Grenzschichtablösungen, Rückströmungsgebiete oder auch Bereiche laminar-turbulenter Transition, ausmachen. Die Herausforderung dieses Verfahrens sind das Einstellen geeigneter Mischungen sowie einer geeigneten Versuchsdauer. Weiterhin muss klar sein, dass lediglich Erkenntnisse zu stationären Vorgängen erwartet werden können sowie eine Möglichkeit der optische Beurteilung bestehen muss.

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Öl-Anstrich-Messungen wurde Mehrzweck-Öl (CL150,  $\eta \approx 0,14 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ) verwendet. Es verhält sich im vorliegenden Geschwindigkeitsbereich fließfähig genug, ohne jedoch im Einbauzustand an der nahezu senkrecht stehenden Schaufel zu sehr herab zu fließen. Dem Öl wurden fluoreszierende Farbpartikel in den Farben orange und blau/grün beigemischt, welche mittels einer UV-Lampe zum Leuchten angeregt wurden. Die eigentliche Messdauer bei Betriebspunkt-Bedingungen wurde auf etwa  $t = 30 \text{ s}$  festgesetzt.

Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass das Ölanstrich-Verfahren für Untersuchungen am vorliegenden Prüfstand weniger geeignet ist. Gründe sind der radiale Einbau der Test-Schaukel, wodurch ein Herabfließen des Films begünstigt wird. Des Weiteren findet zunächst der Anstrich im ausgebauten Zustand statt, worauf die Schaufel über ein Fenster in den Prüfstand eingesetzt und montiert wird, der Betriebspunkt angefahren, der Beharrungszustand abgewartet, der Prüfstand herunter gefahren wird und die Schaufel zur optischen Inspektion wieder ausgebaut wird. All diese Schritte benötigen gewisse Zeit, so dass die angestrichene Schaufel länger als optimal vorgesehen, veränderlichen Bedingungen ausgesetzt ist, welche das Muster ebenfalls verändern können. Dennoch konnten einige der im Fokus stehenden Strömungsphänomene erfolgreich veranschaulicht werden.

## 4.5 Behandlung von Messabweichungen und -unsicherheiten

Aufgrund von Unvollkommenheiten eines jeden Experimentes entspricht ein experimentell ermittelter Wert (Anzeigewert  $x_A$ ) niemals dem wahren Wert  $x_W$  der zu messenden Größe, sondern ist unvermeidbar fehlerbehaftet. Es gilt:

$$x_A = x_W + f. \quad (4.8)$$

Dabei kann jedoch weder der wahre Wert  $x_W$ , noch die Messabweichung (der "Fehler")  $f$  exakt bestimmt werden. Aus diesem Grund kommt einer möglichst genauen Abschätzung der mit einer Messung unvermeidbar verbundenen Messabweichung eine immense Wichtigkeit zu. Je stärker die Abweichung eingegrenzt werden kann, desto verlässlicher das Ergebnis.

### 4.5.1 Arten von Messabweichungen

Zur Klärung der Einflüsse, welche die erhaltenen Messwerte verfälschen, muss zunächst zwischen verschiedenen Einflussarten differenziert werden. Nicht alle Arten sind statistisch erfassbar, zum Teil sind sie zudem vermeidbar oder korrigierbar.

#### **Grobe Messabweichungen**

Grobe Messabweichungen sind durch sachgemäße Messwert-Erfassung zu vermeiden. Sie basieren auf defekter Messtechnik oder falscher Anwendung des Verfahrens und verschieben das Ergebnis in der Regel einseitig.

#### **Systematische Messabweichungen**

Systematische Abweichungen verfälschen das Messergebnis um eine gleichbleibende Differenz und mit dem gleichen Vorzeichen. Sie sind meist durch das Messverfahren selbst begründet und lassen sich bei Kenntnis der Fehlerquelle in der Regel durch eine Optimierung des Verfahrens bzw. der Messkette beseitigen oder reduzieren. Beispiele sind ungültige Kalibrierungen, das Überschreiten der angegebenen Messbereichsgrenzen eines Sensors oder die generelle Rückwirkung eines Messgerätes auf die zu messende Größe. Die systematische Abweichung durch eine ungültige Kalibrierung lässt sich durch eine Neukalibrierung beseitigen, werden Messbereichsgrenzen überschritten, muss der Sensor getauscht oder die Versuchsbedingungen entsprechend geändert werden.

#### **Dynamische Messabweichungen**

Dynamische Abweichungen sind in der Regel auf transiente Vorgänge, wie thermische Ungleichgewichte während Aufheiz- bzw. Abkühlvorgängen zurückzuführen. Zur Vermeidung dynamischer Messabweichungen ist das Erreichen eines (die Messgröße betreffenden) Gleichgewichtszustandes abzuwarten. Insbesondere thermisches Gleichgewicht stellt sich oft erst lange nach Erreichen des Druckniveaus ein, da die Wärmeleitung durch (dickwandige) Bauteile entsprechend lange dauert.



## Zufällige (statistische) Messabweichungen

Zufällige Messabweichungen basieren auf zufälligen Schwankungen der Messgröße oder anderer das Experiment beeinflussenden Einflussgrößen. Sie äußern sich bei wiederholtem Messen unter gleichbleibenden Bedingungen durch Unterschiede im angezeigten Messwert und verursachen ein statistisches Rauschen der ermittelten Messwerte um einen Mittelwert. Zufällige Messabweichungen sind weder im Betrag noch im Vorzeichen vorhersehbar und lassen sich weder reproduzieren noch kompensieren. Normalerweise lässt sich ihr Einfluss auf den Mittelwert jedoch durch eine Erhöhung der Wiederholungsmessungen bis zu einem gewissen Grad reduzieren. Um die sich ergebenden Unsicherheiten infolge der zufälligen Messgrößenschwankungen zu reduzieren und eine repräsentative Aussage über die jeweiligen Strömungsgrößen sowie deren statistischer Werteverteilung treffen zu können, kommen verschiedene Mittlungsverfahren und Bewertungsgrößen der Statistik zur Anwendung, welche im Folgenden vorgestellt werden.

### 4.5.2 Mathematische Behandlung von Messabweichungen

Die mathematische Behandlung von (statistischen) Messabweichungen basiert auf dem 1993 veröffentlichten ISO/BIPM-Leitfaden *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*. Dieser Leitfaden wurde zuletzt 2008 unter der Bezeichnung JCGM 100:2008 (JCGM [2008]) aktualisiert und unterscheidet zwischen Unsicherheiten des Typs A und B, welche beide mittels Wahrscheinlichkeitsverteilungen bewertet werden. Üblicherweise basieren Unsicherheiten des Typ A auf Messgrößen, die unter gleichen Bedingungen mehrfach gemessen wurden (Wiederholungsmessung) und werden statistisch verarbeitet. Unsicherheiten des Typ B hingegen werden Größen zugeordnet, die nicht durch Wiederholungsmessungen bestimmt wurden und basieren auf Informationen, wie Hersteller-Angaben oder Kalibrierzertifikaten.

### Mittelwertbildung

Voraussetzung für die statistische Erfassung der Unsicherheiten des Typ A ist das Vorliegen einer Messreihe aus  $N$  vergleichbaren Messwerten  $x_i$  (unabhängige Wiederholungsmessungen). Diese weichen aufgrund zufälliger Schwankungen der Messgröße sowie anderer das Experiment beeinflussender Effekte voneinander ab.

Ist eine Strömung im Mittel stationär, unterliegt sie dennoch den zufälligen, turbulenten Schwankungsbewegungen der Fluidmoleküle. Die zeitliche Mittelwertbildung erfolgt in diesem Fall nach der Ensemble-Mittlung über den arithmetischen Mittelwert  $\bar{x}$ , welcher den besten Schätzwert der Messung repräsentiert:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i. \quad (4.9)$$

Für periodisch-instationäre Vorgänge hingegen lässt sich ein zeitabhängiger Mittelwert definieren. Statt eines stationären Mittelwertes  $\bar{x}$  wird somit ein von der Periodendauer  $T$  des wiederkehrenden Ereignisses zeitabhängiger Mittelwert  $\bar{x}(t)$  verwendet:

$$\bar{x}(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x(t + (i - 1) \cdot T). \quad (4.10)$$

Sobald ein Signal durch eine periodische Störung, welche sich durch eine Schwingung beschreiben lässt, überlagert ist, führt eine herkömmliche Ensemble-Mittlung zur Auslöschung des Wellencharakters und zum Verlust der zeitlichen Information. Unter der Voraussetzung einer ausreichend langen Messzeit  $\Delta t$  sowie einer geeigneten Frequenzauflösung  $f$  des Messverfahrens, kann das Signal jedoch in Teilsegmente, die exakt eine Periodendauer  $T$  umfassen, aufgeteilt werden. Je nach Anzahl der Messwerte innerhalb einer Periode wird die Periodendauer  $T$  anschließend in  $i$  diskrete Intervalle (Phasenwinkel) eingeteilt, wobei eine gesamte Periode einen Phasenwinkelbereich von  $\sum \phi_i = 360^\circ$  umfasst. Die Mittlung erfolgt nun Phasenwinkel-synchron, indem nur diejenigen Messwerte gemittelt werden, deren Phasenwinkel übereinstimmen. Das Ergebnis ist ein Phasen-gemittelter zeitlicher Verlauf. Auf diese Weise lassen sich sowohl zufällige Schwankungsbewegungen, als auch der periodische Charakter des Signals erhalten und beurteilen.

### Standard-Unsicherheit

Die gemittelte Abweichung der Einzelwerte vom Mittelwert und somit ihre Streuung lässt sich durch die empirische Standardabweichung  $\sigma$  charakterisieren:

$$\sigma(x_i) = \sqrt{\frac{1}{N - 1} \cdot \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}. \quad (4.11)$$

Eine Aussage über die Unsicherheit der gemittelten Größe  $\bar{x}$  lässt sich schließlich wie folgt angeben:

$$u(x) = \frac{\sigma(x_i)}{\sqrt{N}}. \quad (4.12)$$

In der Regel lässt sich die empirische Standardabweichung und somit die Streuung (und im Endeffekt die zufällige Messunsicherheit) durch Erhöhung der Wiederholungsmessungen  $N$  bis zu einem theoretischen Endwert reduzieren (JCGM [2008]). In jedem Fall sollte die Anzahl an Wiederholungsmessungen groß genug sein, um die zufälligen Abweichungen einzelner Stichproben nicht überzubewerten. Der theoretische Endwert wiederum gibt die Instationarität der zu messenden Größe wieder. Je höher die Strömungsturbulenz, desto stärker ausgeprägt sind auch die zufälligen Schwankungen der Messgröße. Eine Erhöhung der Wiederholungsmessungen reduziert in diesem Fall die Standardabweichung nicht weiter.

Unsicherheiten vom Typ B werden für Größen angegeben, die bspw. aus Kalibrierzertifikaten oder von Herstellerangaben stammen und deren Standardabweichung nicht selbst bestimmt werden kann. Üblicherweise wird im Hersteller-Datenblatt eine kombinierte typische und/oder maximal-mögliche Unsicherheit angegeben, die sämtliche, durch das Gerät zu erwartende, Abweichungen zusammenfasst. Diese kombinierte Unsicherheit umfasst in der Regel Abweichungen infolge von Nicht-Linearität, Wiederholbarkeit und/oder Hysterese-Einflüssen.

### Kombinierte Unsicherheit

In den seltensten Fällen entsprechen die gewünschten Ergebnisse einer Messkampagne den direkt gemessenen Größen. Stattdessen werden dimensionslose Kennwerte oder andere abgeleitete Größen - im Folgenden allgemein indirekte Messwerte genannt - bestimmt.

In diesem Fall ist es nicht auf den ersten Blick ersichtlich, welchen Einfluss die Einzelunsicherheiten der direkten Messgrößen  $x_i$  auf die Gesamtunsicherheit der indirekten Messgröße  $y$  ausüben. Unter der Annahme der statistischen Unabhängigkeit der Messgrößen kann davon ausgegangen werden, dass sich die Effekte der verschiedenen Messgrößen nicht nur aufsummieren, sondern auch gegenseitig kompensieren. Dies ist in der Regel der Fall und ermöglicht die Bestimmung der kombinierten Unsicherheit über die Betrachtung der partiellen Differenziale. Somit wird die Berechnungsgleichung für  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$  nach ihren abhängigen Variablen  $x_i$  (an der Stelle  $x_i = \bar{x}_i$ ) differenziert (Taylor-Reihen-Entwicklung unter Vernachlässigung von Termen höherer Ordnung). Für mehrere direkte Messgrößen  $x_i$  ergibt sich die folgende Berechnungsgleichung für die kombinierte Unsicherheit  $u_c(y)$  der indirekten Größe  $y$ :

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot u(x_i) \right)^2}. \quad (4.13)$$

Die partiellen Ableitungen werden auch als Sensitivitätskoeffizienten bezeichnet und bewerten, welchen Einfluss eine bestimmte Änderung der Eingangsvariablen (bzw. die jeweilige Standard-Unsicherheit  $u(x_i)$ ) auf die kombinierte Unsicherheit der Ausgangsgröße  $u_c(y)$  hat.

## 4.6 Auswahl weiterer eingesetzter Analysemethoden

### 4.6.1 Bewertungsgrößen der Statistik

Neben der Bestimmung zeitlicher bzw. zeitabhängiger Mittelwerte lässt auch die Verteilung der Einzelwerte um den jeweiligen Mittelwert weitere Aussagen über den Charakter des Signals zu. Im Rahmen dieser Arbeit werden insbesondere die bereits im Rahmen der Behandlung von Messabweichungen definierte empirische Standardabweichung  $\sigma$  sowie die Schiefe  $S$  verwendet. Die Schiefe (engl.: skewness)  $S$  charakterisiert die Asymmetrie der Abweichungen einer Messreihe von deren Mittelwert und wird insbesondere zur Charakterisierung des laminar-turbulenten Umschlags verwendet. Die Schiefe  $S$  ist nachfolgend für eine Messgröße  $c(x, t)$  definiert:

$$S(c(x, t)) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left[ \frac{c_i(x, t) - \bar{c}(x, t)}{\sigma(c(x, t))} \right]^3. \quad (4.14)$$

### 4.6.2 Frequenzraum-Analyse

Zeitabhängige, periodische Signale sind üblicherweise charakterisiert durch eine Überlagerung verschiedener Signalanteile unterschiedlicher Frequenzen und Amplituden, deren Harmonischer sowie des enthaltenen Signalrauschens. Die direkte Analyse derartiger Signale in ihrer Roh-Form gestaltet sich nur in den wenigsten Fällen als zielführend. Ist zudem weniger das eigentliche Signal, sondern viel mehr die Kenntnis der enthaltenen periodischen Anteile von Interesse, bietet sich eine Überführung des Signals vom Zeit- in den Frequenzraum an. Im Frequenzraum können lineare Differentialgleichungen in algebraische Gleichungen überführt werden, deren Lösung geringeren rechnerischen Aufwand bedarf. Die derart ermöglichte Auswertung von frequenzabhängigen Amplituden, Leistungen oder Intensitäten wird als Spektral- oder Frequenzraum-Analyse bezeichnet.

#### **Fourier-Zerlegung**

Die Fourier-Zerlegung beschreibt die Transformation eines Signals aus dem Zeitraum in den Frequenzraum und geht auf die Grundidee von Jean Baptiste Joseph Fourier (1768-1830) zurück, dass sich eine periodische Funktion als

Summe von Sinus- und Cosinusschwingungen beschreiben lässt. Dabei wird jede Teil-Schwingung eindeutig über deren Amplitude und die Phase mittels Real- und Imaginärteil im komplexen Zahlenraum definiert. Zudem drücken die resultierenden Fourier-Koeffizienten aus, in welcher Ausprägung jedes einzelne Sinus- bzw. Cosinussignal im zugrundeliegenden Signal vertreten ist. Dies wiederum ermöglicht die Analyse nahezu beliebig komplexer Signale, welche manuell kaum zu analysieren wären. Beispielsweise werden die Filterung von Signalen oder die Detektierung periodischer Muster sowie deren Ausprägung ermöglicht.

Im vorliegenden Fall der zu untersuchenden experimentellen (endlichen) Messdatenreihen liegen die Signal-Werte nicht als kontinuierliche Funktion, sondern an diskreten, äquidistanten Stützstellen/Zeitpunkten vor. In diesem Fall diskret verteilter Daten kommt die diskrete Fourier-Transformation (DFT) zum Einsatz, welche ein zugehöriges diskretes Frequenzspektrum erzeugt, sich jedoch in ihrer direkten Ausführung rechentechnisch aufwändig und somit unpraktikabel darstellt. Zur effizienten numerischen Ausführung der DFT wird typischerweise und ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit die Fast-Fourier-Transformation (FFT) angewandt.

Die Entwicklung heutiger FFT-Algorithmen ist auf die grundlegenden Arbeiten von Cooley u. Tukey [1965] zurückzuführen, obwohl sich bereits Carl Friedrich Gauss Anfang des 19. Jahrhunderts mit der effizienten Lösung der DFT befasste. FFT-Algorithmen nutzen Symmetrieeigenschaften aus, um die DFT auf Teil-Segmente des Signals anzuwenden und somit die Rechenschritte derart anordnen zu können, dass auf bereits bestimmte Zwischenergebnisse zurückgegriffen und das Verfahren enorm beschleunigt werden kann. FFT-Algorithmen legen ein periodisches Signal mit kontinuierlichem Übergang zwischen End- und Anfangssignal zugrunde. Entspricht die Signallänge nicht exakt dem ganzzahligen Vielfachen der zugrundeliegenden periodischen Schwingung, liegt ein Sprung (eine Diskontinuität) zwischen End- und Anfangspunkt des Signals vor. Dies resultiert in unphysikalischen, hochfrequenten Amplituden sowie in verbreiterten und abgeflachten Spitzen der eigentlichen physikalisch begründeten Amplituden. Diesem als spektrale Streuung bezeichneten Effekt kann durch den Einsatz geeigneter Fenster-Funktionen begegnet werden, welche die Gewichtung der diskontinuierlichen Randbereiche reduziert. Neben einer Vielzahl an verfügbaren Fenster-Funktionen eignet sich das Hanning-Fenster aufgrund seiner positiven Auswirkungen auf Frequenzauflösung und spektraler Streuung für einen breiten Einsatzbereich und hat sich auch im Rahmen dieser Arbeit als zielführend erwiesen. Für weiterführende Ausführungen zur Fensterung im Rahmen der Spektralanalyse sei an dieser Stelle auf Harris [1978] verwiesen.

## Spektrale Leistungsdichte (PSD)

Im Rahmen der Signalanalyse beschreibt das Signal-Spektrum dessen statistische Verteilung hinsichtlich des Frequenzgehalts. Statt der Amplitude, wird unter anderem aufgrund der deutlicheren Herausstellung der Maxima vielfach die Leistung (als Quadrat der Amplitude) als Bewertungsgröße verwendet. Wird die Leistung eines Signals über der Frequenz aufgetragen und somit Leistungsanteile definierten Frequenzen bzw. Frequenzbändern zugeordnet, bezeichnet man dies als spektrale Leistungsdichte oder Leistungsdichtespektrum oder auch als Leistungsspektrum (engl.: Power Spectral Density - PSD). Die Amplitude einer PSD wird mittels der Frequenz-Auflösung (Breite der Frequenzbänder) normiert, um Signale unterschiedlicher Abtastraten vergleichbar darzustellen, weswegen deren Einheit in W/Hz dargestellt ist. Dies wird auch beibehalten, wenn es sich - wie im vorliegenden Fall - bei der auszuwertenden Größe um gemessene Spannungswerte handelt und keine wirkliche Leistung bestimmt werden soll.

## Welch-Ansatz

Der Ansatz nach Peter Welch (Welch [1967]) stellt eine Methode zur Bestimmung der PSD vorrangig für nicht-ideale, verrauschte Signale dar. Im Unterschied zu anderen Verfahren (wie bspw. dem grundlegenden Periodogramm-Ansatz), findet eine Mittlung benachbarter Werte bzw. Segmente statt, wodurch unter Einbußen hinsichtlich der Frequenzauflösung der Einfluss des Signalrauschens auf das resultierende Spektrum und damit die Varianzen der PSD-Schätzung reduziert werden können. Dies wird durch eine Aufteilung des Signals in mehrere Segmente erreicht, welche zunächst separat ausgewertet werden. Üblicherweise werden die einzelnen Segmente zudem vor der Fourier-Transformation mit Fenster-Funktionen multipliziert, um einerseits die beschriebenen Auswirkungen der spektralen Streuung zu reduzieren und andererseits die mehrfach verwendeten Anfangs- und Endbereiche nicht überzugewichten und damit durch die Fensterung bedingtem Informationsverlust vorzubeugen. Im Anschluss an die Signal-Segmentierung und die Fensterung im Zeitraum, wird die DFT der Einzelsegmente und eine anschließende Mittlung durchgeführt.

Aufgrund der Verarbeitung experimentell erfasster Daten, welche unvermeidbar mit einem gewissen Signalrauschen behaftet sind, wurde im Rahmen dieser Arbeit der Welch-Ansatz unter Verwendung des Hanning-Fensters angewandt.

## 4.7 Kalibrierung

Durch generelle Alterungserscheinungen wie der Korrosion metallischer Bauteile, der Leckage definierter Gasvolumen (z.B.: bei gekapselten Drucksensoren) oder der Veränderung von Membran-Steifigkeit oder -Rückstellkraft verändert sich das Verhalten eines Messaufnehmers mit der Nutzungsdauer. Dieser als Langzeit-Drift bezeichnete Effekt äußert sich in zunehmenden Messwert-Abweichungen, welche irgendwann die eingangs bestimmte Unsicherheit übersteigen. Die Angabe zur Unsicherheit verliert somit ihre Gültigkeit. Aufgrund dieser begrenzten Langzeit-Stabilität kommt der regelmäßigen Kalibrierung der beteiligten Messtechniken bzw. der gesamten Messketten eine besondere Wichtigkeit zu. Im Zuge einer Kalibrierung wird der (mathematische) Zusammenhang zwischen physikalischem Messprinzip und angezeigter Messgröße überprüft bzw. wieder hergestellt sowie die Messwert-Abweichung neu quantifiziert. Dabei wird die zu kalibrierende Messtechnik einem exakt bekannten Zustand ausgesetzt und deren Reaktion auf diesen Zustand diesem zugeordnet. Umso genauer der mit der zu kalibrierenden Messtechnik zu messende Bereich schon im Vorhinein bekannt ist, desto genauer kann die Messtechnik auf genau diesen Bereich kalibriert werden. Eine Kalibrierung kann nur mit einer hoch genauen Referenz-Messtechnik sinnvoll durchgeführt werden, welche eine geringere Unsicherheit aufweist, als die zu realisierende Unsicherheit der zu kalibrierenden Messtechnik. Dies bedeutet, dass eine Kalibrierung nur höchstens so genau so sein kann, wie die dazu verwendete Referenz.

Detaillierte Ausführungen zur Kalibrierung der im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen verwendeten Messtechniken sind im Anhang A zusammengefasst.





# 5 Auslegung der Prüfstand Test-Sektion

Zur systematischen Untersuchung der Nachlauf-induzierten Auswirkungen auf die Statorprofil-Grenzschichten sowie das daraus resultierende Sekundärströmungssystem musste zunächst eine geeignete Test-Sektion konzipiert werden. Diese war derart zu gestalten, dass sie sich an den geometrischen Randbedingungen des zur Verwendung stehenden Prüfstand orientiert und in diesem untergebracht werden kann. Vom Grundaufbau des Prüfstandes wurden lediglich die Peripherie, das Gebläse, die Maschinenwelle sowie Zu- und Abströmgehäuse weiterverwendet. Der zu untersuchende Strömungsraum wurde jedoch komplett neu gestaltet. Dazu war zunächst ein adäquates, im Fokus der Betrachtung stehendes, Turbinen-Profil zu konzipieren, dessen Zuströmung durch einen stromauf positionierten Nachlaufgenerator variabel periodisch gestört werden kann. Die Profilform ist das Resultat einer aufwändigen Transformationsstudie zur Erreichung von Vergleichbarkeit zu technisch relevanten Strömungen, welche unter dem geringen Geschwindigkeitsniveau des Prüfandaufbaus mit einer herkömmlichen Profilform nicht gegeben war. Zur Einstellung des geeigneten Zuström-Winkels war zusätzlich ein Vorleitgitter zu entwickeln, welches im Rahmen einer am Lehrstuhl durchgeführten studentischen Abschlussarbeit durch Herrn Jörn Kreutzer (Kreutzer [2015]) geschah.

Das Resultat ist ein quasi-1,5-stufiger Aufbau, welcher speziell für die Untersuchung von Sekundärströmungen im Niedergeschwindigkeits-Turbinenringgitter konzipiert und mittels numerischer Auslegung gestaltet wurde (dargestellt in Kapitel 3, Abb. 3.2). Die numerische Auslegung erlaubt nicht nur eine weitreichende Profilstudie, sondern erlaubt auch die Vorab-Abschätzung der zu erwartenden Strömungsbedingungen. Mit deren Kenntnis konnten bereits vor Fertigstellung des Prüfstandes geeignete Messtechniken (bspw. Drucksensoren mit passendem Druckbereich) ausgewählt und beschafft werden sowie die Messkampagnen samt aussagekräftiger Betriebspunkte geplant werden.

Die dafür verwendeten Programme, das Vorgehen der Auslegung sowie die sich ergebenden Profil- bzw. Gittergeometrien werden im Folgenden vorgestellt.

## 5.1 Verwendete Software

### 5.1.1 Geometrieerstellung

Sämtliche, im Rahmen der vorliegenden Arbeit und der dafür bearbeiteten Projekte verwendeten CAD-Modelle wurden mithilfe der 3D-CAD-Software Autodesk Inventor Professional (in den Versionen 2015 und 2016) erzeugt. So auch die Geometrien zur numerischen Auslegung des Stufenverbundes aus Vorleitgitter, rotierendem Stabgitter und modifiziertem T106-Gitter, welche hinsichtlich Aerodynamik und Strukturmechanik bewertet wurden.

### 5.1.2 Vernetzung

Je nach zu vernetzender Geometrie sowie Ansprüchen an die lokale Einflussnahme auf das Netz wurden unterschiedliche Vernetzungsprogramme verwendet.

#### **ANSYS TurboGrid**

TurboGrid aus der Produktfamilie von ANSYS stellt speziell für die Vernetzung von Turbomaschinen-Geometrien optimierte Algorithmen zur Verfügung. Der "ATM Optimized" Modus ermöglicht eine weitgehend automatisierte Geometrie-Vernetzung, welcher jedoch die individuelle Einflussnahme auf die lokale Optimierung des Netzes einschränkt. Zur automatisierten Vernetzung ähnlicher Geometrien, wie sie im Rahmen einer Parametervariation zur Profilauslegung angewandt wird, kann diese Funktion aufgrund der Automatisierbarkeit der gesamten Prozesskette hingegen eine massive Zeitersparnis ermöglichen. Die Geometriestudien zur Entwicklung des T106<sup>RUB</sup>-Gitters sowie des Vorleitgitters wurden zumindest zum Teil mittels dieser automatisierten Vernetzung durchgeführt.

Die Verwendung des klassischen "Traditional" Modus erlaubt eine sehr viel detailliertere und individuellere Einflussnahme auf die Netzerzeugung, zeigt jedoch insbesondere im Hinblick auf die qualitativ hochwertige, lokale Auflösung bzw. Zell-Orientierung von Nachlauf-Pfaden weiterhin Defizite. Für detaillierte Betrachtungen der Gitter-Abströmung (Bewertung des Sekundärströmungssystems, der Nachläufe, sowie der sich ergebenden Verluste) ist somit auch dieser Modus als verbesserungswürdig zu bewerten.

#### **ANSYS ICEM**

Zur Vernetzung von allgemeinen Geometrien sowie zur Ermöglichung erhöhter Flexibilität und Einflussnahme auf das entstehende Netz bietet sich die Verwendung von ANSYS ICEM an. Zur individuellen Vernetzung wird das gesamte Strömungsfeld zunächst in eine festzulegende Anzahl an Blöcken

unterteilt, deren Netzstruktur lokal angepasst werden kann. Mit ICEM wurde das Stabgitter vernetzt.

### **TRACE G3DHexa**

Das Programm G3DHexa ist ein vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) entwickeltes und zur TRACE-Produktsuite gehörendes Vernetzungstool, welches auf die Erzeugung strukturierter Rechenetze für Turbomaschinen-Anwendungen optimiert ist. Durch die zugrundeliegende, äußerst umfangreiche, textbasierte Steuerung der Netzparameter ist eine sehr hohe individuelle Einflussnahme auf das resultierende Netz möglich. Insbesondere ermöglicht es eine zielführende lokale Anpassung des Netzes im Schaufel-Nachlauf-Pfad, bedarf jedoch aufgrund seiner fehlenden integrierten Visualisierungsmöglichkeiten ein hohes Maß an Erfahrung mit dem Umgang der Vielzahl an Parametern. Aufgrund der hohen Anforderungen an die verlässliche Bestimmung des Totaldruckverlusts, der Umlenkung, einer möglichen Ablösung, sowie der Nachlaufstärken wurde für die Vernetzung des Vorleitgitters TRACE G3DHexa verwendet, da TurboGrid keine ausreichende Kontrolle der Nachlauf-Region ermöglicht.

### 5.1.3 Strömungslöser

Die in dieser Arbeit dargestellten numerischen Berechnungen zur Auslegung des Vorleitgitters und des T106<sup>RUB</sup>-Gitters wurden mit dem kommerziellen Programm ANSYS CFX (Release 15.0) durchgeführt. In CFX werden die RANS-Gleichungen mittels eines druckbasierten, unstrukturierten Finite-Volumen-Verfahrens gelöst (Schneider u. Raw [1987]). Das Lösungsverfahren ist implizit in der Zeit und verwendet ein Rückwärts-Euler-Verfahren 2. Ordnung. Bei der Lösung des diskreten Gleichungssystems der Erhaltungsgleichungen wird zur Konvergenzbeschleunigung ein gekoppeltes algebraische Multi-Grid-Verfahren verwendet. Sämtliche Simulationen wurden unter Anwendung des Shear Stress Transport (SST) 2-Gleichungs-Turbulenzmodells nach Menter (Menter [1994]) durchgeführt. Des Weiteren wurde das  $\gamma$ -Transitionsmodell verwendet. Das Festlegen von Randbedingungen und Einstellungen des Strömungslösers zum Aufsetzen der numerischen Simulationen erfolgt im Preprocessor ANSYS CFX Pre.

### 5.1.4 Postprocessor und Visualisierung

#### **ANSYS CFX Post**

Innerhalb der ANSYS Produktfamilie erlaubt CFX Post die Darstellung und das Exportieren der Simulationsergebnisse in grafischer oder tabellarischer

Form. Vorab implementierte Turbomaschinen-spezifische Auswertungsfunktionen ermöglichen eine unkomplizierte erste Beurteilung der Ergebnisse.

### MathWorks MATLAB

Mit MATLAB (in den verwendeten Versionen 2017 und 2018) stellt der Anbieter MathWorks eine Produktsuite zur numerischen Lösung mathematischer Probleme bereit, welche neben der numerischen Simulation insbesondere zur Datenerfassung, Datenanalyse und -auswertung eingesetzt wird. Mittels in MATLAB bereits verfügbarer sowie eigens programmierter Routinen wurde die gesamte Datenverarbeitung und deren Auswertung sämtlicher experimentell ermittelter Messdaten, als auch der Simulationsdaten durchgeführt. Weiterhin stellt MATLAB umfangreiche Möglichkeiten zur graphischen Visualisierung der Daten bereit. Der Großteil der erstellten Grafiken wurde mittels MATLAB erzeugt.

### Tecplot 360

Die Produktsuite Tecplot 360 (verwendete Versionen bis einschließlich 2018 R2) des Anbieters Tecplot bietet weitreichende Möglichkeiten zur Visualisierung und Analyse von experimentellen oder numerischen Datensätzen. Auch die Möglichkeiten von Tecplot wurden zur Visualisierung der Datensätze genutzt.

## 5.2 Auslegung des T106<sup>RUB</sup>-Gitters

Innerhalb der DFG-Verbundprojekte PAK530 sowie PAK948, in deren Rahmen die vorliegende Arbeit entstanden ist, dient das vielfach in ähnlichen Untersuchungen verwendete T106-Turbinenprofil ( $Ma_{is,ab,Design} = 0,59$ ) als das Referenzdesign für die Untersuchung von Turbinenströmungen. Aufgrund der Diskrepanz zwischen Auslegungs-Machzahl des Profils und der im vorliegenden Niedergeschwindigkeits-Prüfstand erreichbaren Abström-Machzahl von  $Ma_{is,ab} \approx 0,1$ , kann das Original-Profil nicht verwendet werden. Um dennoch entsprechende Untersuchungen unter vergleichbaren Bedingungen durchführen zu können, wurde eine umfangreiche RANS-basierte Transformations-Prozedur des zugrundeliegenden T106-Profiles zum neu entwickelten T106<sup>RUB</sup>-Profil durchgeführt. Auf diese Weise können sowohl Kompressibilitäts- als auch Grenzschichteffekte kompensiert werden. Die seitens des Originalprofils vorgegebenen Randbedingungen (Strömungswinkel in Zu- und Abströmung, Reynoldszahl, das Verhältnis aus Teilung zu Sehnenlänge im Mittelschnitt sowie die Sehnenlänge) werden beibehalten.

### 5.2.1 Vorgehen

Das Ziel der Transformation ist das Erreichen einer vergleichbaren  $c_p$ -Verteilung (lokaler Schaufeldruck, entdimensioniert) entlang der Schaufeloberfläche im Mittelschnitt sowohl im vorgegebenen Designfall als auch im Niedergeschwindigkeitsfall des vorliegenden Prüfstands. Dabei kann  $c_p$  auf verschiedene Arten definiert sein. Für den Vergleich wurde es wie folgt über den jeweiligen lokalen statischen Druck entlang der Schaufeloberfläche  $p(x)$ , sowie den Drücken in der Schaufel-Zuströmung definiert:

$$c_p = \frac{p_x - p_{zu}}{p_{t,zu} - p_{zu}}. \quad (5.1)$$

Eine Einhaltung der  $c_p$ -Verteilung stellt eine äquivalente Grenzschichtentwicklung, einen beibehaltenen Druckgradienten entlang der Schaufeloberfläche und letztendlich einen vergleichbaren Profilverlust sicher (Giovannini u. a. [2016]). Im Sinne der Vergleichbarkeit sollte insbesondere die Situation auf der Saugseite mit guter Übereinstimmung nachgebildet werden, da dort aufgrund der typischen starken Verzögerung im hinteren Bereich bis zu 85 % der Profilverluste entstehen (Curtis u. a. [1997]).

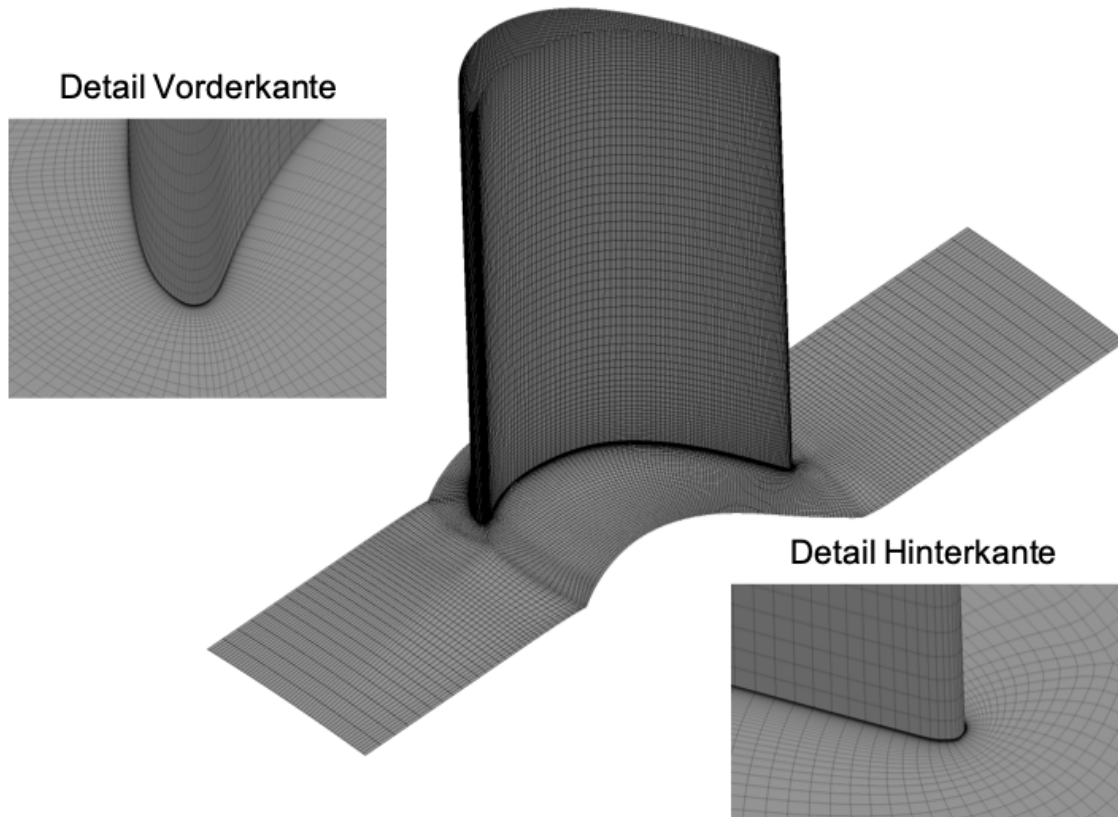
Unter Berücksichtigung der durch das Originalprofil vorgeschriebenen Randbedingungen (s.o.) wurde die T106-Profilgeometrie entlang der Druck- und Saugseite stückweise mit dem Ziel des Erreichens einer vergleichbaren  $c_p$ -Verteilung abgeändert. Dazu wurde die T106-Profilgeometrie parametrisiert und lokal derart modifiziert, dass eine kontinuierliche Profilform gewährleistet blieb.

### 5.2.2 Netzgenerierung

Infolge der Vielzahl an untersuchten Profil-Modifikationen wurde der Prozess der Vernetzung mittels der in ANSYS TurboGrid mit dem ATM Optimized Modus gegebenen Möglichkeiten automatisiert. Dabei wurde die Geometrie des original T106-Gitters als Basis verwendet und ausgehend von einem manuell erstellten und hinsichtlich der relevanten Qualitätsparameter optimierten Netzes die Parameter für die automatisierte Vernetzung abgeleitet. Die im Rahmen dieser Studie als Ziel- und Bewertungsgröße verwendete Druckverteilung entlang des Profils korreliert nur schwach mit lokaler Netzverfeinerung fernab der eigentlichen Profilgeometrie, weswegen die Verwendung des automatisierten Modus in diesem Fall als gerechtfertigt bewertet wird.

Mittels einer Rechengitter-Zielgröße von 1,0 Million Elementen, einer Expansionsrate in den Grenzschichten von 1, 12, 30 Element-Schichten in den Grenzschichten sowie 140 Schichten in Schaufelhöhen-Richtung ergeben sich für die Transformationsstudie vergleichbare Block-strukturierte Gitter. Das aus

1,25 Million Elementen bestehende Rechengitter für das finale Profil-Design ist in Abb. 5.1 dargestellt. Weitere Zielgrößen sind gemittelte  $y^+$ -Werte an den Seitenwänden von  $y^+ \geq 40$  und auf dem Profil von  $\mathcal{O}(1)$ .



**Bild 5.1:** Finales Rechengitter im Rahmen der Profil-Transformationsstudie mit 1,25 Million Elementen, erzeugt mit ANSYS TurboGrid R15

### 5.2.3 Modell- und Solver-Einstellungen

#### Randbedingungen am Ein- und Austritt

Zum Zeitpunkt der Profil-Auslegung bestand die finale, auszulegende Beschau- felung und somit der vollständige Prüfstandsaufbau noch nicht. Aus diesem Grund wurden die - zum Zeitpunkt der Auslegungsphase - aktuellsten experi- mentellen Untersuchungen eines vergleichbaren Aufbaus des vorliegenden Prüfstandes zur Auslegung verwendet. So wurden als Randbedingungen am Eintritt in das Rechengebiet den experimentellen Untersuchungen aus (Klein [2006]) entsprechend die über die Fläche gemittelten Größen der Totaltem- peratur  $T_{t,\text{ein}} = 288,15 \text{ K}$  und des Totaldrucks  $p_{t,\text{ein}} = 0,9981 \cdot p_{\text{atm}}$  mit  $p_{\text{atm}} = 101\,325 \text{ Pa}$  vorgegeben. Durch die Beibehaltung der Strömungswinkel am Ein- und Austritt des Original-T106-Gitters standen die essentiellen Grö- ßen somit fest. Über den zu erwarteten Turbulenzgrad bestand keine Kenntnis,

weswegen dieser zu  $Tu = 5\%$  abgeschätzt wurde. Der Vollständigkeit halber wurden für einige Konfigurationen abweichende Turbulenzgrade von  $Tu = 1\%$  oder  $Tu = 10\%$  untersucht. Auf die Findung der finalen Profilgeometrie hat eine Variation des Turbulenzgrades jedoch keinen essentiellen Einfluss gezeigt. Im Rahmen der T106<sup>RUB</sup>-Profil-Studie wurden alleinig stationäre 3D-Rechnungen durchgeführt.

Am Austritt des Rechengebietes wird der ebenfalls aus den herangezogenen experimentellen Untersuchungen (Klein [2006]) bekannte Massenstrom von  $\dot{m} = 12,8 \text{ kg/s}$  vorgegeben.

### **Bedingungen an den Wänden**

Die festen Wände an Nabe, Gehäuse sowie an den Schaufelprofilen selbst werden als adiabate und hydraulisch glatte Wände unter Einhaltung der Haftbedingung modelliert. Die Seitenwände (Nabe und Gehäuse) werden als konzentrisch zueinander positionierte Zylindergeometrien vorgegeben. Die untersuchten Profile sind allesamt zylindrisch (somit nicht verwunden etc.) und können somit über zwei zweidimensionale Profilschnitte an Nabe und Gehäuse vorgegeben werden.

### **Interfaces**

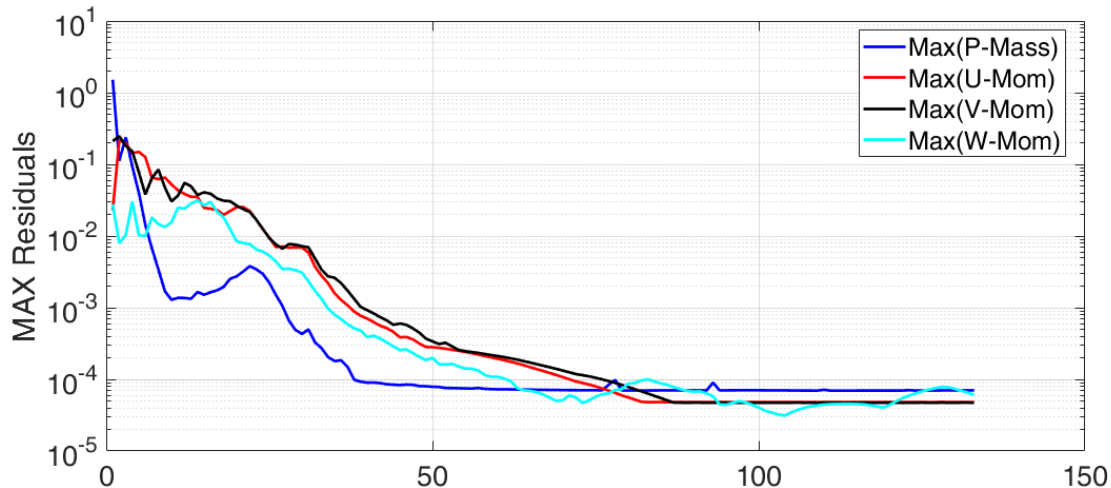
Unter Verwendung periodischer Randbedingungen und der Ausnutzung der Rotationssymmetrie des Aufbaus wird lediglich eine Einzelpassage des Gitters modelliert. Weiterhin wurde darauf geachtet, dass an den umfangsperiodischen Rändern 1 : 1 Verknüpfungen vorliegen, sodass hier eine direkte Übergabe der Strömungsgrößen erfolgen kann.

### **Fluid**

Aufgrund der Aufstellung des Prüfstandes in der Prüffeldhalle und der ganzjährigen Verwendung von Hallenluft auf recht gleichbleibendem Atmosphären-Niveau, wird das Fluid als ideales Gas mit einer konstanten Viskosität betrachtet.

### **Weitere Solver-Einstellungen**

Sämtliche Rechnungen wurden unter Anwendung von doppelter Genauigkeit durchgeführt. Als Ziel-Residuum der numerischen Berechnungen wurde  $10^{-6}$  gesetzt, wobei die Rechnungen bei dauerhaftem Unterschreiten der Maxima der Erhaltungsgleichungen-Residuen von  $10^{-4}$  als auskonvergiert angesehen werden. Die entsprechenden Residuen sind beispielhaft in Abb. 5.2 für das finale Design dargestellt.



**Bild 5.2:** Maximale Residuen der Erhaltungsgleichungen über die Iterationsschritte, Rechnung durchgeführt mit ANSYS CFX, Release 15.0

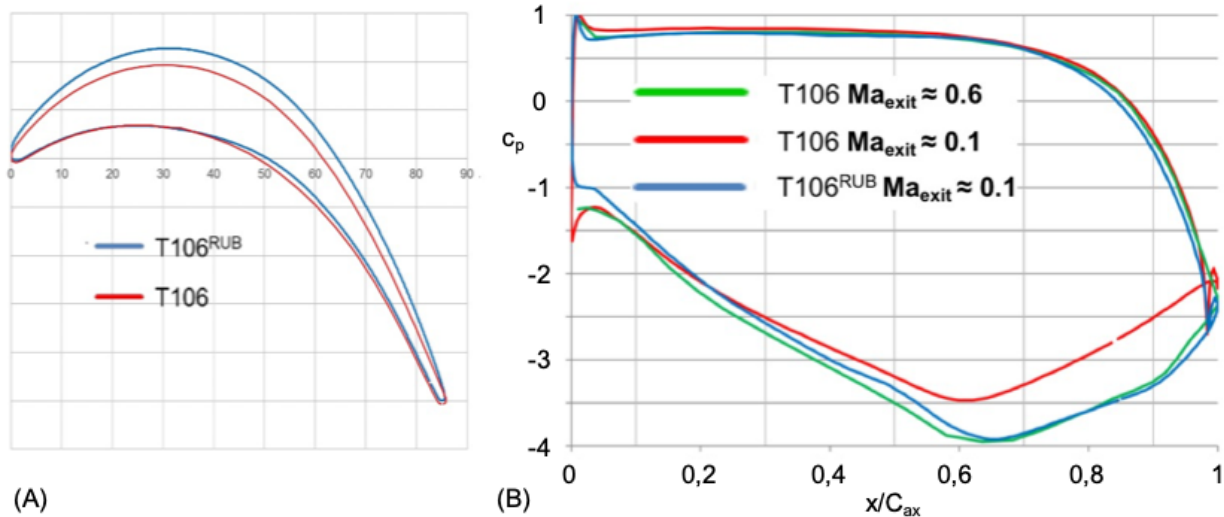
#### 5.2.4 Ergebnisse der Profiltransformation

Das Resultat der Transformation ist ein zylindrisches Profil abgeänderter Dicken- und Krümmungsverteilungen entlang der Saug- und Druckseite mit einer Sehnenlänge von  $C = 100$  mm, einer Höhe von  $H = 170$  mm im Ringgitter-Schaufelverbund aus 60 Schaufeln. In Abb. 5.3 (A) sind sowohl das Original T106-Profil (rot) sowie das aus der Transformationsstudie resultierende T106<sup>RUB</sup>-Profil (blau) dargestellt. Eine offensichtliche Aufdickung des Profils wurde durchgeführt, welche sich in einer erhöhten Krümmung der Saugseite auswirkt. Der Verlauf der Druckseite konnte im vorderen Bereich nahezu beibehalten werden, weist eine verringerte Krümmung im mittleren Bereich sowie eine stärkere Krümmung im hinteren Bereich auf.

In Abb. 5.3 (B) sind zunächst die  $c_p$ -Verteilungen des Original T106-Profiles im Auslegungspunkt (grün) sowie im Niedergeschwindigkeitsfall bei Betrieb mit den zu erwartenden Prüfstandsbedingungen (rot) gegenübergestellt. Offensichtlich weicht im Niedergeschwindigkeitsfall insbesondere die saugseitige Strömung massiv vom Design-Fall ab, da die Strömung im vorderen und mittleren Schaufelbereich nicht ausreichend beschleunigt werden kann. Zusätzlich ist die  $c_p$ -Verteilung des transformierten T106<sup>RUB</sup>-Profils (blau) im Niedergeschwindigkeitsfall dargestellt, welche eine erheblich verbesserte Übereinstimmung mit der vorgegebenen Schaufeldruckverteilung (grün) zeigt.

