

## **Abschlussbericht**

### **ECOFLEX-Turbo**

#### **Verbundvorhaben ROBOFLEX**

#### **Robuste Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz Teilvorhaben: 1.1a, 3.1a, 4.1a und 4.8a**

#### **Vorhaben-Nr. 03EE5012A**

**Julia Schmidt-Petersen**

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor

**MTU Aero Engines AG  
Dachauer Straße 665  
80995 München**

30.06.2025

Gefördert durch:



**Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie**

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>5</b>
	<b>1.1. Projektstrukturplan „ROBOFLEX“</b> .....	<b>5</b>
	<b>1.2. Balkenplan</b> .....	<b>6</b>
	<b>1.3. Erreichte Ergebnisse</b> .....	<b>7</b>
	HAP1 Turbinenbetrieb im Verbund mit Erneuerbaren .....	<b>7</b>
	AP1.1A Spalteinfluss im Verdichter .....	<b>7</b>
	AP3 Lebensdauer bei stark fluktuierendem Betrieb .....	<b>8</b>
	AP3.1A Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms .....	<b>8</b>
	HAP4 Simulationsverfahren und multidisziplinäre Optimierung .....	<b>8</b>
	AP4.1A Probabilistische Auslegungsstrategie für instationär beanspruchte Turbinenbauteile .....	<b>8</b>
	AP4.8A Verbesserte numerische Berechnung von Innenströmungssystemen .....	<b>9</b>
<b>3</b>	<b>Technische Darstellung der Arbeitspakete</b> .....	<b>10</b>
	3.1 AP1 Turbinenbetrieb im Verbund mit Erneuerbaren .....	<b>10</b>
	3.1.1 AP1.1A Spalteinfluss im Verdichter .....	<b>10</b>
	AP3 Lebensdauer bei stark fluktuierendem Betrieb .....	<b>20</b>
	AP3.1A Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms .....	<b>20</b>
	HAP4 Simulationsverfahren und multidisziplinäre Optimierung .....	<b>47</b>
	AP4.1A Probabilistische Auslegungsstrategie für instationär beanspruchte Turbinenbauteile .....	<b>47</b>
	AP4.8A Verbesserte numerische Berechnung von Innenströmungssystemen .....	<b>52</b>

## 1 Einleitung

Der immer größer werdende Anteil an erneuerbaren Energien im Stromnetz hat Rückwirkungen auf die Bestandsinfrastruktur und das historisch gewachsene Netz. Die ursprünglich für recht konstanten Betrieb ausgelegten Turbomaschinen müssen heute im Verbund mit erneuerbaren Energien neue Fahrweisen bewerkstelligen. So erhöht sich nicht nur die Anzahl der Start und Stopp Zyklen für vorhandene Kraftwerke. Insbesondere werden die Turbinen auch immer stärker im Off-Design betrieben. Zusätzlich werden schnellere Anfahrvorgänge nötig, um die Verfügbarkeit der volatilen erneuerbaren Energien auszugleichen. Das Spektrum der eingesetzten Brennstoffe erweitert sich und variiert ggf. während des Betriebs. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wird eine erhöhte Flexibilität der Turbomaschinen benötigt. In dem Vorhaben „Robuste Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz“ wurden die in vorangegangenen Forschungsprojekten der AG Turbo begonnenen Aspekte der Auswirkungen des Betriebs der Turbomaschinen im Verbund mit den Erneuerbaren mit Blick auf Stabilität und Effizienz im fluktuierenden Lastfolgebetrieb vertiefend weitergeführt.

Die Arbeiten der MTU konzentrierten sich, mit Fokus auf eine später geplante Umsetzung der Ergebnisse in den Turbokomponenten, auf die Modellierung der Lebensdauervorhersage und Optimierung von Bauteilen und Komponenten für einen fluktuierenden Betrieb mit hoher Lastzyklenzahl. Im HAP 1 ‚Turbinenbetrieb im Verbund mit Erneuerbaren‘ entwickelte MTU in Zusammenarbeit mit dem IST RWTH-Aachen in AP 1.1 eine verbesserte Auslegungs- und Bewertungsfähigkeit von Axialverdichtern hinsichtlich des Radialspaltströmungseinflusses (Rotorpalte, Cantilever-Spalte). Im HAP 3 ‚Lebensdauer bei stark fluktuierendem Betrieb‘ untersuchte MTU in Zusammenarbeit mit dem ITLR der Universität Stuttgart in AP 3.1 die Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms mit Fokus auf schnelle Lastwechselvorgänge im Betrieb. Im HAP 4 ‚Simulationsverfahren und multidisziplinäre Optimierung‘ erweiterte MTU in Zusammenarbeit mit RRD und dem TFA der Universität Dresden in AP 4.1 die probabilistischen Auslegungsstrategien für instationär beanspruchte Turbinenbauteile, um die Bauteildimensionierung bei stark fluktuierendem Betrieb zu optimieren. In AP 4.8 konn-

te in Zusammenarbeit der MTU mit dem ITLR der Universität Stuttgart durch Verbesserung der numerischen Berechnung von Innenströmungssystemen die Thermalbelastung bei instationärem Betrieb genauer simuliert und damit die Lebensdauer besser bestimmt werden.

Auflistung der Arbeitspakete mit durchführenden Teilprojektleitern:

Hr. Rafal Muchowski                      AP1.1A Spalteinfluss im Verdichter

Hr. Dr. Bernhard Jäppelt                AP3.1A Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms

Hr. Dr. Lukas Bruder                    AP4.1A Probabilistische Auslegungsstrategie für instationär beanspruchte Turbinenbauteile

Hr. Pierre Pinchaud                    AP4.8A Verbesserte numerische Berechnung von Innenströmungssystemen

## 2 Zusammenfassung

### 1.1. Projektstrukturplan „ROBOFLEX“

In Abbildung 1 ist der Projektstrukturplan des Verbundvorhabens aufgezeigt, wobei die Arbeitspakete, die von der MTU Aero Engines AG bearbeitet werden, rot markiert sind.