Mittels der Transformation lassen sich die Beschränkungen des Prüfstandes hinsichtlich der Machzahl und die daraus resultierenden, erheblichen Unterschiede in der Profilmströmung zwischen Design- und dem durch den Prüfstand vorgegebenen Fall berücksichtigen. Die Auslegungsstudie wurde für eine konstante Reynoldszahl von  $Re_{is} = 200.000$  und unter der Annahme einer





**Bild 5.3:** Vergleich der Profilgeometrien von T106 (rot) und T106<sup>RUB</sup> (blau) (A).  $c_p$ -Verteilungen des T106-Profiles bei  $Ma_{is,ab,Design} = 0,59$  und  $Ma_{is,ab} = 0,1$  sowie des T106<sup>RUB</sup>-Profils bei  $Ma_{is,ab} = 0,1$  (B)

vollturbulenten Zuströmung durchgeführt, da zum Zeitpunkt der Auslegung keine detaillierten Informationen zum Turbulenzgrad der Zuströmung oder den Grenzschichten vorlag. Wie von Giovannini (Giovannini u. a. [2016]) und Marconcini (Marconcini u. a. [2012]) in vergleichbaren Profiltransformationen gezeigt werden konnte, sind diese vereinfachenden Annahmen hinsichtlich einer realitätsnahen Abbildung der zeitlich-gemittelten Profilmströmung gerechtfertigt, auch wenn im Anwendungsfall transitionale Strömung und variierende Reynoldszahlen vorliegen.

## 5.3 Auslegung des Vorleitgitters

Zur Einstellung des vom T106<sup>RUB</sup> benötigten Zuströmwinkels ( $\alpha_{T106,zu}$ ) wird stromauf der T106<sup>RUB</sup> Schaufelreihe ein Vorleitgitter (IGV) angeordnet, welches die Umlenkung der axialen Zuströmung realisiert. Neben der Einstellung des vom T106<sup>RUB</sup> benötigten Zuströmwinkels soll die Erfüllung der Umlenkaufgabe möglichst ohne Ablöseerscheinungen erfolgen. Zusätzlich sind schwach ausgeprägte Nachläufe des Vorleitgitters durch eine möglichst verlustarme Umströmung zu realisieren.

### 5.3.1 Vorgehen

Zur zielgerichteten Auswahl einer geeigneten Schaufelprofilgeometrie wurde auf die von der National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) in den 1930er Jahren entwickelten und experimentell auf das aerodynamische

Verhalten untersuchten, 4-ziffrigen NACA-Profilen zurückgegriffen. Die 4 Ziffern definieren ihrer Reihenfolge nach grundlegende geometrische Größen des Profils. So gibt die erste Ziffer die Wölbung  $f_w$  in Prozent der Sehnenlänge  $l_s$ , die zweite Ziffer die Wölbungsrücklage  $x_f$  in Zehnteln der Sehnenlänge  $l_s$  sowie die beiden letzten Ziffern die maximale Dicke  $d_p$  in Prozent der Sehnenlänge  $l_s$  an. Durch die Variation dieser Parameter lässt sich eine Vielzahl unterschiedlicher Profile für unterschiedlichste Einsatzzwecke erzeugen. Für detaillierte Informationen zur Geometrie und der mathematischen Beschreibung dieser Profilkonturen sei an dieser Stelle auf Jacobs u. a. [1932] oder Kreutzer [2015] verwiesen.

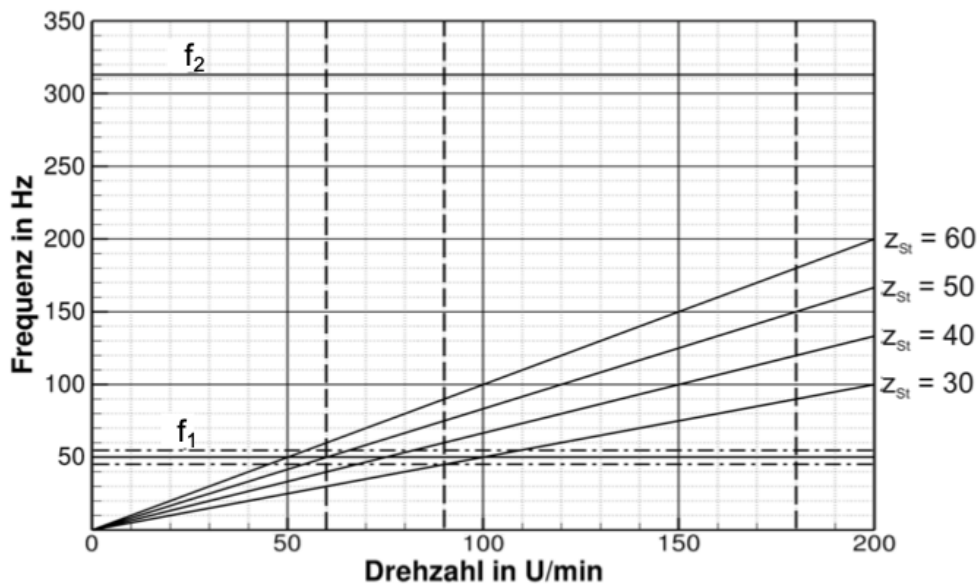
Im Rahmen der Profilauswahl wurden 42 Profilformen in unterschiedlichen Gitterkonfigurationen (Staffelungswinkel, Teilung) in einer umfangreichen numerisch-gestützten Studie miteinander verglichen, entsprechend der aerodynamischen Forderungen bewertet und die favorisierten Geometrien anhand weiterer Kriterien analysiert (Kreutzer [2015]). Eine individuelle Anpassung des Gitter-Staffelungswinkels war notwendig, da die Wölbungswinkel (und somit die Umlenkung der verschiedenen Profile) unterschiedlich sind und weiterhin die Schaufelanzahl (bzw. Teilung) die Güte der Umlenkung (etwaige Fehlströmung durch Minderumlenkung) ebenfalls beeinflusst.

Zur Reduzierung des Fertigungsaufwandes wird die geringste Schaufelanzahl zur Erfüllung der Umlenkaufgabe ohne das Auftreten sichtbarer Ablöseerscheinungen angestrebt.

### 5.3.2 Auswahl der Schaufel-Anzahl

Hinsichtlich der Festlegung der Schaufelanzahl im Gitterverbund sind sowohl numerisch-relevante als auch schwingungstechnische Aspekte zu berücksichtigen. Zur adäquaten Durchführung von instationären Simulationen des gesamten Setups aus Vorleitgitter, rotierendem Stabgitter und T106<sup>RUB</sup>-Gitter sollten die Teilungen der einzelnen Schaufel- bzw. Stab-Reihen aufeinander abgestimmt sein. Bei geeigneter Wahl der Teilungen werden numerische Rechengebiete mit weniger Passagen möglich. Aufgrund der bereits festgelegten Teilung bzw. Schaufel-Anzahl des T106<sup>RUB</sup>-Gitters von 60 Schaufeln sowie den Stabanzahlen des Stabgitters von 40, 60 und 120 bieten sich für das Vorleitgitter Schaufelanzahlen  $z_{IGV}$  von 30, 40 oder 60 an.

Neben dem numerischen Aspekt muss ebenfalls eine Schwingungsanalyse durchgeführt werden. Es ist sicherzustellen, dass unter den zu erwartenden Betriebsdrehzahlen des rotierenden Stabgitters Resonanz-freier Betrieb und somit ausreichender Sicherheitsabstand zwischen den Eigenfrequenzen der Einzelstäbe und den Drehzahl-abhängigen Anregungsfrequenzen möglich ist. Die Bestimmung der Stab-Eigenfrequenzen erfolgt mit Kenntnis des Werkstoffs, der Geometrie des Stabs, der einseitigen Einspannung in der Rotor-Scheibe und der zu erwartenden Rotor-Drehzahlen.



**Bild 5.4:** Campbell-Diagramm für die Untersuchung möglicher Resonanzen von rotierendem Stabgitter und Vorleitgitter (Kreutzer [2015])

Abbildung 5.4 zeigt das Resultat der Schwingungsanalyse mittels eines Campbell-Diagramms, in welchem zu erwartende Frequenzen über der Drehzahl aufgetragen sind. Dargestellt sind zum Einen die beiden ersten Eigenfrequenzen des Stabs bei  $f_{\text{Stab},1} \approx 50 \text{ Hz}$  und  $f_{\text{Stab},2} \approx 314 \text{ Hz}$ . Aufgrund der recht geringen Drehzahlen von maximal etwa  $n_{\text{max}} 200 \text{ 1/min}$  ist keine ausgeprägte Änderung der Eigenfrequenzen mit steigenden Drehzahlen zu verzeichnen (Kreutzer [2015]). Zum Anderen sind die sich ergebenden, sehr wohl Drehzahl-abhängigen Anregungen für die infrage kommenden Vorleitgitterreihen mit Schaufelanzahlen  $z_{\text{IGV}}$  des Vorleitgitters von 30, 40, 50 oder 60 sowie die zu erwartenden Drehzahlen  $n$  der anzufahrenden Betriebspunkte als senkrechte Geraden bei  $60 \text{ 1/min}$ ,  $120 \text{ 1/min}$  und  $180 \text{ 1/min}$  eingetragen. Das Campbell-Diagramm dient der Identifikation von Schnittpunkten zwischen Struktur-Eigenfrequenzen (in diesem Fall der Stäbe) und der Drehzahl-abhängigen Anregung, welche zur Verhinderung von Resonanzfällen zu vermeiden sind. In der dargestellten Konfiguration ist lediglich ein problematischer Resonanzfall bei der Kombination von  $z_{\text{IGV}} = 50$  Vorleitgitterschaufeln und der ersten Stab-Eigenfrequenz für den Betrieb bei  $n = 60 \text{ 1/min}$  zu identifizieren. Allerdings würde diese Schaufelzahl von 50 auch keine effiziente numerische Berechnung ermöglichen, weswegen sie nicht weiter betrachtet wird. Infrage kommen somit noch die Schaufelzahlen 30, 40 oder 60.

### 5.3.3 Netzgenerierung und Gitternetzstudie

Infolge der Vielzahl an untersuchten NACA-Profilen mit unterschiedlichen Staffelungswinkeln und Schaufelteilungen erfolgt der Prozess der Vernetzung auch hier automatisiert mit Hilfe des ATM Optimized Modus von ANSYS TurboGrid. Die Bewertung der finalen Geometrie findet im Anschluss an einem individuell angepassten Rechengitter, erzeugt mit G3DHexa statt.

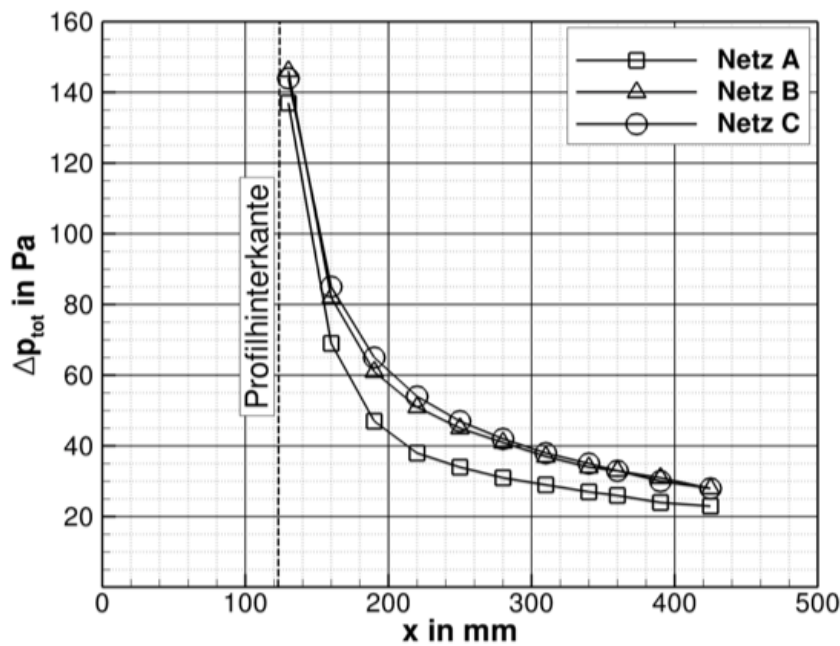
Das Referenznetz für die automatisierte Vernetzung im Rahmen der Profilstudie wird anhand des Profils NACA-6516 erzeugt, da dieses das geometrische Mittel sämtlicher zu untersuchender Geometrien darstellt. Die Gitternetzstudie wurde anhand von drei Rechengittern (A, B, C: siehe Tabelle 5.1) durchgeführt.

Netz	Elemente	$\bar{y}_N^+$	$\bar{y}_G^+$	$\bar{y}_P^+$	$W_{\min}$	$W_{\max}$	$AR_{\max}$	$VC_{\max}$
A	0,5 Mio.	40,3	38,4	0,81	44	136	2600	4,7
B	1,5 Mio.	40,3	38,6	0,87	49	131	2200	3,6
C	4,5 Mio.	40,4	38,7	0,89	49	130	1560	2,4

**Tabelle 5.1:** Parameter und Güte-Kriterien der TurboGrid-Netze A, B, C. Abkürzungen wie folgt: N: Nabe; G: Gehäuse; P: Profil; W: Winkel; AR: Aspect Ratio; VC: Volume Change (Kreutzer [2015])

Die Netze werden anhand der Ausmischung des Schaufel-Nachlaufs im Mittelschnitt bewertet, da auch dies eine der wichtigsten Zielgrößen der Profilstudie ist. Aufgrund der Fokussierung der Auswertung zunächst auf die Umströmung der Profile im Mittelschnitt und unter Zurückstellung von Seitenwand-Effekten wurden die drei Netze derart erzeugt, dass auf dem eigentlichen Schaufelprofil ein dimensionsloser Wandabstand von  $y^+ \leq 1$  eingehalten wird und so mit etwa 20 Rechelementen in wandnormaler Richtung in der Grenzschicht ein Low-Reynolds-Ansatz für die Beschreibung der Profilgrenzschichten angewandt werden kann. An den Seitenwänden soll die Grenzschicht-Auflösung mittels Wandfunktionen erfolgen, hier wird  $y^+ \approx 40$  gewählt. Damit wird die Bedingung von  $y^+ \geq 30$  zur Erfüllung der Gültigkeit des logarithmischen Wandgesetzes erfüllt. Insgesamt kann auf den Verzicht eines Low-Reynolds-Ansatzes an den Seitenwänden der numerische Aufwand erheblich reduziert werden.

Abbildung 5.5 verdeutlicht die Abhängigkeit des Nachlauf-Ausmischverhaltens von der Netzauflösung. Dargestellt ist die Differenz zwischen geringstem Totaldruck im Nachlauf und der ungestörten Passagen-Abströmung im Mittelschnitt und somit die "Tiefe" der Nachlaufdelle. Es wird deutlich, dass die an den jeweiligen axialen Positionen betrachteten Totaldruckdifferenzen mit einer erhöhten Netzauflösung und den damit einhergehenden zusätzlichen Rechelementen ansteigen. So scheint unter Verwendung des größten Netzes A



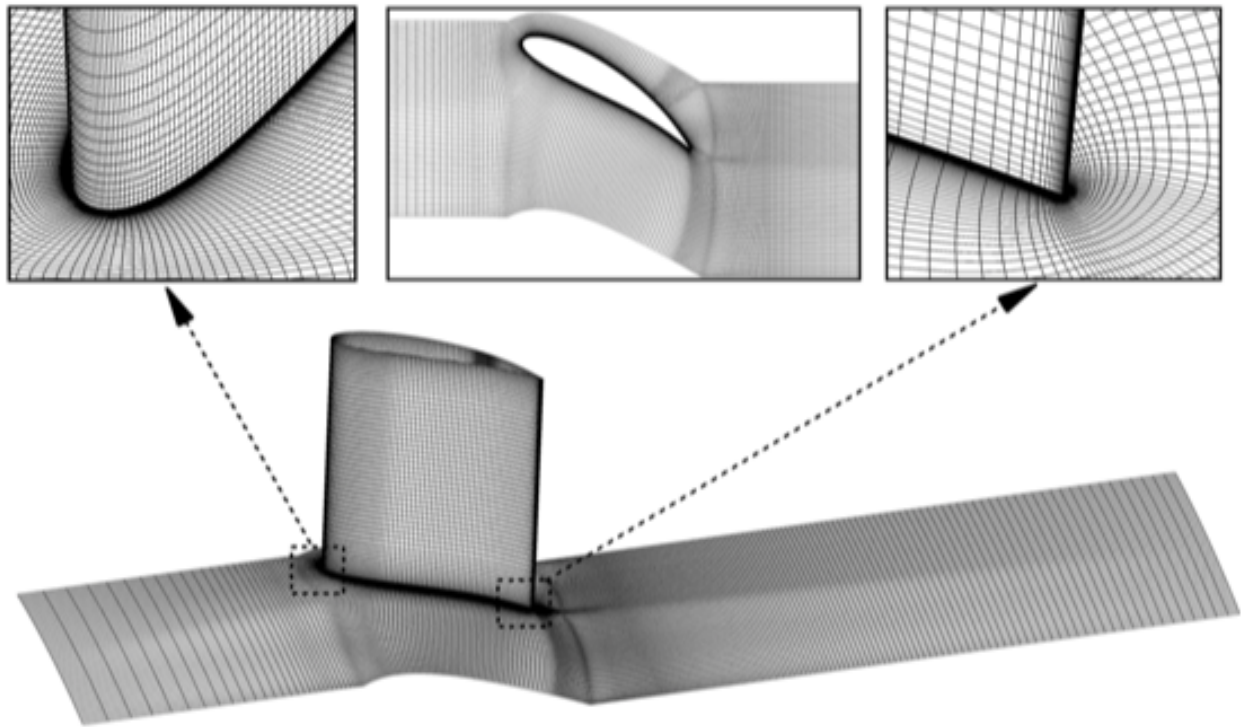
**Bild 5.5:** Gitternetzstudie mit ANSYS TurboGrid: Entwicklung des Totaldruckverlusts über die axiale Lauflänge (Kreutzer [2015])

ein deutlich niedrigeres Totaldruckdefizit im Nachlauf vorhergesagt zu werden, als mit den feineren Netzen B und C. Die Ursache hierfür scheint die nicht ausreichende Rechenelementanzahl im Gitternachlauf zu sein, wodurch die Approximation des Nachlauf-Zentrums mit dem dortigen niedrigsten Totaldruck nicht zufriedenstellend gelingt. Der Vergleich von Netz B und C allerdings zeigt einen nur geringen Einfluss bei der Beschreibung des Totaldruckdefizits. Hinsichtlich des zufriedenstellenden Kompromisses aus numerischem Aufwand und Vorhersage der Zielgröße wird für die Parameterstudie zur Profilfindung Netz B als Referenznetz verwendet.

Abbildung 5.6 zeigt das Referenznetz für das beschriebene "mittlere" Profil NACA-6516 für einen Gitterverbund von 30 Schaufeln. Zu erkennen sind die lokalen Netzverfeinerungen in den Bereichen der Vorder- und Hinterkante, welche der verbesserten Approximation von Ablöseerscheinungen dienen. Infolge des blockstrukturierten Netzaufbaus können diese Verfeinerungen nicht nur lokal eingebracht werden, sondern ziehen sich auch durch die Passage bis zum Rand des Rechengebietes.

### 5.3.4 Modell- und Solver-Einstellungen

Die Austrittsebene liegt bei  $x = 580$  mm und ist somit etwa 3 Sehnenlängen von der Profilhinterkante des Vorleitgitters entfernt. Diese Ebene liegt deutlich stromab des zu platzierenden T106<sup>RUB</sup>-Gitters und bietet somit ausreichende



**Bild 5.6:** Referenznetz, erzeugt mit ANSYS TurboGrid für das Profil NACA-6516 für 30 Schaufeln (Kreutzer [2015])

Möglichkeiten zur Analyse des Vorleitgitter-Ausmischverhaltens. Die weiteren Einstellungen sind äquivalent mit denen der T106-Profilstudie.

### 5.3.5 Ergebnisse der Parameterstudie

#### Bewertung mittels Entropieverlustkoeffizienten

Die Vorauswahl zur Beurteilung der aerodynamischen Eigenschaften der Profile erfolgt anhand einer Verlustbetrachtung. Starke Ablösungen induzieren hohe Verluste, welche sich in der Verlustbetrachtung widerspiegeln. Diejenigen Profile mit den geringsten Verlusten werden anschließend einer detaillierteren Betrachtung unterzogen. Als Bewertungsgröße soll der Entropieverlustkoeffizient  $\zeta_s$  verwendet werden, welcher nach Denton (Denton [1993]) für Turbinen-Konfigurationen über die Entropiedifferenz  $\Delta s$ , die Totaltemperatur am Austritt  $T_{t,2}$  und die Enthalpien  $h_{t,2}$  und  $h_2$  folgendermaßen definiert ist:

$$\zeta_s = \frac{T_{t,2} \cdot \Delta s}{h_{t,2} - h_2}. \quad (5.2)$$

Dabei wird die Entropiedifferenz über das gesamte Rechengebiet gebildet und wie folgt bestimmt:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln(T_{t,2}/T_{t,1}) - R \cdot \ln(p_{t,2}/p_{t,1}). \quad (5.3)$$

Aufgrund der konstanten Totaltemperatur bei den hier betrachteten adiabaten Strömungsvorgängen in nicht-rotierenden Schaufelreihen vereinfacht sich die Berechnung zu:

$$\Delta s = -R \cdot \ln(p_{t,2}/p_{t,1}). \quad (5.4)$$

Die Entropiedifferenz lässt sich somit in diesem Fall direkt auf den Totaldruckverlust bzw. den -Quotienten zurückführen.

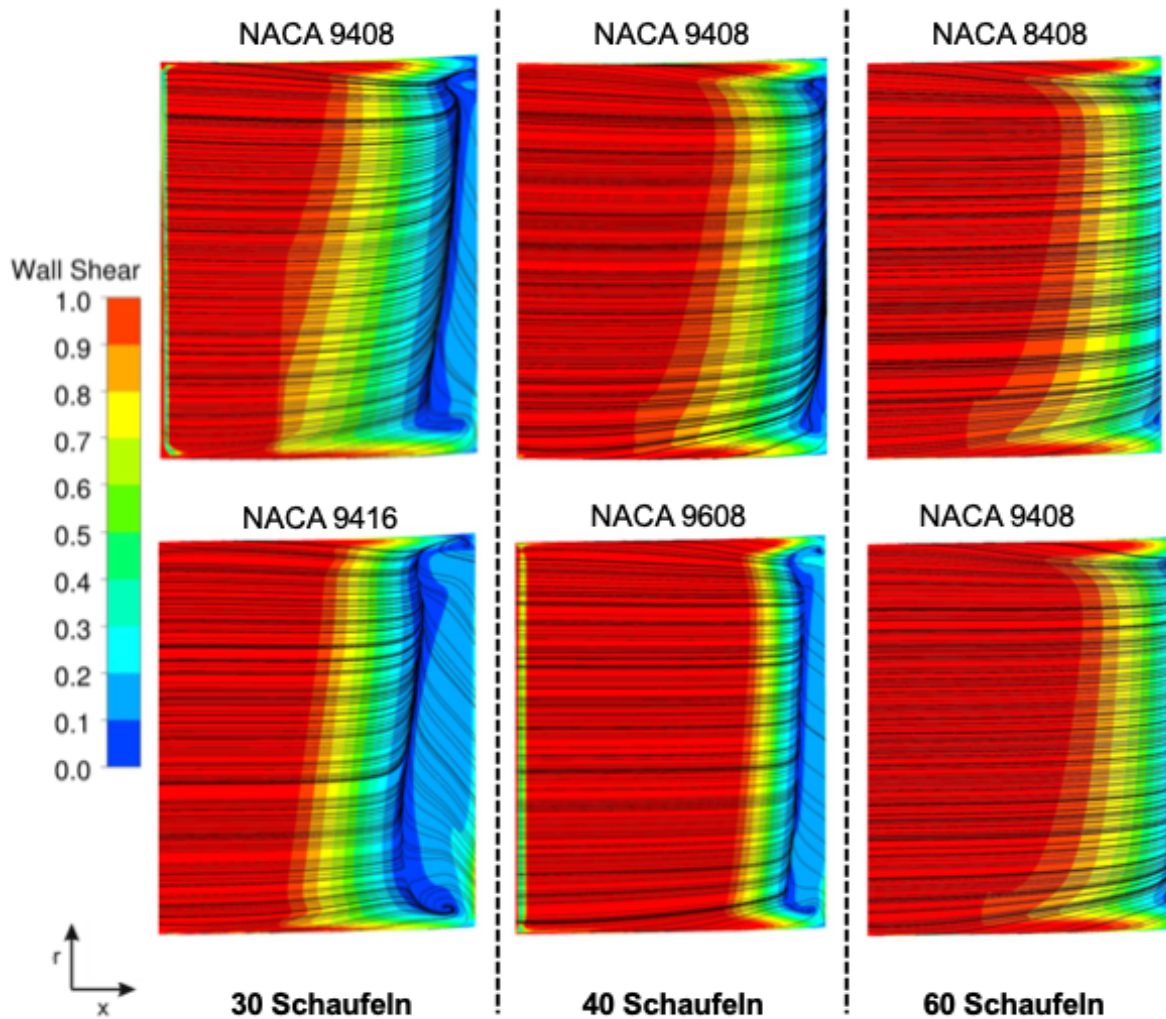
### Untersuchungen für einen Gitterverbund aus 30, 40 und 60 Schaufeln

Im Folgenden werden anhand von Abb. 5.7 für einen Gitterverbund von 30, 40 und 60 Schaufeln jeweils die beiden Profile mit dem geringsten mittleren Entropieverlustkoeffizienten unter Einbeziehung des saugseitigen Grenzschichtzustandes diskutiert.

Für einen Gitterverbund aus 30 Vorleitgitterschaufeln zeigen die NACA-Profile 9408 und 9416 und somit zwei Profile mit starker Wölbung (9 als erste Ziffer) und 40 % Wölbungsrücklage (4 als zweite Ziffer) die geringsten Entropieverlustkoeffizienten, weswegen diese beiden Profile detaillierter untersucht wurden. Abbildung 5.7 (links) zeigt die saugseitige Wandschubspannungen  $\tau_W$  und die auf die Profile projizierten Stromlinien der beiden Profile. Deutlich zu erkennen sind großflächige Ablösegebiete im hinteren saugseitigen Bereich auf beiden Profilen anhand des Rückgangs der Wandschubspannung auf  $\tau_W = 0$ . Eine zufriedenstellende Umlenkung ohne saugseitige Strömungsablösung erscheint mit nur 30 Schaufeln nicht möglich.

Analog wurde die Verlustbetrachtung für einen Gitterverbund aus 40 Schaufeln durchgeführt (Abb. 5.7 (mitte)). Zu erkennen ist eine erhebliche Verbesserung der saugseitigen Strömungsführung und eine stromab verschobene Ablösung. Aufgrund der dennoch vorhandenen Ablösung stromauf der Hinterkante wird ebenfalls die Konfiguration mit 60 Schaufeln betrachtet.

Für einen Gitterverbund aus 60 Schaufeln zeigt Abbildung 5.7 (rechts) die Situationen für die verlustärmsten Profile 8408 und 9408. Die Ablöse-Neigung konnte durch die Erhöhung der Leitschaufelanzahl erneut verringert werden, so dass lediglich an den Sekundärströmungs-geprägten Bereichen an Gehäuse und Nabe Ablösung zu befürchten ist. Eine weitere Erhöhung der Schaufelzahl auf über 60 lässt keine nennenswerten Optimierungen hinsichtlich der erreichten Umlenkung zu, erhöht aufgrund der umströmten Fläche die Gesamtgitterverluste jedoch deutlich. Obwohl die Unterschiede der beiden Profile gering sind, scheint das 8408 eine leicht erhöhte Sicherheit im Bereich der



**Bild 5.7:** Wandschubspannung  $\tau_w$  und projizierte Stromlinien auf der Saugseite der ausgewählten NACA-Profile bei 30, 40 und 60 Vorleitgitterschaufeln (Kreutzer [2015])

Hinterkante gegenüber Ablösung zu bieten, weswegen dieses Profil favorisiert wird und nach weiterer detaillierter Analyse von Inzidenz- und Ausmischverhalten sowie weiteren Berechnung mit erhöhter und lokal optimierter Netzauflösung (Kreutzer [2015]) als geeignetes Vorleitgitterprofil in einem Verbund aus 60 Schaufeln festgelegt wird.



# 6 Experimentelle Untersuchung der T106<sup>RUB</sup>-Zuströmung

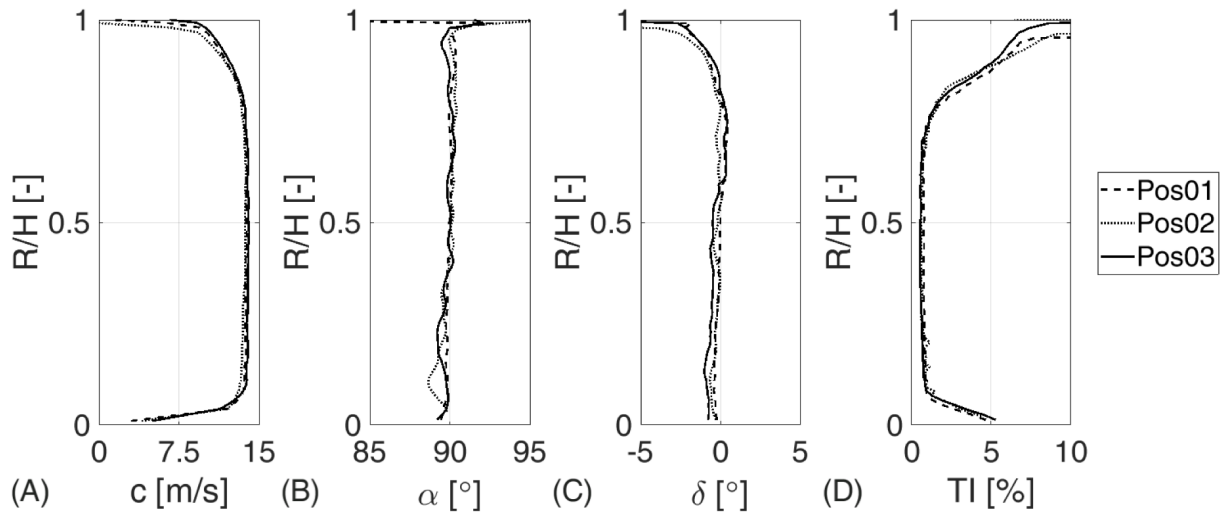
Innerhalb des betrachteten Aufbaus sind stromauf des im Fokus der Untersuchungen stehenden T106<sup>RUB</sup>-Gitters sowohl das Vorleitgitter, als auch der rotierende Nachlauferzeuger angeordnet. Zur Analyse der im T106<sup>RUB</sup>-Gitter ablaufenden Strömungsvorgänge und deren Beeinflussung durch stromauf generierte Strukturen werden im Folgenden zunächst die Zu- und Abströmbedingungen dieser Reihen mittels stationärer und/oder zeitaufgelöster Betrachtung bewertet. Die Betrachtung folgt dabei der Strömungsrichtung wie folgt:

- Vorleitgitter-Zuströmung (Ebene 0)
- Vorleitgitter-Abströmung bzw. Nachlauferzeuger-Zuströmung (Ebene 1)
- Nachlauferzeuger-Abströmung bzw. T106<sup>RUB</sup>-Zuströmung (Ebene 2)
- T106<sup>RUB</sup>-Abströmung (Ebenen 3.1 und 3.2)

## 6.1 Charakterisierung der Vorleitgitter-Zuströmung

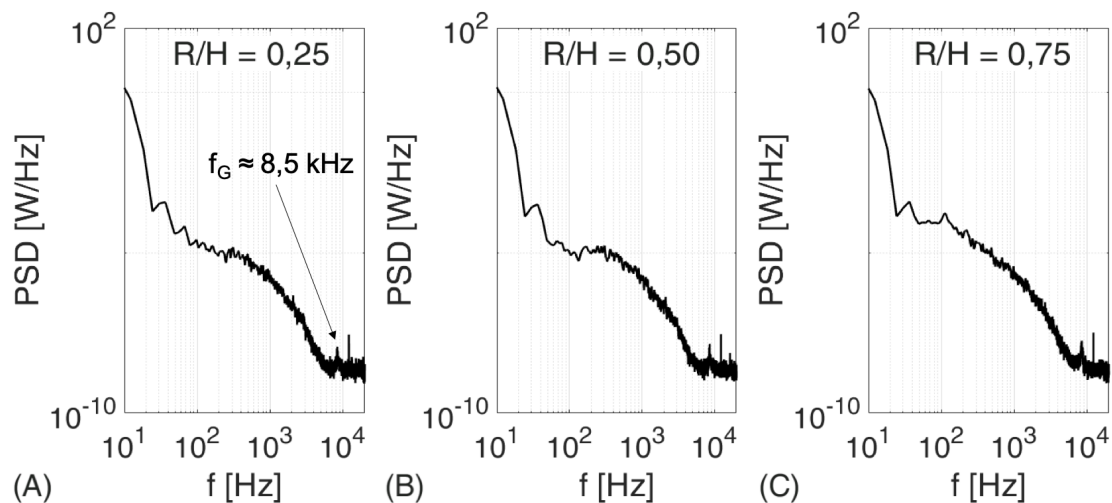
Zur Charakterisierung der aus dem Gleichrichter austretenden und in das Vorleitgitter eintretenden Strömung wurde in einem Abstand von  $\Delta x = 130$  mm (entspricht der Vorleitgitter-Sehnenlänge) stromauf der Vorleitgitter-Vorderkanten Messebene E0 definiert. Über die radiale Traversierung von Fünffloch- und Hitzdrahtsonden werden die Verteilungen der relevanten Strömungsgrößen erfasst, wobei der Abstand der einzelnen Messpositionen zueinander  $\Delta R = 2$  mm beträgt. Abb. 6.1 zeigt die jeweiligen Verteilungen der Geschwindigkeit  $c$  (A), des Umfangsströmungswinkels  $\alpha$  (B), des Neigungsströmungswinkels  $\delta$  (C) und der Turbulenzintensität  $TI$  (D) über der Kanalhöhe  $R/H$ . Zur Beschreibung der Umfangssymmetrie sind die Ergebnisse aus Radialtraversen an 3 festen Umfangspositionen ( $\Delta\Theta = 15^\circ$ ) dargestellt.

Die aus der Kombination aus Gleichrichter und Turbulenzgitter austretende Strömung weist generell einen hohen Grad an Homogenität sowie an Umfangssymmetrie auf. Deutlich zu erkennen sind die eintretenden Grenzschichten an den Naben- und Gehäuse-seitigen Seitenwänden ( $\delta_{GS}/H \approx 0,06$ ) sowie zusätzlich die zum Außengehäuse hin aufgrund der Kanalaufweitung abnehmende



**Bild 6.1:** Ensemble-gemittelte Verteilungen von Geschwindigkeit  $c$  (A), Umfangsströmungswinkel  $\alpha$  (B), Neigungsströmungswinkel  $\delta$  (C) und Turbulenzintensität  $TI$  (D) über der Kanalhöhe  $R/H$  stromauf des Vorleitgitters (E0),  $Re_{is} = 200k$ .

Strömungsgeschwindigkeit. Zwischen  $R/H = 0,07$  und  $R/H = 0,75$  liegt  $c$  auf einem konstanten Niveau von  $c \approx 14$  m/s bei nahezu achs-paralleler Zuströmrichtung (Strömungswinkel  $\alpha \approx 0^\circ$ ,  $\delta \approx 0^\circ$ ). Die Turbulenzintensität beträgt in diesem Bereich  $TI \approx 0,7\%$  und nimmt erwartungsgemäß in den Grenzschichten (sowohl aufgrund höherer Schwankungsamplituden als auch des geringeren Betrags der Geschwindigkeit) zu. Die reduzierte Strömungsgeschwindigkeit nahe des Außengehäuses wirkt sich ebenfalls in erhöhter Turbulenzintensität aus.



**Bild 6.2:** Spektrale Leistungsdichte (PSD) bei  $R/H = 0,25$ ,  $R/H = 0,5$  und  $R/H = 0,75$  in der Zuströmung (E0),  $Re_{is} = 200k$ .

Hinsichtlich des Frequenzgehalts der in der Zuströmung enthaltenen Instationaritäten zeigt Abb. 6.2 die Spektren (Spektrale Leistungsdichte PSD) der Hitzdrahtsignale für drei verschiedene Höhenschnitte bei  $R/H = 0,25$ ,  $R/H = 0,5$  und  $R/H = 0,75$ . Neben dem, in jeder der in dieser Arbeit gezeigten Spektren vorkommenden Ausschlag bei  $f \approx 12,2$  kHz, der auf eine elektromagnetische Störung der Signalkette zurückzuführen und daher für die Interpretation der aerodynamischen Effekte zu vernachlässigen ist, ist an allen drei Positionen eine weitere markante Anregung bei  $f \approx 8,5$  kHz festzustellen. Diese ist auf die Wirbel-Ablösefrequenz des Turbulenzgitters zurückzuführen und lässt sich wie folgt über die Bestimmungsleichung der Strouhal-Zahl (siehe Abschnitt 3.3) für eine Strömungsgeschwindigkeit von  $c \approx 14$  m/s und einen Drahtdurchmesser von  $D_G = 0,3$  mm nachvollziehen:

$$f_G = Sr_G \cdot \frac{c}{D_G} = 8525 \text{ Hz.} \quad (6.1)$$

Die Strouhal-Zahl  $Sr$  ist für  $250 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^5$  wie folgt abhängig von der vorliegenden Reynoldszahl der Gitterdurchströmung, welche auf den Drahtdurchmesser  $D_G$  des Gitterdrahts bezogen wird:

$$Sr_G = 0,198 \cdot \left(1 - \frac{19,7}{Re_D}\right) = 0,183. \quad (6.2)$$

Die Reynoldszahl  $Re_D$  ergibt sich dabei zu:

$$Re_D = \frac{c \cdot \rho \cdot D}{\mu} \approx 255. \quad (6.3)$$

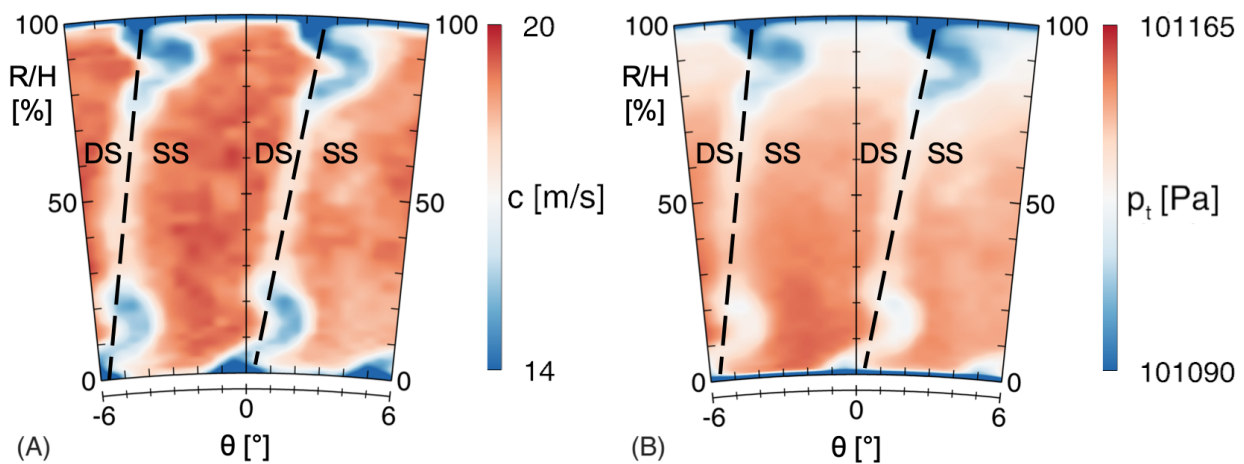
Das zugehörige integrale Längenmaß  $L$  ergibt sich nach El-Gabry u. a. [2014] mittels einer Abschätzung der niederfrequentesten Energieanteile (für  $f \rightarrow 0$ ) in der Zuströmung zu etwa  $L \approx 6$  mm und entspricht damit dem Durchmesser der Gleichrichter-Zellen.  $L$  wird folgendermaßen abgeschätzt:

$$L = \left[ \frac{E(f \rightarrow 0) \cdot c}{4 \cdot \sigma(c)^2} \right]. \quad (6.4)$$

## 6.2 Charakterisierung der Vorleitgitter-Abströmung

Zur umfänglichen Charakterisierung der Vorleitgitter-Abströmung wurden stromab des Gitters 2D-Feldtraversen unter Verwendung von Fünflochsonden durchgeführt. Die vermessene Ebene E1 befindet sich in einem axialen Abstand von  $\Delta x = 144,5$  mm (entspricht 111 % der Vorleitgitter-Sehnenlänge) stromab der Vorleitgitter-Hinterkanten und damit mittig zwischen Vorleitgitter und T106<sup>RUB</sup>. Der traversierte Bereich umfasst 2 Schaufelgitter-Teilungen ( $\Delta\Theta = 12^\circ$ ) in Umfangsrichtung und bis auf einen Sicherheitsabstand von

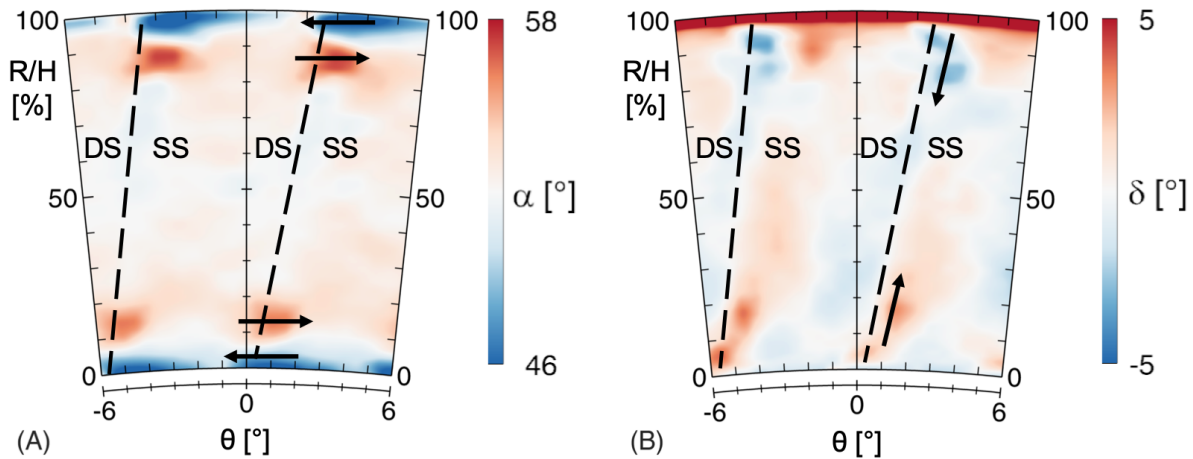
$\Delta R = 1 \text{ mm}$  zur Nabenwand die komplette Kanalhöhe in radialer Richtung. Aufgeteilt ist das Messraster in 42 radiale Positionen sowie 25 Umfangspositionen, woraus sich 1050 Messpositionen ergeben. An jeder Position wurde zunächst eine, auf der Schlauchlänge zwischen Sonde und Druckaufnehmer basierende pneumatische Ausgleichszeit von  $\Delta t_A = 5 \text{ s}$  eingehalten, bevor die Ensemble-gemittelten Bohrungsdrücke der fünf Bohrungen aufgezeichnet wurden. Aus der Messzeit von  $\Delta t_M = 10 \text{ s}$  und der Kanal-Aufnahmefrequenz des Scanivalve-Druckmesssystems von  $f_{M,Kanal} = 625 \text{ Hz}$  ergeben sich für jeden Bohrungsdruck pro Messposition 6250 Messwerte, welche einer arithmetischen Mittlung unterzogen werden.



**Bild 6.3:** Ensemble-gemittelte 2D-Feldverteilungen der Geschwindigkeit (A) und des Totaldrucks (B) in der Vorleitgitter-Abströmung (E1).  $Re_{is} = 200k$

Abbildung 6.3 zeigt die aus der Fünflochsondenmessung resultierenden Verteilungen der Geschwindigkeit (A) sowie des Totaldrucks (B). Deutlich zu erkennen anhand eines Totaldruck- und Geschwindigkeits-Defizits sind die präsenten Schaufel-Nachläufe des Vorleitgitters (markiert). Diese bestehen aus der charakteristischen Hinterkanten-Abströmung aufgrund des Zusammentreffens von saugseitiger (SS) und druckseitiger (DS) Profilmströmung (zwischen etwa  $R/H = 30 \%$  und  $R/H = 70 \%$ ) sowie den Seitenwand-nahen Sekundärströmungsbereichen nahe der Nabe und des Gehäuses. Insbesondere die Sekundärströmungsbereiche sind aufgrund ihrer Zusammensetzung aus hauptsächlich Grenzschichtfluid durch verringerten Totaldruck sowie reduzierte lokale Geschwindigkeit definiert. Die Thematik des Sekundärströmungssystem wird im weiteren Verlauf der Arbeit anhand der T106<sup>RUB</sup>-Gitterabströmung (Kap. 8) ausführlich behandelt.

Weiterhin sind in Abb. 6.4 die zugehörigen ebenfalls aus der Fünflochsondenmessung resultierenden Verteilungen der Strömungswinkel in Umfangsrichtung



**Bild 6.4:** Ensemble-gemittelte 2D-Feldverteilungen der Strömungswinkel in Umfangsrichtung  $\alpha$  (A) sowie in radialer Richtung  $\delta$  (B) in der Vorleitgitter-Abströmung (E1).  $Re_{is} = 200k$

$\alpha$  (A) sowie in radialer Richtung  $\delta$  (B) dargestellt. Auch diese verdeutlichen die Ungleichförmigkeiten der Strömung in den wirbelbehafteten Sekundärströmungsbereichen. Die Verteilung des Umfangsströmungswinkels  $\alpha$  lässt die, aus der Gitter-Sekundärströmung resultierende, typische Seitenwand-nahe Überumlenkung und Unterumlenkung erkennen. Die  $\delta$ -Verteilung verdeutlicht zudem die an den Hinterkanten vorliegende radiale Strömungsmigration in Richtung des Mittelschnitts. Insgesamt wird damit sowohl der Nachlauferzeuger als auch das folgende T106<sup>RUB</sup>-Gitter mit einer Nachlauf-geprägten Strömung beaufschlagt. Aufgrund der identischen Schaufelanzahlen im Vorleitgitter und im T106<sup>RUB</sup>-Gitter liegt Umfangs-Periodizität vor, so dass jede T106<sup>RUB</sup>-Passage einer vergleichbaren Zuströmung ausgesetzt ist und Clocking-Effekte nicht zu berücksichtigen sind. Die gezeigten 2D-Feldverteilungen dienen weiterhin den numerischen Simulationen als Eintrittsrandbedingungen, um die Simulation des Vorleitgitters und damit einen erheblichen Teil des zu simulierenden Rechengebietes einzusparen.

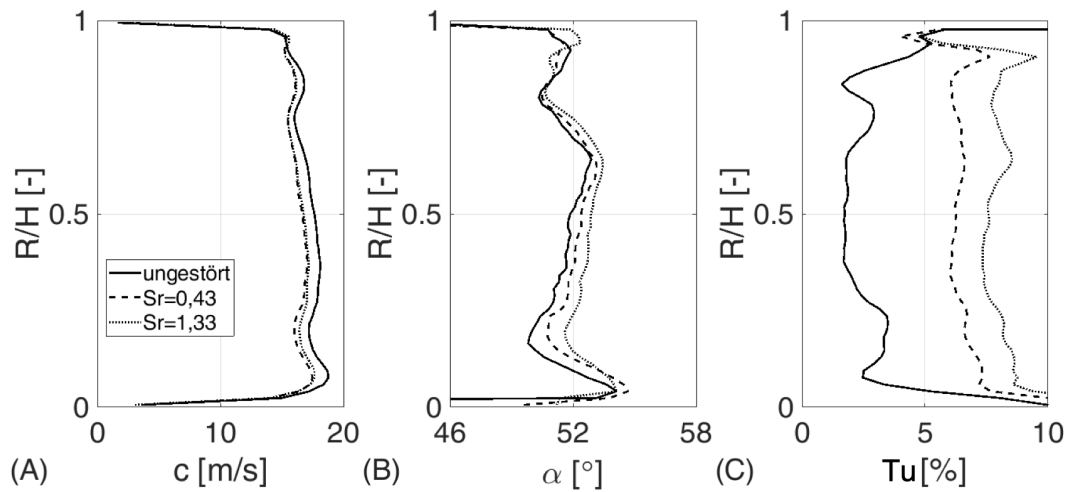
## 6.3 Charakterisierung der periodischen Nachläufe

Für die folgende Analyse wurde die T106<sup>RUB</sup>-Gitterströmung durch periodisch eintreffende Stab-Nachläufe des rotierenden Nachlaufgenerators gestört. Es werden zwei repräsentative Nachlaufgenerator-Drehzahlen (beziehungsweise Strouhal-Zahlen  $Sr$ ) mit dem ungestörten Referenzfall verglichen.  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  bezeichnet einen Fall mit niedriger Störfrequenz, wohingegen  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  für eine deutlich erhöhte Störfrequenz, höhere Relativgeschwindigkeiten zwischen Stab und Hauptströmung und eine redu-

zierte Zeitspanne zwischen dem Eintreffen der einzelnen Nachläufe steht. Für alle Untersuchungen gilt weiterhin  $Re_{is} = 200k$ . Zur Beschreibung der Stab-Nachläufe wurden mittig stromab des Nachlaufgenerators und stromauf des T106<sup>RUB</sup>-Gitters (Ebene 2) Radial- und Umfangstraversen mit Hitzdrahtsonden (Split-Fiber-Sonde Typ 55R57 und 45 Grad-Eindrahtsonde Typ Dantec 55R02) durchgeführt.

### 6.3.1 Zeitlich-gemittelte Radialverteilungen

Zur Bewertung des zeit-gemittelten Einflusses der Stab-Nachläufe werden im Folgenden anhand von Abb. 6.5 die Ensemble-gemittelten Radialverteilungen der durch den Nachlauf primär beeinflussten Strömungsgrößen vorgestellt. Primär liegt durch die Rotation des Nachlauferzeugers eine Relativbewegung zwischen den bewegten Stäben und der Hauptströmung vor, welche mit Erhöhung der Stabgeschwindigkeit zunimmt. Diese Relativbewegung erzeugt zusätzliche turbulente Schwankungsbewegungen in der Strömung, welche sich in der Folge auch auf die weiteren Strömungsgrößen auswirken.



**Bild 6.5:** Ensemble-gemittelte Verteilungen von Geschwindigkeit  $c$  (A), Umfangsströmungswinkel  $\alpha$  (B) und Turbulenzgrad  $Tu$  (C) über der Kanalhöhe  $R/H$  stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für  $Sr = 0,43$ ,  $Sr = 1,33$  und ungestörte Zuströmung.  $Re_{is} = 200k$

Der Einfluss der Nachläufe auf die zeit-gemittelte Geschwindigkeitsverteilung äußert sich über die gesamte Kanalhöhe in einem Geschwindigkeitsdefizit, welches für beide  $Sr$  vergleichbar ausfällt. Weiterhin wird das aus der Vorleitgitter-Abströmung bedingte Geschwindigkeitsdefizit der Sekundärströmungsbereiche zwischen  $R/H = 0,05$  und  $R/H = 0,25$  und zwischen  $R/H = 0,72$  und  $R/H = 0,9$  mit zunehmender Nachlauffrequenz reduziert. Die für  $Sr = 1,33$  verstärkte Homogenisierung tritt besonders deutlich im Naben-nahen Bereich

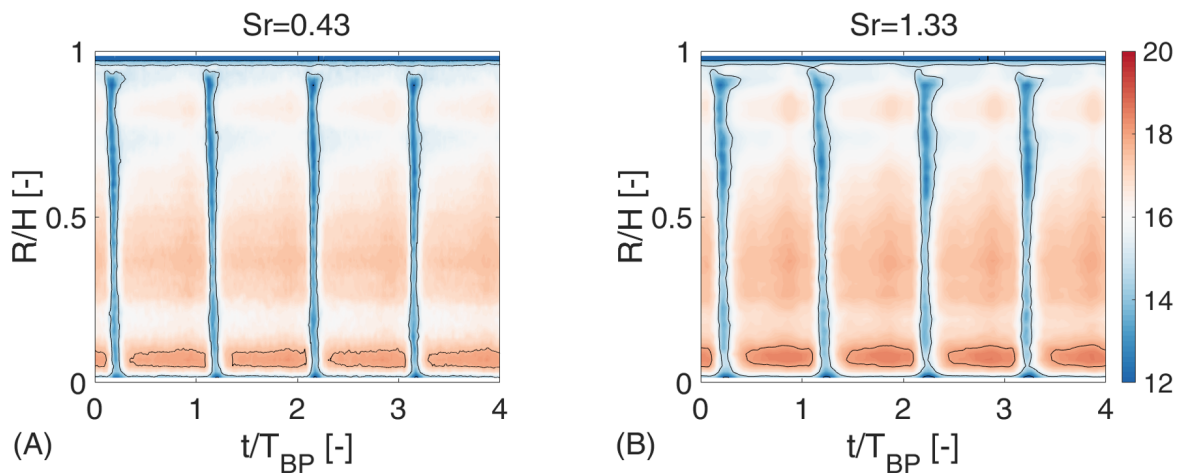
auf. Zurückzuführen ist dies auf die erhöhte Turbulenz der Nachläufe, welche die Ausmischung des vorliegenden ungleichmäßigen Strömungsfeldes beschleunigt.

Hinsichtlich des Strömungswinkels in Umfangsrichtung  $\alpha$  wird mit zunehmender Stabgitter-Drehzahl und der damit zunehmenden Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung die Änderung des zeitlichen Mittelwerts der Anströmrichtung erkennbar. Die Änderung beträgt im Mittelschnitt zwischen ungestörtem Fall und  $Sr = 0,43$  sowie zwischen  $Sr = 0,43$  und  $Sr = 1,33$  jeweils etwa  $\Delta\alpha = 0,5^\circ$ . Auch anhand des Strömungswinkels ist insbesondere im Naben-nahen Bereich eine Homogenisierung der eintretenden Strömung für die periodisch-gestörten Fälle nachzuweisen.

Der Turbulenzgrad  $Tu$  beschreibt die aufgrund der Instationarität in der Strömung vorliegenden, hochfrequenten Abweichungen von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Im ungestörten Fall beträgt  $Tu$  am Eintritt in das T106<sup>RUB</sup>-Gitter an der gewählten Umfangsposition etwa  $Tu = 1,8\%$ . Für den Fall niedriger Störfrequenz nimmt  $Tu$  über die gesamte Kanalhöhe erheblich zu und erreicht im Mittelschnitt etwa  $Tu = 6\%$ . Für  $Sr = 1,33$  ist eine weitere Zunahme auf etwa  $Tu = 8\%$  festzustellen. Bei der Bestimmung von  $Tu$  wurden die Rohmessdaten der Signale ausgewertet.

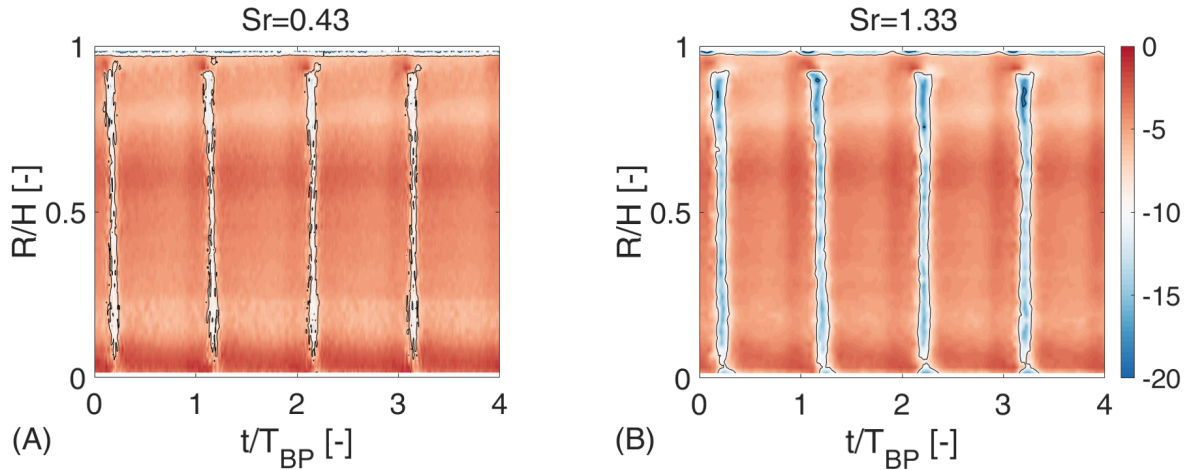
### 6.3.2 Zeitlich-aufgelöste Radialverteilungen

Im Folgenden werden die zeit-aufgelösten Verteilungen der bereits im zeitlichen Mittel vorgestellten Größen diskutiert. Die gezeigten zeitlichen Verläufe basieren auf einer Phasenmittelung der Messdaten, um den periodischen Effekt der Nachläufe gegenüber den stochastischen Effekten herauszustellen.



**Bild 6.6:** Phasen-gemittelte Zeitentwicklung der Geschwindigkeit  $c$  über der Kanalhöhe  $R/H$  stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für  $Sr = 0,43$  (A) und  $Sr = 1,33$  (B).  $Re_{is} = 200k$

Zunächst stellt Abb. 6.6 die zeitlichen Geschwindigkeitsschwankungen über die Kanalhöhe dar. Erkennbar sind einerseits das Naben- und Gehäuse-nahe Sekundärströmungssystem, verbleibend aus dem Vorleitgitter. Die bereits anhand von Abb. 6.5 für höhere  $Sr$  festgestellte Geschwindigkeitshomogenisierung wird auch an dieser Stelle anhand des Vergleichs der beiden Verteilungen deutlich. Des weiteren ist eine markante, periodische Geschwindigkeitsreduktion durch die Nachläufe, welche im Mittelschnitt für beide Fälle etwa  $\Delta c = 5$  m/s beträgt, zu verzeichnen.

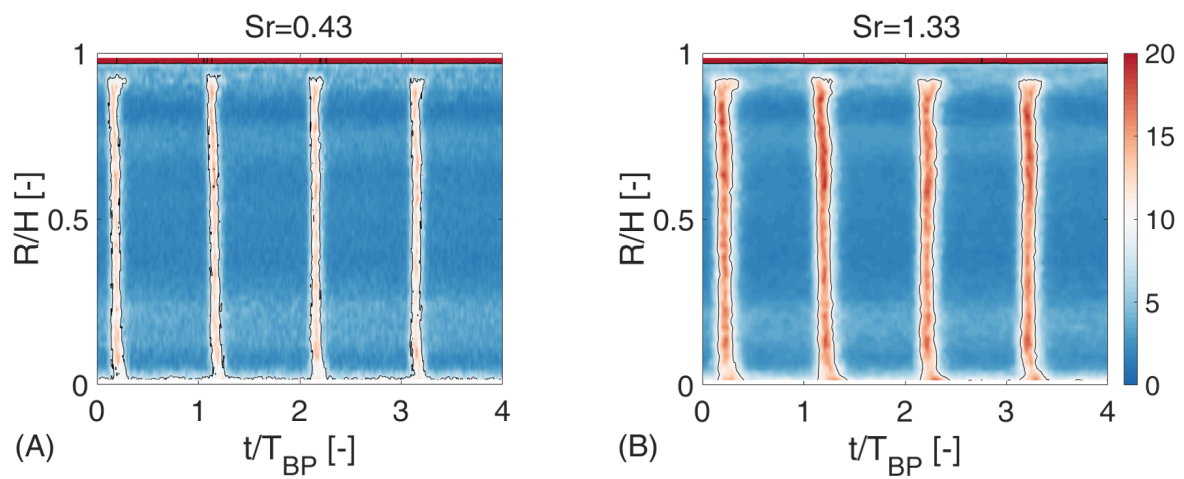


**Bild 6.7:** Phasen-gemittelte Zeitentwicklung des Umfangsströmungswinkels  $\alpha$  über der Kanalhöhe  $R/H$  stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für  $Sr = 0,43$  (A) und  $Sr = 1,33$  (B).  $Re_{is} = 200k$

Abbildung 6.7 verdeutlicht den Einfluss auf die Entwicklung des Strömungswinkels  $\alpha$  und wie dieser unter steigender  $Sr$  mit zunehmender Ausprägung hinsichtlich der Zeitdauer und der Amplitude periodisch verändert wird. Insbesondere für  $Sr = 1,33$  fällt die Störung erheblich aus, so dass das nachfolgende T106<sup>RUB</sup>-Gitter einer intermittierenden Inzidenz von (im Phasenmittel) bis zu  $\Delta\alpha(t) = 15^\circ$  und damit einer ausgeprägten periodisch-instationären Zuströmung ausgesetzt wird.

Abbildung 6.8 zeigt letztendlich die zeitliche Entwicklung des Turbulenzgrads stromauf des T106<sup>RUB</sup>-Gitters. Insbesondere für  $Sr = 1,33$  ist eine erhebliche periodische Erhöhung des Phasen-gemittelten Turbulenzniveaus ausgehend vom Grundniveau ( $Tu \approx 2\%$ ) auf etwa  $Tu = 20\%$  festzustellen. Für den Fall reduzierter  $Sr$  ist die Turbulenzerhöhung auf etwa  $Tu = 10\%$  weniger stark ausgeprägt. Je niedriger die Nachlauferzeuger-Drehzahlen und damit die Relativgeschwindigkeiten zwischen Hauptströmungsrichtung und Stab sind, desto geringer die induzierten Scherspannungen und desto geringer fällt in der Folge die Turbulenzerhöhung im Stab-Nachlauf aus.





**Bild 6.8:** Phasen-gemittelte Zeitentwicklung des Turbulenzgrads  $Tu$  über der Kanalhöhe  $R/H$  stromab des rotierenden Stabgitters (E2) für  $Sr = 0,43$  (A) und  $Sr = 1,33$  (B).  $Re_{is} = 200k$



# 7 Experimentelle Untersuchung der Strömung im T106<sup>RUB</sup>-Gitter

Aufbauend auf den im vorherigen Kapitel 6 dargestellten Ergebnissen der T106<sup>RUB</sup>-Zuströmung, wird im Folgenden die Strömungssituation im eigentlichen T106<sup>RUB</sup>-Gitter dargestellt. Dazu wird zunächst der Referenzfall der ungestörten Zuströmung analysiert und dieser daraufhin mit den Fällen periodisch-instationärer Zuströmbedingungen verglichen. Die Einflüsse der gestörten Zuströmung auf die Gitterströmung werden anhand geeigneter Messdaten herausgearbeitet.

## 7.1 Referenzmessung: ungestörte Zuströmung

Für den Referenzfall der ungestörten Zuströmung wurden die Stäbe des Nachlauferzeugers entfernt, so dass stromauf des T106<sup>RUB</sup>-Gitters lediglich das Vorleitgitter angeordnet ist und somit ein Zustand quasi-stationärer Zuströmung (quasi-stationär aufgrund der weiterhin präsenten Instationaritäten aufgrund turbulenter Schwankungsbewegungen) vorliegt.

### 7.1.1 Druckverteilung auf dem Schaufelprofil

Zur allgemeinen Charakterisierung der T106<sup>RUB</sup>-Profilumströmung ist in Abb. 7.1 die mittels der Gitter-Abströmbedingungen entdimensionierte Profildruckverteilung ( $c_p$ ) im Mittelschnitt dargestellt:

$$c_p = \frac{p_x - p_{ab}}{p_{t,ab} - p_{ab}} \quad (7.1)$$

Die Schaufeldruckdaten entlang des Profils  $p_x$  wurden experimentell über senkrecht zur Oberfläche positionierte, pneumatische Profildruckbohrungen (siehe Kapitel 4.3.1) ermittelt. Die Auftragung erfolgt ebenfalls entdimensioniert, in Strömungsrichtung entlang der Schaufeloberfläche jeweils relativ zur Länge der Saugseite bzw. Druckseite.

Im Auslegungspunkt ( $Re_{is} = 200k$ ) zeigt die Profilmströmung unter ungestörter Zuströmung eine unauffällige Verteilung mit anfänglicher saugseitiger Strömungsbeschleunigung im vorderen Bereich des Schaufelkanals, gefolgt von

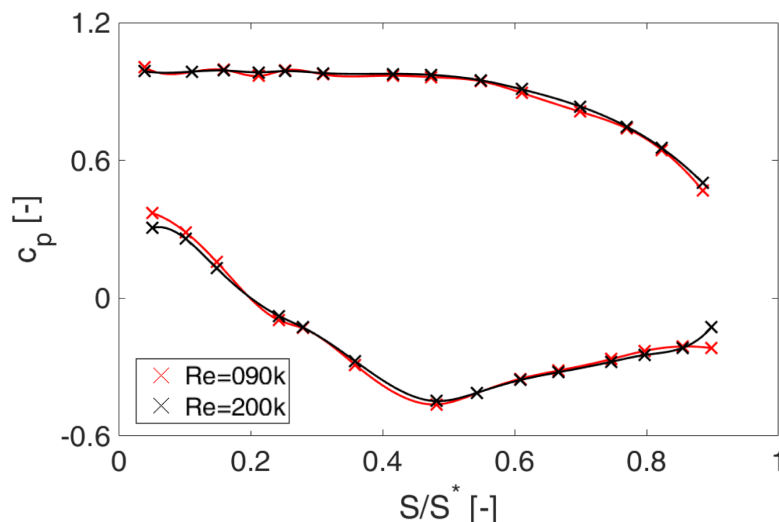
der erneuten Strömungsverzögerung im hinteren Teil. Die Saugspitze als Ort maximaler saugseitiger Geschwindigkeit liegt etwa bei  $S/S^* \approx 0,48$ , womit die höchste Profilbelastung auf den hinteren Schaufelbereich verschoben ist, charakteristisch für ein Aft-Loaded Profil. Auf der Druckseite ist lediglich im hinteren Bereich die moderate Beschleunigung hin zur Hinterkante zu verzeichnen. Unter reduzierter Reynoldszahl ( $Re_{is} = 90k$ ) weicht die  $c_p$ -Verteilung bis auf Unterschiede an der Vorder- und Hinterkante kaum von der Verteilung im Auslegungspunkt ab, wobei sich die Unterschiede fast ausschließlich auf die Saugseite beschränken. Einerseits ist im vorderen Profilbereich eine Veränderung der Profilanströmung (Inzidenz) aufgrund der leicht verringerten Vorleitgitter-Umlenkung unter reduzierter Reynoldszahl erkennbar. Andererseits deutet ein identifizierbares Druckplateau im saugseitigen Hinterkantenbereich auf eine Grenzschichtablösung für  $Re_{is} = 90k$  hin. Das Plateau ist charakteristisch für eine laminare Ablöseblase, welche begünstigt wird durch starke Verzögerung und/oder verringerte Reynoldszahlen. Ein mögliches Wiederanlegen der Strömung stromab der der Hinterkante am nächsten gelegenen Messstelle ( $S/S^* \approx 0,90$ ) kann aus den vorliegenden Daten nicht beurteilt werden. Das Einbringen einer weiteren Messstelle sowie der dafür benötigten Druckröhrchen im Hinterkantenbereich war fertigungstechnisch in der vorliegenden Schaufel nicht möglich. Die gezeigten Druckverteilungen stellen ein zeit-gemittelttes Bild dar, ermöglichen eine hilfreiche Einschätzung der generellen Profilmströmung und verdeutlichen die Sensitivität der saugseitigen Grenzschichtströmung unter veränderten Betriebsbedingungen. Derartige zeit-gemittelte Profildruckanalysen erlauben jedoch keinerlei Beurteilung instationärer Phänomene, wie periodischer Ablösung oder Transition (Sinkwitz u. a. [2019a]), welche im weiteren Verlauf der Arbeit thematisiert werden.

Dennoch zeigt dieser Vergleich der beiden Betriebspunkte die Sensitivität der T106<sup>RUB</sup>-Profilmströmung hinsichtlich saugseitige Grenzschichtablösung unter widrigen Strömungsbedingungen bei verringerter Reynoldszahl.

### 7.1.2 Grenzschichtzustand auf dem Schaufelprofil

Zur Beurteilung instationären Grenzschicht-Verhaltens entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils wurden Heißfilmmessungen (Kapitel 4.3.3) durchgeführt, welche zeit-aufgelöste Profilmgrenzschichtdaten in Form der Quasi-Wandschubspannung (QWSS) bereitstellen. Dem Ansatz von Hodson (Hodson u. a. [1994]) folgend, werden zur Bestimmung der QWSS die zeit-aufgelösten Messwerte  $E_i$  eines jeden Heißfilms auf ihren Zustand ohne vorliegende Strömung ("zero-flow", vorab experimentell ermittelt)  $E_0$  bezogen:

$$\tau_W \propto \left( \frac{E^2 - E_0^2}{E_0^2} \right)^3 = QWSS. \quad (7.2)$$



**Bild 7.1:**  $c_p$ -Verteilung entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils im Mittelschnitt. Vergleich von Betrieb im Auslegungspunkt ( $Re_{is} = 200k$ ) und mit verringerter Reynoldszahl ( $Re_{is} = 90k$ ), Zuströmung ungestört.

Zwar erlaubt die QWSS keine quantitative Bestimmung der vorherrschenden Wandschubspannung  $\tau_W$ , jedoch eine semi-quantitative Einschätzung dieser. Je näher der Messwert eines Heißfilm-Sensors  $E$  unter vorliegender Strömung am jeweiligen Wert  $E_0$  liegt, desto geringer ist der Einfluss der Strömung auf den Sensor. Generell gilt, dass die Wärmeabfuhr für laminare Strömungen geringer ausfällt, als für turbulente Strömungen (Gomes u. a. [2015]). Je höher die abgeführte Wärme eines Sensors, desto höher die zugehörige Heizspannung  $E$  und damit auch die QWSS.

Weiterhin werden die empirische Standardabweichung  $\sigma(E)$  sowie die Schiefe (engl.: skewness)  $S(E)$  der Messdatenreihen (Brücken-Spannungen  $E$ ) betrachtet und damit die Streuung der Einzelwerte sowie deren Asymmetrie ausgewertet (siehe auch Abschnitt 4.6.1):

$$\sigma(E) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [E_i(t) - \bar{E}]^2}, \quad (7.3)$$

$$S(E) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left[ \frac{E_i(t) - \bar{E}}{\sigma(E)} \right]^3. \quad (7.4)$$

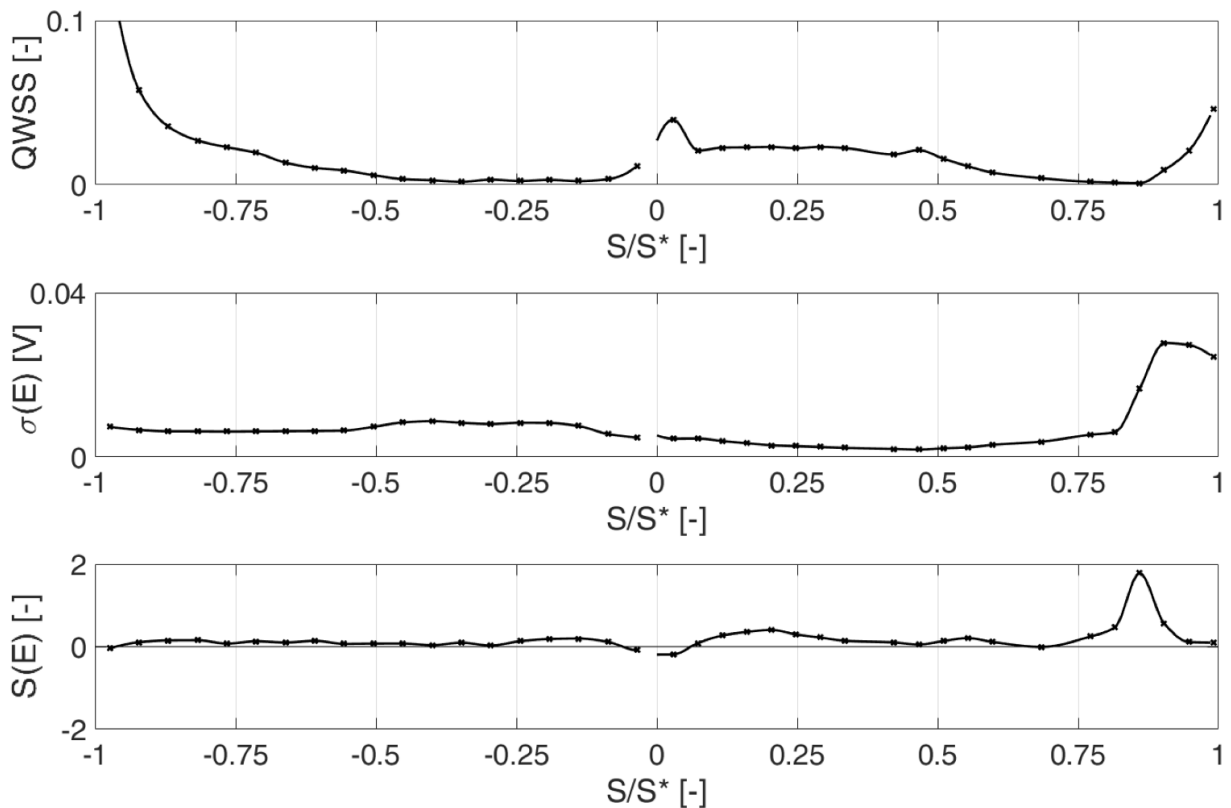
Je höher der Wert von  $\sigma(E)$ , desto stärker sind die zeitlichen Schwankungen  $E_i(t)$  um deren arithmetischen Mittelwert  $\bar{E}$  ausgeprägt. Im Falle ungestörter Zuströmung können erhöhte Messwertschwankungen der auf der Profilloberfläche angebrachten Heißfilm-Sensoren in direkten Zusammenhang mit zunehmender Instationarität der Grenzschicht gebracht werden. Im Fall periodisch-

gestörter Zuströmung liegt eine zusätzliche Überlagerung mit Schwankungen der Stab-Nachläufe vor.

Basierend auf den Ausführungen von Mailach u. Vogeler [2004] oder Gomes u. a. [2015] zeichnet sich eine vollkommen laminare GS durch symmetrische Schwankungen und damit  $S = 0$  aus. Nimmt die Turbulenz in der GS zu, liegen kurzzeitige turbulente Bereiche vor, welche die Wandschubspannung intermittierend ansteigen lassen. Dominieren die laminaren Anteile, gilt  $S \leq 0$ , bei gleich verteilten Anteilen von laminaren und turbulenten Bereichen liegt erneut Symmetrie und damit  $S = 0$  vor. Bei weiterer Zunahme der turbulenten Anteile wird die Schiefe hingegen negativ, bis sie bei vollständig turbulenter GS wieder zu 0 wird.

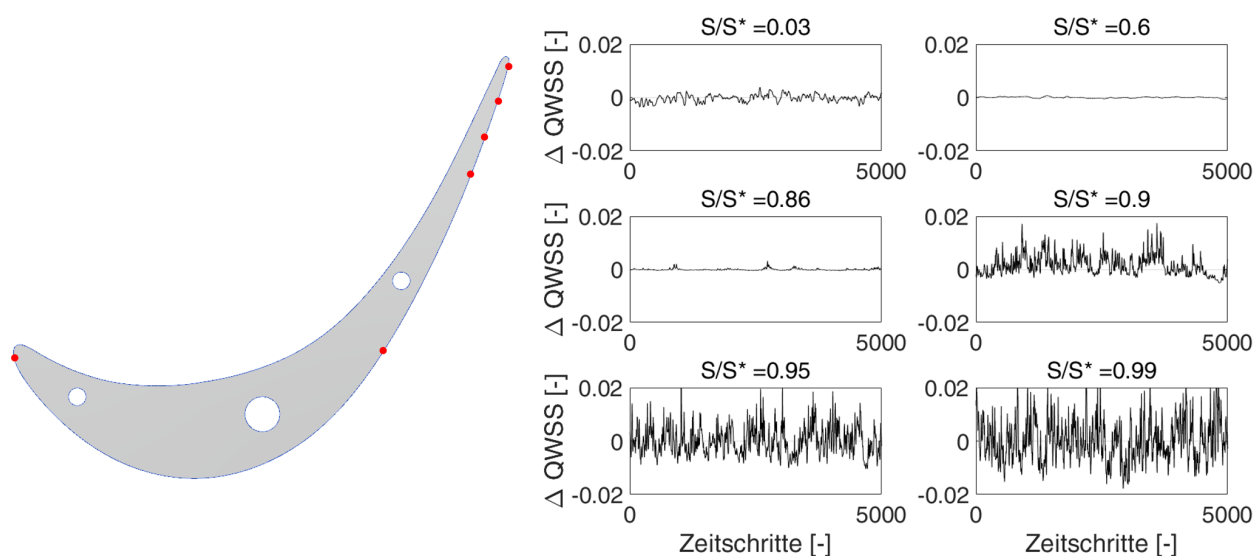
### Situation im Mittelschnitt

In Abb. 7.2 sind die Verläufe von QWSS,  $\sigma(E)$  und  $S(E)$  entlang der Druck- und Saugseite des T106<sup>RUB</sup>-Profils im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ) für ungestörte Zuströmung bei  $Re_{is} = 200k$  dargestellt. Die Verteilungen sind über der Lauflänge  $S$  aufgetragen, die mit der jeweiligen Gesamtlänge der Druck- bzw. Saugseite  $S^*$  normiert wurde. Die Vorderkante entspricht  $S/S^* = 0$  und die Hinterkante  $S/S^* = 1$  (SS) beziehungsweise  $S/S^* = -1$  (DS).



**Bild 7.2:** QWSS,  $\sigma(E)$  und  $S(E)$  entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ).  $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört

Unter ungestörter Zuströmung ist die druckseitige Grenzschicht im Mittelschnitt zunächst geprägt durch sehr geringe QWSS-Werte.  $\sigma(E)$  und  $S(E)$  sind ebenfalls nahe Null und auf konstantem Niveau, gleichbedeutend mit niedrigen, aber symmetrischen Fluktuationen und indikativ für eine gedämpfte laminare GS-Strömung (Mahallati u. a. [2013]). Erst im hinteren Bereich der Druckseite ist ein Anstieg der QWSS sowie deren Fluktuationen in Verbindung mit der druckseitigen Beschleunigung der Profilstromung zu verzeichnen. Anhand der Verläufe von QWSS,  $\sigma(E)$  sowie  $S(E)$  kann auch im vorderen Bereich der saugseitigen Grenzschicht auf das Vorliegen einer laminaren GS-Strömung geschlossen werden. Stromab der Saugspitze ( $S/S^* \approx 0,48$ ) ruft der einsetzende, positive Druckgradient eine merkliche QWSS-Verringerung hervor. Für  $0,7 \leq S/S^* \leq 0,86$  erreicht der QWSS-Verlauf nahezu das Null-Niveau, welches trotz der lediglich qualitativen Natur der Auswertungsgröße ein Hinweis auf eine örtlich begrenzte GS-Ablösung bzw. die Transition über eine laminare Ablöseblase sein kann. Weiterhin lässt der frühzeitige Anstieg der Schiefe und der Standardabweichung gegenüber dem verzögerten Anstieg der QWSS vermuten, dass die GS tatsächlich über einen geringen Bereich ablöst (vgl. Gomes u. a. [2015]). Die abgelöste Scherschicht (QWSS nahe 0) nimmt einen transitionalen Zustand ein, geprägt von steigenden Schwankungsbewegungen sowie der maximalen Schiefe. Vor Erreichen der Hinterkante deutet die Kombination aus weiter ansteigender QWSS, nahezu maximalen  $\sigma(E)$ -Werten sowie der nach dem Maximum wieder auf  $S(E) = 0$  abgesunkenen Schiefe auf das Vorliegen einer transitionalen, jedoch nicht voll-turbulenten, GS mit einer Intermittenz von etwa  $\gamma = 0,5$  hin.

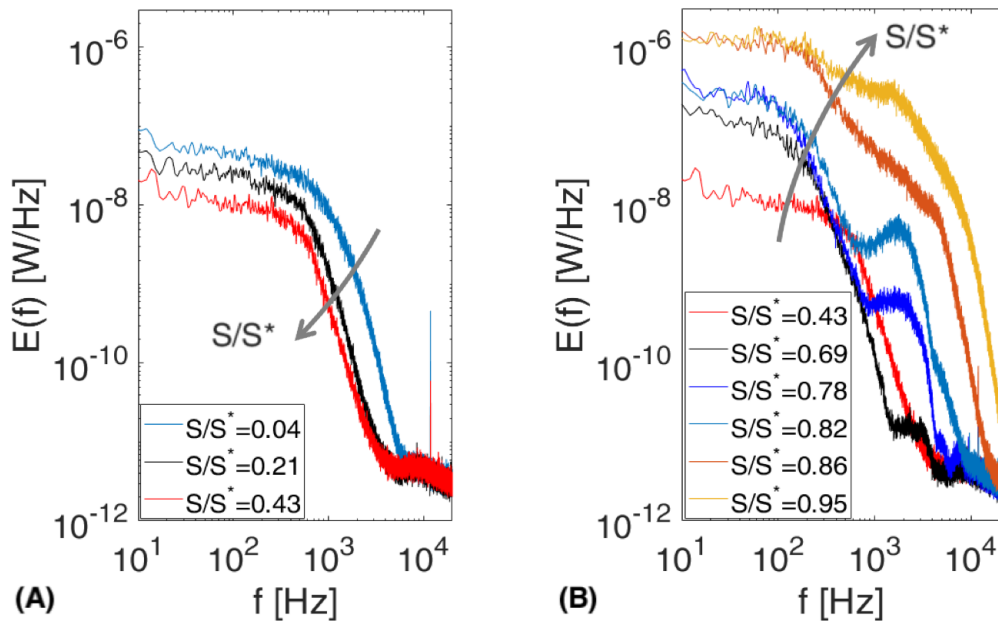


**Bild 7.3:** QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ).  $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört

Für eine weiterführende Analyse der zugrundeliegenden GS-Phänomene werden im Folgenden die zugehörigen zeit-aufgelösten Messdaten näher betrachtet. Dazu ist in Abb. 7.3 die zeitliche QWSS-Entwicklung für ausgewählte Sensorpositionen entlang der Saugseite im Mittelschnitt dargestellt. Zur Verdeutlichung der zeitlichen Fluktuationen ist statt des absoluten QWSS-Wertes deren Fluktuation  $\Delta QWSS$  dargestellt, welche die Abweichungen vom zeitlichen Mittelwert  $\overline{QWSS}$  des jeweiligen Sensorsignals beschreibt:

$$\Delta QWSS(t) = QWSS(t) - \overline{QWSS}. \quad (7.5)$$

Wie bereits anhand von Abb. 7.2 zu erkennen ist, erfassen die Sensoren stromauf von etwa  $S/S^* \approx 0,80$  nur geringfügige Schwankungsbewegungen niedriger Frequenzen und Amplitude. Die an der Vorderkante (hier gezeigt für  $S/S^* = 0,03$ ) noch vorliegenden Oszillationen werden in der stabilen, frisch anwachsenden laminaren Grenzschicht gedämpft. Erstmals bei  $S/S^* = 0,86$  (zeit-gemittelt QWSS-Minimum, siehe Abb. 7.2) werden von den Sensoren unregelmäßige hochfrequente Muster mit charakteristischen Amplitudenspitzen erfasst. Stromab gehen die Signale für  $S/S^* \geq 0,90$  in vollständig stochastisches Verhalten über. Diese unregelmäßigen Muster sind Anzeichen für die instationären Abläufe der GS-Ablösung und der Transition und stützen die Vermutung einer bis zur Hinterkante nicht vollkommen abgeschlossenen Transition, da bei  $S/S^* = 0,99$  maximale Schwankungen ersichtlich sind, welche für eine voll-turbulente GS wieder geringer ausfallen würden.



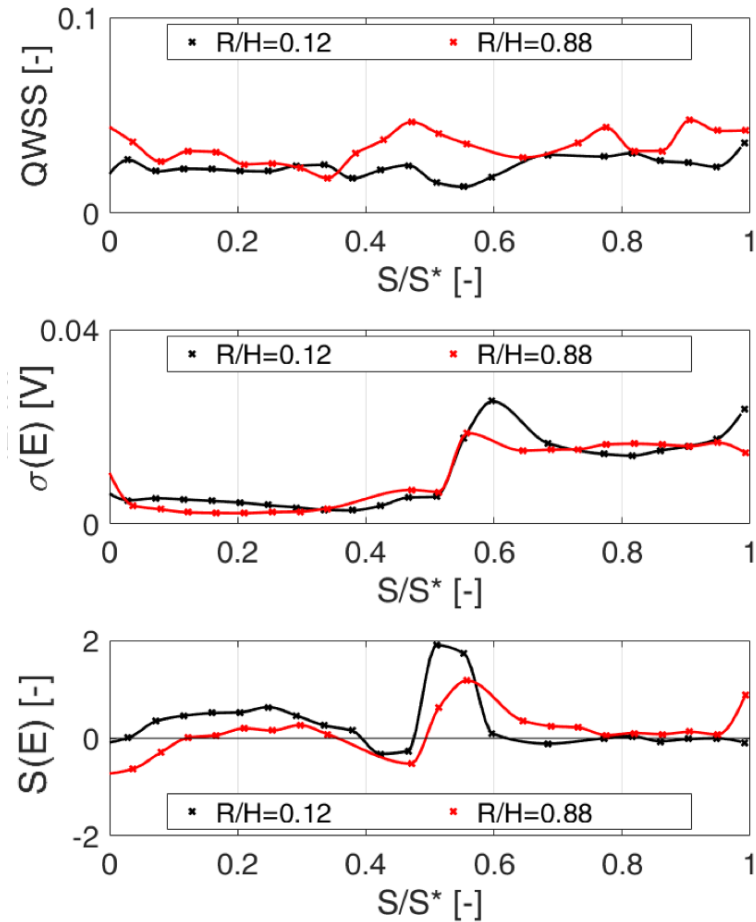
**Bild 7.4:** T106<sup>RUB</sup>-Saugseitenströmung im Mittelschnitt: Energie-Spektren des vorderen (A) und hinteren (B) Schaufelbereichs.  $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört.



Im vorderen Bereich der Saugseite (Abb. 7.4 (A)) zeigen die Signal-Spektren mit zunehmender Lauflänge zunächst eine Abnahme sowohl der Amplituden als auch der beteiligten Frequenzen. Dies wird mit dem Prozess des "Shear-Shelting" (McAuliffe u. Yaras [2010]) in Zusammenhang gebracht, welches die Filterung der Freistrom-Turbulenz durch die mittlere Scherspannung in laminaren Grenzschichten beschreibt. Folglich können nur Störungen eines ausgewählten niedrigen Frequenzbereichs in die Grenzschicht vordringen und verstärkt werden. Die nach der anfänglichen Dämpfung auftretende Verstärkung des niederfrequenten Grenzschichtgehalts ( $f \leq 300$  Hz) stromab von  $S/S^* = 0,43$  wird anhand von Abb. 7.4 (B) durch den Vergleich der Spektren von  $S/S^* = 0,43$  und  $S/S^* = 0,69$  deutlich. Weiterhin weisen die Sensor-Spektren zwischen  $0,69 \leq S/S^* \leq 0,82$  eine abrupt einsetzende Anregung des Frequenzbereichs um  $f \approx 2$  kHz auf, welche mit der Lauflänge weiter verstärkt und als Indikator für die zunehmende Instabilität der Scherschicht gedeutet wird. Stromab von  $S/S^* = 0,82$  findet eine zunehmende Breitband-Anregung über den gesamten Frequenzbereich, welche mit der beschriebenen erheblichen Zunahme der Ensemble-gemittelten  $\sigma(E)$ -Werte und dem Erreichen des  $S(E)$ -Maximums zusammenhängt, statt. Den Ergebnissen von Mahallati et al. (Mahallati u. a. [2013]) folgend, kann dies ein Indikator für den Zerfall von kohärenten Strukturen der Scherschicht in kleinskalige Turbulenz sein. Die Vermutung eines vorangehenden Aufrollens der ablösenden Scherschicht durch den Kelvin-Helmholtz-Mechanismus liegt nahe. Zusätzlich dazu ist die kontinuierliche Zunahme der Fluktuationen  $\sigma(E)$  höchstwahrscheinlich durch Mischungsprozesse zwischen der Scherschicht und eingebrachtem Freistromfluid zu begründen.

### Situation nahe den Seitenwänden

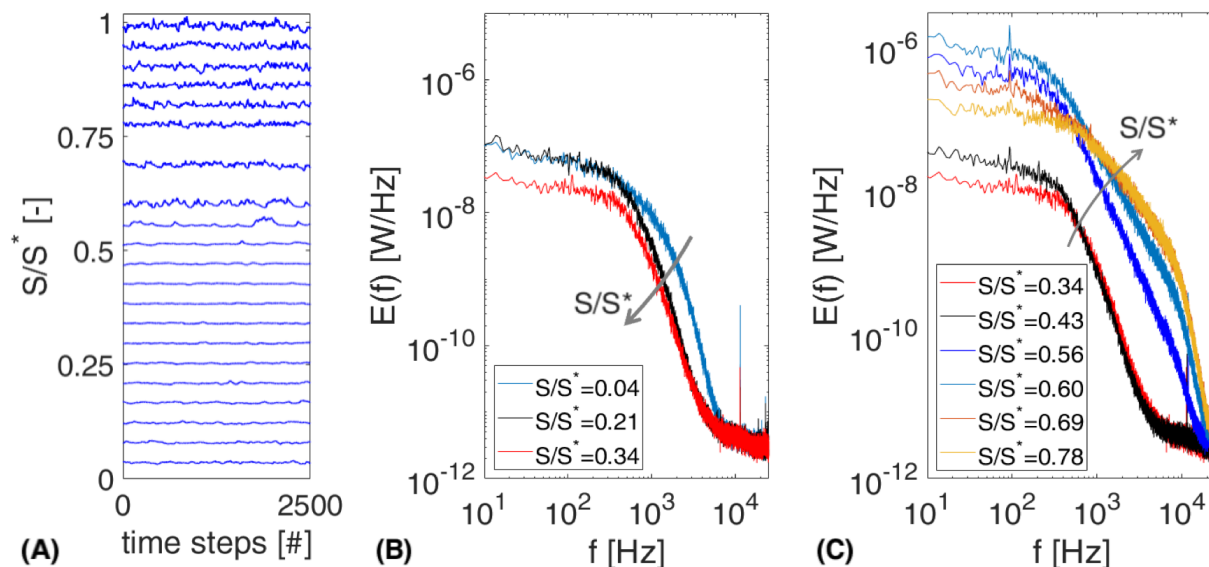
Nahe der Seitenwand wird die Profilmströmung zusätzlich durch das Grenzschichtsystem der Seitenwand und die sich ausbildenden Komponenten des Sekundärströmungssystems beeinflusst. Um diesen Einfluss herauszuarbeiten, soll nachfolgend die Profil-Grenzschichtsituation in Naben-Nähe ( $R/H = 0,12$ ) und in Gehäuses-Nähe ( $R/H = 0,88$ ) diskutiert und mit dem Mittelschnitt ( $R/H = 0,50$ ) verglichen werden. Dazu sind in Abb. 7.5 die zeit-gemittelten Verläufe von QWSS,  $\sigma(E)$  und  $S(E)$  der Seitenwand-nahen Strömungen entlang der Profil-Saugseite angegeben. Im Vergleich zum Mittelschnitt (Abb. 7.2) ist sowohl für die Naben-nahe als auch für die Gehäuse-nahe Profilmströmung eine deutlich weiter stromauf einsetzende Anregung der Grenzschicht zu verzeichnen. Diese ist charakterisiert durch einen vorzeitigen rapiden Anstieg der Schiefe stromab von  $S/S^* \approx 0,47$  für beide Seitenwand-nahen Verläufe, unmittelbar gefolgt von ansteigenden Fluktuationen  $\sigma(E)$  bei Erreichen der maximalen Asymmetrie der Werteverteilung zwischen  $S/S^* \approx 0,51$  und



**Bild 7.5:** QWSS,  $\sigma(E)$  und  $S(E)$  entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils nahe der Naben-Seitenwand ( $R/H = 0,12$ ) sowie der Gehäuse-Seitenwand ( $R/H = 0,88$ ).  $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört

$S/S^* \approx 0,56$ . Das im Mittelschnitt festgestellte, charakteristische Durchlaufen eines QWSS-Minimums mit folgendem Transitions-bedingtem Anstieg, kann in Seitenwand-Nähe nicht verzeichnet werden. Aufgrund der Interaktion der Profilströmung mit der Sekundärströmung werden die betrachteten Profilhrenzschichten stromab von etwa  $S/S^* \approx 0,5$  einer kontinuierlichen Beaufschlagung mit Fluid aus der Seitenwand-Grenzschicht ausgesetzt. Die Beurteilung des QWSS-Verlaufs erweist sich für diese Form der Interaktion als weniger geeignet. Ebenso muss an dieser Stelle beachtet werden, dass nahe den Seitenwänden - anders als im Mittelschnitt - eine radiale Ablenkung der Profilströmung vorliegt. Auf konstanter Schaufel- bzw. Kanalhöhe angebrachte Sensoren erfassen insbesondere im hinteren Schaufelbereich somit weniger den Zustand definierten Grenzschichtmaterials über dessen Weg entlang des Profils, sondern vielmehr die zunehmende Instationarität der generellen Seitenwand-nahen Profilhrenzschicht mit Annäherung an die Hinterkante.

In Abb. 7.6 sind die zeitlichen QWSS-Verläufe, sowie ausgewählte Signal-Spektren beispielhaft für die Naben-nahe Situation ( $R/H = 0,12$ ) dargestellt.



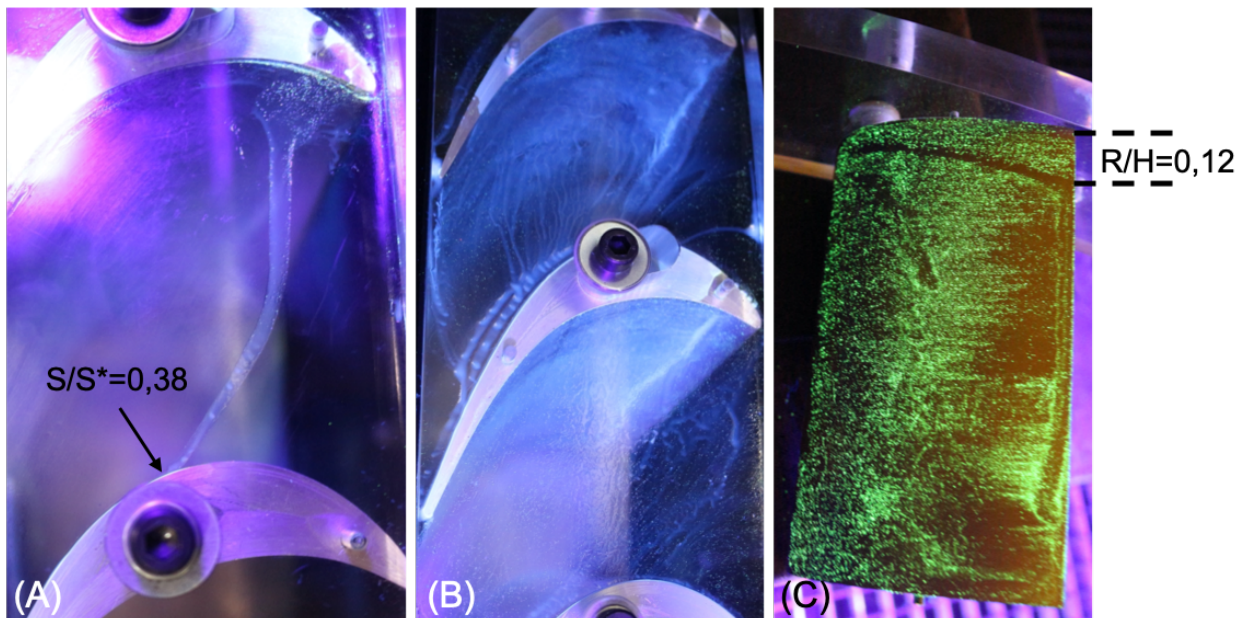
**Bild 7.6:** QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS nahe der Neben-Seitenwand ( $R/H = 0,12$ ) (A). Zugehörige Energie-Spektren (B) und (C).  $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört.

In Übereinstimmung mit den Ensemble-gemittelten Verläufen (Abb. 7.5) wird auch anhand der Zeitverläufe die zunehmende Grenzschicht-Anregung stromab von  $S/S^* \approx 0,50$  deutlich. Ähnlich zum Mittelschnitt, jedoch weniger stark ausgeprägt, überwiegt auch nahe der Seitenwand im vorderen Bereich der Grenzschicht ( $S/S^* \leq 0,34$ ) der dämpfende Einfluss der laminaren Grenzschicht hinsichtlich des höherfrequenten Energieanteils. Zwischen  $S/S^* = 0,43$  und  $S/S^* = 0,69$  ist ein Anstieg des Energiegehalts im Bereich von  $f \approx 90$  Hz zu verzeichnen, welche einhergeht mit dem markanten Anstieg von  $\sigma(E)$  und  $S(E)$  (Abb. 7.5) sowie einer breitbandigen Zunahme des Energiegehalts über den gesamten Frequenzbereich. Wie bereits anhand numerischer Simulationen für die vorliegende Konfiguration von Winhart u. a. [2019a] gezeigt werden konnte, üben sowohl der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels (HSV-PL) als auch der dominante Passagenwirbel (PV) einen bedeutenden Einfluss auf die saugseitige Profil-GS nahe der Seitenwand aus und bedingen zusätzliche Instationarität. An der Stelle, an der der HSV-PL auf der benachbarten Profil-SS auftritt, verdrängt er den PV von der Seitenwand weg. Diese Form der Interaktion wird mit dem  $\sigma(E)$ -Anstieg, dem Maximum der Schiefe sowie der zugehörigen niederfrequenten Anregung im Bereich von  $f \approx 90$  Hz in Verbindung gebracht. Die im Mittelschnitt festgestellte, zunehmende Anregung für  $1,3\text{ kHz} \leq f \leq 3\text{ kHz}$ , welche mit der Instabilität, die in der Folge das Ablösen der Scherschicht induziert, in Verbindung gebracht wurde, liegt nahe der Seitenwand nicht vor.

Zusammenfassend werden die Unterschiede zwischen Mittelschnitt- und Seitenwand-nahem Bereich maßgeblich auf den Einfluss der Seitenwand-GS und das sich nahe der Seitenwand entwickelnde Sekundärströmungssystem zurückgeführt.

### 7.1.3 Optische Beurteilung mittels Ölanstrich-Verteilungen

Wie bereits in Kapitel 4.4 dargelegt wurde, sind die Einsatzmöglichkeiten des Ölanstrich-Verfahrens am vorliegenden Prüfstand aufgrund des Aufbaus und der Betriebsweise begrenzt. Dennoch ist es gelungen, ausgewählte Phänomene zu veranschaulichen und hinsichtlich ihrer Ausprägung zu bewerten. So zeigt Abb. 7.7 drei verschiedene Ansichten für den bereits diskutierten Betriebspunkt  $Re_{is} = 200k$  unter ungestörter Zuströmung.



**Bild 7.7:** Ölanstrich-Verteilungen an der Gehäuse-Seitenwand (A und B) sowie auf dem Schaufelprofil (C) für  $Re_{is} = 200k$ , Zuströmung ungestört.

Für Abb. 7.7 (A) wurde lediglich der druckseitige Seitenwand-Bereich nahe der Profil-Vorderkante mit der Mischung aus Öl und Farbpigmenten versehen. Nach Beendigung des Experimentes deutlich zu erkennen ist der durch den Passagen-Druckgradienten hervorgerufene Pfad des Quertransports von Seitenwand-Grenzschichtfluid in Richtung der benachbarten Profil-Saugseite sowie das Auftreffen auf dieser bei etwa  $S/S^* = 0,38$ . Die für Abb. 7.7 (B) zugrundeliegende Messung wurde mit einem Voll-Anstrich der Seitenwand durchgeführt. Folglich ist stromab des bereits identifizierten Pfades ein durchgängiger Quertransport zu erkennen, wie es auch in Untersuchungen von Langston u. a. [1977]

veranschaulicht wurde. Infolge des anhaltenden Quertransports impulsarmen Seitenwand-Grenzschicht-Fluids, bilden sich klar erkennbare Sekundärströmungsstrukturen nahe der Profil-Saugseite aus, welche kontinuierlich versorgt werden und deren Koexistenz festgestellt werden kann. Durch Hinzunahme von Abb. 7.7 (C) wird ersichtlich, dass diese Wirbelstrukturen nicht bloß in engster Seitenwand-Nähe verweilen, sondern eine charakteristische Ablöselinie auf der Schaufel-Saugseite hervorrufen. Die Ausdehnung dieser Gehäuse-seitigen Eckenablösung beträgt bei Erreichen der Hinterkante  $\Delta R/H = 12\%$ .

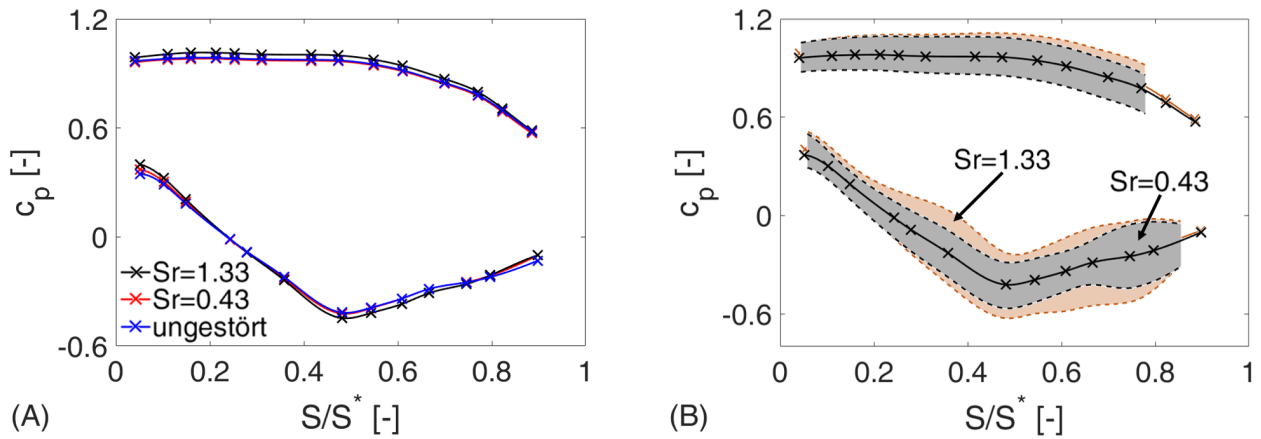
## 7.2 Einfluss periodisch-instationärer Zuströmung

Für die folgende Analyse wurde die T106<sup>RUB</sup>-Gitterströmung durch periodisch eintreffende Stab-Nachläufe des rotierenden Nachlaufgenerators gestört, wobei zwei repräsentative Nachlaufgenerator-Drehzahlen beziehungsweise Strouhal-Zahlen  $Sr$  mit dem ungestörten Referenzfall verglichen werden sollen.  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  bezeichnet eine Situation mit niedriger Störfrequenz, wohingegen  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  für eine deutlich erhöhte Störfrequenz und somit reduzierter Zeitspanne zwischen dem Eintreffen der einzelnen Nachläufe steht. Für alle Untersuchungen gilt weiterhin  $Re_{is} = 200k$ .

Aufgrund der Auswirkungen des Nachlaufs sowohl auf das Geschwindigkeits- bzw. Druckfeld als auch auf die Turbulenzverteilung, ist die Analyse der Nachlauf-Effekte auf die Profilmströmung zweigeteilt: zunächst werden die Druckfluktuationen entlang des Profils betrachtet, gefolgt von einer Interpretation des für den Grenzschichtzustand maßgeblichen Wandschubspannungsverlaufs.

### 7.2.1 Einfluss auf die Profildruckverteilung

Zur Analyse der periodischen Einflüsse durch die eintreffenden Nachläufe werden zunächst die zeit-aufgelösten Druckmessdaten der auf dem Schaufelprofil Oberflächen-bündig verbauten Kulite-Sensoren (Kapitel 4.3.2) in Kombination mit den statischen Druckbohrungen (Kapitel 4.3.1) verwendet. Dazu zeigt Abb. 7.8 (A) die Ensemble-gemittelte  $c_p$ -Verteilungen des ungestörten sowie der beiden gestörten Fälle, wobei im zeitlichen Mittel kaum Unterschiede zwischen den betrachteten Fällen auszumachen sind. In Abb. 7.8 (B) sind zusätzlich zu den Ensemble-gemittelten Verläufen die maximalen Schwankungskorridore (Maximum und Minimum) der zeitlich-aufgelösten Kulite-Signale für  $Sr = 0,43$  und  $Sr = 1,33$  dargestellt. Für beide Betriebspunkte liegt eine erheblich instationäre Profilbelastung vor, welche vor allem für  $Sr = 1,33$  maximal ausgeprägt ist und tendenziell mit der Lauflänge insbesondere entlang der Saugseite zunimmt. Wie in Kapitel 6 gezeigt werden konnte, nimmt durch Verringerung der Stör-Frequenz ( $Sr$ ) nicht nur die Zeitspanne zwischen den

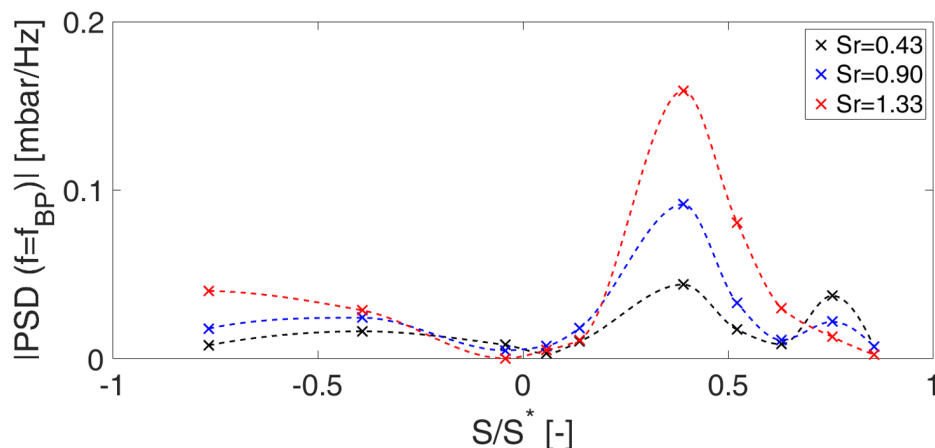


**Bild 7.8:**  $c_p$ -Verteilungen des ungestörten sowie der beiden gestörten Fälle. Ensemble-gemittelt (A), überlagerte maximale zeitliche Schwankungen der gestörten Fälle (B),  $Re_{is} = 200k$ .

Einzel-Nachläufen zu, sondern die Turbulenzerhöhung fällt ebenfalls weniger stark aus. In der Folge nehmen auch die Amplituden der erfassten Druckfluktuationen ab. Ebenso sind für  $Sr = 0,43$  zunehmende Oszillationen im Hinterkanten-nahen Bereich zu verzeichnen.

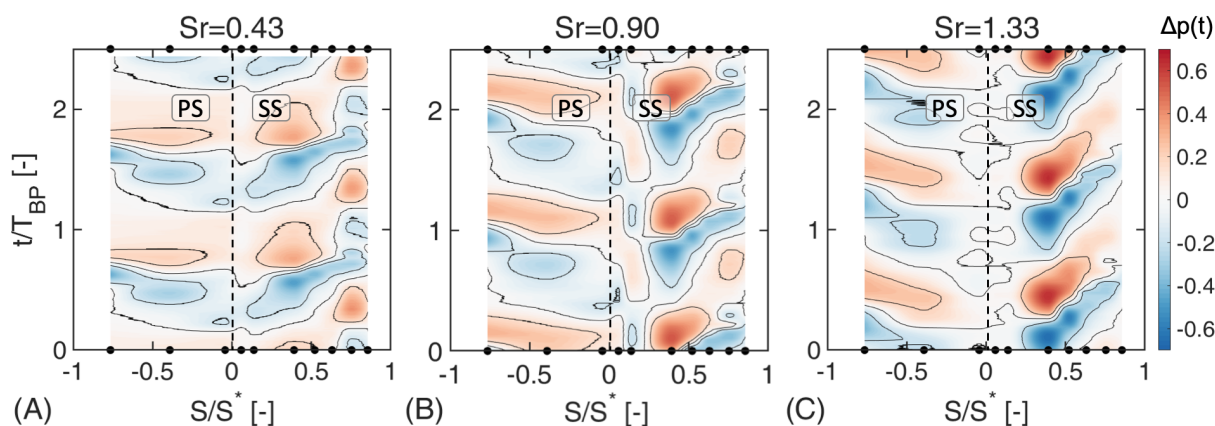
Zur Abgrenzung der periodischen, Nachlauf-induzierten Effekte von anderweitigen instationären Einflüssen wird im Folgenden eine Spektralanalyse der Daten durchgeführt. Im Rahmen der Spektralanalyse werden die Messdaten mittels einer Fast-Fourier-Transformation vom Zeit- in den Frequenzraum überführt, wodurch periodische Phänomene sowie deren Frequenz-abhängiger Energieanteil am gesamten Energiebudget des Signals herausgestellt werden können (Weitere Ausführungen in Abschnitt 4.6.2).

Im Falle von Abb. 7.9 sind lediglich die, der jeweiligen Störfrequenz zuzuordnenden Amplituden des Druck-Signals (bzw. deren spektraler Leistungsdichte PSD) isoliert dargestellt. Sie können somit direkt auf die Nachlaufstörungen zurückgeführt werden. Es ist auch an dieser Stelle darauf hinzuweisen, dass die Verteilung aufgrund der lediglich 10 verbauten Sensoren nur angenähert werden kann, weswegen die Verläufe gestrichelt ausgeführt sind. Zusätzlich zu den beiden bereits vorgestellten Fällen ist noch ein weiterer Fall mit mittlerer  $Sr$  ( $Sr = 0,90$ ) dargestellt. Generell nehmen sowohl entlang der Druck- als auch der Saugseite die Nachlauf-induzierten Druckfluktuationen mit der Störfrequenz zu und erreichen kurz vor der Saugspitze ihre maximalen Ausprägungen. Dies ist zurückzuführen auf die veränderliche, relative Orientierung der Nachläufe zur gekrümmten Schaufeloberfläche. Während ihrer Konvektion entlang der Saugseite und der damit einhergehenden Verformung der Nachläufe wird ihre Orientierung zur Saugseite zunehmend senkrecht. In Kombination mit der Geschwindigkeitszunahme nehmen die Druckfluktuationen auf die



**Bild 7.9:** Spektralanalyse der Druckfluktuationen entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils im Mittelschnitt: zur jeweiligen Störfrequenz  $f_{BP}$  gehörige Amplituden der spektralen Leistungsdichte (PSD) für  $Sr = 0,43$ ,  $Sr = 0,90$ ,  $Sr = 1,33$ .  $Re_{is} = 200k$ .

Profiloberfläche erheblich zu. Weiterhin wird eine zusätzliche, durch die Nachlauf-Frequenz induzierte, Anregung nahe  $S/S^* = 0,7$  für  $Sr = 0,43$  sowie  $Sr = 0,90$ , welche für  $Sr = 1,33$  nicht vorliegt, identifiziert. Diese Oszillationen werden als ein Hinweis auf eine periodisch beeinflusste, saugseitige Grenzschichtablösung gedeutet, welche unter ungestörter Zuströmung im hinteren Bereich der SS aufgrund des dort vorherrschenden, positiven Druckgradienten vorliegt. Für niedrige Störfrequenzen wird diese periodisch beeinflusst, welches sich in den vorliegenden Druckfluktuationen ausdrückt. Für hohe  $Sr$  könnte eine vollständige Unterdrückung vorliegen, wozu anhand dieser Messdaten jedoch noch keine definitive Aussage getroffen werden kann.



**Bild 7.10:** Phasen-gemittelte Zeitentwicklung der Druckfluktuationen entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils im Mittelschnitt für  $Sr = 0,43$  (A),  $Sr = 0,90$  (B),  $Sr = 1,33$  (C).  $Re_{is} = 200k$ .

Für eine weiterführende Analyse dieser Interaktion zwischen eintreffendem Nachlauf und der Profilmströmung zeigt Abb. 7.10 die Phasen-gemittelte Zeitentwicklung der Druckfluktuationen

$$\Delta p(t) = p'(t) = p(t) - \bar{p} \quad (7.6)$$

entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils im Mittelschnitt anhand eines Raum-Zeit-Diagramms. Die Positionen der 7 saugseitigen und 3 druckseitigen Sensoren sind entlang der X-Achse markiert, die Y-Achse zeigt einen Zeitraum von 2,5 Stabdurchgängen (Nachlauf-Perioden). Für die 3 Betriebspunkte können die, auf die Konvektion der Nachlauf-Störung zurückzuführenden, periodischen Druckfluktuationen entlang der Schaufeloberfläche eindeutig festgestellt werden. Der Nachlauf trifft im vorderen Bereich der Saugseite auf das Profil, wird durch das vorliegende Potentialfeld Hufeisen-förmig deformiert und teilt sich in einen druckseitig und einen saugseitig konvektierenden Teil auf. Nahe der Saugseite wird die Passagenströmung durch den sich nähernden Nachlauf komprimiert und beschleunigt, so dass der eigentliche Nachlauf einen Bereich beschleunigter Strömung entlang der Saugseite vor sich herschiebt, gefolgt von einem Bereich reduzierter Geschwindigkeit. Auf der Druckseite hingegen geht dem Nachlauf eine Verzögerung vorweg, gefolgt von einer Beschleunigung. Diese als "Negative-Jet Effect" (Hodson u. Howell [2005]; Stieger u. Hodson [2004]) bezeichnete, lokale Verzerrung des Geschwindigkeits- bzw. Druckfeldes durch den Nachlauf ist entlang des gesamten Schaufelprofils anhand der direkt aufeinander folgenden Bereiche verringerten und erhöhten statischen Drucks identifizierbar und wurde zusätzlich anhand numerischer URANS-Simulationen der vorliegenden Konfiguration herausgearbeitet (Winhart u. a. [2019b]). Auf die eigentliche Nachlaufstörung, welche durch erhöhte turbulente Schwankungsbewegungen definiert ist, folgt ein beruhigter Bereich reduzierter Oszillationen. Dieser beruhigte Bereich wirkt dämpfend und hemmt instationäre Effekte in der Profilgrenzschicht und somit auch diejenigen Faktoren, welche Transition oder Ablösung einleiten. Wie anhand von Abb. 7.9 bereits identifiziert, nehmen mit verringerter  $Sr$  die Oszillationen stromab von  $S/S^* \approx 0,7$  zu. Infolge des Turbulenzeintrages der Nachläufe und der damit verbundenen Energetisierung der Grenzschicht sowie des nachfolgenden beruhigten Bereichs wird die GS stabilisiert. Allerdings ist diese Wirkung temporär, so dass die Grenzschicht und somit auch die laminare Ablösung für  $Sr = 0,43$  wieder in ihren Ursprungszustand zurückkehren, bevor der nächste Nachlauf eintrifft. Unter hoher Nachlauf-Frequenz ( $Sr = 1,33$ ) folgen die Nachläufe einerseits dicht aufeinander und weisen andererseits einen erhöhten Turbulenzgehalt auf. Die erhöhte Intensität der Einzelnachläufe sowie die verringerte Zeitspanne zwischen zwei eintreffenden Nachläufen bewirkt, dass die lokale Profilmströmung zwischen einzelnen Nachläufen nicht wieder in ihren ungestörten Zustand



zurückkehrt. Die Profilmströmung steht somit ständig unter dem direkten Einfluss des Nachlaufs oder der abklingenden Wirkung des darauf folgenden beruhigten Bereichs. Die Oszillationen nahe der Hinterkante werden reduziert und die Grenzschicht-Ablösung periodisch reduziert.

### 7.2.2 Einfluss auf den Grenzschichtzustand im Mittelschnitt

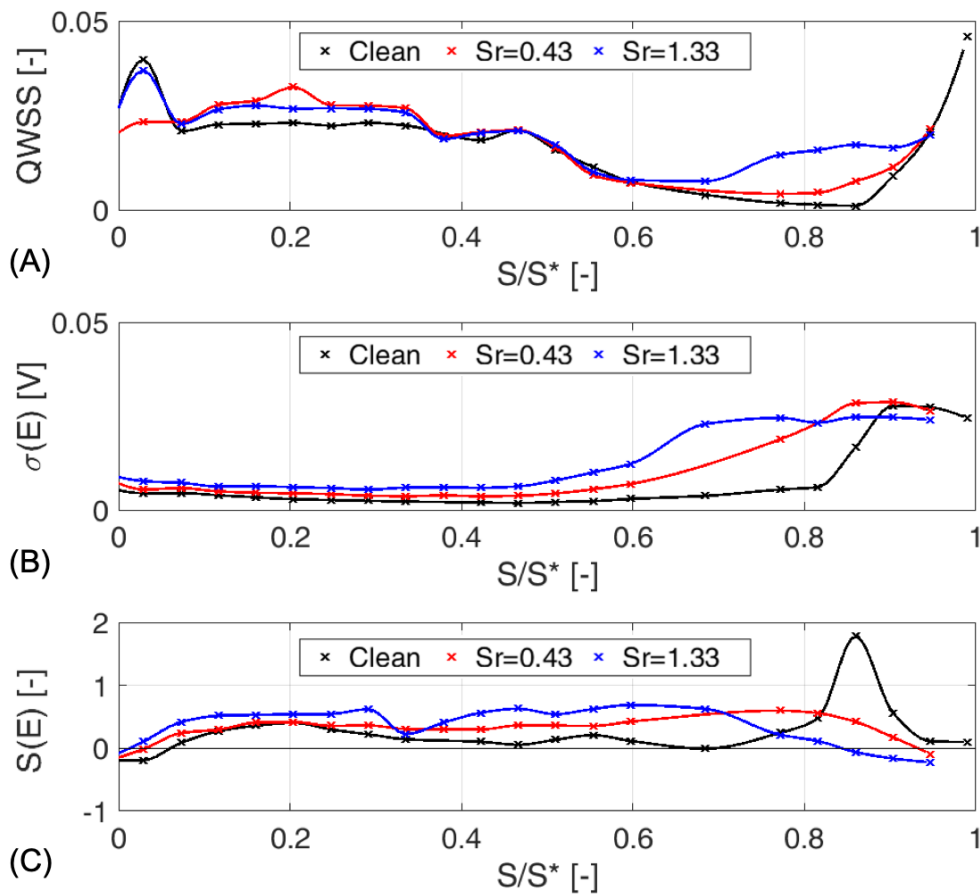
Nach Analyse der periodischen Auswirkungen auf das Geschwindigkeits- und Druckfeld wird im Folgenden die Wandschubspannung entlang des T106<sup>RUB</sup>-Profils untersucht. Zunächst werden in einer Zeit-gemittelten Betrachtung Ensemble-gemittelte Größen und deren statistische Verteilungen vorgestellt, auf deren Basis die zeit-aufgelösten Verläufe diskutiert werden.

#### Zeit-gemittelte Betrachtung

In Abb. 7.11 (A) sind die Ensemble-gemittelten QWSS-Verteilungen entlang der T106<sup>RUB</sup>-Saugseite im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ) für den ungestörten sowie die beiden periodisch-gestörten Fälle mit hoher und niedriger Störfrequenz/Strouhal-Zahl dargestellt.

Nahe der Vorderkante sowie im vorderen Saugseiten-Bereich ( $S/S^* \leq 0,35$ ) geben die QWSS-Verteilungen den Einfluss der veränderten Zuström-Inzidenz durch den stromauf befindlichen Nachlauferzeuger wieder. Die Unterschiede zwischen den Verläufen von  $Sr = 0,43$  und  $Sr = 1,33$  sind zurückzuführen auf die Drehzahl-abhängige Orientierung des Stab-Nachlaufs. Für hohe Stabgitter-Drehzahlen und damit  $Sr$  laufen die Nachläufe steiler in die Schaufelpassage ein, woraus eine Verschiebung des Aufprallpunktes des Nachlaufs auf das Profil resultiert. Generell heben die Nachläufe das QWSS-Niveau bei Aufprallen auf die Schaufel-Saugseite im vorderen Bereich an. Weitere auffällige Unterschiede zwischen den Verläufen liegen im hinteren Schaufelbereich vor. Verglichen mit dem ungestörten Fall ist insbesondere für  $Sr = 1,33$  zwischen  $S/S^* = 0,65$  und  $S/S^* = 0,90$  eine deutliche Erholung des QWSS-Niveaus nach nur kurzzeitig vorliegenden Minimalwerten um  $S/S^* = 0,65$  zu verzeichnen. Anschließend wird vor Erreichen der Hinterkante ein QWSS-Plateau erreicht. Auch für  $Sr = 0,43$  ist ein leicht stromauf verlagerter QWSS-Anstieg festzustellen. Das unter ungestörter Zuströmung beobachtete, kritische Absinken der QWSS und Ablösen der Grenzschicht bei entsprechend hoher Störfrequenz durch die Nachlauf-induzierte Energetisierung der GS-Strömung wird bereits bei dieser zeitlich-gemittelten Betrachtung erkennbar. Die zugrundeliegenden periodisch-instationären Effekte werden im folgenden Abschnitt mittels Zeit-aufgelöster Betrachtung thematisiert.

Ergänzend zur QWSS unterstreichen die in Abb. 7.11 (B) und (C) dargestellten  $\sigma(E)$ - und  $S(E)$ -Verläufe die stromauf verschobene Zunahme der GS-



**Bild 7.11:** QWSS (A),  $\sigma(E)$  (B) und  $S(E)$  (C) entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS im Mittelschnitt ( $R/H = 0,5$ ) unter ungestörten und 2 gestörten Zuströmbedingungen,  $Re_{is} = 200k$ .

Instationarität im Zuge einsetzender Transition (Gomes u. a. [2015]; Mailach u. Vogeler [2004]). Infolge des früheren Anstiegs der Fluktuationen in der Grenzschicht wird für die periodisch-gestörten Fälle auch das  $\sigma(E)$ -Maximum zunehmend stromauf erreicht, gefolgt von leicht abnehmenden Werten auf weiter hohem Niveau. Der Effekt ist im betrachteten Betriebsbereich umso ausgeprägter, je höher die  $Sr$  gewählt wird. Mithilfe der Schiefe-Verläufe lässt sich weiterhin die Vollständigkeit des Transitionsprozesses einschätzen. Halstead u. a. [1997b] zufolge entspricht das Maximum im Verlauf der Schiefe einer Intermittenz von  $\gamma = 0,25$ , das auf den Nulldurchgang folgende (negative) Minimum einer Intermittenz von  $\gamma = 0,75$ . Für  $Sr = 0,43$  wird das Schiefe-Maximum ( $\gamma = 0,25$ ) bei etwa  $S/S^* = 0,77$  erreicht, für  $Sr = 1,33$  bereits in einem Bereich zwischen den Sensoren bei  $S/S^* = 0,60$  und  $S/S^* = 0,69$ . Der Nulldurchgang, welcher eine Gleichgewichtung von laminaren und turbulenten Anteilen beschreibt ( $\gamma = 0,50$ ), wird ebenfalls für  $Sr = 1,33$  weiter stromauf erreicht ( $S/S^* \approx 0,85$ ), als für  $Sr = 0,43$  ( $S/S^* \approx 0,94$ ). Ein darauf folgendes

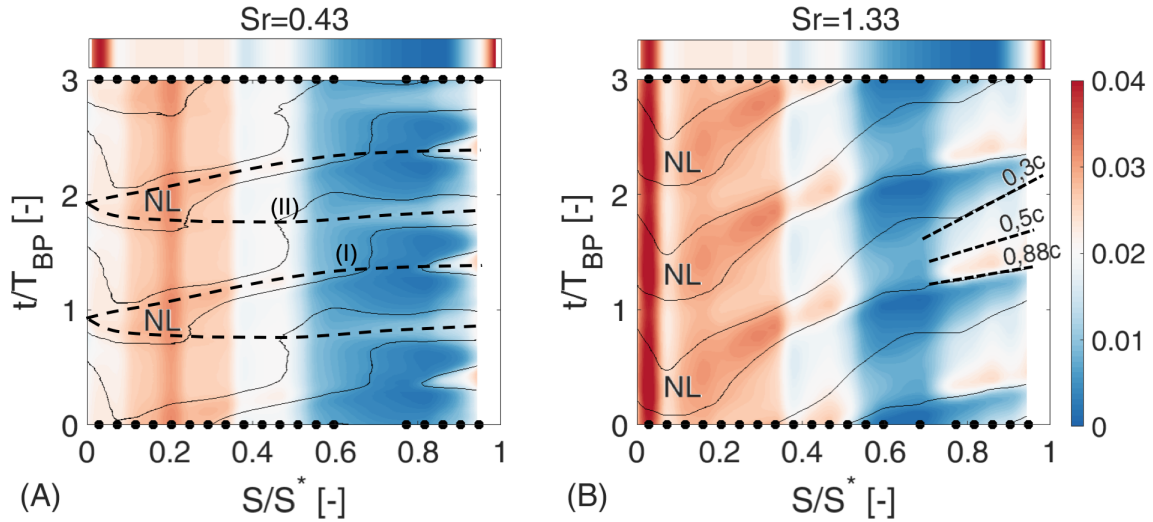
Minimum ( $\gamma = 0,75$ ) ist für beide Fälle nicht definitiv zu bestimmen (letzter funktionstüchtiger Sensor bei  $S/S^* = 0,95$ ). Aufgrund des für  $Sr = 1,33$  weiter stromauf erreichten Nulldurchgangs und des Kurvenverlaufs der Schiefe ist jedoch davon auszugehen, dass auch der Transitionsvorgang für diesen Fall weiter fortgeschritten ist. Auf Basis dieser Messdaten liegt für beide periodisch-gestörten Fälle ein hoch-instationärer, transitionaler ( $0,5 \leq \gamma \leq 0,75$ ), jedoch nicht voll-turbulenter, Grenzschichtzustand vor Erreichen der Hinterkante vor.

### Zeit-aufgelöste Betrachtung

Die für die gestörten Fälle festzustellende, vorzeitig wieder ansteigende Quasi-Wandschubspannung deutet auf eine - im zeitlichen Mittel vorliegende - Reduzierung der Ablösung hin. Aufgrund der gleichzeitig stark ausgeprägten Fluktuationen (ausgedrückt durch die Standardabweichung  $\sigma(E)$ ) wird diese Reduzierung aller Voraussicht nach jedoch nur periodisch erreicht, welches im Folgenden anhand zeit-aufgelöster Darstellungen analysiert werden soll. Dazu zeigt Abb. 7.12 die zugehörigen Phasen-gemittelten QWSS-Zeitentwicklungen anhand eines Raum-Zeit-Diagramms jeweils über einen Zeitraum von 3 Nachlauf-Perioden. Die Phasen-Mittlung basiert dabei auf  $N = 1000$  Samples für  $Sr = 0,43$  und  $N = 2400$  Samples für  $Sr = 1,33$ , bestehend aus jeweils 3 zusammenhängenden Stab-Nachlauf-Perioden. Für die QWSS-Mittlung ist eine derart hohe Anzahl an Daten nicht notwendig, jedoch werden im Folgenden zusätzlich die statistischen Verteilungen betrachtet, welche erheblich davon profitieren. Zu Vergleichszwecken ist über den Diagrammen die Verteilung des ungestörten Referenzfalls dargestellt, ebenfalls sind entlang der X-Achse die Positionen der an der jeweiligen Messung beteiligten Sensoren markiert. Zunächst soll im Folgenden der Fall  $Sr = 1,33$  anhand von Abb. 7.12 (B) sowie Abb. 7.13 diskutiert werden. Die Diskussion für  $Sr = 0,43$  folgt im Anschluss anhand von Abb. 7.12 (A) sowie Abb. 7.14.

Der Effekt des intermittierenden Energietransfers der Nachläufe ist entlang der gesamten Saugseite erkennbar und für beide Fälle insbesondere vor Erreichen der HK ausgeprägt. Für  $Sr = 1,33$  (Abb. 7.12 (B)) alterniert die Grenzschicht stromab von  $S/S^* = 0,78$  zwischen einem Zustand niedriger (aber verglichen mit dem Referenzfall dennoch erhöhter) QWSS sowie deutlich gesteigerter Wandschubspannung. Offenbar reicht für  $Sr = 1,33$  die reduzierte Zeitspanne zwischen einzelnen Nachlauf-Störungen nicht dazu aus, dass die QWSS im hinteren Bereich der Schaufel wieder den ungestörten Wert annehmen kann, bevor der nächste Nachlauf eintrifft. Dies bedeutet nicht, dass die eigentlichen Nachläufe in ihrer Wirkung zusammenwachsen, sondern wird einer Kombination der nachfolgenden Ursachen zugeschrieben:

(A) Nachlauf-induzierte Grenzschicht-Instabilitäten, wie lokal begrenzte turbulente Flecken oder auch Klebanoff-Streaks, welche weiter stromauf in der



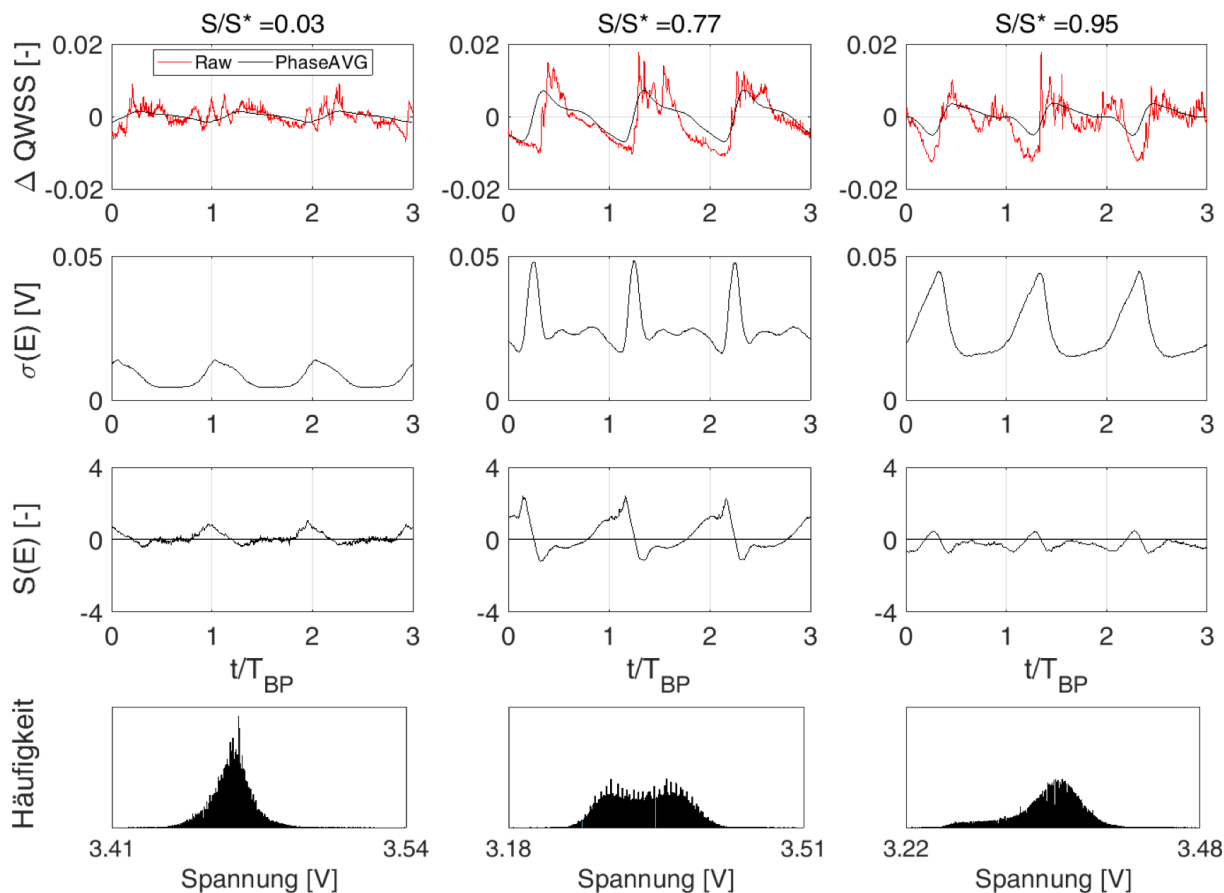
**Bild 7.12:** Phasen-gemittelte QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS im Mittelschnitt für  $Sr = 0,43$  (A) und  $Sr = 1,33$  (B).  $Re_{is} = 200k$ .

Grenzschicht hervorgerufen wurden, bewegen sich langsamer, als der eigentliche Nachlauf fort. So bewegt sich die Front der turbulenten Flecken mit etwa  $0,88 \cdot c$  und die hintere Grenze mit  $0,5 \cdot c$  und somit langsamer als der Nachlauf selbst vorwärts (Halstead u. a. [1997a]).

(B) Beruhigte Bereiche üben einen dämpfenden Einfluss auf die Grenzschicht-Instabilitäten aus, wirken somit sowohl der Transition als auch der Ablösung entgegen und breiten sich aus, während sie stromab konvektieren (Mahallati u. Sjolander [2013]). Auch ihre Konvektionsgeschwindigkeit ist geringer, als die der eigentlichen Profil-Umströmung und daher auch des Nachlaufs ( $0,5 \cdot c$  bzw.  $0,3 \cdot c$ ).

In der Summe ergibt sich die in Abb. 7.12 (B) erkennbare Konfiguration der konvektierenden Nachlauf-Störung sowie der darauf folgenden, charakteristischen turbulenten und beruhigten Bereiche der periodischen, Nachlauf-induzierten Transition. Die turbulenten GS-Bereiche hoher Wandschubspannung, welche auf den Nachlauf folgen, sind mittels ihrer markanten Ausbreitungsgeschwindigkeiten gekennzeichnet und werden wiederum von beruhigten Bereichen weiterhin erhöhter QWSS abgelöst. Zur weiterführenden Analyse der Transitionsvorgänge ist die Aussagekraft der QWSS limitiert. Daher werden im Folgenden anhand von Abb. 7.13 die zeitlichen Verläufe der Phasen-gemittelten Statistiken für drei repräsentative Sensor-Positionen herangezogen. Betrachtet wird weiterhin zunächst  $Sr = 1,33$ .

Bereits nahe der Profil-Vorderkante ( $S/S^* = 0,03$ ) sind die Auswirkungen der auftreffenden Nachlauf-Strukturen nicht nur im Verlauf der QWSS, sondern durch den periodischen Turbulenz-Eintrag ebenfalls in den Verläufen



**Bild 7.13:** Phasen-gemittelte Zeitentwicklungen der QWSS, der Standardabweichung und der Schiefe sowie zugehörige Histogramme der Werteverteilungen entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS im Mittelschnitt für 3 Sensor-Positionen.  $Sr = 1,33$ ,  $Re_{is} = 200k$ .

der Phasen-gemittelten Standardabweichung und der Schiefe nachzuweisen. Jedoch wirken sich diese in der frisch anlaufenden, laminaren Grenzschicht aufgrund der Dämpfung nur geringfügig aus. Im hinteren Bereich der Schau-fel-Saugseite ( $S/S^* = 0,77$ ) unter Vorliegen des positiven Druckgradienten und der somit ablösegefährdeten Grenzschicht hingegen, ist der Einfluss der periodischen Nachlauf-Störungen auf die Grenzschicht wesentlich stärker ausgeprägt. Die zeitliche Entwicklung von QWSS,  $\sigma(E)$  und  $S(E)$  folgen dabei einem charakteristischen Verlauf, der in ähnlicher Form von Mailach u. Vogeler [2004], jedoch an einer Verdichterschau-fel, beobachtet wurde. Beim Eintreffen des Nachlaufs findet eine rapide Turbulenzerhöhung statt. Die statistische Werteverteilung verschiebt sich vom laminaren Zustand zunehmend hin zum turbulenten, geprägt durch eine ebenso rapide Zunahme der Schiefe  $S(E)$ , Erreichen des  $S(E)$ -Maximums und der folgenden Abnahme. Beim Nulldurchgang liegen in der GS gleichverteilte turbulente und laminare Bereiche vor, die Fluktuationen und somit  $\sigma(E)$  sind in diesem Fall maximal ausgeprägt. Das

Minimum der Schiefe wird im Zentrum des Nachlaufs einhergehend mit dem QWSS-Maximum und maximaler Turbulenz erreicht. Im vorliegenden Fall der saugseitigen Turbinenprofil-Strömung folgt, anders als im Verdichter, auf das Nachlauf-Zentrum generell ein Bereich reduzierter Geschwindigkeit und somit ungünstiger Strömungsbedingungen. Der erhöhte turbulente Anteil der Grenzschicht wirkt diesem jedoch entgegen und es findet über den beruhigten Bereich eine langsame Rückkehr zu verringerter Wandschubspannung statt. Vor Erreichen der Hinterkante ( $S/S^* = 0,95$ ) ist eine weitere Zunahme der turbulenten Anteile zu verzeichnen, jedoch liegt keine vollständig turbulente GS-Strömung vor. Abschließend erlaubt die Betrachtung der Verteilungs-Histogramme eine weitere Einschätzung des Grenzschichtzustandes (vergleiche Gomes u. a. [2015]). Ausgehend von einer größtenteils laminaren GS nahe der Vorderkante ( $S/S^* = 0,03$ ), gekennzeichnet durch geringe Fluktuationen und damit einer hohen relativen Häufigkeit eines begrenzten Wertebereichs, bewirken die sich abwechselnden turbulenten und laminaren Bereiche im hinteren Teil der Schaufel-Saugseite eine charakteristische Histogramm-Verteilung mit zwei Höckern (hier  $S/S^* = 0,77$ ). Für weiter zunehmende Turbulenz steigt die Ausprägung des rechten Höckers (turbulente Anteile) zunehmend an ( $S/S^* = 0,95$ ).

Für den Fall reduzierter Störfrequenz ( $Sr = 0,43$ , Abb. 7.12 (A)) liegen die einzelnen Nachlauf-Störungen zeitlich deutlich weiter auseinander, tragen weniger hohe Turbulenz und laufen unter einem flacheren Winkel in die Schaufelpassage ein (höhere Durchflusszahl). Anders als die für  $Sr = 1,33$  festgestellte, durchgängige Konvektion der Nachlaufstörung liegt für  $Sr = 0,43$  ein augenscheinlich diskontinuierlicher Nachlauf-Pfad vor. Am Lehrstuhl begleitend durchgeführte Large Eddy Simulationen der betrachteten Konfiguration sowie dieses Betriebspunkts bestätigen den dargestellten charakteristischen Verlauf und dienen der Unterstützung der Interpretation der ablaufenden Phänomene. Aufgrund seines flacheren Einlaufens trifft der Nachlauf erst auf die Profil-Saugseite auf, wenn er schon einen erheblichen Teil der Schaufelpassage durchlaufen hat. Zuvor schiebt er Fluid der Passagenströmung vor sich her und drückt dies gegen die Profil-Saugseite, wodurch das zwischen Nachlauf und Profil befindliche Fluid weiter beschleunigt wird. Der Nachlauf legt sich zunehmend um die gesamte Saugseite, woraufhin das beschleunigte Fluid aus dem "Spalt" zwischen Nachlauf und Profil gedrückt wird, dargestellt mit Pfad (I) in Abb. 7.12 (A). In diesem Zuge erhöht das beschleunigte Fluid der Passagenströmung temporär die QWSS. Aufgrund der geringeren Turbulenz der Passagenströmung verglichen mit der Turbulenz im eigentlichen Nachlauf fällt die anhand von  $Sr = 1,33$  betrachtete stabilisierende Auswirkung auf die Grenzschicht kaum wahrnehmbar aus, zu erkennen im Bereich niedrigster Wandschubspannung zwischen  $S/S^* = 0,69$  und  $S/S^* \approx 0,80$ . Erst stromab von  $S/S^* \approx 0,80$  wird eine kurzzeitige und deutliche Energetisierung der

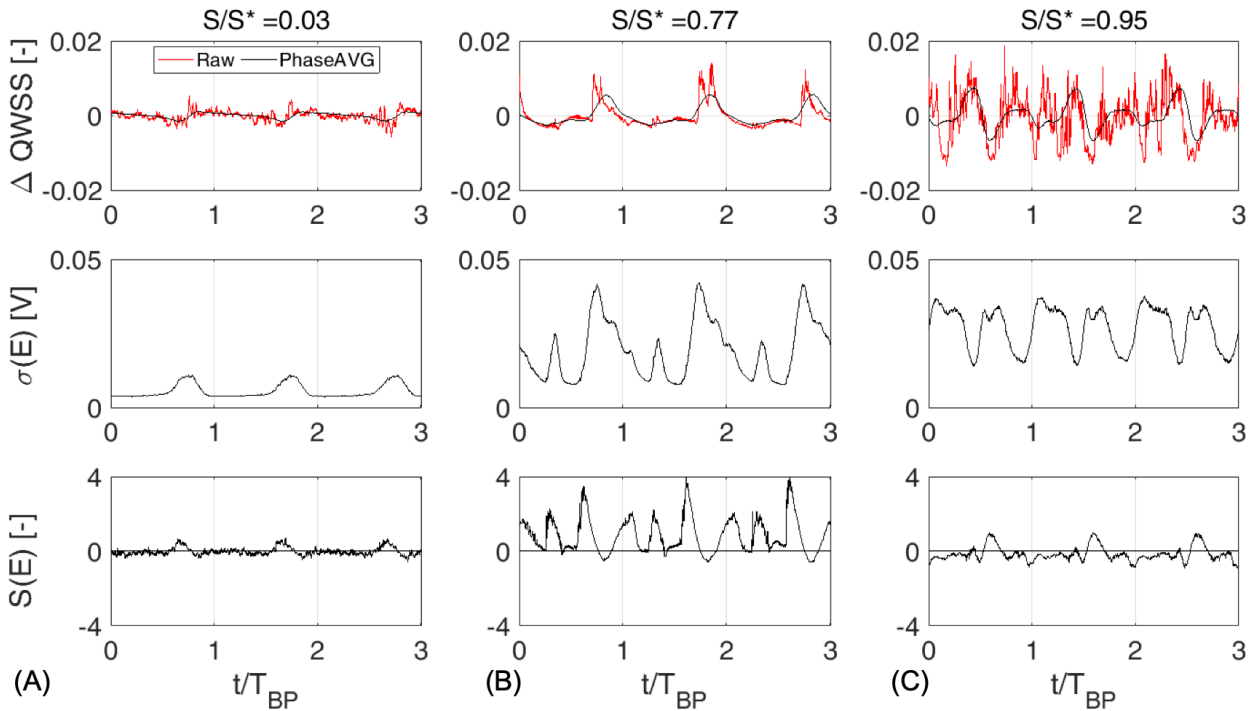
ablöse-gefährdeten GS und Anhebung der QWSS erreicht, welche jedoch unmittelbar wieder abklingen. Dies spricht für eine beschleunigte Transition der abgelösten Scherschicht, welche somit kurzzeitig früher wieder anlegt. Der auf diesen Vorgang folgende tatsächliche Nachlauf ist mit Pfad (II) gekennzeichnet. Aufgrund der mit dem Nachlauf in die Grenzschicht eingebrachten Turbulenz fällt dessen Einfluss prägnanter aus und hebt das QWSS-Niveau im gesamten hinteren Bereich der Saugseite an. Nahe der HK liegt letztendlich eine Überlagerung zweier Grenzschicht-Instabilitäten vor:

(A) Einerseits die temporäre Verkleinerung der Ablösung durch das Fluid der Passagenströmung.

(B) Andererseits die temporäre komplette Unterbindung der Ablöse-Gefährdung durch das eigentliche Nachlauf-Fluid.

Beide Interaktionsformen sind anhand von Abb. 7.14 für den Fall  $Sr = 0,43$  erkennbar. Die Phasen-versetzten Instabilitäten gehen eindeutig aus den Verläufen der gezeigten statistischen Größen im hinteren Schaufelbereich hervor, welche zusätzliche Ausschläge zwischen den eigentlichen Nachlauf-Störungen aufweisen. Dabei liegt  $S/S^* = 0,77$  genau im Bereich der periodisch-unterdrückten Ablösung und verdeutlicht die alternierenden Instabilitäten durch die Nachläufe sowie die wiederkehrende Ablösung. Ebenso zeigt der Verlauf des QWSS-Rohsignals die zwischen den Nachläufen auftretende zusätzliche Instationarität. An der Hinterkante sind beide Effekte gleichwertig ausgeprägt.

Zusammengefasst unterscheiden sich die Phänomene in der Grenzschicht für die betrachteten Fälle erheblich voneinander. Für hohe Störfrequenzen alterniert die GS zwischen den Auswirkungen des eigentlichen Nachlaufs und den darauf folgenden, zunächst turbulenten und dann beruhigten Bereichen. Schwankungsbewegungen werden gedämpft und die GS-Ablösung gehemmt, bevor der folgende Nachlauf eintrifft. Dies geht einher mit einer deutlichen Erhöhung der Wandschubspannung in demjenigen Bereich, welcher unter ungestörter Zuströmung ablösegefährdet ist. Für niedrigere Störfrequenzen hingegen wird die vorliegende Ablösung lediglich periodisch unterdrückt und bildet sich erneut aus. Diese deutlichen Unterschiede zwischen den Auswirkungen der Nachläufe sind auf die für  $Sr = 0,43$  geringere Stabgeschwindigkeit und die Orientierung der Nachläufe zurückzuführen. Zum Einen verlängert dies die Zeitspanne zwischen dem Eintreffen der Einzelnachläufe. Zum Anderen ruft die geringere Relativgeschwindigkeit zwischen Hauptströmung und bewegtem Stab reduzierte Geschwindigkeitsschwankungen und Turbulenzanteile des resultierenden Nachlaufs hervor. Der Stab-Nachlauf ist in diesem Fall weniger stark ausgeprägt.



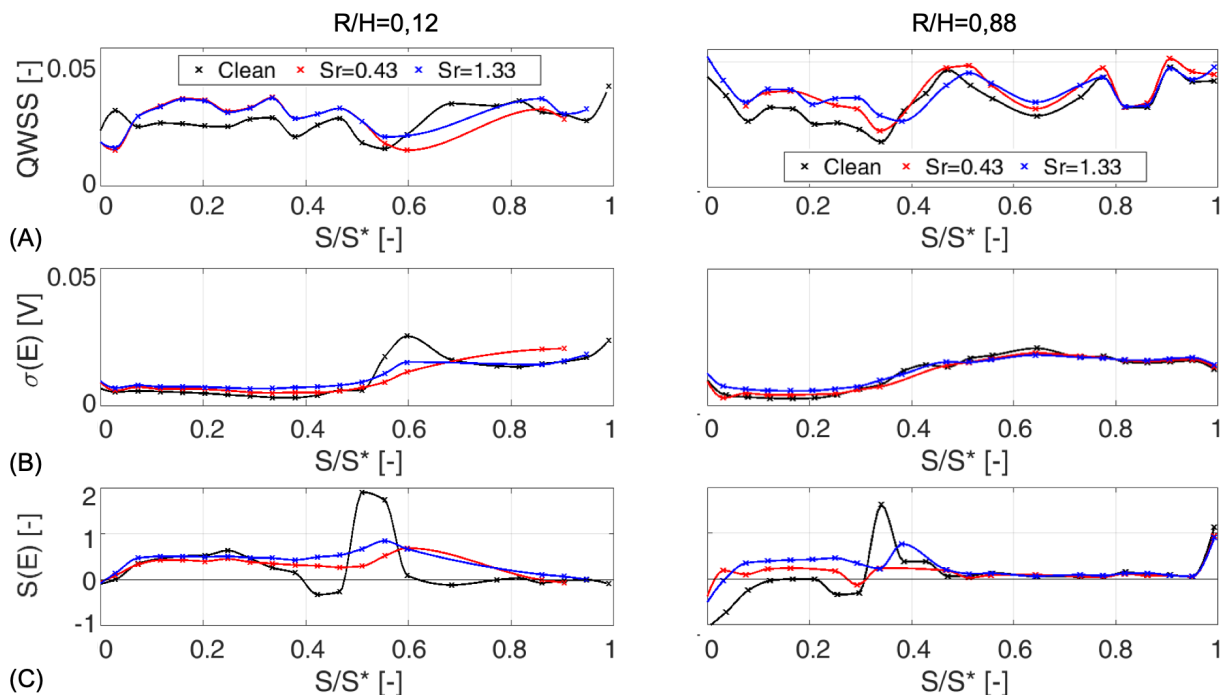
**Bild 7.14:** Phasen-gemittelte Zeitentwicklungen der QWSS (oben), der Standardabweichung (mittig) und der Schiefe (unten) entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS im Mittelschnitt für 3 Sensor-Positionen.  $Sr = 0,43$ ,  $Re_{is} = 200k$ .

### 7.2.3 Einfluss auf den Grenzschichtzustand nahe der Seitenwand

#### Zeit-gemittelte Betrachtung

Zur Analyse des periodischen Nachlauf-Einflusses auf die Profilströmung in Seitenwandnähe ( $R/H = 0,12$  und  $R/H = 0,88$ ), sind in Abb. 7.15 die Verteilungen der Ensemble-gemittelten QWSS (A), der Standardabweichung  $\sigma(E)$  (B) sowie der Schiefe  $S(E)$  (C) entlang des Profils nahe der Nabe und nahe des Gehäuses dargestellt. Aufgrund der Seitenwand-nahen Instrumentierung des Schaufelprofils ist - anders als im Mittelschnitt - nicht von einer weitestgehend zweidimensionalen (mit vernachlässigbarer radialer Komponente) Profilmströmung auszugehen. Aufgrund der dem Druckgradienten in der Passage folgenden Querströmung bildet sich in Seitenwandnähe entlang der Saugseite Eckenablösungen aus, welche durch eine radial in Richtung des Mittelschnitts gerichtete Strömungskomponente gekennzeichnet ist. Aufgründessen dieser radialen Ablenkung der Strömung ist durch Betrachtung eines konstanten  $R/H$ -Schnittes keine klassische Entwicklung der Grenzschicht nachzuvollziehen. Vielmehr soll diese Betrachtung den Nachlauf-Einfluss auf instationäres GS-Verhalten aufzeigen.





**Bild 7.15:** QWSS (A),  $\sigma(E)$  (B) und  $S(E)$  (C) entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS nahe den Seitenwänden ( $R/H = 0,12$  und  $R/H = 0,88$ ) unter ungestörten und 2 gestörten Zuströmbedingungen.  $Re_{is} = 200k$ .

Nahe der Nabe ( $R/H = 0,12$ ) ist der Einfluss des rotierenden Nachlauf-Erzeugers entlang der gesamten Saugseite deutlich erkennbar. Die periodisch-modifizierte Zuströmung äußert sich in Vorderkanten-Nähe durch die intermittierende Fehlanströmung zunächst in einem Absinken der QWSS-Werte verglichen mit dem ungestörten Fall. Im weiteren Saugseiten-Verlauf ist ein generell erhöhtes QWSS-Niveau der gestörten Fälle festzustellen, wobei sich die zeit-gemittelten Verläufe von  $Sr = 0,43$  und  $Sr = 1,33$  stromauf von  $S/S^* = 0,55$  nicht unterscheiden. Der Turbulenz-Eintrag der Nachläufe in die Naben-nahe Strömung scheint für beide Betriebspunkte auszureichen, um eine vergleichbare Anhebung des generellen QWSS-Niveaus zu bewirken. Dieser Eintrag von Turbulenz manifestiert sich nicht primär in der Profil-Grenzschicht, sondern stabilisiert die Seitenwand-Grenzschicht, welche in der Folge weniger stark auf die Profil-Grenzschicht trifft. Das ausgeprägte  $\sigma(E)$ -Maximum in Kombination mit verringerten QWSS-Werten des ungestörten Falls wurde bereits mit den auf der Saugseite eintreffenden Wirbelstrukturen des Sekundärströmungssystems in Verbindung gebracht. Unter Nachlauf-Einfluss wird diese von Natur aus bereits instationäre Grenzschicht-Wirbel-Interaktion zusätzlich durch die Nachlauf-Störfrequenz angeregt. Wie auch bereits in Winhart u. a. [2019b] oder Sinkwitz u. a. [2019a] gezeigt wurde und im weiteren Verlauf der Arbeit in Kapitel 8 herausgearbeitet wird, bewirken der Turbulenz-Eintrag

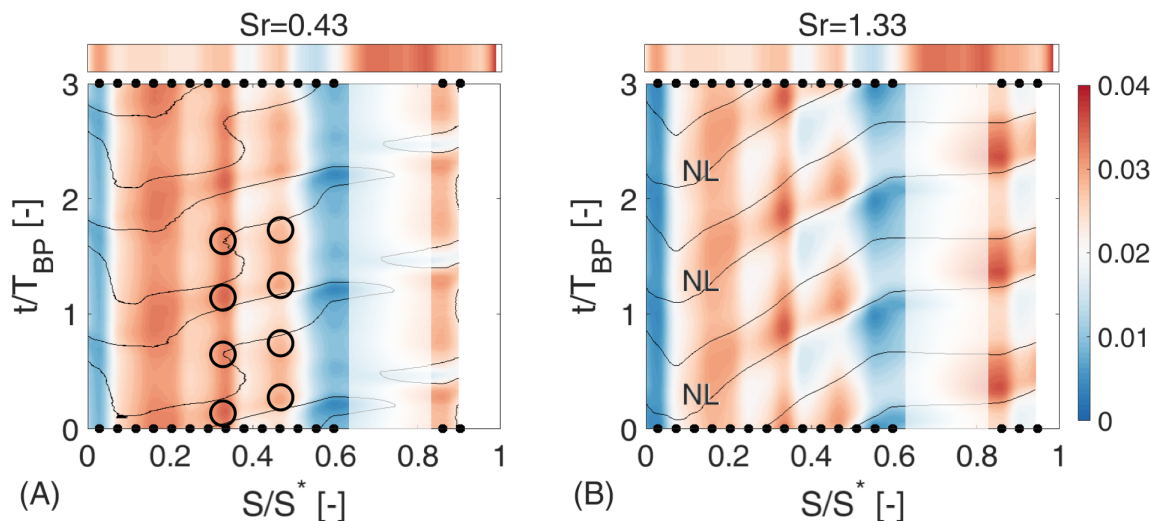
sowie die lokale Verzerrung des Druckfeldes im Stab-Nachlauf eine periodische Ablenkung des druckseitigen Hufeisenwirbels-Asts (HSV-PL). Dies führt zu einer intermittierenden stromauf- und stromab-Verlagerung der Position, an der der Wirbel auf die Profil-Saugseite auftritt. In der Folge werden der Kanalwirbel, die saugseitige Eckenablösung sowie die daraus resultierenden Wirbelstrukturen radial verdrängt, während der Nachlauf-Einfluss nachlässt und eine Rückverlagerung stattfindet. Ein klarer Ort höchster Instationarität ist für gestörte Zuströmung nicht mehr auszumachen, stattdessen liegt eine Aufweitung des Bereichs maximaler QWSS-Schwankungen sowie dessen Verschiebung hin zur Hinterkante vor, welches mit der Nachlauf-induzierten periodischen Verlagerung der HSV-PL-Grenzschicht-Interaktion in Verbindung gebracht wird.

Nahe des Gehäuses ( $R/H = 0,88$ ) sind die Unterschiede in den QWSS-Verteilungen weniger systematisch ausgeprägt. Lediglich im vorderen Schaufel-Bereich (bis etwa  $S/S^* = 0,33$ ) ist auch hier eine Anhebung des QWSS-Niveaus verglichen mit dem ungestörten Fall zu erkennen. Hinsichtlich der  $\sigma(E)$ -Verteilungen sind keinerlei Unterschiede festzustellen.

Hinsichtlich der Asymmetrie der QWSS-Verteilung bzw. deren Schiefe  $S(E)$  ist ein markanter Unterschied zwischen dem Referenzfall und den gestörten Fällen festzustellen, da die eindeutigen Maxima der ungestörten Verteilungen nahe der Nabe und des Gehäuses nicht mehr vorliegen. Das eindeutige Maximum deutet auf einen definierten Ort der fortschreitenden GS-Transition hin, welcher in Einklang mit dem Anstieg der QWSS-Fluktuationen sowie dem darauf folgenden QWSS-Anstieg gebracht werden kann und auf den auftreffenden HSV-PL zurückgeführt wird.

### **Zeit-aufgelöste Betrachtung**

Abb. 7.16 zeigt schließlich die zugehörigen, Phasen-gemittelten, QWSS-Zeitentwicklungen exemplarisch für den Naben-nahen Schnitt, der QWSS-Verlauf des ungestörten Falls ist erneut über den Darstellungen angegeben. Aufgrund der frühzeitigen Alterung der Heißfilm-Sensoren standen für diese Messung nur noch eine reduzierte Anzahl an funktionsfähigen Sensoren des Heißfilm-Arrays zur Verfügung. Die zugehörigen Bereiche dieser Sensoren wurden entsprechend gekennzeichnet, um eine Fehlinterpretation der interpolierten Daten zu vermeiden. Die Nachlauf-induzierte Periodizität wird dennoch treffend erfasst und zeigt für  $Sr = 1,33$  eine periodische QWSS-Anhebung, welche insbesondere nahe der HK stark ausgeprägt ist. Anders als im Mittelschnitt ist nahe der HK jedoch kein langsames Abklingen der Nachlauf-induzierten Effekte zu verzeichnen, sondern ein rapider Abfall sogar unter den im Referenzfall vorliegenden Wert. Das Absinken der QWSS unter den im ungestörten Fall vorliegenden Wert wird mit der periodischen Beeinflussung des Seitenwand-nahen Sekun-



**Bild 7.16:** Phasen-gemittelte QWSS-Zeitentwicklung entlang der T106<sup>RUB</sup>-SS nahe der Naben-Seitenwand ( $R/H = 0,12$ ) für  $Sr = 0,43$  (A) und  $Sr = 1,33$  (B).  $Re_{is} = 200k$ .

därströmungsbereichs in Verbindung gebracht. Infolge des Nachlauf-Einflusses werden neben der Profilgrenzschicht ebenfalls die Seitenwand-Grenzschichten sowie die Querströmung innerhalb der Schaufelpassage beeinflusst. In der Folge wird die Lage und Intensität der in Seitenwandnähe auf der Profil-Saugseite auftreffenden Wirbelstrukturen periodisch verändert, nachweisbar anhand der intermittierenden QWSS-Verringerung. Eine weiterführende Analyse der periodisch-veränderlichen Sekundärströmungsstrukturen folgt in Kapitel 8.

Für  $Sr = 0,43$  ist dieses kurzzeitige Absinken der QWSS vor der HK ebenfalls zu identifizieren. Weiterhin kann zwischen  $S/S^* = 0,30$  und  $S/S^* = 0,47$  zusätzliches periodisch-instationäres Verhalten, welches mit dem Doppelten der eigentlichen Anregungsfrequenz erfolgt, festgestellt werden. Zur Erklärung dieses Sachverhalts muss die Nachlauf-Kinematik betrachtet werden: für niedrige Nachlauferzeuger-Drehzahlen und somit niedrige Störfrequenzen der eintreffenden Nachläufe "pendelt" der HSV-PL zwischen seiner ungestörten Ausgangslage und der durch den Nachlauf beeinflussten, stromab verschobenen Lage. Die Grenzschicht ist somit zum Einen dem Einfluss des pendelnden HSV-PL, zum Anderen jedoch auch weiterhin dem Einfluss des eigentlichen Nachlaufs ausgesetzt. Infolge niedriger Nachlauf-Frequenzen folgen diese Einflüsse zeitlich aufeinander und resultieren innerhalb einer Periode in zwei nachfolgenden Anregungen (Markierungen in Abb. 7.16 (A)). Für gesteigerte Stör-Frequenzen reicht die Zeitspanne zwischen den eintreffenden Nachläufen nicht dazu aus, dass der HSV-PL seine Ausgangslage einnehmen kann, weswegen die beschriebenen Effekte miteinander verschmelzen und einen kom-

binierten, gleichphasigen Effekt (Kopplung von Nachlauf und HSV-PL) auf die betrachtete Grenzschicht ausüben.

#### 7.2.4 Druckverteilung an der Seitenwand

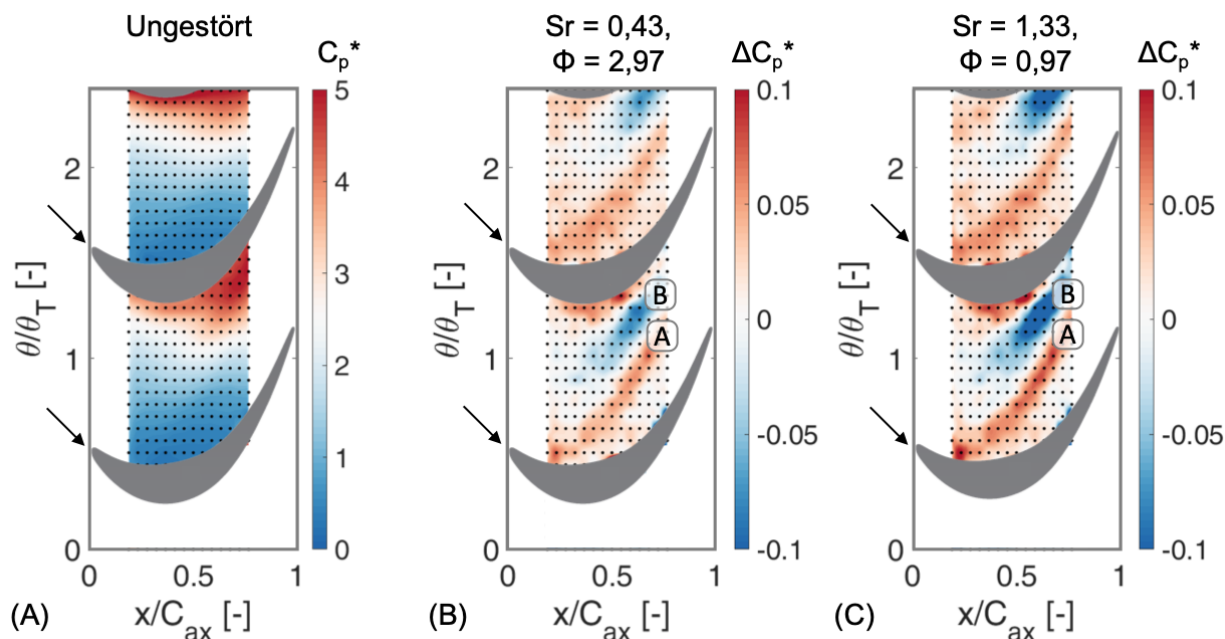
Zusätzlich zu den Untersuchungen auf dem Schaufelprofil wurden Druckdaten auf der Gehäuse-seitigen Seitenwand gesammelt. Zum Einen wurden aus über 500 Messstellen (Druckbohrungen) aufgebaute stationäre Druckmessungen durchgeführt (messtechnische Beschreibung in Abschnitt 4.3.1). Zum Anderen dienten in das Gehäuse eingeschraubte Kulite-Sensoren (XT190) an 136 Positionen entlang der Seitenwand der Aufnahme instationärer Messdaten (siehe Abschnitt 4.3.2). Die Ergebnisse der stationären Druckmessung sind in Abb. 7.17 für den Referenzfall (A) sowie die beiden periodisch-gestörten Betriebspunkte  $Sr = 0,43, \Phi = 2,97$  (B) und  $Sr = 1,33, \Phi = 0,97$  (C) dargestellt. Bei der dargestellten Größe des lokal erfassten Drucks  $p_{x,\theta}$  handelt es sich um den dimensionslosen, mit Drücken der Zuströmung normierten, Druckbeiwert  $c_p^*$ :

$$c_p^* = \frac{p_{t,zu} - p_{x,\theta}}{p_{t,zu} - p_{zu}}. \quad (7.7)$$

Zur Verdeutlichung der Abweichungen zwischen dem ungestörten Referenzfall (A) und der periodisch-gestörten Fälle (B) und (C) wurden weiterhin Differenz-Darstellungen der gestörten Fälle zum ungestörten Fall gewählt:

$$\Delta c_p^* = c_{p,gestört}^* - c_{p,ungestört}^*. \quad (7.8)$$

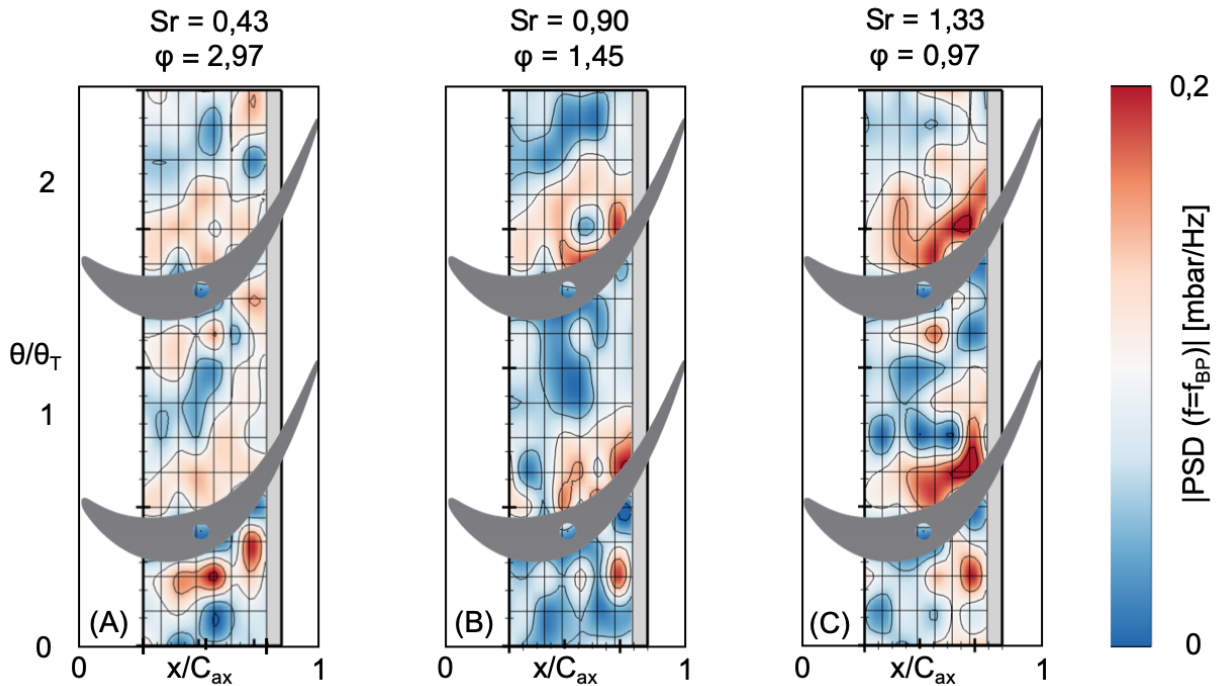
Deutlich zu erkennen am Beispiel des Referenzfalls (A) ist der zwischen der Druck- und der Saugseite innerhalb der Passage vorliegende Druckgradient. Verglichen mit dem allgemein präsenten Druckgradienten sind die infolge der periodisch-instationären Zuströmung an der Gehäusewand hervorgerufenen Druckänderungen recht gering. Erst aus den Differenzdarstellung der zeitgemittelten Wanddrücke werden charakteristische Pfade geänderten statischen Wanddrucks entlang der Gehäusekontur ersichtlich, gekennzeichnet mit "A" und "B". Diese spiegeln den zeitgemittelten Einfluss der Nachläufe auf das Sekundärströmungssystem, auf die Querströmung in der Passage und damit insbesondere auf den druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels (HSV-PL) sowie auf den Passagenwirbel (PV) wieder. Rot eingefärbte  $c_p^*$ -Bereiche verdeutlichen einen, im Vergleich zum ungestörten Fall, verringerten statischen und damit erhöhten dynamischen Druck und damit verglichen mit dem Referenzfall Bereiche beschleunigter Strömung. Blaue Bereiche einen im Vergleich erhöhten statischen und verringerten dynamischen Druck. Im Einklang mit den Ergebnissen ebenfalls am Lehrstuhl durchgeführter numerischer URANS-Simulationen



**Bild 7.17:** Zeit-gemittelte Verteilung des Druckbeiwertes  $c_p^*$  bzw.  $\Delta c_p^*$  an der Gehäuse-Seitenwand der T106<sup>RUB</sup>-Passage. Referenzfall (A), sowie Abweichungen zum Referenzfall für  $Sr = 0,43$  (B) und  $Sr = 1,33$  (C).  $Re_{is} = 200k$ .

(Winhart u. a. [2019a]) verdeutlicht Pfad "B" den Einflussbereich des HSV-PL unter Nachlauf-Einfluss. Pfad "A" stromab des HSV-PL hingegen ist aller Voraussicht nach auf die durch den Nachlauf beeinflusste Seitenwand-Grenzschicht zurückzuführen. Wie von Harrison [1988], Ingram [2003] und Vera u. a. [2008] anhand experimenteller Seitenwand-GS-Untersuchungen herausgearbeitet werden konnte, wird die eintreffende Seitenwand-GS durch den Quertransport und den HSV-PL abgeschält, so dass sich stromab des HSV-PL eine frische GS ausbildet. Diese neu-anlaufende GS ist nahe der Druckseite laminar und wird auf dem Weg zur benachbarten Saugseite zunehmend transitional. Die periodische Beeinflussung dieser frischen GS durch die eintreffenden Nachläufe (bzw. durch die periodische Beeinflussung des unmittelbar stromauf befindlichen HSV-PL) erhöht die Turbulenz innerhalb der GS und wird im zeitlichen Mittel durch Pfad "A" beschrieben. Mit Erhöhung der Drehzahl erhöht sich die Ausprägung der Druckänderung, die erkennbaren Pfade verändern ihre Lage jedoch nicht.

Zur weiteren Analyse dieser Beeinflussung und der periodisch-instationären Vorgänge wurden für Abb. 7.18 zeit-aufgelöste Messdaten der Kulite-Messungen mithilfe einer Spektralanalyse aufbereitet. Dargestellt ist nur diejenige Amplitude der spektralen Leistungsdichte (PSD), welche alleinig mit der jeweiligen Störfrequenz  $f_{BP}$  korrespondiert, um allein die mit der Periodizität



**Bild 7.18:** Zeit-gemittelte Druckverteilung an der Gehäuse-Seitenwand in der T106<sup>RUB</sup>-Passage für den Referenzfall (A), sowie  $Sr = 0,43$  (B) und  $Sr = 1,33$  (C).  $Re_{is} = 200k$ . (Abbildung reproduziert aus Sinkwitz u. a. [2019b])

des Stab-Nachlaufs zusammenhängenden Auswirkungen zu herauszustellen. In den Vergleich miteinbezogen ist erneut neben den beiden periodisch-instationären Fällen niedriger und hoher Störfrequenz der Fall mit mittlerer Störfrequenz ( $Sr = 0,90$ ,  $\Phi = 1,45$ ). Deutlich erkennbar ist die periodische Anregung der Seitenwand-nahen Strömung mit der Frequenz der Nachlauf-Störungen, insbesondere in Profilmähe. In der Folge wird die Seitenwand-GS energetisiert und der Quertransport von Grenzschicht-Fluid intermittierend reduziert, wodurch das Sekundärströmungssystem weniger Material zur Verfügung gestellt bekommt und in seiner Ausprägung ebenfalls reduziert wird. Da dieser Mechanismus an die Frequenz der Nachlauf-Störungen gekoppelt ist, lässt er sich mittels spektraler Analyse ausdrücken. Da die Ablenkung der Grenzschicht von der Druck- zur benachbarten Saugseite periodisch beeinflusst wird, schwankt auch die Seitenwand-Druckverteilung nahe der Druckseite stromab des eigentlichen HSV-PL Pfades (siehe Abschnitt 7.1.3) erheblich mit der Störfrequenz. Auch dies spricht erneut für den anhand von Abb. 7.17 diskutierten Zusammenhang sowie die von von Harrison [1988], Ingram [2003] und Vera u. a. [2008] festgestellte Ausbildung einer neuen Grenzschicht stromab des HSV-PL Pfades. In dieser frischen Grenzschicht konnten in den genannten Untersuchungen keinerlei periodischen Charakteristiken von stromauf befindli-

chen Störungen nachgewiesen werden, welches einen abschirmenden Einfluss vermuten lässt. Unter Nachlauf-Beaufschlagung hingegen wird der HSV-PL massiv beeinflusst und von seinem eigentlichen Pfad abgelenkt, wodurch die frisch anwachsende Grenzschicht periodisch beeinflusst wird. Letztendlich wird der Seitenwand-Bereich, der unter ungestörter Zuströmung durch den HSV-PL abgeschirmt wird, nun ebenfalls periodisch angeregt. Die Ausprägung dieses Effekts nimmt deutlich mit der Störfrequenz zu.





# 8 Experimentelle Untersuchung der T106<sup>RUB</sup>-Abströmung

Nach erfolgter Untersuchung der Zuströmung des T106<sup>RUB</sup>-Gitters im ungestörten Fall und unter periodisch-instationärer Nachlauf-Beaufschlagung sowie der Beschreibung der T106<sup>RUB</sup>-Profil-Umströmung soll in diesem Kapitel die Abströmung der T106<sup>RUB</sup>-Schaufelreihe analysiert werden. Stromab des Gitters werden Nachlauf-Effekte der Gitterdurch- bzw. Profillumströmung sichtbar, so dass Sekundärströmungen sowie Ablöseerscheinungen in ihrer Ausprägung quantifiziert werden können. Durch die Betrachtung zweier, in Strömungsrichtung aufeinander folgender Messebenen (E3.1 und E3.2) wird das Ausmischungsverhalten der in der Abströmung enthaltenen Strukturen bewertet. Neben der zeit-gemittelten Betrachtung werden durch den Einsatz geeigneter Strömungssonden und der dadurch erreichten zeitlich hochaufgelösten Abtastung des Strömungsfeldes zusätzlich die periodischen, Stabnachlauf-induzierten Effekte im Zeit- oder Frequenzraum zugänglich.

Zur Quantifizierung der Nachlauf-induzierten Auswirkungen wird zunächst die ungestörte Zuströmung diskutiert und im Folgenden als Referenzfall für die periodisch-gestörten Betriebspunkte verwendet.

## 8.1 Referenz: ungestörte Zuströmung

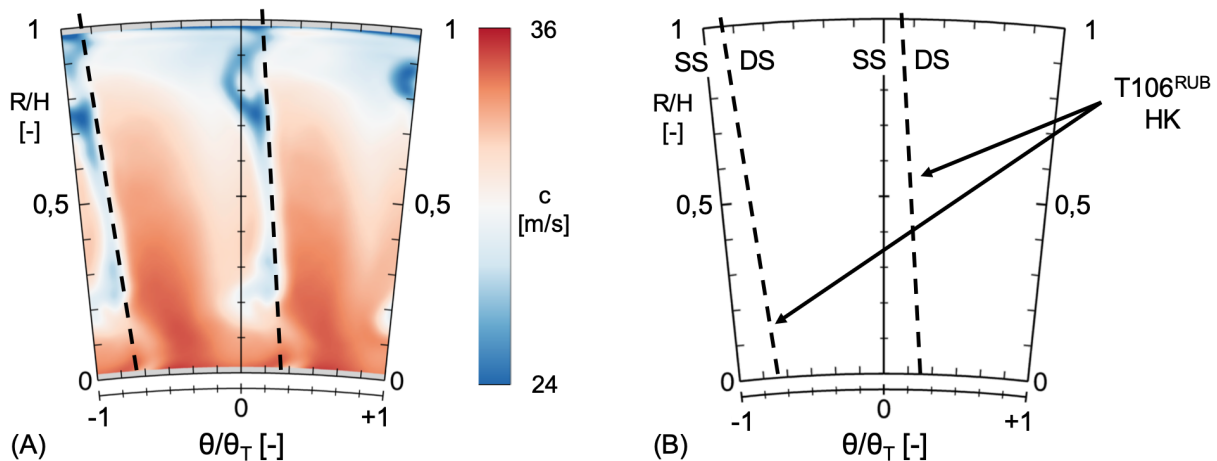
Analog zu den Ausführungen in Kapitel 7 wird zunächst der quasi-stationäre Referenzfall für ungestörte Gitter-Zuströmung vorgestellt. Für eine umfängliche Charakterisierung des Strömungsfeldes wurden dazu unter anderem 2D-Strömungsfeld-Traversen mittels Fünflochsonden durchgeführt. Der traversierte Bereich umfasst 2 Schaufelgitter-Teilungen ( $\Delta\Theta = 12^\circ$ ) in Umfangsrichtung und bis auf einen Sicherheitsabstand von  $\Delta R = 1\text{ mm}$  zur Nabenwand die komplette Kanalhöhe in radialer Richtung. Aufgeteilt ist das Messraster in 38 radiale Positionen ( $\Delta R$  zwischen 2 mm und 5 mm) sowie 37 Umfangspositionen ( $\Delta\Theta = 0,33^\circ$ ), woraus sich 1406 Messpositionen ergeben. Wie auch für die Fünflochsonden-Messungen in der Zuströmung (Kapitel 6) wurde an jeder Messposition zunächst eine pneumatische Ausgleichszeit von  $\Delta t_A = 5\text{ s}$  eingehalten, bevor die Bohrungsdrücke der fünf Bohrungen aufgezeichnet wurden. Aus der Messzeit von  $\Delta t_M = 4\text{ s}$  und der Kanal-Aufnahmefrequenz des

Scanivalve-Druckmesssystem von  $f_{M,Kanal} = 625$  Hz ergeben sich für jeden Bohrungsdruck pro Messposition 2500 Messwerte, welche der arithmetischen Mittlung unterzogen werden.

Die vorgestellten Messebenen befinden sich in einem axialen Abstand von  $\Delta x = 16$  mm bzw.  $\Delta x/C_{T106} = 0,16$  (E3.1) sowie von  $\Delta x = 35$  mm bzw.  $\Delta x/C_{T106} = 0,35$  (E3.2) stromab der  $T106^{RUB}$ -Hinterkanten. Für sämtliche gezeigten 2D-Felddarstellungen gilt die Blickrichtung entgegen der Strömungsrichtung und somit für Darstellungen der Gitter-Abströmung mit Blickrichtung auf die Profil-Hinterkanten.

### 8.1.1 Schaufelgitternachläufe und Sekundärströmungsfeld

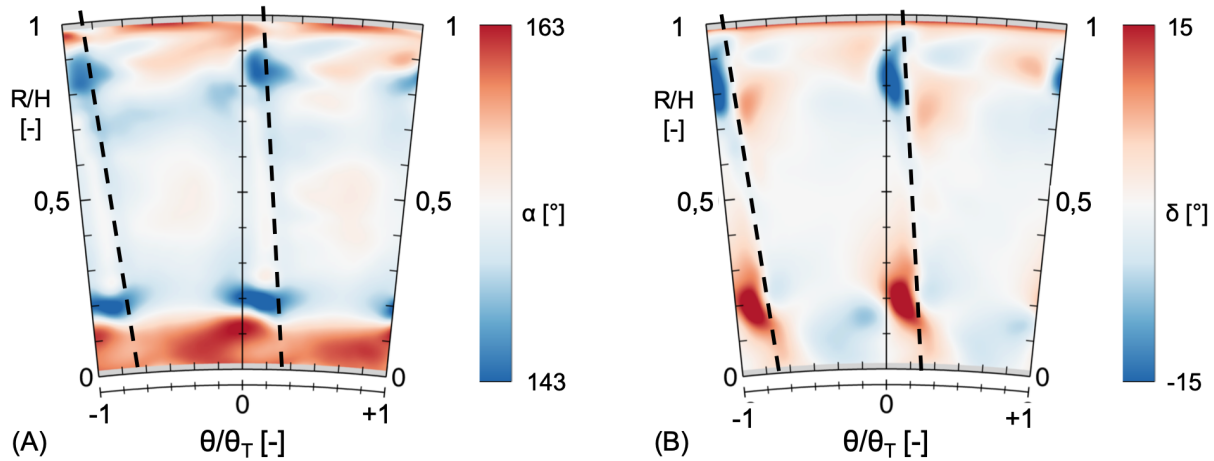
Zunächst ist in Abb. 8.1 (A) die Verteilung der Geschwindigkeit  $c$  stromab des  $T106^{RUB}$ -Gitters in Ebene E3.1 ( $\Delta x/C_{T106} = 0,16$ ) dargestellt, welche die Gitter-Abströmung anhand lokaler Bereiche verringerter Geschwindigkeit klar erkennen lässt. Diese Geschwindigkeitsdefizite sind zum Einen auf das Zusammentreffen saug- und druckseitiger Profilmströmung an der Hinterkante als auch auf die Seitenwand-nahen Sekundärströmungsbereiche, welche im Verlauf dieses Abschnitts detailliert vorgestellt werden, zurückzuführen. Generell ist das, für ein Ringgitter und die damit zusammenhängende radiale Auffächerung des Schaufelkanals typische, erhöhte Geschwindigkeitsniveau nahe der Nabe und die verringerte Geschwindigkeit am Gehäuse ersichtlich.



**Bild 8.1:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit  $c$  (A) und das sich generell ergebene Nachlauf-Schema (B) stromab des  $T106^{RUB}$ -Gitters (E3.1),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört.

Zur Unterstützung der Interpretation der vorliegenden Strömungsphänomene ist in Abb. 8.1 (B) das sich generell ergebene Schema der  $T106^{RUB}$ -Abströmung dargestellt. Neben den Positionen der jeweiligen (in Strömungsrichtung verschobenen) Profil-Hinterkanten (gestrichelt) sind zusätzlich die saugseitige

(SS) und druckseitige (DS) Abströmung gekennzeichnet. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird in den folgenden Abbildungen auf die Beschriftungen der Hinterkanten, sowie der Druck- und Saugseite verzichtet und lediglich die Position der Hinterkanten markiert.



**Bild 8.2:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen von Umfangsströmungswinkel  $\alpha$  (A) und Neigungsströmungswinkel  $\delta$  (B) stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters (E3.1),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört.

Zur weiteren Analyse der Ungleichförmigkeit des Strömungsfeldes zeigt Abb. 8.2 die Verteilungen des Umfangsströmungswinkels  $\alpha$  (A) und des Neigungsströmungswinkels  $\delta$  (B) stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters in Ebene E3.1 ( $\Delta x/C_{T106} = 0,16$ ), welche die von Sekundärströmungen geprägte Gitter-Abströmung bereits erkennen lassen. Hinsichtlich des Umfangsströmungswinkels  $\alpha$  markieren die roten Bereiche Gebiete der Überumlenkung und blaue Bereiche Gebiete der Minderumlenkung. Verstärkte Überumlenkung ist in direkter Seitenwandnähe festzustellen und ist auf den in der Schaufelpassage vorliegenden und von der Druck- zur Saugseite gerichteten Druckgradienten zurückzuführen. Dieser induziert einen Quertransport von vorrangig impulsarmem Fluid der Seitenwand-Grenzschicht in Richtung der Profil-Saugseiten (Kapitel 2.4.2) und erhöht folglich im Seitenwandbereich die Umlenkung über den Metallwinkel des Profils hinaus. In ausreichender Entfernung zu den Seitenwand-nahen Strömungsbereichen und somit des Quertransports in Richtung der Saugseiten bildet sich eine entsprechende Ausgleichsströmung in entgegengesetzter Richtung aus, welche als Minderumlenkung erkennbar ist. Diese entgegengesetzten und quer zur Hauptströmungsrichtung gerichteten Sekundärströmungspfade markieren die Ausprägung der jeweiligen Seitenwand-nahen Kanalwirbel (Passagenwirbel). Die unterschiedliche Ausprägung von Naben- und Gehäuse-nahem Sekundärströmungsbereich wird zurückgeführt auf die Gegebenheiten des Ringgitters, welches an der Nabe eine geringere Teilung aufweist, als am Gehäuse. Dies wiederum erhöht die Schaufel-spezifische Belastung nahe

des Gehäuses und verringert sie nahe der Nabe gegenüber der Situation im Mittelschnitt. Höhere Belastungen erhöhen ebenfalls den Druckgradienten zwischen den Schaufeln und damit das treibende Potential für die Entstehung der Sekundärströmungen. Gleichzeitig ist der Weg für das Auftreffen der Querströmung an der Nabe gegenüber des Gehäuses verkürzt. Wie für den betrachteten Fall in begleitenden numerischen Simulationen (Winhart u. a. [2019a]) gezeigt werden konnte, treffen die Sekundärströmungen in Nabennähe daher deutlich früher auf die benachbarte Schaufel auf ( $x/C_x \approx 0,42$ ), als in Gehäusenähe ( $x/C_x \approx 0,6$ ). Die Interaktion zwischen Profil- und Seitenwandströmung beginnt somit - trotz des generell in Nabennähe verringerten Querdruckgradienten - früher als am Gehäuse. In der Folge liegt am Austritt aus der Schaufelreihe an der Nabe eine erhöhte radiale Ausprägung des von Sekundärströmungen betroffenen Bereichs vor, als am Gehäuse. Zwischen diesen durch Seitenwand-Effekte beeinflussten Bereichen liegt der eigentliche Schaufel-Hinterkanten-Nachlauf.

Hinsichtlich des Neigungsströmungswinkels  $\delta$  werden die Sekundärströmungspfade in radialer Richtung verdeutlicht. Die Seitenwand-nahe Querströmung prallt auf die Profil-Saugseite und wird in Richtung der Kanalmitte abgelenkt, welches nahe der Nabe positive Neigungsströmungswinkel (radial nach außen gerichtet) und am Gehäuse negative Werte (radial nach innen gerichtet) bedingt und ebenfalls durch eine entsprechend entgegengesetzt gerichtete Ausgleichsströmung begleitet wird. In Summe formen diese, von der Primärströmungsrichtung abweichenden Strömungsbereiche eine stark wirbelbehaftete Gitter-Abströmung. Die sich ausbildenden Wirbelstrukturen sind in Abb. 8.3 (A) anhand der in Hauptströmungsrichtung gerichteten Wirbelstärke (streamwise vorticity - SVO) verdeutlicht.

Die Wirbelstärke als Rotation des Geschwindigkeitsfeldes wird über die lokalen Gradienten der Strömungsvektor-Komponenten bestimmt und im Rahmen dieser Arbeit über die Anteile der Wirbelstärke  $\omega$  in  $x$ - und  $y$ -Richtung wie folgt berechnet:

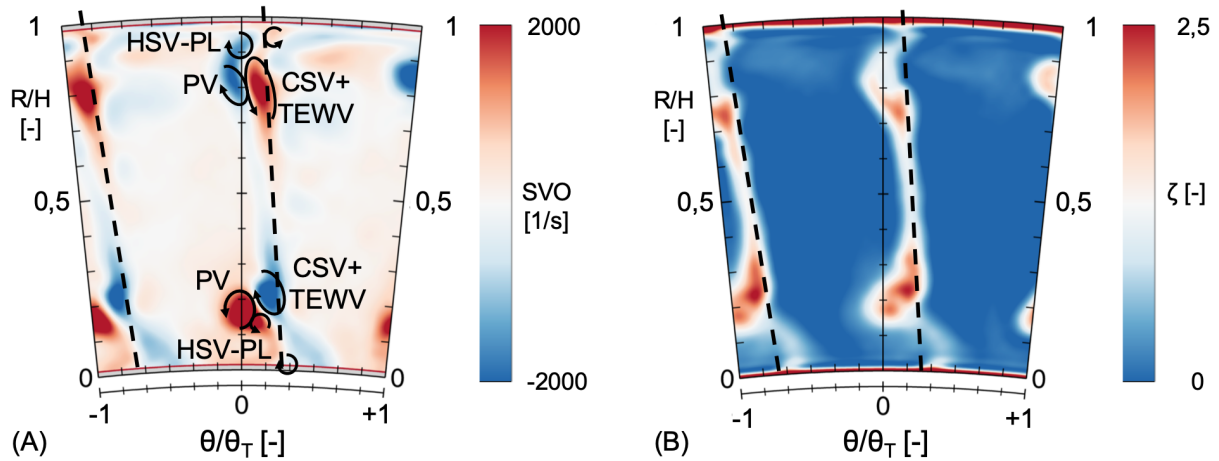
$$\text{SVO} = \omega_x \cdot \cos(\bar{\alpha}_{\text{MS}} - 90) + \omega_y \cdot \sin(\bar{\alpha}_{\text{MS}} - 90). \quad (8.1)$$

$\omega_x$  und  $\omega_y$  bestimmen sich zu:

$$\omega_x = \frac{\partial c_z}{\partial y} - \frac{\partial c_y}{\partial z} \quad (8.2)$$

$$\omega_y = \frac{\partial c_x}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial x}. \quad (8.3)$$

Da der Gradient der Geschwindigkeitskomponenten in  $x$ -Richtung aus einer Feldmessung bei konstanter  $x$ -Koordinate nicht bestimmt werden kann, wird



**Bild 8.3:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen von in Strömungsrichtung gerichteten Wirbelstärke SVO (A) und Totaldruckverlustbeiwert  $\zeta$  (B) stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters (E3.1),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört. (angelehnt an Sinkwitz u. a. [2019b])

weiterhin nach Gregory-Smith u. a. [1988a] die inkompressible Helmholtz-Gleichung zur Bestimmung von  $\omega_y$  herangezogen:

$$\vec{c} \times \vec{\omega} = \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p_t. \quad (8.4)$$

Für die  $z$ -Komponente dieser Gleichung folgt:

$$c_x \cdot \omega_y - c_y \cdot \omega_x = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_t}{\partial z}, \quad (8.5)$$

woraus sich eine weitere Bestimmungsgleichung für  $\omega_y$  ergibt:

$$\omega_y = \frac{1}{c_x} \cdot \left[ \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_t}{\partial z} + c_y \cdot \omega_x \right]. \quad (8.6)$$

Die partiellen Ableitungen der Geschwindigkeitskomponenten sowie des Totaldrucks  $p_t$  werden mittels zentraler Differenzen am Auswerte-Ort approximiert.

Bereiche ausgeprägter SVO spiegeln ausgeprägte Gradienten wieder, welche vorrangig in der Scherströmung zwischen den entgegengesetzten Querströmungen vorliegen und Wirbelstrukturen mit Rotationsachse in Richtung der Hauptströmungsrichtung markieren. Rote Bereiche positiver SVO geben eine Drehrichtung entgegen des Uhrzeigersinns an, blaue Bereiche negativer SVO eine Drehung im Uhrzeigersinn. Die charakteristischen Wirbelstrukturen sind anhand ihrer Drehrichtung markiert und benannt. Insbesondere in Seitenwand-Nähe sind unterschiedliche, nah beieinander liegende Wirbelstrukturen anhand ihrer Lage und Drehrichtung zu identifizieren. So können die

aus dem beschriebenen Quer-Transport resultierenden, dominanten Naben- und Gehäuse-nahen Passagenwirbel (PV) in einem gewissen Abstand zu den jeweiligen Seitenwänden im saugseitigen Bereich des Gitter-Nachlaufs festgestellt werden. Weiterhin kann der Hufeisenwirbel (horse shoe vortex - HSV) bzw. sein druckseitiger Ast (HSV-PL) nachgewiesen werden. Der Hufeisenwirbel geht auf das Aufrollen der Naben- und Gehäuse-seitigen Seitenwand-Grenzschichten am Staupunkt der Profil-Vorderkante zurück. In diesem Zuge wird die sich aufrollende Grenzschicht jeweils in zwei Äste aufgeteilt, welche entlang der Saug- und Druckseite propagieren. Der saugseitige Ast konvektiert nahe der Saugseite, wird aufgrund des vorliegenden Druckgradienten in der Ecke zwischen Seitenwand und Saugseite fixiert, nimmt das dortige Fluid in sich auf und wird daher auch als Eckenwirbel bezeichnet. Der druckseitige Ast hingegen wird, dem Druckgradienten folgend, von der Druckseite quer durch die Passage zur Saugseite des benachbarten Schaufelprofils transportiert. Beim Auftreffen auf der benachbarten Saugseite schiebt sich der druckseitige Hufeisenwirbel-Ast zwischen den Passagenwirbel und die benachbarte Seitenwand und schiebt diesen von der Seitenwand in Richtung Mittelschnitt. Trotz ihrer gleichgerichteten Drehrichtung verschmelzen die beiden Wirbelstrukturen im vorliegenden Fall nicht vollends miteinander und können eindeutig in der Abströmung identifiziert werden. In den Untersuchungen von bspw. Langston [2001] oder Lampart [2009] konnte eine klare Trennung nicht mehr festgestellt werden.

In unmittelbarer Nähe zu PV und HSV-PL kann weiterhin ein großflächiges, bis zur jeweiligen Seitenwand ausgedehntes und in die entgegengesetzte Richtung rotierendes Wirbelsystem nachgewiesen werden. Dieses System enthält Material der sich aufrollenden saugseitigen Grenzschicht, welche in Folge der auftreffenden Sekundärströmungen von der Saugseite abgeschält wird und den entgegengesetzt rotierenden counter vortex oder concentrated shed vortex (CSV) ausbildet. Weiterhin ist in direkter Seitenwandnähe der saugseitige Hufeisenwirbel bzw. Eckenwirbel sowie die entlang der Hinterkante aufgrund des Zusammentreffens von Saug- und Druckseitiger Profillumströmung induzierte Hinterkanten-Wirbelstraße (trailing edge wake vortices - TEWV) enthalten.

Abschließend ist in Abb. 8.3 (B) die Verteilung des lokalen Totaldruckverlustbeiwertes  $\zeta$  dargestellt, welcher mit den zeit-gemittelten Mittelschnitt-Größen der Prandtl-Sonden in der Zuström-Ebene E0 und dem lokal mit der Fünflochsonde ermittelten Totaldruck wie folgt definiert ist:

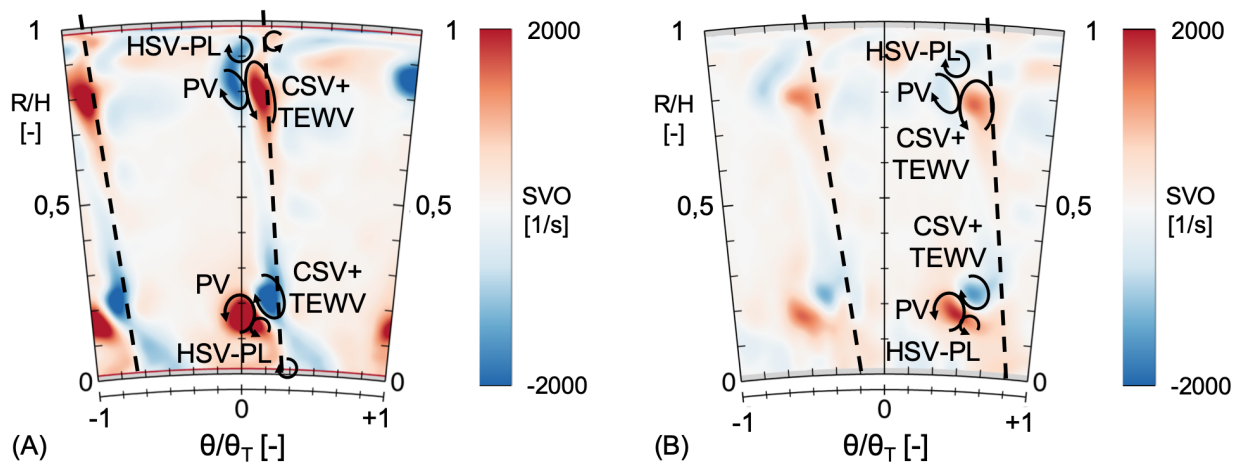
$$\zeta = \frac{\bar{p}_{t,E0} - p_{t,lokal}}{\bar{p}_{t,E0} - \bar{p}_{E0}} \quad (8.7)$$

Sämtliche Sekundärströmungsbereiche sowie die generelle Hinterkanten-Abströmung und die Seitenwand-Grenzschichten weisen einen markanten Totaldruckverlust auf. Gebiete deutlich erhöhten Totaldruckverlusts sind ins-

besondere in den Bereichen hoher Scherung zu finden, in denen gegensinnig rotierende Wirbelstrukturen, wie der PV und der HSV-PL dicht beieinander liegen. Augenscheinlich ist der PV nur mit geringen Totaldruckverlusten in Verbindung zu bringen, wohingegen die saugseitige Eckenablösung bzw. der CSV erhebliche stärker verlustbehaftet erscheinen. Diese Beobachtung wird gestützt durch die Erkenntnisse von Bear u. a. [2018], deren Untersuchung eine ähnliche Zuordnung zwischen Wirbelstrukturen und Verlustgebieten ergab.

### 8.1.2 Ausmischungsverhalten

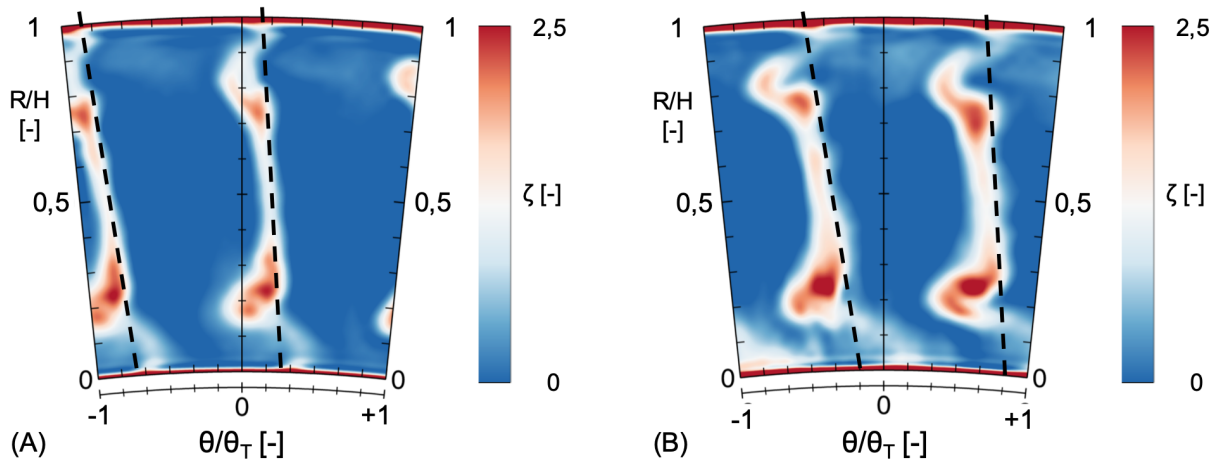
Zur Beurteilung des Ausmischungsverhalten der T106<sup>RUB</sup>-Gitterabströmung werden Feldmessungen aus den Ebenen E3.1 ( $\Delta x/C_{T106} = 0,16$ ) und E3.2 ( $\Delta x/C_{T106} = 0,35$ ) miteinander verglichen. In Abb. 8.4 sind dazu zunächst die Verteilungen der SVO der beiden Ebenen im direkten Vergleich dargestellt.



**Bild 8.4:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen der SVO in E3.1 (A) und in E3.2 (B) (stromab T106<sup>RUB</sup>),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört.

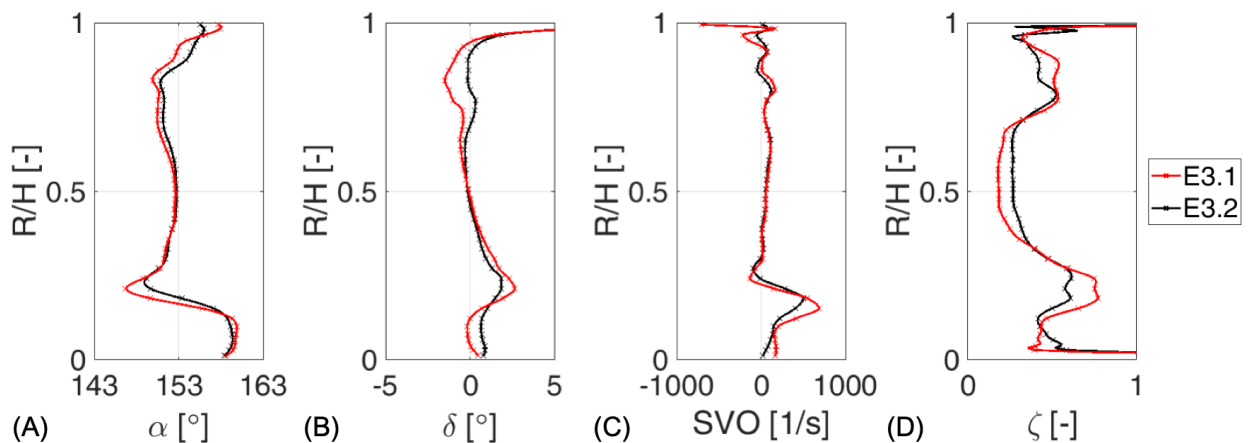
Die bereits in E3.1 identifizierten Wirbelstrukturen können erneut in E3.2 festgestellt werden, jedoch hat zwischen E3.1 und E3.2 eine offensichtliche und erhebliche Abschwächung der Wirbelstrukturen und deren Ausmischung mit der umgebenden Strömung stattgefunden. Die in den Sekundärströmungsbewegungen enthaltene kinetische Energie ist aufgrund der hohen, mit der gegensinnigen Wirbelbewegung benachbarter Strukturen verknüpften, Geschwindigkeitsgradienten erheblicher Dissipation ausgesetzt und wird zunehmend in Reibung umgesetzt. Eine Folge ist das Auseinanderbrechen des stromauf noch zusammenhängenden Systems aus CSV, TEWV und CV sowohl nahe der Nabe als auch nahe des Gehäuses in seine Einzelkomponenten. Der Prozess der Dissipation von kinetischer Energie in Reibung und letztendlich Wärme ist verknüpft mit einem irreversiblen Totaldruckverlust. Diese Entwicklung wird anhand der in Abb. 8.5 dargestellten Verteilungen des Totaldruckverlustbeiwertes in den

beiden aufeinander folgenden Ebenen verdeutlicht, welche eine Vergrößerung der Verlustgebiete in Strömungsrichtung zeigen.



**Bild 8.5:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen des Totaldruckverlustbeiwertes  $\zeta$  in E3.1 (A) und in E3.2 (B) (stromab  $T106^{RUB}$ ),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört.

Im Zuge des Ausmischungsprozesses werden die vorliegenden Gradienten zwischen der verlangsamten, Wirbel- und Verlust-behafteten Profilabströmung (Hinterkantennachlauf sowie Sekundärströmungssystem) und der freien Passagenabströmung zunehmend abgebaut, woraus die festzustellende Aufweichung der konzentrierten Verlustgebiete resultiert. Im Gegensatz zu den aufgeweichten Außenbereichen der Wirbelstrukturen sind die Wirbelkerne auch in Ebene E3.2 noch weitgehend intakt.



**Bild 8.6:** Ensemble- und Umfangs-gemittelte Radial-Verteilungen der Strömungswinkel  $\alpha$  (A) und  $\delta$  (B), der SVO (C) und des Totaldruckverlustbeiwertes  $\zeta$  (D) in E3.1 und in E3.2 (stromab  $T106^{RUB}$ ),  $Re_{is} = 200k$ , ungestört.



In Ergänzung zu den zweidimensionalen Feld-Darstellungen zeigt Abb. 8.6 über den Umfang gemittelte Verteilungen ausgewählter Strömungsgrößen für die beiden Ebenen E3.1 und E3.2. Im Einklang mit den Feldverteilungen wird der zunehmende Ausmischungsvorgang auch anhand der Umfangs-gemittelten Verteilungen erkennbar. So ist der Gradienten-Abbau der sekundären Geschwindigkeitskomponenten in den Wirbelgebieten anhand der Verteilungen der Strömungswinkel  $\alpha$  und  $\delta$  nachzuvollziehen, welche sich zwischen E3.1 und E3.2 zunehmend ihren Mittelwerten annähern. Auch die damit zusammenhängende Veränderung der SVO ist in der Umfangs-gemittelten Darstellung anhand der reduzierten Maxima ersichtlich. Ähnliches gilt auch für den Umfangs-gemittelten Totaldruckverlustbeiwert  $\zeta$ , welcher trotz der beibehaltenen Wirbelzentren reduzierte Maximalausprägungen dieser aufweist.

## 8.2 Einfluss periodisch instationärer Zuströmung

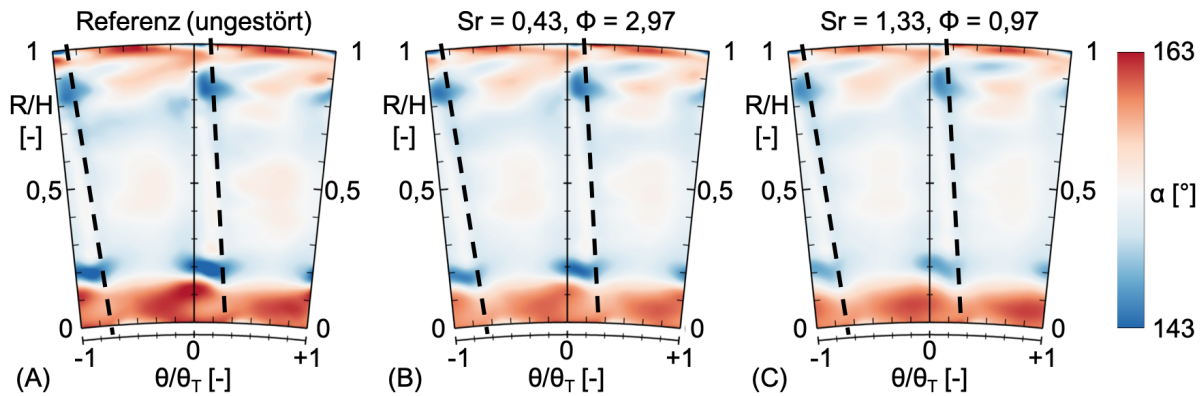
Aufbauend auf der Beschreibung der T106<sup>RUB</sup>-Gitterabströmung unter ungestörter, quasi-stationärer Zuströmung schließt sich im Folgenden die Analyse der Auswirkungen infolge periodisch gestörter Zuströmung durch eintreffende Stab-Nachläufe des rotierenden Nachlaufgenerators an. Analog zur Analyse der Profilmströmung in Kap. 7 werden konsequenterweise auch in der sich anschließenden Analyse die bereits vorgestellten, repräsentativen Nachlaufgenerator-Drehzahlen beziehungsweise Strouhal-Zahlen  $Sr$  betrachtet.  $Sr = 0,43, \Phi = 2,97$  bezeichnet einen Fall mit niedriger Störfrequenz, wohingegen  $Sr = 1,33, \Phi = 0,97$  für eine deutlich erhöhte Störfrequenz und somit eine reduzierte Zeitspanne zwischen dem Eintreffen der einzelnen Nachläufe steht. Für alle diskutierten Untersuchungen gilt weiterhin  $Re = 200k$ .

### 8.2.1 Zeitlich-gemittelte Betrachtung

Zunächst soll eine zeitlich-gemittelte Betrachtung der Auswirkungen durch Variation der Nachlaufgenerator-Drehzahl erfolgen, gefolgt von einer Analyse zeit-aufgelöster Daten.

Wie anhand der Ausführung in Kap. 7 gezeigt werden konnte, wirken sich die in das T106<sup>RUB</sup>-Gitter eintreffenden Stabnachläufe nachweislich auf den Zustand der betrachteten Grenzschichten sowohl auf dem Schaufelprofil als auch an den Seitenwänden aus. Zum einen beeinflusst dies in erheblichem Maße die Situation im Mittelschnittbereich fernab der Seitenwände (Transition, beruhigte Bereiche bzw. das generelle Grenzschicht-Verhalten insbesondere im hinteren Bereich der Saugseite). Zum anderen wird die Entwicklung des Sekundärströmungssystems nahe der Seitenwände zusätzlich zu den bereits beeinflussten Profil- und Seitenwand-Grenzschichten infolge der Nachlauf-

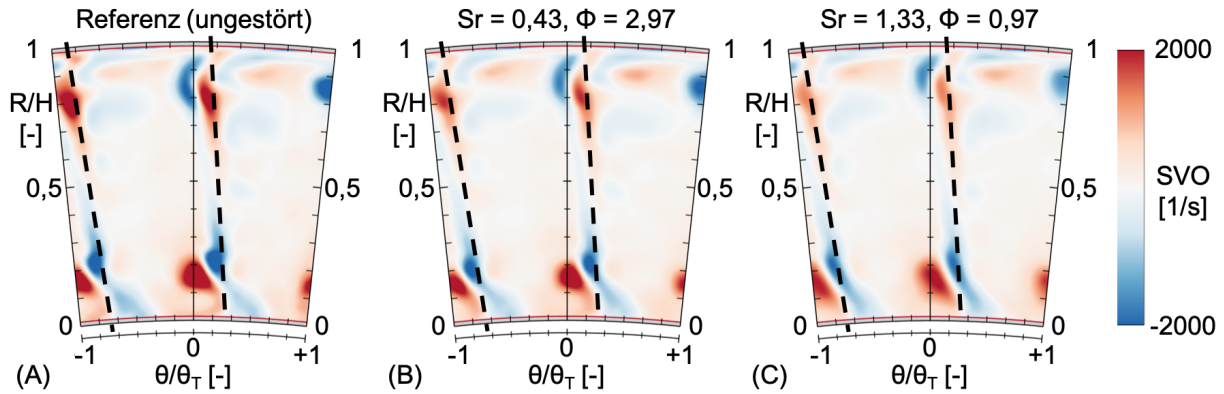
induzierten, periodischen Ablenkung des druckseitigen Hufeisenwirbel-Asts (HSV-PL) gestört. Die Auswirkungen auf die Seitenwand-nahe Strömung bewirken eine deutliche Änderung der Über- und Unterumlenkung in diesem Bereich. Dazu zeigt Abb. 8.7 einen Vergleich zwischen ungestörtem Referenzfall (A) sowie den beiden periodisch gestörten Fällen mit niedriger (B) und hoher (C) Störfrequenz.



**Bild 8.7:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen des Umfangsströmungswinkels  $\alpha$  in E3.1 (stromab  $T106^{RUB}$ ) für ungestörte Zuströmung (A),  $Sr = 0,43, \Phi = 2,97$  (B) und  $Sr = 1,33, \Phi = 0,97$  (C),  $Re_{is} = 200k$ .

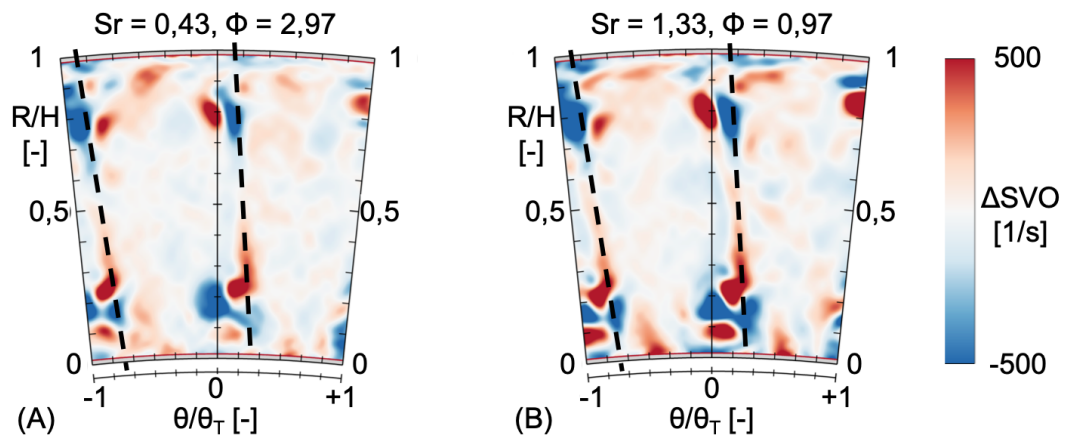
Im direkten Vergleich zwischen dem Referenzfall und  $Sr = 0,43, \Phi = 2,97$  ist insbesondere eine Verringerung der Überumlenkung in direkter Seitenwandnähe, sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse, ersichtlich. An der Nabe ist zudem eine deutlich reduzierte Minderumlenkung festzustellen, wohingegen diese am Gehäuse in dieser Konfiguration weniger stark zurückgeht. Bei weiterer Erhöhung der Störfrequenz auf  $Sr = 1,33, \Phi = 0,97$  findet hingegen eine Intensivierung des Naben-seitigen überumgelenkten Bereiches und eine einhergehende Verlagerung des Zentrums hin zur Seitenwand statt.

Dieses Verhalten wird im Folgenden anhand der in Abb. 8.8 verglichenen in Strömungsrichtung gerichteten Wirbelstärke SVO weiter thematisiert. So findet unter periodischer Nachlauf-Beaufschlagung sowohl hinsichtlich der Ausbreitung als auch der Intensität eine allgemeine, zeit-gemittelte Reduzierung der Wirbelstärke der Sekundärströmungsgebiete statt. Zurückzuführen ist dies auf die periodische, Grenzschicht-stabilisierende Wirkung der Nachläufe. Die derart, periodisch gegen Ablenkung gestärkte, Seitenwand-Grenzschicht wird weniger stark vom Querdruckgradienten in der Schaufelpassage beeinflusst, so dass dem anwachsenden Sekundärströmungssystem weniger Grenzschicht-Material zugeführt wird. Steigende Störfrequenz verstärkt diesen Trend zusätzlich. Der insbesondere für  $Sr = 1,33, \Phi = 0,97$  vergrößerte, von PV und HSV-PL beeinflusste Bereich mit gleichzeitig verringerten SVO-Maximalwerten deutet bereits in dieser zeit-gemittelten Betrachtung auf eine Instationarität dieses



**Bild 8.8:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen der SVO in E3.1 (stromab T106<sup>RUB</sup>) für ungestörte Zuströmung (A),  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  (B) und  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  (C),  $Re_{is} = 200k$ .

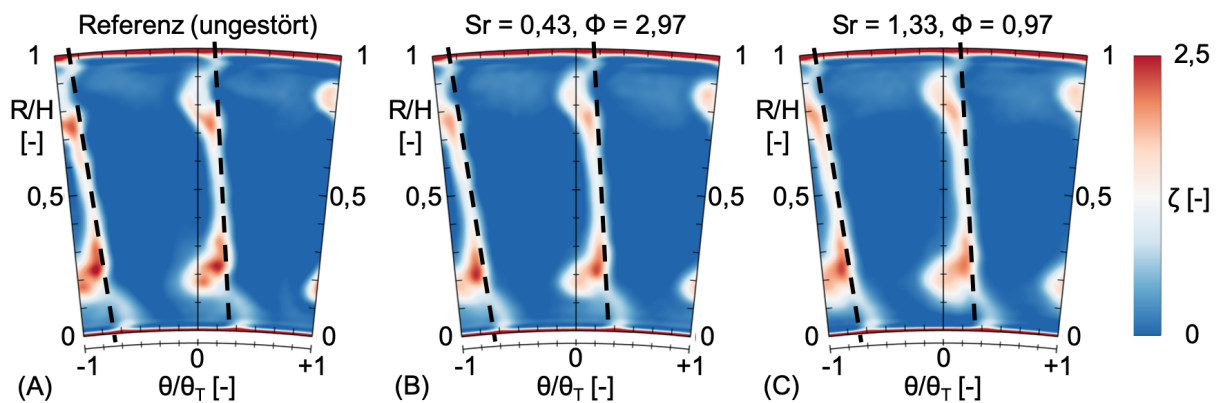
Wirbelsystems hin, welche im weiteren Verlauf dieses Kapitels anhand zeitlich-aufgelöster Betrachtung geprüft wird. Anhand der zeit-gemittelten Messdaten ist an dieser Stelle jedoch keine klare Differenzierung zwischen den beiden Wirbelkomponenten PV und HSV-PL möglich.



**Bild 8.9:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen der SVO in E3.1 (stromab T106<sup>RUB</sup>). Differenz von ungestörter Zuströmung zu  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  (A) und zu  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  (B),  $Re_{is} = 200k$ .

Zur verbesserten Herausstellung der veränderten SVO sind in Abb. 8.9 zusätzlich Differenzdarstellungen gegeben, in denen die SVO der gestörten Fälle abzüglich der SVO des Referenzfalls dargestellt ist. Diese Art der Darstellung ermöglicht einen verbesserten Einblick, welche Strukturen inwieweit gestärkt oder geschwächt werden. So ist insbesondere eine Schwächung (Reduzierung positiver Wirbelstärke oder Erhöhung negativer Wirbelstärke) der Passagenwir-

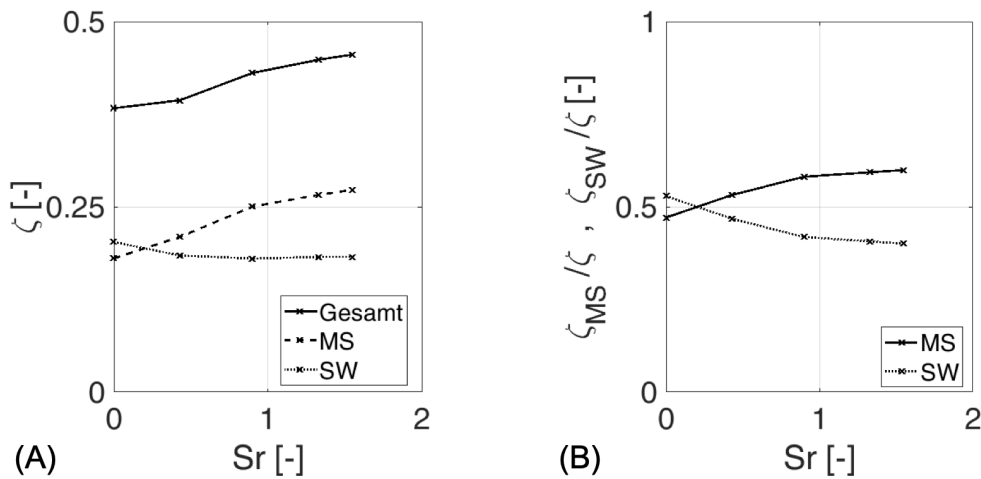
bel sowie der durch diese induzierten, Seitenwand-nahen saugseitigen Ablösung (CSV) festzustellen. Zudem liegt eine Verlagerung des CSV in Richtung der jeweiligen Seitenwand vor. Dies wird erklärt durch die reduzierte Stärke des PV und dem damit verringerten Einfluss auf die saugseitige, Seitenwand-nahe Profilmströmung. Die Kombination aus verringerter Stärke der auf die Saugseite auftreffenden Sekundärströmungen als auch deren reduzierte Ausbreitung und Lage näher an der jeweiligen Seitenwand bewirken, dass ein geringerer Anteil der Schaufelprofil-Saugseite durch die Sekundärströmung betroffen ist. Folglich wird weniger Grenzschicht-Material von der Saugseite abgeschält und somit die Ausbildung des daraus resultierenden CSV erheblich reduziert. Weiterhin ist sowohl nahe der Nabe als auch nahe des Gehäuses eine mit der Störfrequenz steigende (zeit-gemittelte) Intensivierung des Systems aus PV und druckseitigem Hufeisenwirbel zu verzeichnen, wobei dieser Effekt an der Nabe stärker ausgeprägt ist. Dies unterstreicht die zu den Seitenwänden verschobenen Wirbelgebiete.



**Bild 8.10:** Ensemble-gemittelte Feld-Verteilungen des Totaldruckverlustbeiwertes  $\zeta$  in E3.1 stromab des  $T106^{RUB}$ -Gitters für ungestörte Zu- strömung (A),  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  (B) und  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  (C),  $Re_{is} = 200k$ .

Die aus der Gitter-Abströmung resultierenden Totaldruckverluste sind anhand der  $\zeta$ -Verteilungen der drei betrachteten Fälle in Abb. 8.10 dargestellt. Der Vergleich der Totaldruckverlustbeiwert-Verteilungen zeigt mit zunehmender Störung insbesondere zurückgehende Verlust-Beträge in den Wirbelzentren (PV, HSV-PL) sowie an den Grenzflächen zwischen gegensinnig rotierenden Strukturen. Gleichzeitig deuten die reduzierten Maximalwerte bei festzustellender Vergleichmäßigung der Verluste in den betroffenen Bereichen erneut auf eine vorliegende Instationarität der Wirbelstrukturen hin.

Zur Quantifizierung der Totaldruckverluste sind in Abb. 8.11 letztendlich die über die Fläche gemittelten und einer Massenstrom-Mittlung unterzogenen, integralen Totaldruckverlustbeiwerte  $\zeta$  für den ungestörten und unterschiedliche



**Bild 8.11:** Integraler Totaldruckverlustbeiwert  $\zeta$  (Massenstrom-gemittelt) in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters für ungestörte und gestörte Zuströmbedingungen (A) sowie Anteil des Mittelschnitts am Gesamtverlust (B),  $Re_{is} = 200k$ .

periodisch-gestörte Zuströmbedingungen dargestellt. Neben dem integralen Gesamtverlust sind in Abb. 8.11 (A) weiterhin die Verlust-Anteile des Mittelschnitt-Bereichs ( $0,4 \leq R/H \leq 0,6$ ) sowie der Seitenwand-nahen Bereiche ( $R/H < 0,4$  und  $R/H > 0,6$ ) ausgewiesen. In Abb. 8.11 (B) werden die Anteile der Teilverluste am Gesamtverlust verdeutlicht. Für die betrachteten Fälle steigen die Gesamtverluste mit der Störfrequenz bzw.  $Sr$  an. Durch die Betrachtung der zusätzlich gezeigten Anteile ist ersichtlich, dass dies auf eine Zunahme der Verluste im Mittelschnittbereich zurückzuführen ist, wohingegen die Verluste der Seitenwand-nahen Bereiche mit  $Sr$  reduziert werden. Die Verringerung der Totaldruckverluste im Seitenwand-nahen Bereich ist zurückzuführen auf die bereits anhand von Abb. 8.8 und Abb. 8.9 diskutierte, reduzierte Ausprägung des PV und schlussendlich des CSV. Im Mittelschnittbereich hingegen stehen die erhöhten Verluste im Einklang mit der festgestellten erhöhten Turbulenz der Profil-GS. Wie in Abschnitt 7.2 erläutert wurde, beschleunigen die eintreffenden Nachläufe die Vorgänge der Transition und erhöhen intermittierend den Anteil turbulenter zu laminarer Bereiche in der GS. Neben dem Einfluss der Grenzschicht-Stabilisierung sind die Verluste in einer zunehmend turbulenten GS gegenüber einer laminaren generell erhöht (siehe auch Abb. 2.9 oder Wheeler u. a. [2018]). Sofern die zunehmend turbulente GS keine großflächige (offene) Ablösung unterbindet, nehmen die Profilverluste zu.

Zusammengefasst deutet bereits die zeit-gemittelte Betrachtung der Feldverteilungen auf eine Instationarität des Sekundärströmungssystems sowie

ein Ungleichgewicht hinsichtlich des Einflusses der Nachläufe auf das Naben- und Gehäuse-seitige Sekundärströmungssystem hin. Diese unterscheidet sich von der symmetrischen Verteilung in linearen Kaskaden und soll im weiteren Verlauf näher betrachtet werden.

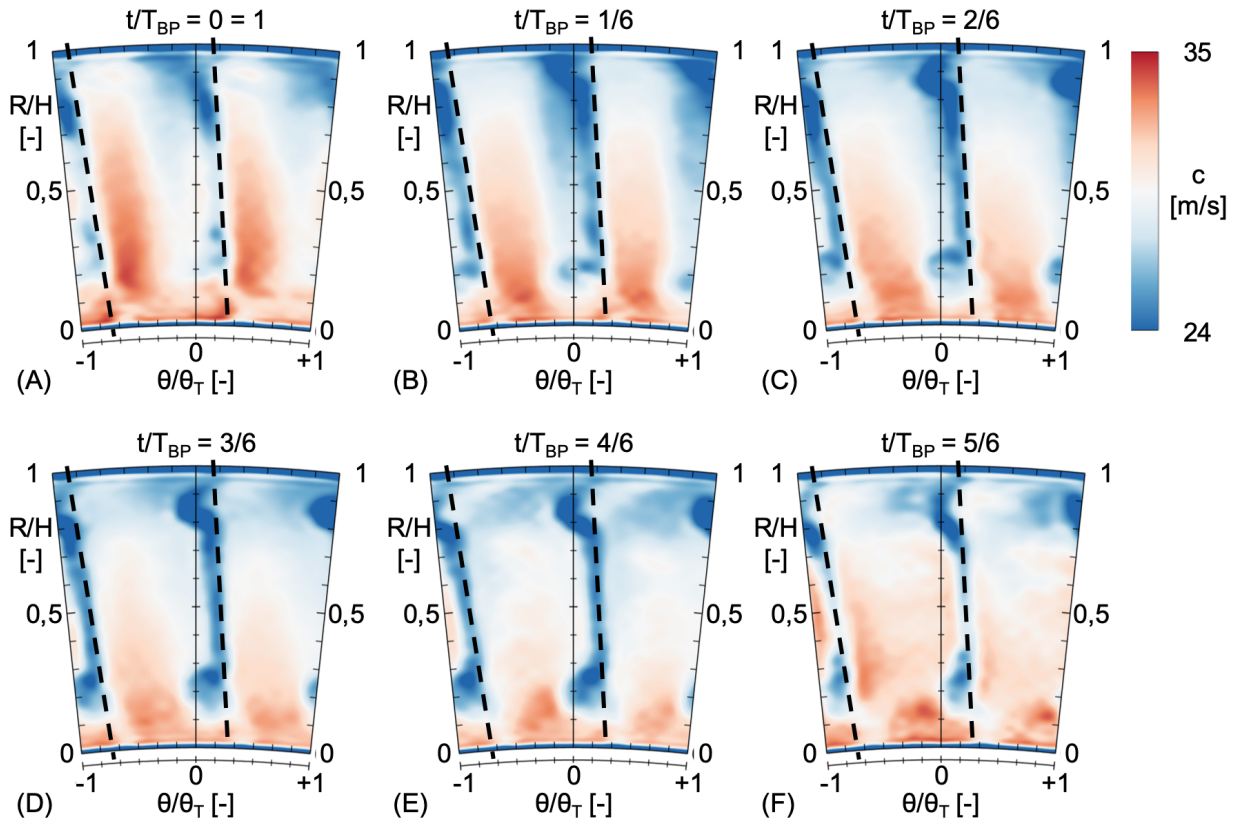
### 8.2.2 Zeitlich-aufgelöste Betrachtung

Zur Erfassung der instationären Strömungsphänomene in der T106<sup>RUB</sup>-Gitterabströmung wurden ergänzend zu den Fünfflochsonden-Messungen 2D-Feldtraversen mit Split-Fiber-Sonden (siehe Kap. 4.2.2) durchgeführt. Durch die Kombination der Sondenkopf-Typen 55R56 und 55R57, welche jeweils gesondert lediglich zwei Geschwindigkeitskomponenten erfassen, in aufeinander folgenden Messungen kann zunächst der 3D-Strömungsvektor und daraus die Wirbelstärke bestimmt werden. Da aus den Hitzdraht-Messungen keinerlei Informationen über die lokale, zeitlich-instationäre Druckverteilung hervorgehen, diese jedoch für die Bestimmung der in Strömungsrichtung gerichteten Wirbelstärke SVO benötigt wird, wird im Folgenden statt der SVO die axiale Wirbelstärke  $\omega_x$  (im Folgenden AVO) betrachtet, welche sich für die betrachteten Fälle nicht grundlegend von der SVO unterscheidet:

$$\text{AVO} = \omega_x = \frac{\partial c_z}{\partial y} - \frac{\partial c_y}{\partial z} = \frac{\Delta c_z}{\Delta y} - \frac{\Delta c_y}{\Delta z}. \quad (8.8)$$

Bevor jedoch die Instationarität des resultierenden Sekundärströmungssystems diskutiert wird, soll zunächst das Geschwindigkeitsfeld analysiert werden, da dieses Aufschluss über die zugrundeliegenden kinematischen Nachlauf-Effekte gibt. Dazu zeigt Abb. 8.12 Phasen-gemittelte Feld-Verteilungen der Geschwindigkeit  $c$  in Ebene E3.1 (0,16C stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters) zu 6 äquidistanten Zeitpunkten einer Nachlauf-Periode für den Fall  $Sr = 1,33, \Phi = 0,97$ .

Für jeden der Zeitschritte, jedoch in unterschiedlicher Ausprägung zu erkennen, ist die durch Geschwindigkeitsdefizite geprägte, charakteristische T106<sup>RUB</sup>-Nachlaufkonfiguration bestehend aus Hinterkanten-Nachlauf sowie den Wirbel-behafteten Bereichen nahe der Seitenwände. Infolge der (in der gewählten Darstellung im Uhrzeigersinn) vorbeiziehenden Stab-Nachläufe werden alternierend die beschleunigte Passagenströmung und die verlangsamte Profilabströmung durch das Geschwindigkeitsdefizit des Stab-Nachlaufs verlangsamt. Das resultierende Geschwindigkeitsfeld in der Gitter-Abströmung zeichnet sich insbesondere durch einen stark pulsierenden saugseitigen T106<sup>RUB</sup>-Nachlauf sowie bereits erkennbare Auswirkungen auf die Seitenwand-nahen Bereiche aus. Zur weiterführenden Analyse der Geschwindigkeitsfluktuationen sind diese in Abb. 8.13 auf drei Radialschnitten ( $R/H = \text{konstant}$ ) als Zeit-Entwicklung dargestellt. Die Messdatenbasis ist dieselbe wie für Abb. 8.12, lediglich die Darstellung ist zugunsten einer durchgängigen Zeit-Darstellung auf die



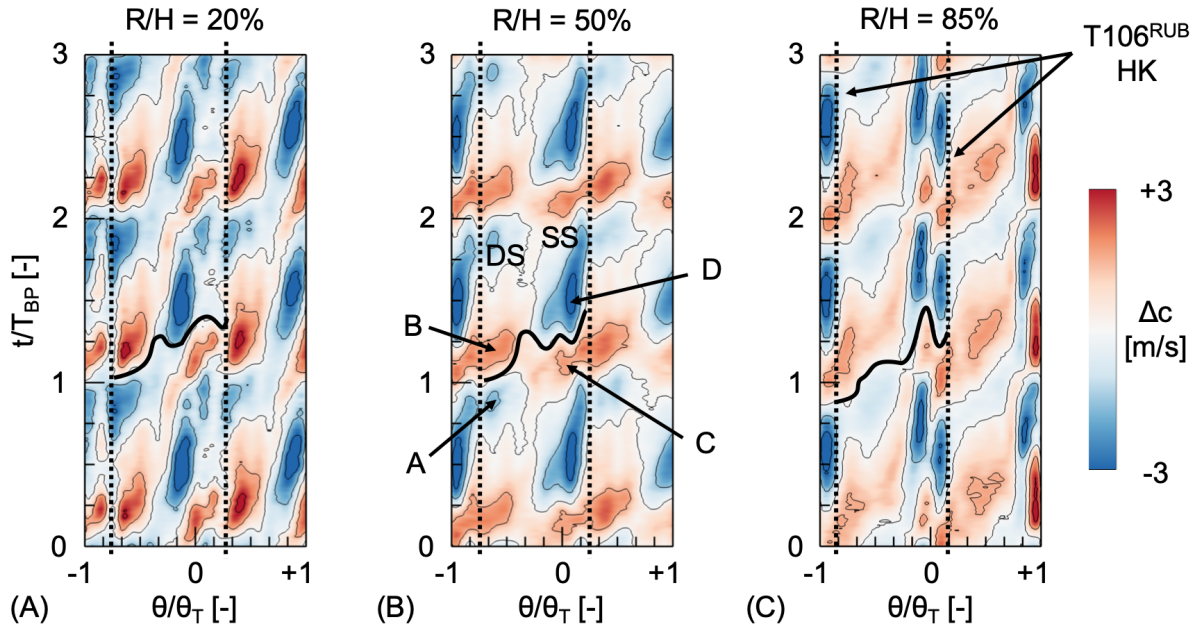
**Bild 8.12:** Phasen-gemittelte Feld-Verteilungen der Geschwindigkeit  $c$  in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters zu 6 Zeitpunkten einer Nachlauf-Periode.  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$ ,  $Re_{is} = 200k$ .

festen Radialschnitte reduziert.  $R/H = 20\%$  (A) zeigt einen Naben-nahen Schnitt,  $R/H = 50\%$  (B) den Mittelschnitt und  $R/H = 85\%$  einen Gehäuse-nahen Schnitt, so dass neben der eigentlichen Profilmströmung auch die Sekundärströmungsbereiche erfasst werden.

Zur Hervorhebung der hervorgerufenen Geschwindigkeitsänderung ist statt des Absolutwertes  $c$ , die zeit-aufgelöste Änderung  $\Delta c$  vom lokalen, ungestörten Referenz-Zustand dargestellt:

$$\Delta c(R, \theta, t) = c(R, \theta, t) - c(R, \theta)_{\text{Referenz}}. \quad (8.9)$$

Die gewählte Art der Darstellung verdeutlicht die Periodizität der mit der Nachlauf-Frequenz modulierten Gitter-Abströmung, welche auf eine Kombination aus Nachlauf-Kinematik sowie der Auswirkungen auf das Sekundärströmungssystem zurückzuführen ist. Wie bereits anhand der Messdaten auf dem T106<sup>RUB</sup>-Profil (Kap. 7) veranschaulicht werden konnte, wirken die Stab-Nachläufe als lokale "negative Jets", welche der Hauptströmungsrichtung entgegengerichtet sind (Hodson u. Howell [2005]; Stieger u. Hodson [2004]). Treffen diese auf das Schaufelprofil, induzieren sie zwei gegensinnig rotieren-



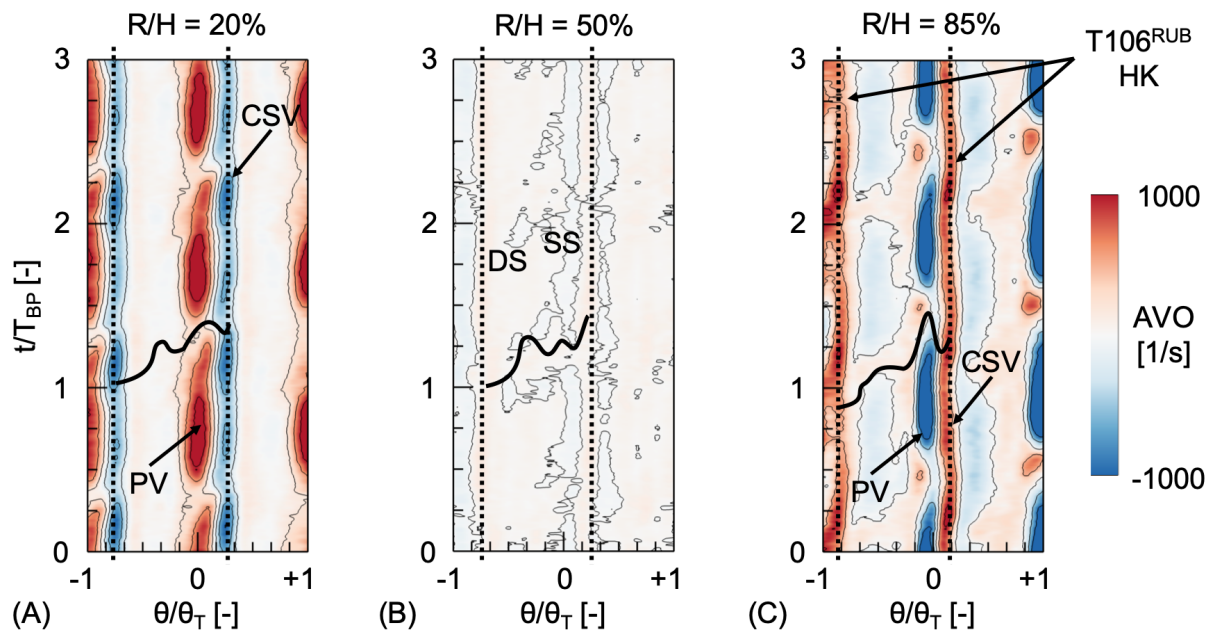
**Bild 8.13:** Phasen-gemittelte Zeit-Entwicklung der Geschwindigkeitsfluktuation  $\Delta c$  in E3.1 stromab des  $T106^{RUB}$ -Gitters für 3 Radialschnitte.  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$ ,  $Re_{is} = 200k$ . (angelehnt an Sinkwitz u. a. [2019a])

de, Wirbel-ähnliche Strukturen mit radialer Rotationsrichtung, wie auch von Berrino u. a. [2015] festgestellt werden konnte. Dies wiederum bewirkt auf der Druckseite eine Strömungsverzögerung stromauf des Stab-Nachlaufs und eine Beschleunigung, sobald der Nachlauf vorbeigezogen ist. Auf der Saugseite schiebt der Nachlauf einen Bereich beschleunigter Passagenströmung vor sich her, gefolgt von einer Region reduzierter Geschwindigkeit. Diese lokal und zeitlich beeinflussten Bereiche bewirken die Entstehung von 4 charakteristischen, periodisch vorbeiziehenden, Zellen lokal veränderter Geschwindigkeit, welche auch in der Gitter-Abströmung noch nachgewiesen werden können. Für die Strömung im Mittelschnitt wurden diese Zonen mit A-D markiert, ebenso wie die verzerrten Stab-Nachläufe und die stationären  $T106^{RUB}$ -Hinterkanten-Nachläufe. Unmittelbar bevor der Stab-Nachlauf eintrifft, liegen der verzögerte Bereich A und der beschleunigte Bereich C vor, gefolgt von B und D nach Abklingen des Nachlaufs. Zurückzuführen auf ihren Ursprung, befinden sich die 4 Zellen nahe der Druck- bzw. Saugseite und rufen das bereits festgestellte, pulsierende Verhalten des  $T106^{RUB}$ -Hinterkanten-Nachlaufs hervor. Aufgrund der Orientierung des Stab-Nachlaufs und des Auftreffens zunächst auf der Druckseite, gefolgt von der gegenüberliegenden Saugseite treten die vorerst separierten Zellen B und C benachbarter Passagen nahezu zeitgleich aus dem



Gitter aus und verschmelzen miteinander, deutlich zu erkennen in Abb. 8.13 (B).

Trotz der durch die Sekundärströmungen zusätzlich verkomplizierten Strömungssituation in Seitenwand-Nähe, sind sowohl für  $R/H = 20\%$ , als auch für  $R/H = 85\%$  ähnliche periodische Geschwindigkeitsschwankungen, wie auch im Mittelschnitt, festzustellen. Obwohl die charakteristischen Zellen erneut nachgewiesen werden können, liegt jedoch ein auffälliger Unterschied hinsichtlich der saugseitigen Zellen C und D vor, da diese einerseits aufgebrochen und andererseits von der Saugseite in Richtung der Passage verdrängt vorliegen. Die veränderte Geschwindigkeit in Seitenwand-Nähe geht neben den direkt durch den Nachlauf induzierten Geschwindigkeitsfluktuationen zusätzlich auf eine periodische Verdrängung von Wirbelstrukturen zurück. Aufgrund dieser in Seitenwand-Nähe vorliegenden Kombination dieser Effekte soll eine weiterführende Analyse der Strömung durch Hinzunahme der axialen Wirbelstärke AVO erfolgen, deren zeitliche Entwicklung analog zu Abb. 8.13 in Abb. 8.14 dargestellt ist. Sowohl charakteristische Wirbelstrukturen als auch die Stab-Nachläufe sind gekennzeichnet.



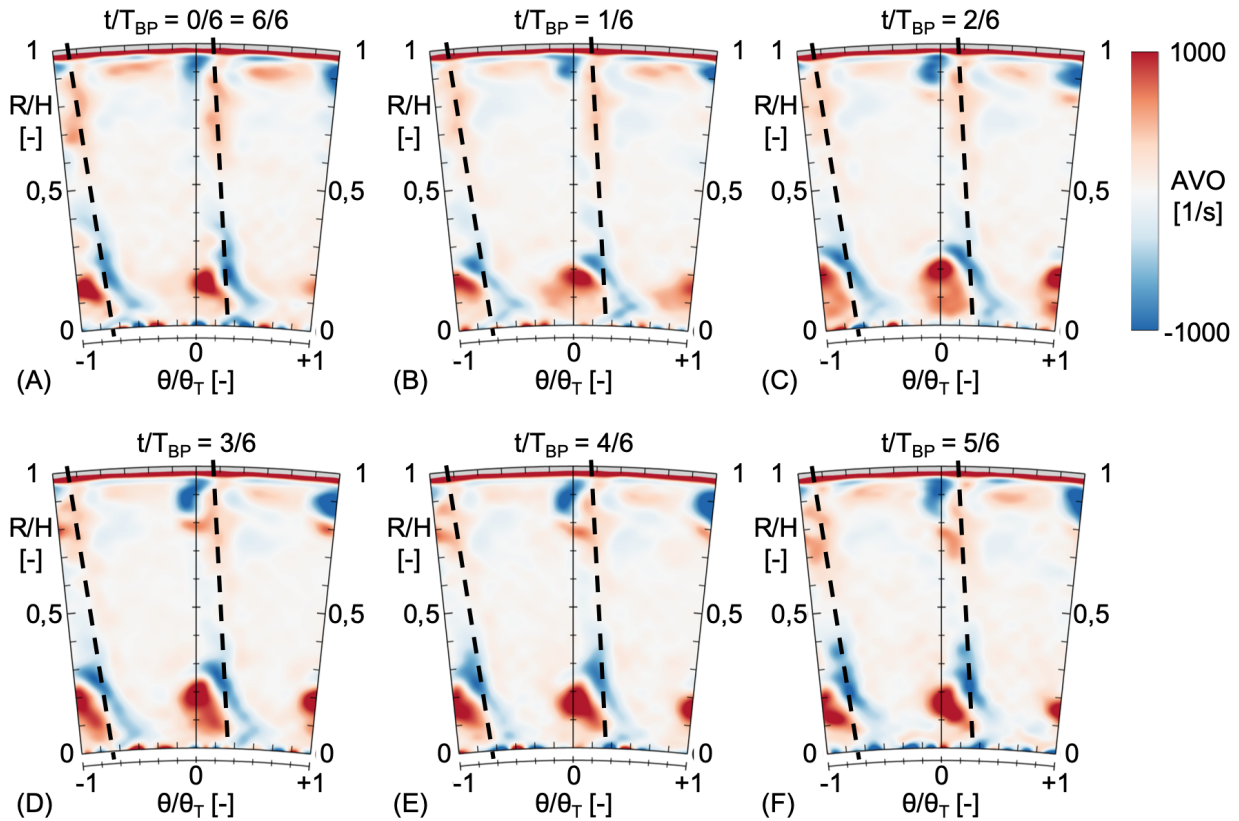
**Bild 8.14:** Phasen-gemittelte Zeit-Entwicklung der axialen Wirbelstärke AVO in E3.1 (stromab T106<sup>RUB</sup>) für 3 Radialschnitte.  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$ ,  $Re_{is} = 200k$ , (angelehnt an Sinkwitz u. a. [2019a])

Indikativ für die AVO im Mittelschnitt liegen hier keine nennenswerten periodischen Schwankungen vor, da durch den Stab-Nachlauf in diesem Bereich keine zusätzlichen Wirbel mit axialer Rotationsrichtung induziert werden, sondern lediglich die, den Stab-Nachlauf begleitenden, Strukturen mit radialer

Rotationsrichtung vorliegen. Nahe den Seitenwänden hingegen kann eine periodische Beeinflussung der markanten Wirbelgebiete festgestellt werden. So liegt in beiden Ebenen eine intermittierende AVO-Reduktion im Bereich des PV vor, welche mit dem vorbeiziehenden Stab-Nachlauf bzw. dessen begleitenden Zellen modifizierter Geschwindigkeit in Einklang gebracht werden kann. Die dem Nachlauf im Saugseiten-Bereich vorangehende beschleunigte Strömung (Zelle C) kann in Verbindung gebracht werden mit einem Rückgang der, den PV betreffenden AVO. Nach Vorbeiziehen des Nachlaufs wird das ursprüngliche AVO-Niveau wieder erreicht. Gleichzeitig ist hinsichtlich der Entwicklung der Geschwindigkeitsverteilung (Abb. 8.13) jedoch eine Aufspaltung der, auf den Nachlauf folgenden, verzögerten saugseitigen Zelle D festzustellen. Dies wird mit der Zurück-Verlagerung des dominanten PV in Verbindung gebracht, um welchen herum sich die Zelle D legt. Auch wird das durch den unmittelbaren Vergleich von AVO- und Geschwindigkeitsfluktuation bekräftigt, da der PV genau mittig zwischen den beiden Teilbereichen der Zelle D liegt. Simultan wird die, den CSV charakterisierenden AVO ebenfalls periodisch reduziert.

Der Einfluss auf die betrachteten Sekundärströmungsstrukturen wird im Rahmen dieser Analyse auf einen direkten und einen indirekten Nachlauf-Einfluss zurückgeführt. Passiert der Nachlauf die betrachtete Ebene in der Gitter-Abströmung, übt das lokale Geschwindigkeitsfeld mit den zugehörigen Zellen A-D einen direkten Einfluss auf das Sekundärströmungssystem aus. Weiterhin wurde die Wirbel-Entstehung bereits stromauf in der Schaufelpassage durch die konvektierenden Nachläufe beeinflusst, jedoch zu einem früheren Zeitpunkt. Infolge des beschriebenen, reduzierten Querdruckgradienten und des resultierenden verringerten Quer-Transports wird insbesondere der HSV-PL geschwächt und von seinem eigentlichen Pfad abgelenkt, was sich wiederum auf den PV und CSV auswirkt. Da in der betrachteten Abström-Ebene lediglich die zeitlich-versetzten Konsequenzen dieser stromauf stattfindenden Beeinflussung betrachtet werden können, wird dies als indirekter Einfluss betitelt. Das Gesamtbild der sich ergebenden, zeitlich instationären Sekundärströmungen ist letztendlich anhand der flächigen AVO-Verteilung in Abb. 8.15 gezeigt.

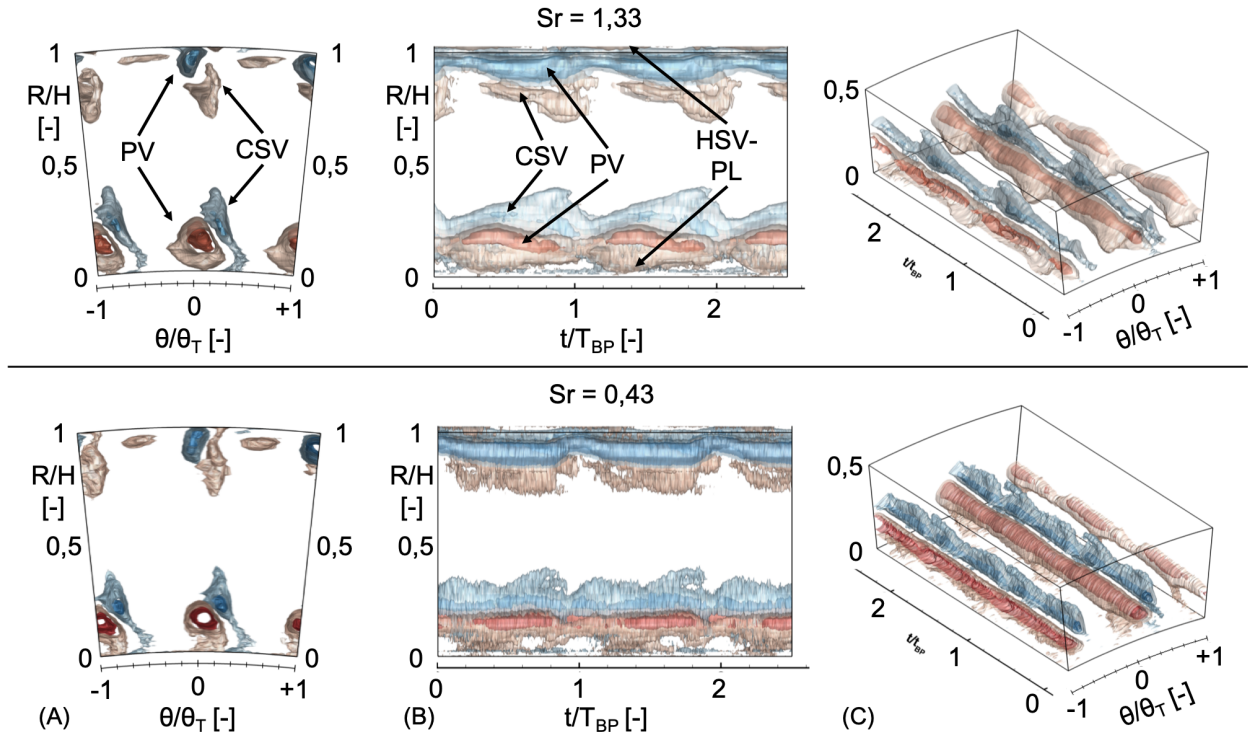
Anhand der flächigen Verteilung zu den 6 äquidistanten Zeitpunkten wird eine Kombination aus Wirbel-Abschwächung und deren örtliche Verlagerung ersichtlich. Den, in der zeitlich-gemittelten Betrachtung als ausgewaschen erkennbaren Regionen kann mittels der zeitlich-aufgelösten Betrachtung eine Dynamik der Wirbelstrukturen zugeordnet werden. So wird insbesondere im Naben-nahen Bereich anhand der Zeitschritte  $t/T_{BP} = 1/6$  bis  $t/T_{BP} = 3/6$  eine Differenzierung zwischen PV und HSV-PL möglich. Der eigenständige HSV-PL wird anfänglich bei  $t/T_{BP} = 1/6$  erkennbar, wie er sich zunehmend unter den PV schiebt und diesen in radialer Richtung entlang der saugseitigen Hinterkante von der Seitenwand in Richtung des Mittelschnitts verdrängt



**Bild 8.15:** Phasen-gemittelte Feld-Verteilungen der axialen Wirbelstärke AVO in E3.1 stromab des T106<sup>RUB</sup>-Gitters für 6 Zeitpunkte einer Nachlauf-Periode.  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$ ,  $Re_{is} = 200k$ .

und letztendlich für  $t/T_{BP} = 5/6$  bis  $t/T_{BP} = 6/6$  nicht mehr von diesem zu unterscheiden ist.

Abschließend für die Betrachtung im Zeit-Raum soll anhand von Abb. 8.16 eine Vorstellung über die räumliche Verlagerung der Komponenten des Sekundärströmungssystems vermittelt werden und für die beiden gestörten Fälle  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  (oben) und  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  (unten) verglichen werden. Dazu wird erneut eine flächige Feld-Darstellung der AVO verwendet und deren zeitliche Entwicklung (als dritte Dimension in der gewählten Darstellung) veranschaulicht. Die jeweiligen Wirbelstrukturen werden mittels geeignet gewählter Iso-Konturen kenntlich gemacht. Abbildung 8.16 (A) zeigt die bereits bekannte Ansicht mit Blickrichtung entgegen der axialen Strömungsrichtung, welche die identifizierten Wirbelstrukturen erkennen lässt. Ergänzend zeigt Abb. 8.16 (B) die Situation mit Blick auf die Zeit-Achse  $t/T_{BP}$ , welche den Wellen-artigen Charakter der Wirbel-Dynamik offenbart. Anhand der gewählten Darstellung kann verdeutlicht werden, dass die Instationarität des Sekundärströmungssystems sowohl auf einer periodischen Abschwächung als auch auf einer erheblichen Verdrängung der Wirbelstruktu-



**Bild 8.16:** Phasen-gemittelte Feld-Entwicklung der AVO (Iso-Konturen) in E3.1 stromab des  $T106^{RUB}$ -Gitters für  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  (oben) und  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  (unten),  $Re_{is} = 200k$ .

ren beruht. Einerseits lässt sich die Interaktion zwischen HSV-PL und PV und die aus der Nachlauf-Einwirkung resultierende periodische Abschwächung des PV erkennen. Andererseits zeigt sich das erhebliche Ausmaß der radialen Verdrängung des CSV durch die beiden vorab genannten Wirbel und wie der CSV infolge der kurzzeitigen Abschwächung von PV und HSV-PL in Richtung der Seitenwände verlagert wird. Beide Auswirkungen (Abschwächung und radiale Verdrängung) reduzieren die in Abb. 8.14 dargestellte lokale Wirbelstärke im jeweiligen betrachteten Radialschnitt und erlauben im Kontext von 8.14 keine Differenzierung zwischen diesen Effekten, welche erst anhand der Betrachtung des gesamten Feldes ermöglicht wird.

Im Einklang mit der bisherigen Analyse wird insbesondere anhand von Abb. 8.16 (B) der Einfluss der verringerten Nachlauf-Stärke für  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  deutlich. Die hinsichtlich der Turbulenzerhöhung schwächer ausgeprägten Nachläufe bewirken eine weniger deutliche radiale Verlagerung der Wirbelstrukturen zu den jeweiligen Seitenwänden hin. Der unmittelbare Nachlauf-Einfluss ist für  $Sr = 0,43$ ,  $\Phi = 2,97$  zeitlich stark eingegrenzt, wohingegen das Sekundärströmungssystem für  $Sr = 1,33$ ,  $\Phi = 0,97$  nachhaltiger beeinflusst wird und sich bis zum Eintreffen der folgenden Nachlauf-Störung nicht wieder vollkommen erholt.

Ergänzend zeigt Abb. 8.16 (C) eine räumliche Ansicht der AVO-Feld-Entwicklung für die untere Kanalhälfte zwischen  $R/H = 0$  und  $R/H = 0,5$  und somit das Naben-nahe Sekundärströmungssystem. Diese Darstellung wurde gewählt, um die in den kartesischen Ansichten nur in Ansätzen zu erkennende Interaktion zwischen PV und HSV-PL zu verdeutlichen. So kann der sich unmittelbar an der Naben-Seitenwand, periodisch beeinflusste HSV-PL nachvollzogen werden, wie dieser auf den PV prallt, sich unter diesen schiebt und diesen radial verdrängt. Auch die folgende erhebliche radiale Verdrängung des CSV ist ersichtlich.



# 9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Dissertation gibt einen Überblick über die zwischen 2014 und 2020 durchgeführten experimentellen Forschungsarbeiten im Rahmen der DFG-Paketvorhaben PAK530 und PAK948 zum Thema der instationären Sekundär- und Grenzschichtströmungen im Turbinenringgitter. Zur Adressierung der Fragestellungen wurden ausgedehnte Messkampagnen an einem eigens für die genannten Vorhaben entwickelten, großskaligen Axialturbinen-Prüfstands-aufbau durchgeführt. Dazu wurde zunächst ein, auf dem populären T106-Profil basierendes, jedoch auf die Prüfstand-Umgebung angepasstes, Niederdruck-Turbinenprofil ausgelegt und mit einem darauf abgestimmten Vorleitgitter kombiniert. Zur Nachbildung der durch die Rotor-Stator-Interaktion hervorgerufenen, periodisch-instationären Gitter-Zuströmung erzeugt ein rotierendes Stabgitter Schaufel-ähnliche Nachlauf-Störungen. Mithilfe dieses Setups sowie einer Vielzahl eingesetzter, maßgeschneiderter Messtechnik-Lösungen konnten die unterschiedlichen Formen der instationären Auswirkung von periodisch-gestörter Zuströmung experimentell erfasst werden. Dazu wurden einerseits mittels Fünffloch- sowie Hitzdrahtsonden umfängliche Strömungsfeld-Vermessungen der Gitter-Zu- und Abströmung durchgeführt. Weiterhin wurde die Profil-Umströmung mittels Profiloberflächen-bündigen Drucksensoren und Heißfilm-Folien auf verschiedenen Höhenschnitten, der Ölanstrich-Methode sowie die Druckverteilungen an der Passagen-Seitenwand untersucht. Zur Bewertung und Separation der Nachlauf-induzierten Effekte wurde eine Variation der die Rotor-Stator-Interaktion beschreibenden dimensionslosen Betriebs-Kennzahlen  $Sr$  und  $\Phi$  durchgeführt und der Vergleich mit dem ungestörten Referenzfall angestellt. Die gesammelten Daten wurden anschließend einer kombinierten Analyse aus statistischer Auswertung, Phasen-Mittlung sowie Frequenz-basierten Methoden zugeführt und damit eine umfangreiche und auf die Fragestellungen zugeschnittene Daten-Basis aufgebaut. Deren Synthese ermöglicht letztendlich eine stringente Verknüpfung zwischen den Ursachen der aufgeprägten Nachlauf-Störungen und deren Auswirkungen auf das Profil-Grenzschichtverhalten, die zeitlich veränderliche Profil-Druckverteilung sowie die daraus resultierende Wirbel-Entstehung, deren Manipulation, Verdrängung und Abschwächung. Des Weiteren konnten die derart gewonnenen Daten sowohl als zeitlich und räumlich hoch aufgelöste Randbedingungen als auch für die umfangreiche Validierung numerischer Berechnungsmethoden für Turbomaschinenströmungen genutzt werden. Diese umfassen URANS-Simulationen

des 1,5-stufigen Testfalls zur Beurteilung der Nachlauf-induzierten Veränderlichkeit des Sekundärströmungssystems sowie Skalen-auflösende Large Eddy Simulationen des Mittelschnittbereichs zur Analyse der Transitionsvorgänge in der Profilgrenzschicht.

Für den ungestörten Referenzfall konnten im hinteren Schaufelbereich erhöhte Werte der Quasi-Wandschubspannung nach Durchlaufen eines ausgeprägten Minimums sowie die zugehörige Anregung charakteristischer Frequenzbereiche im Mittelschnitt der Profil-Umströmung nachgewiesen werden und auf die Transition einer abgelösten Scherschicht zurückgeführt werden. Nahe der Naben- und Gehäuse-seitigen Seitenwände wurde darüber hinaus ein instationärer Interaktionsmechanismus zwischen den anwachsenden Sekundärströmungsstrukturen und der saugseitigen Profilgrenzschicht identifiziert, welcher zu einer gänzlich anderen Grenzschicht-Belastung als im Mittelschnitt führt. Unter periodisch-instationärer Zuströmung findet ein niederfrequenter Energie-Transfer von der hoch-turbulenten Nachlauf-Strömung auf die Grenzschicht statt. Höherfrequente Anteile werden aufgrund des als "Shear Sheltering" bezeichneten Effekts laminarer Grenzschichten gedämpft. Für niedrige Strouhal-Zahlen liegen weiterhin ausgeprägte Oszillationen im hinteren Bereich der saugseitigen Profil-Grenzschicht vor, welche auf Nachlauf-induzierte Transition der abgelösten Scherschicht hindeuten, woraus sich in der Folge zunächst eine Verkürzung, gefolgt von einer kurzzeitigen kompletten Unterdrückung der Ablöseblase ergibt, bevor der Ursprungszustand wieder erreicht wird. Im Gegensatz dazu zeigt die Profil-Grenzschicht unter hoher Störfrequenz keine zwischenzeitliche Rückkehr zum ungestörten Ursprungszustand, sondern eine anhaltende Grenzschicht-Stabilisierung. Nahe der Seitenwand wird insbesondere der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels durch die periodisch eintreffenden Nachläufe intermittierend von seinem eigentlichen Pfad abgelenkt. Dies konnte ebenfalls durch die zeit-aufgelösten Messdaten der Gehäuse-Seitenwand bestätigt werden, welche auf einen periodisch reduzierten Passagen-Quer-Transport schließen lassen. Dies führt wiederum zu einer periodischen Schwächung der Eckenablösung und des daraus resultierenden Aufrollens der Seitenwand-nahen saugseitigen Grenzschicht. Durch den Einbezug der experimentellen Messdaten aus der Stator-Abströmung ließen sich die festgestellten instationären Phänomene der Profil-Umströmung mit dem Pulsieren des stromab ausgebildeten Sekundärströmungssystems in Verbindung bringen. Die für die ungestörte Zuströmung identifizierten, charakteristischen Komponenten des Sekundärströmungssystems konnten für periodisch gestörte Zuströmung ebenfalls nachgewiesen und ihr individuelles Bewegungsmuster verfolgt werden. In diesem Zuge wurde die Veränderlichkeit des Abströmfeldes maßgeblich auf eine Kombination aus Wirbel-Abschwächung und Verlagerung als auch des Durchlaufens des eigentlichen Stab-Nachlaufs zurückgeführt. Aus diesem Grund wurden die Begriffe der direkten und indirekten Beeinflussung geprägt, welche



zwischen unmittelbaren Auswirkungen (Verbleibendes Geschwindigkeits- und Totaldruck-Defizit der eigentlichen Nachlauf-Störung) sowie der resultierenden Folgen auf Grenzschichten und Wirbelkomponenten unterscheiden.

Zusammengefasst zeigen die Messdaten einen hohen Grad an Konformität sowohl untereinander als auch zu den begleitenden und erweiternden numerischen Ergebnissen, welche in einer Vielzahl an Veröffentlichungen und der Dissertation meines Kollegen Benjamin Winhart vorgestellt werden.

Die durchgeführten Messkampagnen sowie die anschließende Analyse der gesammelten Messdaten stellen die ersten Arbeiten zur Grenzschichtuntersuchung und der Nachlauf-induzierten Beeinflussung des Sekundärströmungssystems am vorliegenden Prüfstand dar. Sie ermöglichen eine exakte Bewertung sowohl der Möglichkeiten als auch der Limitierungen des realisierten Prüfstandaufbaus. Aufbauend auf den erarbeiteten Erkenntnissen wird das T106<sup>RUB</sup>-Gitter in einer anschließenden Messkampagne mit einem Naben-seitigen Radialspalt versehen werden. Unter der derart weiter gesteigerten Komplexität des Aufbaus sind die induzierte Schaufelspitzenüberströmung sowie die Ausbildung des Radialspaltwirbels im Kontext des Gesamt-Sekundärströmungssystems zu bewerten.

Die hervorragende Zugänglichkeit des Prüfstandes und der verfügbare Platz für eine vielfältige Messtechnik-Instrumentierung werden mit äußerst geringen Durchströmgeschwindigkeiten erkaufte. Diese wiederum induzieren nur sehr geringe absolute Änderungen der experimentell zu erfassenden Größen, wodurch enorme Anforderungen an die Auflösung, das Rauschverhalten und den Messbereich der beteiligten Messtechniken gestellt werden. Weiterhin bedingen die niedrigen Durchströmgeschwindigkeiten niedrige Drehzahlen des Nachlauf-erzeugers, wodurch lange Perioden mit hoher relativer Frequenzauflösung ermöglicht werden. Andererseits steigt die Messzeit zur Sammlung einer ausreichenden Sample-Anzahl enorm an. Aus diesem Grund ist für weiterführende Arbeiten zum Thema der periodisch-instationären Turbinenringgitterströmung eine Aufrüstung des Prüfstand-Radialgebläses zur Erzielung höherer Massenströme sinnvoll und geplant.

Ebenso sollen die im Rahmen der bisherigen Arbeiten nicht primär adressierten Grenzschicht-Phänomene an den Seitenwänden des T106<sup>RUB</sup>-Gitters untersucht werden. Dazu soll eine Instrumentierung der Seitenwände mit Heißfilmen erfolgen. Hinsichtlich der eingesetzten Messtechniken sind weiterhin Laser-optische Vermessungen der Profilmströmung mittels eines Particle Image Velocimetry (PIV)-Systems in Planung. Diese nicht-invasive Vermessung der Passagenströmung insbesondere in Saugseitennähe ermöglicht die Erfassung von Grenzschichtprofilen. In Kombination mit den bereits vorliegenden Heißfilmdaten sowie den erwarteten Daten der zu instrumentierenden Seitenwände ermöglicht dies zusätzliche Einblicke in Ablöse- und Transitionsphänomene sowie die Sekundärströmungsentstehung.



# Anhang

# A Kalibrierung

## A.0.1 Verwendete Kalibriereinrichtung

Für die Kalibrierung sämtlicher Strömungs sonden wurde am Lehrstuhl für Thermische Turbomaschinen und Flugtriebwerke der Ruhr-Universität Bochum eine Kalibriereinrichtung in Form einer an eine Beruhigungskammer angeschlossene Freistrahldüse entwickelt. Diese ermöglicht die hochpräzise, elektronisch steuerbare und somit automatisierbare Einstellung von Strömungsgeschwindigkeit und Sonden-Orientierung. Die Versorgung erfolgt aus einem Druckluft-Reservoir derart, dass über ein regelbares Ventil in der Zuleitung der gesamte, für die vorliegenden Untersuchungen benötigte, Geschwindigkeitsbereich eingestellt werden kann. Mittels eines entsprechend gelagerten und über Schrittmotoren justierbaren Rahmens können die zu kalibrierenden Sonden sowohl hinsichtlich Umfangswinkel  $\alpha$  als auch hinsichtlich Kippwinkel  $\delta$  im Zentrum des Freistrahls ausgerichtet und kalibriert werden. Somit kann eine umfängliche, geschwindigkeitsabhängige sowie dreidimensionale Kalibrierung innerhalb der in Tabelle A.1 aufgeführten Grenzen erreicht werden.

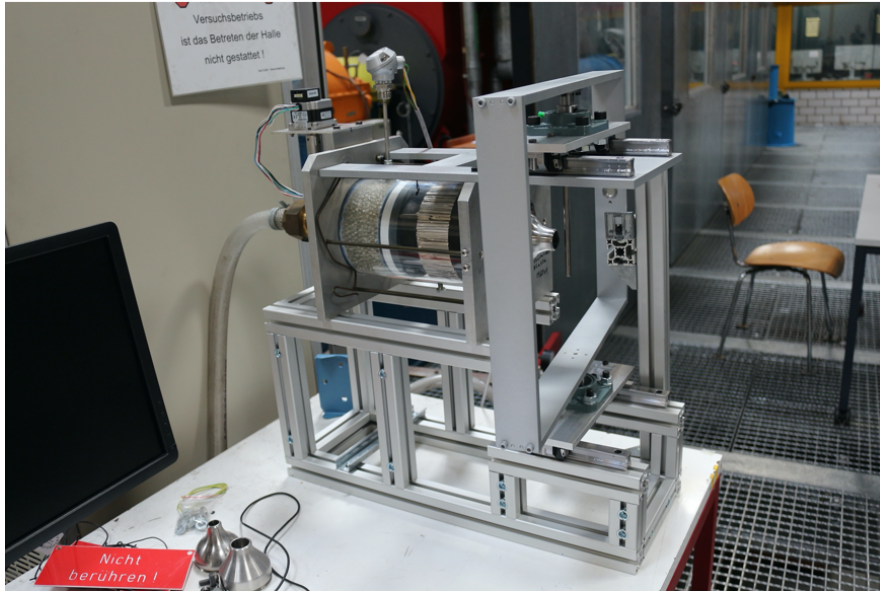
Parameter	Geschwindigkeit $c$	Winkel $\alpha$	Winkel $\delta$
Minimum	$\approx 5 \text{ m/s}$	$0^\circ$	$-45^\circ$
Maximum	$\approx 200 \text{ m/s}$	$360^\circ$	$45^\circ$

**Tabelle A.1:** Realisierbare Kalibrierbereiche

Zur Strömungsgleichrichtung ist der erste Bereich der Beruhigungskammer mit gleichförmigen, kugelförmigen Elementen gefüllt. Im weiteren Verlauf folgen weitere Zellen-Gleichrichter sowie feine Gitter. Die Totaltemperatur der Düsenströmung wird über einen in der Beruhigungskammer installierten Pt100 Fühler erfasst. Mittels einer Wanddruckbohrung kann die Strömungsgeschwindigkeit als Referenzgröße lokal bestimmt werden. Die Einrichtung ist in Abb. A.1 gezeigt.

## A.0.2 Hitzdrahtsonden

Bei der Kalibrierung von Hitzdrahtsonden wird die Sonde einer bekannten Strömung ausgesetzt und der Zusammenhang zwischen aufgewendeter Brückenspannung des Anemometers (siehe Kapitel 4.2.2) und vorliegender, den Sensor



**Bild A.1:** Verwendete Einrichtung zur Kalibrierung von Strömungssonden. Kalibrierung hinsichtlich Strömungsgeschwindigkeit, sowie Strömungswinkel in Umfangs- und Radialer Richtung möglich

abkühlender, Geschwindigkeit bzw. deren Vektorkomponenten hergestellt. Der mathematische Zusammenhang basiert auf einer Energiebilanz um den Sensor, wonach die in den Draht eingebrachte elektrische Energie sowohl durch Konvektion, Leitung und Strahlung abgeführt wird. Unter der gerechtfertigten Annahme, dass für die betrachteten Luft-Strömungen und die verwendeten Sensor-Bauformen die Verluste aufgrund von Strahlung und Leitung gegenüber der Konvektion vernachlässigt werden können (Lekakis [1999]), wird die eingebrachte elektrische Energie komplett durch Konvektion an die zu vermessende Strömung abgegeben. Für Luft-Strömungen sowie konstante Fluid- und Sensor-Eigenschaften lässt sich der Zusammenhang zwischen Anemometer-Spannung  $E$  und Strömungsgeschwindigkeit  $c$  über die folgende nichtlineare, auf den Untersuchungen von King aus dem Jahr 1914 beruhende, Gesetzmäßigkeit (King's Law) beschreiben:

$$E^2 - A^2 = B \cdot c^n. \quad (\text{A.1})$$

$A$ ,  $B$  und  $n$  stellen empirische, Sensor-spezifische und daher zu kalibrierende Konstanten dar. Unter Variation der Geschwindigkeit  $c$  lässt sich so ein direkter Zusammenhang zwischen bekannter (eingestellter) Geschwindigkeit und der gemessenen Anemometer-Spannung bestimmen. Mittels Least Squares Fit (Methode der kleinsten Quadrate) werden im Anschluss die Parameter  $A$ ,  $B$  und  $n$  bestimmt. Je nach zu kalibrierendem Anwendungsfall wurden im letzten Jahrhundert zahlreiche Polynom- (z.B.: George u. a. [1989], Swaminathan u. a. [1986]) und Exponential-Ansätze (z.B.: Collis u. Williams [1959], Siddall u.

Da Vies [1972]) vorgeschlagen, um das nichtlineare Verhalten des Sensors möglichst unter geringen Abweichungen abzubilden.

Wird bei konstanter Geschwindigkeit der Strömungswinkel (zwischen Strömungsvektor und Sensor) variiert, ändert sich die Wärmeabfuhr des Sensors, die Anemometer-Spannung und folglich auch die berechnete Geschwindigkeit. Die durch King beschriebene Gesetzmäßigkeit (A.1) gilt somit nur für eine senkrechte Anströmung und ist unter Fehlanströmung nicht mehr gültig, da die Wärmeabfuhr des Drahtes neben dem Betrag der Geschwindigkeit auch von dessen Richtung abhängt. Für die konvektive Wärmeabfuhr an einem unendlich lang ausgedehnten Sensor ist diejenige Komponente des Strömungsvektors maßgeblich, die senkrecht auf dem Draht steht. So lässt sich die ideale Strömungswinkelabhängigkeit einer Sonde mit dem Cosinus-Gesetz (z.B.: Dambach u. Hodson [1999] oder Lekakis [1999]) über eine effektive Kühlungsgeschwindigkeit  $c_{eff}$  beschreiben:

$$c_{eff} = c \cdot \cos \alpha. \quad (\text{A.2})$$

In der Realität ist jedoch die endliche Länge des Drahtes sowie die Wärmeleitung und die Strömungsbeeinflussung an den Prongs zu berücksichtigen, welche zu einer inhomogenen Temperaturverteilung entlang des Drahtes führen. Es werden Korrekturfaktoren eingeführt, die im Zuge der Kalibrierung experimentell zu bestimmen sind. Für vorrangig zweidimensionale Strömungen ergibt sich die folgende Formulierung nach Hinze (Hinze [1960]), wobei der Korrekturfaktor  $k$  den Einfluss der Strömung entlang des Drahtes berücksichtigt:

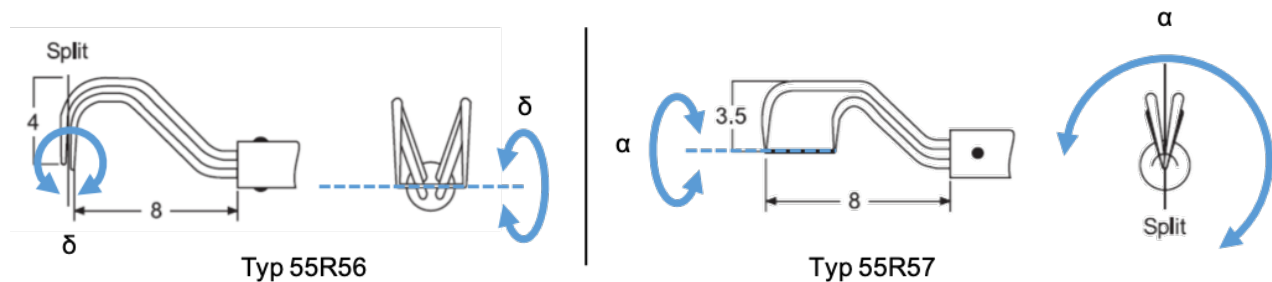
$$c_{eff} = c \cdot \sqrt{(\cos^2 \alpha + k^2 \cdot \sin^2 \alpha)}. \quad (\text{A.3})$$

Für dreidimensional-geprägte Strömungen muss auch der Einfluss durch radiale Strömung berücksichtigt werden. Im Sonden-Koordinatensystem (Strömungskomponenten relativ zum Sensor in normaler (N), tangentialer (T) und binormaler (B) Richtung) kann dies über Gleichungen der folgenden Form (Jorgensen) mithilfe der Korrekturfaktoren  $k$  und  $h$  beschrieben werden:

$$c_{eff} = \sqrt{(c_N)^2 + k^2 \cdot (c_T)^2 + h^2 \cdot (c_B)^2}. \quad (\text{A.4})$$

Vor der Kalibrier-Prozedur muss letztendlich festgelegt werden, welche Art der zu vermessenden Strömung zu erwarten ist und ob daher nur eine Variation der Geschwindigkeit (1D) oder zusätzlich auch des/der Winkel (2D- oder 3D) während der Kalibrierung des Sondenkopfes durchgeführt werden müssen. Dabei ist jedoch zu beachten, dass nicht jeder Sondenkopf-Typ für jegliche Art der Strömung verwendet werden kann. Je nach Orientierung des Drahtes am Kopf ist der Draht sensitiv oder nicht sensitiv für eine gegebene Komponente

des Strömungsvektors. Bei der Kalibrierung können durch Verdrehung sowie zusätzliche Verkipfung der Sonde jegliche Kombinationen aus Dreh- und Kippwinkel und somit aller drei Geschwindigkeitskomponenten realisiert werden und die resultierenden Spannungen bzw. effektiven Kühlgeschwindigkeiten erfasst werden. Durch den dabei realisierbaren Datensatz können im Anschluss mittels Least-Squares-Fitting die Korrekturfaktoren  $k$  und/oder  $h$  bestimmt werden.



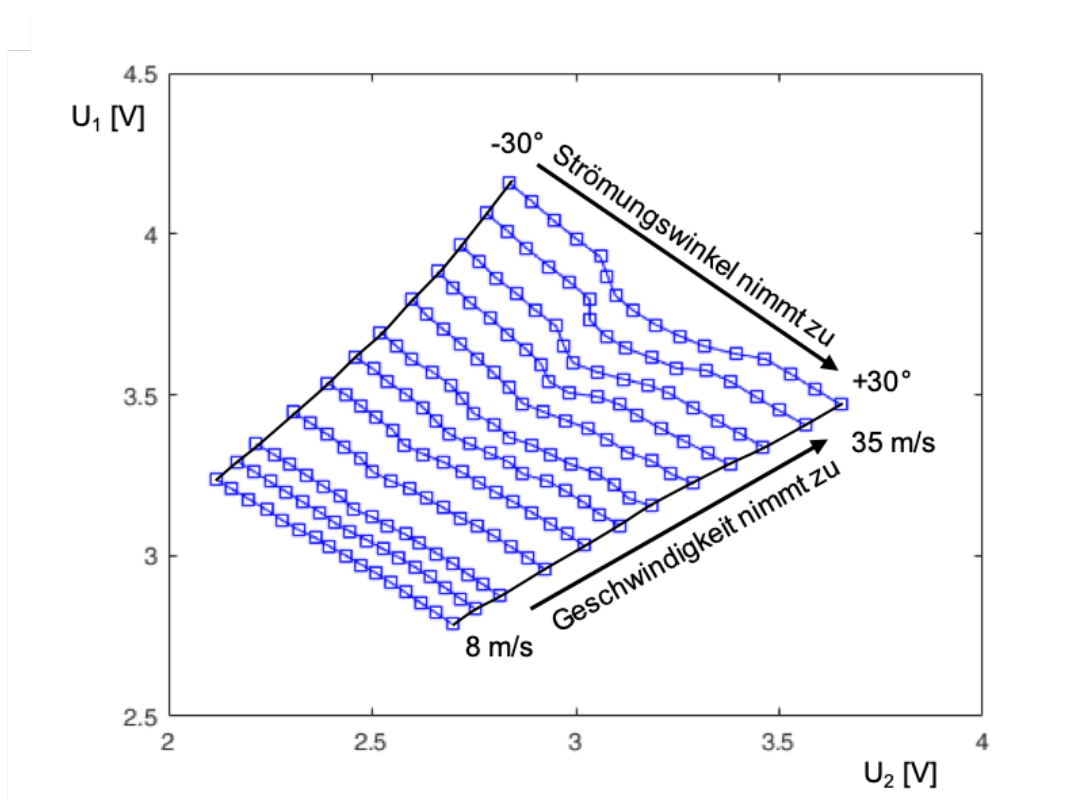
**Bild A.2:** Verwendete Split-Fiber-Sonden Typ 55R56 und Typ 55R57 (Quelle: Dantec Dynamics A/S)

In der eigentlichen, zu vermessenen Strömung soll dann unter Erfassung der Brückenspannung(en) und mit Kenntnis der Korrekturfaktor(en) auf die drei Geschwindigkeitskomponenten geschlossen werden. Hier ist allerdings zu beachten, dass entsprechend viele Messgrößen erfasst werden müssen, um die Gleichungen (A.3 oder A.4) zu lösen. 1-Draht-Sonden liefern lediglich einen Spannungsmesswert und erlauben so nicht die Lösung der beschriebenen Gleichungen für 2D- oder 3D-Strömungen, sondern lediglich die Bestimmung des Geschwindigkeitsbetrags. Wird die Sonde allerdings an einer Messposition nacheinander durch Einstellung der Sonde auf unterschiedliche Umfangspositionen ausgerichtet, kann auch auf diese Weise mit einer 1-Draht-Sonde eine entsprechend große Datenbasis erfasst werden, um weitere Größen bestimmen zu können (Russ u. Simon [1991]). Je nach Ausrichtung des Drahtes zu den Prongs und Anzahl der Orientierungspositionen können auf diese Weise auch mit einem einzelnen Draht, jedoch unter hohem zeitlichen Aufwand aufgrund der Mehrfachmessungen bei unterschiedlichen Ausrichtungen, sämtliche Komponenten des Reynolds-Spannungstensors bestimmt werden. Allerdings sind derartige Multi-Orientation-Techniques weniger für stark dreidimensionale Strömungen geeignet (Russ u. Simon [1991]), weswegen sie im Rahmen der beschriebenen Arbeiten lediglich in der Zuströmung eingesetzt werden.

Bei 2-Draht- oder Splitfiber-Sonden (SFP) kann durch die Bestimmung von zwei Vektorkomponenten neben dem Betrag des Vektors auch der Strömungswinkel der beteiligten Ebene bestimmt/kalibriert werden. Bei der Kalibrierung wird so neben der Strömungsgeschwindigkeit zusätzlich der jeweilige Strö-

mungswinkel der Anströmung variiert. Bei 3-Draht-Sonden können die drei gemessenen Spannungen entsprechend zur vollständigen 3D-Kalibrierung der Sonde herangezogen werden. Eine Kalibrierung umfasst in diesem Fall die Variation der Geschwindigkeit sowie der beiden Strömungswinkel.

Bei der Kalibrierung von Hitzdrähten/SFP ist darauf zu achten, dass sowohl bei der Kalibrierung als auch bei der eigentlichen Messung dieselbe Messkette (Kabel, Anemometer-Brücke, Verstärker-Einstellungen, Sondenkopf) zum Einsatz kommt. Insbesondere durch unterschiedliche Kabellängen, Stecker oder Anemometer-Einstellungen ergeben sich Abweichungen im elektrischen Widerstand der Messkette. Zusätzlich führen bereits minimale Fertigungsabweichungen der Sondenköpfe zur Veränderung der Sondenkopf-Umströmung bzw. des resultierenden Wärmeübergangs. In der Folge können sich gravierende Unterschiede beim Tausch einzelner Komponenten ergeben, welche zu Fehlinterpretationen der gemessenen Spannungen während einer Messung führen können.



**Bild A.3:** Kalibrierfelder für eine SFP Typ 55R57. Spannungen der Filme über Geschwindigkeit und über Strömungswinkel

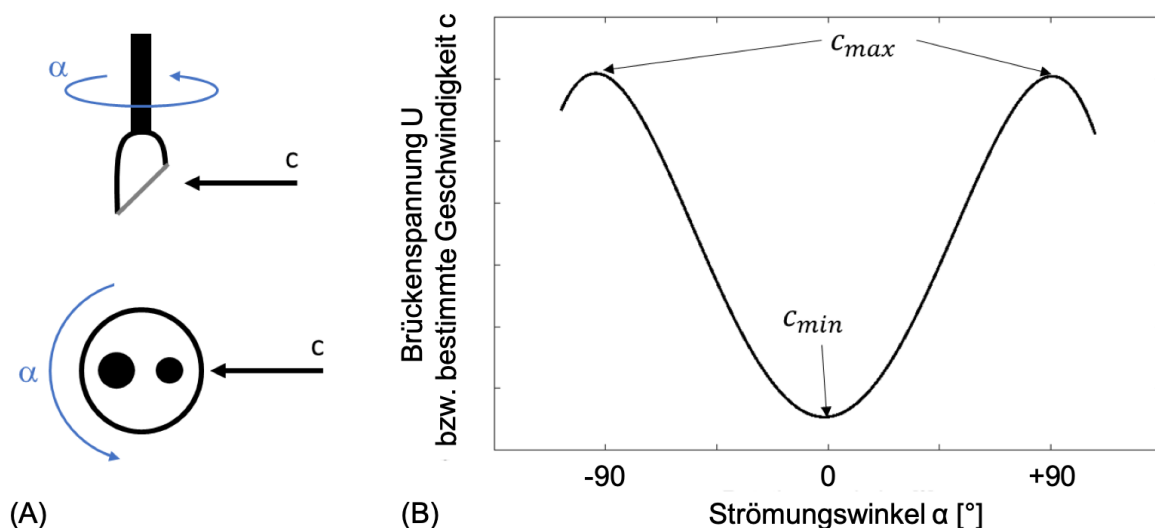
Im Falle der für diese Arbeit zum großen Anteil verwendeten SFP (Typ 55R56 und Typ 55R57, siehe Abb. 4.6 und Abb. A.2) umfasst eine Kalibrierung die Änderung der Anström-Geschwindigkeit (in Schritten von  $\Delta c = 2$  bis  $\Delta c = 3$  m/s) und des jeweiligen Winkels (in Schritten von  $\Delta \alpha = 4^\circ$  zw.  $\Delta \delta = 4^\circ$ ). Die entsprechenden Winkel bzw. deren Rotationsachsen sind in Abb.



A.2 gekennzeichnet. So erfasst SFP Typ 55R56 (bei Einbau in den Prüfstand und Ausrichtung in Strömungsrichtung) während einer Messung den Winkel  $\delta$  zwischen radialer und Hauptströmungskomponente. SFP Typ 55R57 hingegen erfasst den Winkel  $\alpha$  zwischen axialer und Umfangskomponente. Durch den kombinierten Einsatz beider Sonden lässt sich auf diese Weise der vollständige dreidimensionale Strömungsvektor rekonstruieren.

Abb. A.3) zeigt das Kalibrierfeld der beiden Sensoren einer SFP Typ 55R57. Dargestellt ist das (recht lineare) Verhalten der Sonde (direkte Messgröße: Anemometer-Brückenspannungen  $U_1$  und  $U_2$ ) für Variationen der Geschwindigkeit und des Strömungswinkels  $\alpha$ . Das Verhalten eines jeden Sondenkopfes ist empfindlich abhängig von der Sondenkopfform. Die Kalibrierung der Sondenköpfe dient der Berücksichtigung kaum verhinderbarer, geringster Fertigungsabweichungen von der Soll-Geometrie und dem idealen Sonden-Verhalten. So zeigt das in Abb. A.3) dargestellte Beispiel insbesondere im oberen kalibrierten Geschwindigkeitsbereich und für betragsmäßig kleine Strömungswinkel Dellen in den Spannungsverläufen, welche durch die Kalibrierung berücksichtigt werden.

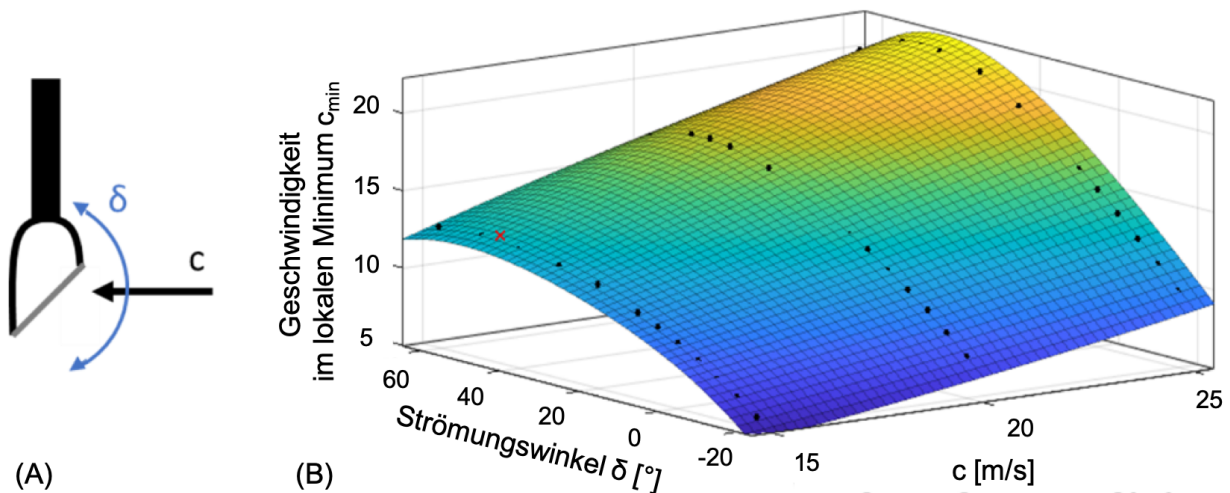
Im Folgenden soll noch ein kurzer Überblick auf die für die 1Draht-Messungen angewandte Multi-Orientations-Technik gegeben werden. Durch die Bauform des 45Grad-Sensors ergibt sich das in Abb. A.4 dargestellte Verhalten der Brückenspannung beziehungsweise der gemessenen Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Rotationswinkels  $\alpha$  des Sensorkopfes relativ zur Anströmung.



**Bild A.4:** Definition Rotationswinkel  $\alpha$  (A), charakteristische Abhängigkeit der vom Sensor gemessenen Geschwindigkeit  $c$  zum Rotationswinkel  $\alpha$  (B)

Während der eigentlichen Messung liegt das Ziel darin, die drei charakteristischen Punkte des Spannungsverlaufs das Minima ( $c_{min}$ ), sowie die beiden

Maxima ( $c_{max}$ ) zu ermitteln. Zunächst wird das Minimum ermittelt. Dazu wird der Sensor in einem vorgegebenen Winkelbereich um seine eigene Achse rotiert und entsprechende Messwerte erfasst. An dem Rotationswinkel, an dem der Draht des Sensors parallel zur Strömung ausgerichtet ist, wird das Minimum der Brückenspannung registriert. Weiter ist bekannt, dass das Maximum der Brückenspannung stets dann erreicht wird, wenn der Draht etwa senkrecht zur Strömung ausgerichtet ist. Daher wird, ausgehend vom vermessenen Minimum, der Draht um  $+90^\circ$ , sowie  $-90^\circ$  rotiert und es werden erneut in einem kleinen Winkelbereich um diese beiden Rotationspositionen Messwerte aufgenommen.



**Bild A.5:** Definition Kippwinkel  $\delta$  (A), Zweidimensionales Polynom zur Bestimmung des Kippwinkels  $\delta$  (B)

Dieses Vorgehen wird für jeden Messpunkt wiederholt. Für die anschließende Auswertung und Bestimmung der einzelnen Strömungskomponenten werden zunächst die gemessenen Brückenspannungen in Strömungsgeschwindigkeiten umgewandelt. Dazu wird auf eine typische Geschwindigkeitskalibrierung zurückgegriffen (King's Law, Gleichung A.1), bei der der Draht des Sensors während der Kalibrierung senkrecht zur Strömung ausgerichtet war. Im Anschluss wird mittels einer Spline-Interpolation für jeden Messpunkt die gemessene Strömungsgeschwindigkeit über den Rotationswinkel dargestellt (siehe Abb. A.4). Zunächst kann der Umfangswinkel  $\alpha$  der Strömung ermittelt werden, welcher dem Rotationswinkel am Minimum entspricht. Im nächsten Schritt lässt sich die Gesamtgeschwindigkeit der Strömung aus den Messdaten ablesen. Diese entspricht den Maxima der Messdaten, aus welchen der arithmetische Mittelwert gebildet wird. Anschließend kann der Strömungswinkel in radialer Richtung ermittelt werden. Dazu wird eine zweite Kalibrierung herangezogen, bei der zusätzlich zur Strömungsgeschwindigkeit der Anströmwinkel durch Kippen des Sensors variiert wird, während der Draht des Sensors parallel zur

Strömung ausgerichtet ist. Das daraus resultierende zweidimensionale Polynom  $c_{min}(c_{max}, \delta)$  ist in Abb. A.5 dargestellt.

Mittels Least-Squares-Fit kann aus diesem Polynom der Kippwinkel  $\delta$  in Abhängigkeit der vom Sensor wahrgenommenen Strömungsgeschwindigkeiten  $c_{min}$  und  $c_{max}$  ermittelt werden. In einem letzten Schritt wird mittels eines Korrekturfaktors die Gesamtgeschwindigkeit  $c_{max}$  in Abhängigkeit vom Kippwinkel  $\delta$  angepasst und anschließend erneut das zweidimensionale Polynom zur Bestimmung des Kippwinkels gelöst. Dadurch wird beachtet, dass bei die vom Sensor wahrgenommene Strömungsgeschwindigkeit mit steigendem Radialwinkel der Anströmung abnimmt. Somit erhält man die Gesamtgeschwindigkeit der Strömung, sowie die Anströmwinkel  $\alpha$  und  $\delta$ , woraus die einzelnen Komponenten des Strömungsvektors ermittelt werden können.

### A.0.3 Fünflochsonden

Die Kalibrierung von Fünflochsonden erfolgt ähnlich der von Hitzdrahtsonden. Auch hier wird der Sondenkopf einer Kombination aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Strömungswinkeln ausgesetzt. Anders als bei der Kalibrierung von Hitzdrahtsonden wird der bekannte, während der Kalibrierung vorliegende, Strömungszustand auf die Einzeldrücke der 5 Bohrungen bezogen. Im Anschluss an die erfolgte Verknüpfung der kalibrierten Geschwindigkeiten und Winkel mit den Bohrungsdrücken werden aus den aufgenommenen, diskreten Stützstellen dimensionslose Kalibriergrößen und daraus kontinuierliche Polynome höherer Ordnung gebildet. Typischerweise werden diese für den Totaldruck, den statischen Druck, die beiden Strömungswinkel  $\alpha$  und  $\delta$  und teilweise auch für die Machzahl gebildet. Sie bilden das Verhalten des kalibrierten Sondenkopfes hinsichtlich unterschiedlichster Strömungszustände ab und erlauben im Nachhinein bei der Vermessung unbekannter Strömungen aus der Auswertung der dann vorliegenden Einzelbohrungsdrücke die Bestimmung eben dieses unbekanntes Zustandes. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die nachfolgenden Kalibriergrößen, basierend auf Treaster u. Yocum [1978] verwendet, welche in dieser oder ähnlicher Form in den meisten Fünflochsonden-Kalibrierungen zur Anwendung kommen:

$$p_{mittel} = \frac{p_2 + p_3 + p_4 + p_5}{4} \quad (\text{A.5})$$

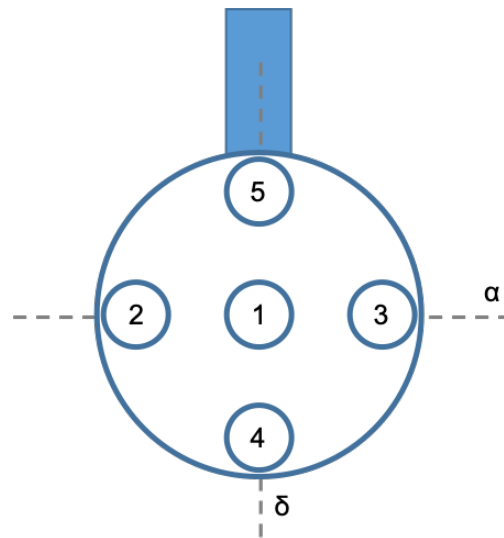
$$k_{alpha} = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_{mittel}} \quad (\text{A.6})$$

$$k_{delta} = \frac{p_4 - p_5}{p_1 - p_{mittel}} \quad (\text{A.7})$$

$$k_{p,tot} = \frac{p_1 - p_t}{p_1 - p_{mittel}} \quad (\text{A.8})$$

$$k_{p,stat} = \frac{p_{mittel} - p}{p_1 - p_{mittel}} \quad (\text{A.9})$$

So wird zunächst ein pseudo-statischer Druck aus den vier, nicht-zentralen Bohrungen des Sondenkopfes bestimmt, welcher zusammen mit dem Druck der zentralen Bohrung zur Entdimensionierung sämtlicher Kalibriergrößen genutzt wird und einen pseudo-dynamischen Druck darstellt (Treaster u. Yocum [1978]).



**Bild A.6:** Bohrungsnummerierung der verwendeten Fünflochsonden

#### A.0.4 Piezoresistive Sensoren

Die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen verwendeten piezoresistiven Kulite-Sensoren (Seitenwanddruck- und Schaufeldruckmessungen sowie Verwendung in der zeitlich hochauflösenden Totaldrucksonde) werden generell statisch kalibriert. Dazu werden die Sensoren einem präzise definierten Druck ausgesetzt und deren Spannungssignale diesem Druck zugeordnet. Durch den bei diesen Sensoren typischerweise vorliegenden linearen Zusammenhang zwischen anliegendem Druck und Ausgangsspannung lässt sich auf diese Weise durch Messung einer begrenzten Zahl an Stützstellen eine Kalibrierungsgrade aufstellen. Zur Berücksichtigung von Hystere-Effekten, die durch das Erreichen eines Drucks aus Richtung eines höheren oder niedrigeren Druckniveaus unterschiedliches Sensor-Verhalten hervorrufen, werden die Kalibrierungs-Stützstellen zunächst unter zunehmendem und im Anschluss mit Erreichen des Maximaldrucks unter abnehmendem Druck vermessen. Die Kalibriergerade wird im Anschluss mit den Mittelwerten der jeweiligen Werte erstellt.

# Literaturverzeichnis

- [Acton 1998] ACTON, Paola: *Untersuchungen des Grenzschichtumschlages an einem hochbelasteten Turbinengitter unter inhomogenen und instationären Zustoembedingungen*, Universität der Bundeswehr München, Diss., 1998
- [Acton u. Fottner 1998] ACTON, Paola ; FOTTNER, Leonhard: Investigation of the Boundary Layer Development on a Highly Loaded Low Pressure Turbine Cascade Under the Influence of Unsteady Flow Conditions. In: FRANSSON, Torsten H. (Hrsg.): *Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines*. Dordrecht : Springer Netherlands, 1998. – ISBN 978–94–011–5040–8, S. 393–406
- [Albrecht 2010] ALBRECHT, T.: *Zur Transition an einer ebenen Platte und deren Beeinflussung durch elektromagnetische Kräfte*, Technische Universität Dresden, Diss., 2010
- [Baert u. a. 2020] BAERT, Lieven ; CHÉRIÈRE, Emmanuel ; SAINVITU, Caroline ; LEPOT, Ingrid ; NOUVELLON, Arnaud ; LEONARDON, Vincent: Aerodynamic Optimization of the Low-Pressure Turbine Module: Exploiting Surrogate Models in a High-Dimensional Design Space. In: *ASME J. Turbomach.* 142 (2020), 02, Nr. 3, S. 031005–1 – 031005–11. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4046232>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.4046232>
- [Baum u. a. 2016] BAUM, O. ; KOSCHICHOW, D. ; FRÖHLICH, J.: Influence of the Coriolis Force on the Flow in a Low Pressure Turbine Cascade T106, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea, June 13-17 2016 ( GT2016-57399)
- [Bear u. a. 2018] BEAR, P. ; WOLFF, M. ; GROSS, A. ; MARKS, C. R. ; SONDERGAARD, R.: Experimental Investigation of Total Pressure Loss Development in a Highly Loaded Low-Pressure Turbine Cascade. In: *ASME J. Turbomach.* 140 (2018), Nr. 3. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4038413>. – DOI 10.1115/1.4038413
- [Berdanier u. Key 2016] BERDANIER, Reid ; KEY, Nicole: A novel data reduction technique for single slanted hot-wire measurements used to study incompressible compressor tip leakage flows. In: *Experiments in Fluids* 57 (2016), 03, Nr. 3, S. 1–14. <http://dx.doi.org/10.1007/s00348-016-2114-z>. – DOI 10.1007/s00348-016-2114-z

- [Berrino u. a. 2015] BERRINO, M. ; LENGANI, D. ; SIMONI, D. ; UBALDI, M. ; ZUNINO, P. ; BERTINI, F.: Dynamics and Turbulence Characteristics of Wake-Boundary Layer Interaction in a Low Pressure Turbine Blade, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, June 15-19, Montreal, Canada, 2015 ( GT2015-42626)
- [Berselli u. a. 2006] BERSELLI, L. ; ILIESCU, T. ; LAYTON, W. J.: *Mathematics of Large Eddy Simulation of Turbulent Flows*. 1. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [Biferale u. Vergassola 2001] BIFERALE, Luca ; VERGASSOLA, Massimo: Isotropy vs anisotropy in small-scale turbulence. In: *Physics of Fluids* 13 (2001), Nr. 8, S. 2139–2141. <http://dx.doi.org/10.1063/1.1381019>. – DOI 10.1063/1.1381019
- [Binder u. a. 1989] BINDER, A. ; SCHROEDER, Th. ; HOURMOUZADIS, J.: Turbulence Measurements in a Multistage Low-Pressure Turbine. In: *ASME J. Turbomach.* 111 (1989), 04, Nr. 2, S. 153–161. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3262250>. – DOI 10.1115/1.3262250
- [Bolinchés-Gisbert u. a. 2020] BOLINCHES-GISBERT, M. ; ROBLES, David C. ; CORRAL, Roque ; GISBERT, Fernando: Prediction of Reynolds Number Effects on Low-Pressure Turbines Using a High-Order ILES Method. In: *ASME J. Turbomach.* 142 (2020), 02, Nr. 3. <http://dx.doi.org/doi.org/10.1115/1.4045776>. – DOI doi.org/10.1115/1.4045776
- [Bradshaw 1971] BRADSHAW, Peter: *An Introduction to Turbulence and its Measurement*. Pergamon Press, 1971
- [Bruun 1979] BRUUN, H. H.: Interpretation of hot-wire probe signals in subsonic airflows. In: *Journal of Physics E: Scientific Instruments* 12 (1979), Nr. 12, S. 1116–1128. <http://dx.doi.org/10.1088/0022-3735/12/12/001>. – DOI 10.1088/0022-3735/12/12/001
- [Bräunling 2015] BRÄUNLING, Willy J.: *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer Berlin Heidelberg, 2015
- [Ciorciari u. a. 2014] CIORCIARI, R. ; KIRIK, I. ; NIEHUIS, R.: Effects of Unsteady Wakes on the Secondary Flows in the Linear T106 Turbine Cascade. In: *ASME J. Turbomach.* 136 (2014), Nr. 9
- [Ciorciari u. a. 2015] CIORCIARI, R. ; KIRIK, I. ; NIEHUIS, R.: Investigating Unsteady Secondary Flows in Linear Low Pressure Turbine Cascade: a

- Combined Experimental and Numerical Study, Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC11, Madrid, Spain, March 23-27 2015 ( ETC2015-134)
- [Collis u. Williams 1959] COLLIS, D. C. ; WILLIAMS, M. J.: Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers. In: *Journal of Fluid Mechanics* 6 (1959), Nr. 3, S. 357–384. <http://dx.doi.org/10.1017/S0022112059000696>. – DOI 10.1017/S0022112059000696
- [Cooley u. Tukey 1965] COOLEY, James W. ; TUKEY, John W.: An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series. In: *Mathematics of Computation* 19 (1965), Nr. 90, S. 297–301
- [Coull u. Hodson 2011] COULL, J. ; HODSON, H.: Unsteady boundary-layer transition in low-pressure turbines. In: *Journal of Fluid Mechanics* 681 (2011), S. 370–410. <http://dx.doi.org/doi.org/10.1017/jfm.2011.2046>. – DOI [doi.org/10.1017/jfm.2011.2046](http://dx.doi.org/10.1017/jfm.2011.2046)
- [Curtis u. a. 1997] CURTIS, E. ; HODSON, H. ; BANIEGHBAL, M. ; DENTON, J. D. ; HOWELL, R. ; HARVEY, N.: Development of Blade-Profiles for Low-Pressure Turbine Applications. In: *ASME J. Turbomach.* 119 (1997), Nr. 3, S. 531–538
- [Dambach u. Hodson 1999] DAMBACH, R. ; HODSON, H. P.: A New Method of Data Reduction for Single-Sensor Pressure Probes, Proceedings of ASME Turbo Expo 1999: Power for Land, Sea, and Air, Volume 4: Manufacturing Materials and Metallurgy; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education, Indianapolis, Indiana, June 7-10 1999 ( 99-GT-304)
- [Denton u. Pullan 2012] DENTON, J. ; PULLAN, G.: A Numerical Investigation Into the Sources of Endwall Loss in Axial Flow Turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Volume 8: Turbomachinery, Copenhagen, Denmark, June 11-15 2012 ( GT2012-69173)
- [Denton 1993] DENTON, J. D.: The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines. In: *ASME J. Turbomach.* 115 (1993), Nr. 4, S. 621–656
- [Dryden u. Kuethe 1929] DRYDEN, Hugh L. ; KUETHE, A.M.: The measurement of fluctuations of air speed by the hot-wire anemometer / National Advisory Committee for Aeronautics. 1929 (NACA-TR-320). – Forschungsbericht
- [Dryden u. Kuethe 1936] DRYDEN, Hugh L. ; KUETHE, A.M.: Air flow in the boundary layer near a plate / National Advisory Committee for Aeronautics. 1936 (NACA-TR-562). – Forschungsbericht

- [Dryden u. Mock 1932] DRYDEN, Hugh L. ; MOCK, W.C. J.: Improved apparatus for the measurement of fluctuations of air speed in turbulent flow / National Advisory Committee for Aeronautics. 1932 (NACA-TR-448). – Forschungsbericht
- [Dryden u. a. 1937] DRYDEN, Hugh L. ; SCHUBAUER, G.B. ; JUNIOR, Mock W. ; SKRAMSTAD, H.K.: Measurements of intensity and scale of wind-tunnel turbulence and their relation to the critical Reynolds number of spheres / National Advisory Committee for Aeronautics. 1937 (NACA-TR-581). – Forschungsbericht
- [Dynamics ] DYNAMICS, Dantec: *Flow Field Diagnostics - Constant Temperature Anemometry Solutions*. <https://www.dantecdynamics.com/wp-content/uploads/2019/12/CTA-Brochure-346-web.pdf> : Website, . – Publication No.: 346 v1
- [El-Gabry u. a. 2014] EL-GABRY, Lamyaa A. ; THURMAN, Douglas R. ; POINSSATTE, Philip E.: Procedure for Determining Turbulence Length Scales Using Hotwire Anemometry / NASA. 2014 (TM-2014-218403). – Technical Report
- [Fitouri u. a. 1995] FITOURI, A. ; KHAN, M.K. ; BRUUN, H.: A Multi-position Hot-Wire Technique for the Study of Swirling Flows in Vortex Chambers. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 10 (1995), 01, S. 142–151. [http://dx.doi.org/10.1016/0894-1777\(94\)00076-K](http://dx.doi.org/10.1016/0894-1777(94)00076-K). – DOI 10.1016/0894-1777(94)00076-K
- [George u. a. 1989] GEORGE, William K. ; BEUTHER, Paul D. ; SHABBIR, Amir: Polynomial calibrations for hot wires in thermally varying flows. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 2 (1989), Nr. 2, 230 - 235. [http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/0894-1777\(89\)90038-1](http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/0894-1777(89)90038-1). – DOI [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(89\)90038-1](https://doi.org/10.1016/0894-1777(89)90038-1). – ISSN 0894-1777
- [Giovannini u. a. 2016] GIOVANNINI, M. ; MARCONCINI, M. ; RUBECHINI, F. ; ARNONE, A. ; BERTINI, F.: Scaling Three-Dimensional Low-Pressure Turbine Blades for Low-Speed Testing. In: *ASME J. Turbomach.* 138 (2016), Nr. 11
- [Gomes u. a. 2015] GOMES, R.A. ; STOTZ, S. ; BLAIM, F. ; NIEHUIS, R.: Hot-Film Measurements on a Low Pressure Turbine Linear Cascade With Bypass Transition. In: *ASME J. Turbomach.* 137 (2015), Nr. 9, S. 091007–091007–11
- [Goodhand u. Miller 2011] GOODHAND, Martin N. ; MILLER, Robert J.: The Impact of Real Geometries on Three-Dimensional Separations in Compressors. In: *ASME J. Turbomach.* 134 (2011), 06, Nr. 2, S. 021007.



- <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4002990>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.4002990>
- [Graziani u. a. 1980] GRAZIANI, R. A. ; BLAIR, M. F. ; TAYLOR, J. R. ; MAYLE, R. E.: An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade Cascade. In: *ASME J. Eng. Power* 102 (1980), Nr. 2, S. 257–267. <http://dx.doi.org/doi:10.1115/1.3230246>. – DOI [doi:10.1115/1.3230246](https://doi.org/10.1115/1.3230246)
- [Gregory-Smith u. a. 1988a] GREGORY-SMITH, D. G. ; GRAVES, C. P. ; WALSH, J. A.: Growth of Secondary Losses and Vorticity in an Axial Turbine Cascade. In: *ASME J. Turbomach.* 110 (1988), 01, Nr. 1, S. 1–8. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3262163>. – DOI [10.1115/1.3262163](https://doi.org/10.1115/1.3262163)
- [Gregory-Smith u. a. 1988b] GREGORY-SMITH, D.G. ; WALSH, J.A. ; GRAVES, C.P. ; FULTON, K.P.: Turbulence Measurements and Secondary Flows in a Turbine Rotor Cascade. In: *ASME J. Turbomach.* 110 (1988), Nr. 4, S. 479–485. <http://dx.doi.org/doi:10.1115/1.3262221>. – DOI [doi:10.1115/1.3262221](https://doi.org/10.1115/1.3262221)
- [Groth u. Johansson 1988] GROTH, J. ; JOHANSSON, A. V.: Turbulence reduction by screens. In: *Journal of Fluid Mechanics* 197 (1988), S. 139–155. <http://dx.doi.org/10.1017/S0022112088003209>. – DOI [10.1017/S0022112088003209](https://doi.org/10.1017/S0022112088003209)
- [Halstead u. a. 1997a] HALSTEAD, David E. ; WISLER, David C. ; OKIISHI, Theodore H. ; WALKER, Gregory J. ; HODSON, Howard P. ; SHIN, Hyoun-Woo: Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines: Part 1 of 4 — Composite Picture. In: *ASME J. Turbomach.* 119 (1997), Nr. 1, S. 114–127. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.2841000>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.2841000>
- [Halstead u. a. 1997b] HALSTEAD, David E. ; WISLER, David C. ; OKIISHI, Theodore H. ; WALKER, Gregory J. ; HODSON, Howard P. ; SHIN, Hyoun-Woo: Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines: Part 2 of 4 — Compressors. In: *ASME J. Turbomach.* 119 (1997), Nr. 3, S. 426–444. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.2841142>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.2841142>
- [Harris 1978] HARRIS, F. J.: On the use of windows for harmonic analysis with the discrete Fourier transform. In: *Proceedings of the IEEE* 66 (1978), Nr. 1, S. 51–83
- [Harrison 1988] HARRISON, S.: *The influence of Blade Stacking on Turbine Losses*, University of Cambridge, Diss., 1988

- [Herwig 2008] *Kapitel Dimensionsanalyse*. In: HERWIG, H.: *Strömungsmechanik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2008, S. 51–61
- [Hinze 1960] HINZE, J. O.: *Turbulence. An introduction to its mechanism and theory*. McGraw-Hill, New York, 1960
- [Hodson u. Dawes 1998] HODSON, H. P. ; DAWES, W. N.: On the Interpretation of Measured Profile Losses in Unsteady Wake–Turbine Blade Interaction Studies. In: *ASME J. Turbomach.* 120 (1998), Nr. 2, S. 276–284
- [Hodson u. Howell 2005] HODSON, H. P. ; HOWELL, R. J.: The role of transition in high-lift low-pressure turbines for aeroengines. In: *Progress in Aerospace Sciences* 41 (2005), Nr. 6, S. 419–454
- [Hodson u. a. 1994] HODSON, H. P. ; HUNTSMAN, I. ; STEELE, A. B.: An Investigation of Boundary Layer Development in a Multistage LP Turbine. In: *ASME J. Turbomach.* 116 (1994), Nr. 3, S. 375–383
- [Hodson u. Howell 2000] HODSON, H.P. ; HOWELL, R. J.: High lift low pressure turbines, Proceedings of Minnowbrook III: Workshop on Boundary Layer Transition and Unsteady Aspects of Turbomachinery Flows, Minnowbrook, Syracuse Univ, 2000
- [Holley u. a. 2020] HOLLEY, Brian M. ; HARDIN, Larry W. ; TILLMAN, Gregory ; LIN, Ray-Sing ; JOO, Jongwook: Skin Friction Measurements of Transition in High Reynolds Number, Adverse Pressure Gradient Flow. In: *ASME J. Turbomach.* 142 (2020), 01, Nr. 2, S. 021001–1 – 021001–12. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4045166>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.4045166>
- [Incropera 2007] INCROPERA, F.P.: *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley, 2007 (Fundamentals of Heat and Mass Transfer Bd. 1). – ISBN 9780471457282
- [Ingram 2003] INGRAM, G. L.: *Endwall Profiling for the Reduction of Secondary Flow in Turbines*, University of Durham, Diss., 2003
- [Jacobs u. a. 1932] JACOBS, E. N. ; WARD, K. E. ; PINKERTON, R. M.: The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel / United States National Advisory Committee for Aeronautics and Langley Memorial Aeronautical Laboratory. 1932 (460). – Forschungsbericht
- [JCGM 2008] JCGM: JCGM 100: Evaluation of Measurement Data - Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement / JCGM. 2008. – Forschungsbericht

- [Jeschke 2012] JESCHKE, P.: *Luftfahrtantriebe I und II*. Vorlesungsmanuskript RWTH Aachen, 2012
- [Jorgensen ] JORGENSEN, Finn E.: Directional sensitivity of wire and fiber-film probes. An experimental study. – Forschungsbericht
- [Jorgensen 2002] JORGENSEN, Finn E.: *How to measure turbulence with hot-wire anemometers*. 2002
- [Kang u. Hirsch 1991] KANG, S. ; HIRSCH, C.: Three Dimensional Flow in a Linear Compressor Cascade at Design Conditions, Proceedings of ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Orlando, Florida, USA, June 03-06 1991 ( 91-GT-114)
- [Klein 2006] KLEIN, J. A.: *Experimentelle und numerische Untersuchung des Einflusses örtlich begrenzt abdichtender Deckbänder an einer Axialturbinen-Laufschaukelreihe*, Fakultät für Maschinenbau der Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2006
- [Koschichow u. a. 2015] KOSCHICHOW, D. ; FRÖHLICH, J. ; CIORCIARI, R. ; NIEHUIS, R.: Analysis of the Influence of Periodic Passing Wakes on the Secondary Flow near the Endwall of a Linear LPT Cascade using DNS and U-RANS, Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC11, Madrid, Spain, March 23-27 2015 ( ETC2015-151)
- [Koschichow u. a. 2014] KOSCHICHOW, D. ; FRÖHLICH, J. ; KIRIK, I. ; NIEHUIS, R.: DNS of the flow near the endwall in a linear low pressure turbine cascade with periodically passing wakes, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, Düsseldorf, Germany, June 16-20 2014 ( GT2014-25071)
- [Kreutzer 2015] KREUTZER, J.: *Aerodynamische und strukturmechanische Auslegung von Vorleitrad und rotierendem Stabgitter für eine axiale Niedergeschwindigkeits-Forschungsturbine mittels numerischer Methoden*, Ruhr-Universität Bochum, Master-Abschlussarbeit, 2015
- [Krug u. a. 2015] KRUG, A. ; BUSSE, P. ; VOGELER, K.: Experimental Investigation Into the Effects of the Steady Wake-Tip Clearance Vortex Interaction in a Compressor Cascade. In: *ASME J. Turbomach.* 137 (2015), Nr. 6
- [Kuerner u. a. 2012] KUERNER, M. ; REICHSTEIN, G.A. ; SCHRACK, D. ; ROSE, M. G. ; STAUDACHER, S. ; GIER, J. ; ENGEL, K.: Low Pressure Turbine Secondary Vortices: Reynolds Lapse. In: *ASME J. Turbomach.* 134 (2012), Nr. 6

- [König 2006] KÖNIG, Sven: *Untersuchung des Einflusses überlagerter Stator- und Rotornachläufe auf den Clocking-Effekt an einer 1.5-stufigen axialen Gasturbine*, Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2006
- [Lampart 2009] LAMPART, P.: Investigation of endwall flows and losses in axial turbines. Part I. Formation of endwall flows and losses. In: *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 47 (2009), Nr. 2, S. 321–342
- [Langston 1980] LANGSTON, L. S.: Crossflows in a Turbine Cascade Passage. In: *ASME J. Eng. Power* 102 (1980), Nr. 4, S. 866–874
- [Langston 2001] LANGSTON, L. S.: Secondary Flows in Axial Turbines — A Review. In: *Annals of the New York Academy of Sciences* 934 (2001), Nr. 1, S. 11–26
- [Langston u. a. 1977] LANGSTON, L. S. ; NICE, M. L. ; HOOPER, R. M.: Three-Dimensional Flow Within a Turbine Cascade Passage. In: *ASME J. Eng. Power* 99 (1977), Nr. 1, S. 21–28. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.3446247>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.3446247>
- [Lekakis 1999] LEKAKIS, Ioannis: Calibration and signal interpretation for single and multiple hot-wire/hot-film probes. In: *Measurement Science and Technology* 7 (1999), 01, Nr. 10, S. 1313–1333. <http://dx.doi.org/10.1088/0957-0233/7/10/004>. – DOI 10.1088/0957-0233/7/10/004
- [Loehrke u. Nagib 1976] LOEHRKE, R. I. ; NAGIB, H.M.: Control of Free-Stream Turbulence by Means of Honeycombs: A Balance Between Suppression and Generation. In: *ASME J. Fluids Eng.* 98 (1976), Nr. 3, S. 342–351. – 10.1115/1.3448313
- [MacIsaac u. a. 2012] MACISAAC, G.D. ; SJOLANDER, S.A. ; PRAISNER, T.J.: Measurements of Losses and Reynolds Stresses in the Secondary Flow Downstream of a Low-Speed Linear Turbine Cascade. In: *ASME J. Turbomach.* 134 (2012), Nr. 6, S. 061015–061015–12. <http://dx.doi.org/doi:10.1115/1.4003839>. – DOI [doi:10.1115/1.4003839](https://doi.org/10.1115/1.4003839)
- [Mahallati u. a. 2013] MAHALLATI, A. ; MCAULIFFE, B. R. ; SJOLANDER, S. A. ; PRAISNER, T.J.: Aerodynamics of a Low-Pressure Turbine Airfoil at Low-Reynolds Numbers - Part I: Steady Flow Measurements. In: *ASME J. Turbomach.* 135 (2013), Nr. 1, S. 011010–1–011010–9. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4006319>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.4006319>
- [Mahallati u. Sjolander 2013] MAHALLATI, A. ; SJOLANDER, S. A.: Aerodynamics of a Low-Pressure Turbine Airfoil at Low-Reynolds Numbers - Part

- II: Blade-Wake Interaction. In: *ASME J. Turbomach.* 135 (2013), Nr. 1, S. 011011. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4006320>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.4006320>
- [Mailach u. Vogeler 2004] MAILACH, Ronald ; VOGELER, Konrad: Aerodynamic Blade Row Interactions in an Axial Compressor—Part I: Unsteady Boundary Layer Development. In: *ASME J. Turbomach.* 126 (2004), 03, Nr. 1, S. 35–44. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.1649741>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.1649741>
- [Marconcini u. a. 2012] MARCONCINI, M. ; RUBECHINI, F. ; PACCIANI, R. ; ARNONE, A. ; BERTINI, F.: Redesign of High-Lift Low Pressure Turbine Airfoils for Low Speed Testing. In: *ASME J. Turbomach.* 134 (2012), Nr. 5
- [Martinstetter 2010] MARTINSTETTER, Markus: *Experimentelle Untersuchungen zur Aerodynamik hoch belasteter Niederdruckturbinen-Beschaufelungen*, Universität der Bundeswehr München, Diss., 2010
- [Mayle 1991] MAYLE, R.: The 1991 IGTI Scholar Lecture: The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines. In: *ASME J. Turbomach.* 113 (1991), Nr. 4, S. 509–536
- [McAuliffe 2007] MCAULIFFE, Brian R.: *Transition in separation bubbles: Physical mechanisms and passive control techniques*, Ottawa-Carleton Institute for Mechanical and Aerospace Engineering, Diss., 2007
- [McAuliffe u. Yaras 2010] MCAULIFFE, Brian R. ; YARAS, Metin I.: Transition Mechanisms in Separation Bubbles Under Low- and Elevated-Freestream Turbulence. In: *ASME J. Turbomach.* 132 (2010), 01, Nr. 1. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2812949>. – DOI 10.1115/1.2812949
- [Menter 1994] MENTER, F.: Two-equation eddyviscosity turbulence models for engineering applications. In: *AIAA Journal* 23 (1994), Nr. 8, S. 1598–1605
- [Meyer 1958] MEYER, R. X.: The effect of wakes on the transient pressure and velocity distributions in turbomachines. In: *ASME Journal of Basic Engineering* 80 (1958), S. 1544–1552
- [Mikhailova u. a. 1994] MIKHAILOVA, N. P. ; REPIK, E. U. ; SOSEDKO, Yu. P.: Optimal control of free-stream turbulence intensity by means of honeycombs. In: *Fluid Dynamics* 29 (1994), May, Nr. 3, S. 429–437. – 10.1007/BF02230780
- [Nikuradse 1933] NIKURADSE, John: Experimentelle Untersuchungen zur Turbulenzentstehung. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, Berlin* 13 (1933), Nr. 3, S. 174–76

- [Park u. a. 2020] PARK, Sehjin ; SOHN, Ho-Seong ; CHO, Hyung H. ; MOON, Hee K. ; HAN, Yang S. ; UEDA, Osamu: Effects of Wakes on Blade Endwall Heat Transfer in High Turbulence Intensity. In: *ASME J. Turbomach.* 142 (2020), 01, Nr. 2, S. 021002–1 – 021002–11. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4045335>. – DOI <https://doi.org/10.1115/1.4045335>
- [Parker 1969] PARKER, R.: Relation between Blade Row Spacing and Potential Flow Interaction Effects in Turbomachines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 184 (1969), Nr. 7, S. 1–8. [http://dx.doi.org/10.1243/PIME\\_CONF\\_1969\\_184\\_176\\_02](http://dx.doi.org/10.1243/PIME_CONF_1969_184_176_02). – DOI 10.1243/PIME\_CONF\_1969\_184\_176\_02
- [Pfeil u. Herbst 1979] PFEIL, H. ; HERBST, R.: Transition Procedure of Instationary Boundary Layers, Proceedings of ASME Gas Turbine Conference and Exhibit and Solar Energy Conference, San Diego, California, USA, March 12-15 1979 ( 79-GT-128)
- [Pfeil u. Eifler 1976] PFEIL, Horst ; EIFLER, Jürgen: Turbulenzverhältnisse hinter rotierenden Zylindergittern. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 42 (1976), S. 27–32
- [Praisner u. a. 2013] PRAISNER, T.J. ; GROVER, E. A. ; KNEZEVICI, D. C. ; POPOVIC, I. ; SJOLANDER, S. A. ; CLARK, J. P. ; SONDERGAARD, R.: Toward the Expansion of Low-Pressure-Turbine Airfoil Design Space. In: *ASME J. Turbomach.* 135 (2013), Nr. 6
- [Prandtl 1904] PRANDTL, Ludwig: In: *Proceedings 3d Intern. Math. Congress, Heidelberg, 1904*
- [Prandtl 1935] PRANDTL, Ludwig: The mechanics of viscous fluids. In: *W. F. Durand: Aerodynamic Theory, Bd. III.* Julius Springer, Berlin, 1935
- [Rayleigh 1879] RAYLEIGH, Lord: On the Stability, or Instability, of certain Fluid Motions. In: *Proceedings of the London Mathematical Society* s1-11 (1879), Nr. 1, 57-72. <http://dx.doi.org/10.1112/plms/s1-11.1.57>. – DOI 10.1112/plms/s1-11.1.57
- [Reynolds 1894] REYNOLDS, Osborne: On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion. In: *Proceedings of the Royal Society of London* 56 (1894), S. 40–45
- [Roach 1987] ROACH, P. E.: The generation of nearly isotropic turbulence by means of grids. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 8 (1987), Nr. 2, 82 - 92. [http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/0142-727X\(87\)90001-4](http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/0142-727X(87)90001-4). – DOI [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(87\)90001-4](https://doi.org/10.1016/0142-727X(87)90001-4). – ISSN 0142–727X

- [Russ u. Simon 1991] RUSS, S. ; SIMON, T. W.: On the rotating, slanted, hot-wire technique. In: *Experiments in Fluids* 12 (1991), Dec, Nr. 1, S. 76–80. <http://dx.doi.org/10.1007/BF00226568>. – DOI 10.1007/BF00226568
- [Sauer u. a. 2011] SAUER, H. ; SCHMIDT, R. ; VOGELER, K.: Influence of chord length and inlet boundary layer on the secondary losses of turbine blades. In: *ASME J. Turbomach.* 134 (2011), Nr. 1
- [Scheidler 2018] SCHEIDLER, Stephan (Hrsg.): *Luftfahrttechnisches Handbuch*. LTH Koordinierungsausschuss, 2018
- [Scheinmann 1981] SCHEINMANN, J.: Comparison of experimental and theoretical turbulence reduction characteristics for screens, honeycomb, and honeycomb-screen combinations / NASA. 1981 (1958). – Technical Report
- [Schlichting 1933] SCHLICHTING, Hermann: *Zur Entstehung der Turbulenz bei der Plattenströmung*. Weidmann, Berlin, 1933 (Sonderdrucke aus den Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen : Mathematisch-physikalische Klasse)
- [Schlichting 1935] SCHLICHTING, Hermann: *Amplitudenverteilung und Energiebilanz der kleinen Störungen bei der Plattenströmung*. Weidmann, Berlin, 1935 (Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen : Mathematisch-physikalische Klasse)
- [Schneider u. Raw 1987] SCHNEIDER, G. ; RAW, M. J.: Control Volume Finite-Element Method for Heat Transfer and Fluid Flow Using Colocated Variables - 1. Computational Procedure. In: *Numerical Heat Transfer Part A-applications* 11 (1987), 04, Nr. 4, S. 363–390
- [Schubauer u. Klebanoff 1956] SCHUBAUER, G. B. ; KLEBANOFF, P. S.: Contributions on the mechanics of boundary-layer transition / National Advisory Committee for Aeronautics. 1956 (NACA-TR-1289). – Forschungsbericht
- [Schubauer u. Skramstad 1948] SCHUBAUER, G. B. ; SKRAMSTAD, H. K.: Laminar Boundary-Layer Oscillations and Transition on a Flat Plate / National Advisory Committee for Aeronautics. 1948 (NACA-TR-909). – Forschungsbericht
- [Schubauer u. a. 1950] SCHUBAUER, G. B. ; SPANGENBERG, W. G. ; KLEBANOFF, P. S.: Aerodynamic Characteristics of Damping Screens / National Advisory Committee for Aeronautics. 1950 (2001). – Forschungsbericht
- [Schulte u. Hodson 1998] SCHULTE, V. ; HODSON, H. P.: Unsteady Wake-Induced Boundary Layer Transition in High Lift LP Turbines. In: *ASME J. Turbomach.* 128 (1998), Nr. 1, S. 28–35

- [Schwarze 2012] SCHWARZE, M.: *Numerische Simulation hochbelasteter Niederdruckturbinen unter besonderer Berücksichtigung periodisch instationärer Zuströmung*, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der Universität der Bundeswehr München, Diss., 2012
- [Semiconductors ] SEMICONDUCTORS, Kulite: *Data Sheet LQ-080*. <https://kulite.com//assets/media/2020/03/LQ-080.125.pdf> : Website,
- [Siddall u. Da Vies 1972] SIDDALL, R. G. ; DA VIES, T.W.: An improved response equation for hot-wire anemometry. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15 (1972), Nr. 2, S. 367–368
- [Simoni u. a. 2012a] SIMONI, D. ; UBALDI, M. ; ZUNINO, P.: Loss Production Mechanisms in a Laminar Separation Bubble. In: *Flow Turbulence Combust* 89 (2012), S. 547–562. <http://dx.doi.org/doi:10.1007/s10494-012-9407-y>. – DOI doi:10.1007/s10494-012-9407-y
- [Simoni u. a. 2014] SIMONI, D. ; UBALDI, M. ; ZUNINO, P.: Experimental investigation of flow instabilities in a laminar separation bubble. In: *J. Therm. Sci.* 238 (2014), Nr. 3, S. 203–214. <http://dx.doi.org/doi.org/10.1007/s11630-014-0697-3>. – DOI doi.org/10.1007/s11630-014-0697-3
- [Simoni u. a. 2016] SIMONI, D. ; UBALDI, M. ; ZUNINO, P. ; AMPELLIO, E.: Free-stream turbulence effects on the boundary layer of a high-lift low-pressure-turbine blade. In: *J. Therm. Sci.* 25 (2016), S. 195–206. <http://dx.doi.org/doi:10.1007/s11630-016-0851-1>. – DOI doi:10.1007/s11630-016-0851-1
- [Simoni u. a. 2012b] SIMONI, D. ; UBALDI, M. ; ZUNINO, P. ; LENGANI, D ; BERTINI, F.: An Experimental Investigation of the Separated-Flow Transition Under High-Lift Turbine Blade Pressure Gradients. In: *Flow Turbulence Combust* 88 (2012), S. 45–62. <http://dx.doi.org/doi:10.1007/s10494-011-9375-7>. – DOI doi:10.1007/s10494-011-9375-7
- [Sinkwitz u. a. 2017] SINKWITZ, M. ; ENGELMANN, D. ; MAILACH, R.: Experimental Investigation of Periodically Unsteady Wake Impact on Secondary Flow in a 1.5 Stage Full Annular LPT Cascade with Modified T106 Blading, Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, Charlotte, North Carolina, USA, June 26-30 2017 ( GT2017-64390)
- [Sinkwitz u. a. 2019a] SINKWITZ, M. ; WINHART, B. ; ENGELMANN, D. ; DIMARE, F. ; MAILACH, R.: Experimental and Numerical Investigation of Secondary Flow Structures in an Annular LPT Cascade under Periodic Wake Impact – Part 1: Experimental Results. In: *ASME J. Turbomach.*



- 141 (2019), Nr. 2. <http://dx.doi.org/doi:10.1115/1.4042284>. – DOI doi:10.1115/1.4042284
- [Sinkwitz u. a. 2019b] SINKWITZ, M. ; WINHART, B. ; ENGELMANN, D. ; DI MARE, F. ; MAILACH, R.: On the Periodically Unsteady Interaction of Wakes, Secondary Flow Development, and Boundary Layer Flow in An Annular Low-Pressure Turbine Cascade: An Experimental Investigation. In: *ASME J. Turbomach.* 141 (2019), Nr. 9. <http://dx.doi.org/doi:10.1115/1.404357>. – DOI doi:10.1115/1.404357
- [Spurk 1993] SPURK, Joseph H.: *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. 3. Springer Berlin Heidelberg, 1993
- [Stadtmueller 1999] STADTMUELLER, Peter: *Grenzschichtentwicklung und Verlustverhalten von hochbelasteten Turbinengittern unter Einfluß periodisch instationärer Zustromung*, Universität der Bundeswehr München, Diss., 1999
- [Stadtmüller u. a. 2000] STADTMÜLLER, Peter ; FOTTNER, Leonhard ; FIALA, Andreas: Experimental and Numerical Investigation of Wake-Induced Transition on a Highly Loaded LP Turbine at Low Reynolds Numbers, 2000 (Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air)
- [Stieger 2002] STIEGER, R. D.: *The Effects of Wakes on Separating Boundary Layers in Low Pressure Turbines*, Cambridge University Engineering Department, Diss., 2002
- [Stieger u. Hodson 2004] STIEGER, R. D. ; HODSON, H. P.: The Transition Mechanism of Highly Loaded Low-Pressure Turbine Blades. In: *ASME J. Turbomach.* 126 (2004), Nr. 4, S. 536–543
- [Swaminathan u. a. 1986] SWAMINATHAN, M. K. ; RANKIN, Gary ; SRIDHAR, Kalluri: A Note on the Response Equations for Hot-Wire Anemometry. In: *Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme - J FLUID ENG* 108 (1986), 03, S. 115–118. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3242529>. – DOI 10.1115/1.3242529
- [Terzis u. a. 2011] TERZIS, A. ; ZACHOS, P. ; CHARNLEY, B. ; PACHIDIS, V. ; KALFAS, A.: On the applicability of oil and dye flow visualization technique during the design phase and operation of experimental rigs. In: *Journal of Flow Visualization and Image Processing* 18 (2011), 01, S. 199–214. <http://dx.doi.org/10.1615/JFlowVisImageProc.2011002885>. – DOI 10.1615/JFlowVisImageProc.2011002885

- [Tollmien 1931] TOLLMIEN, W.: The production of turbulence / National Advisory Committee for Aeronautics. 1931 (NACA-TM-609). – Forschungsbericht
- [Tollmien 1936] TOLLMIEN, W.: General instability criterion of laminar velocity distributions / National Advisory Committee for Aeronautics. 1936 (NACA-TM-792). – Forschungsbericht
- [Treaster u. Yocum 1978] TREASTER, A. L. ; YOCUM, A.: The calibration and application of five-hole probes. In: *ISA Transactions* 18 (1978), 02, Nr. 3, S. 23–34
- [Vera u. a. 2008] VERA, M. ; ROSA BLANCO, E. de l. ; HODSON, H. ; VAZQUEZ, R.: Endwall Boundary Layer Development in an Engine Representative Four-Stage Low Pressure Turbine Rig. In: *ASME J. Turbomach.* 131 (2008), Nr. 1
- [Walker 1993] WALKER, G.J.: The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines: A Discussion. In: *ASME J. Turbomach.* 115 (1993)
- [Welch 1967] WELCH, P.: The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms. In: *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics* 15 (1967)
- [Wheeler u. a. 2018] WHEELER, A.S. ; DICKENS, A.J. ; MILLER, R.J.: The Effect of Nonequilibrium Boundary Layers on Compressor Performance. In: *ASME J. Turbomach.* 140 (2018), Nr. 10
- [White 2006] WHITE, F.: *Viscous Fluid Flow*. McGraw-Hill, 2006
- [Winhart u. a. 2019a] WINHART, B. ; SINKWITZ, M. ; ENGELMANN, D. ; DI MARE, F. ; MAILACH, R.: On the Periodically Unsteady Interaction of Wakes, Secondary Flow Development and Boundary Layer Flow in an Annular LPT Cascade. Part 2 – Numerical Investigation, Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, Oslo, Norway, 2019 ( GT2018-76873)
- [Winhart u. a. 2019b] WINHART, B. ; SINKWITZ, M. ; SCHRAMM, A. ; ENGELMANN, D. ; DI MARE, F. ; MAILACH, R.: Experimental and Numerical Investigation of Secondary Flow Structures in an Annular LPT Cascade under Periodic Wake Impact – Part 2: Numerical Results. In: *ASME J. Turbomach.* 141 (2019), Nr. 2. <http://dx.doi.org/doi:10.1115/1.4042283>. – DOI doi:10.1115/1.4042283

- [Zaki 2013] ZAKI, T.A.: From Streaks to Spots and on to Turbulence: Exploring the Dynamics of Boundary Layer Transition. In: *Flow Turbulence Combust.* 91 (2013), S. 451–473. <http://dx.doi.org/doi:10.1007/s10494-013-9502-8>. – DOI doi:10.1007/s10494-013-9502-8
- [Özdemir 2006] ÖZDEMİR, H: *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Analyse und Modellierung der Leckageströmung an Deckbändern von Turbinenschaufeln*, Fakultät für Maschinenbau der Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2006

# Tabellarischer Lebenslauf

## Persönliches

Name, Vorname	Sinkwitz, Martin Bernhard
Geburtsdatum, Ort	21.04.1988 in Solingen, Deutschland
Nationalität	Deutsch
Familienstand	ledig, keine Kinder

## Werdegang

06.10.2020

**Promotionsprüfung (Dr.-Ing.) am Institut für Energietechnik der Ruhr-Universität Bochum**, Abschlussnote: magna cum laude (sehr gut)

**Dissertationsschrift:** Experimentelle Untersuchung der Entstehung von Sekundärströmung in Turbinen-Ringgittern unter periodisch instationärer Zuströmung

Seit 05/2014

**Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Thermische Turbomaschinen und Flugtriebwerke der Ruhr-Universität Bochum**

Bearbeitung der DFG-Teilvorhaben „Instationäre Sekundärströmung in Axialturbinen“ (PAK530, TV4) sowie „Einfluss periodischer Nachläufe auf die wandnahe instationäre Strömung in Axialturbinen-Ringgittern“ (PAK948, TV4)

### Schwerpunkte:

- Experimentelle Erfassung der instationären Aerodynamik in Turbomaschinen
- Planung, Realisierung und Inbetriebnahme von Prüfstand-Aufbauten
- Entwicklung individueller Messtechnik-Setups
- Organisation, Automatisierung und Durchführung von Messkampagnen
- Erstellung automatisierter Tools zur Daten-Analyse/Visualisierung
- Publikation wissenschaftlicher Ergebnisse
- Betreuung von studentischen Hilfskräften sowie der Lehrveranstaltungen zur Vorlesung „Flugtriebwerke“ und studentischer Laborpraktika

## 04/2012 – 12/2013

**Masterstudium der Energietechnik | Vertiefung Turbomaschinen und Strahlantriebe**, Abschluss: Master of Science RWTH Aachen University, Abschlussnote: 1,7

**Masterarbeit am Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt**, Titel: Numerische Simulation der Kühlluftströmung in Turbinenschaufelkühlsystemen mit TRACE auf der Basis unstrukturierter Gitter und Vergleich mit Experimenten (Note: 1,3)

## 10/2008 – 03/2012

**Bachelorstudium des Maschinenbaus | Vertiefung Energietechnik**, Abschluss: Bachelor of Science RWTH Aachen University, Abschlussnote: 2,4.  
Damit Aufnahme in die Dean's List 2012 der RWTH Aachen

**Bachelorarbeit am Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen der RWTH Aachen**, Thema: Anpassung und Ausbau eines Programms zur automatischen Messdatenauswertung am Ringgitterwindkanal (Note: 1,0)

**Projektarbeit am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen**, Thema: Literaturrecherche zum Stand der Technik der kontrollierten ottomotorischen Selbstzündung (Note: 1,7)

## 08/1998 – 06/2007

**Gymnasium Schwertstraße, Solingen**  
07.06.2007 Bilinguales Abitur, Abschlussnote: 2,5

## 08/1994 – 06/1998

**Grundschule Böckerhof, Solingen**

# Praktika und weitere Arbeitserfahrung

05/2012 – 07/2013

**Wissenschaftliche Hilfskraft** am **Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen**, Schwerpunkt: Automatisierung der Messdatenanalyse

09/2011 – 11/2011

**Fachpraktikum** bei **Solar Turbines Inc.**, San Diego, Kalifornien, USA im Bereich der Compressor Selection/Systems Analysis, Schwerpunkte: Betriebs-, Steuer- und Regelverhaltens von Verdichtern in Pipelinesystemen

04/2011 – 06/2011

**Fachpraktikum** bei der **RWE Deutschland AG** im Asset Management, Schwerpunkte: Machbarkeitsstudien und Standortbewertung in den Bereichen Verdichtung, Speicherung und Transport von Erd- und Biogas für die dezentrale Versorgung

08/2010 – 03/2011

**Wissenschaftliche Hilfskraft** am **Lehrstuhl für Montagetechnik des Werkzeugmaschinenlabors der RWTH Aachen**, Schwerpunkte: Begleitung von Messkampagnen und Auslegung von Sensorsystemen

10/2007 – 06/2008

**Zivildienst** bei **Ulrichs Ambulante Pflege** in Solingen

## **Sprach-Kompetenzen**

Deutsch (Muttersprache), Englisch (Fließend)

## **EDV-Kompetenzen**

Ausgeprägte Kenntnisse in der Datenanalyse im Umgang mit MathWorks Matlab, Lösungen zur Visualisierung (z.B.: Tecplot) und im Bereich CAD (Autodesk Inventor) sowie der Microsoft Office Suite (Word, Excel, PowerPoint)

Grundkenntnisse im Umgang mit den Strömungslösern ANSYS CFX und TRACE, den Programmiersprachen Visual Basic und Python sowie mit Unix und LabVIEW

## **Engagement und persönliche Interessen**

Seit 2017

**Leiter des Resorts Ausbildung | DLRG Bezirk Solingen e. V.**

Seit 2013

**Vorstandsmitglied | DLRG Bezirk Solingen e. V.**

Interessen

Triathlon (Laufen, Schwimmen, Rennrad), Wintersport, E-Gitarre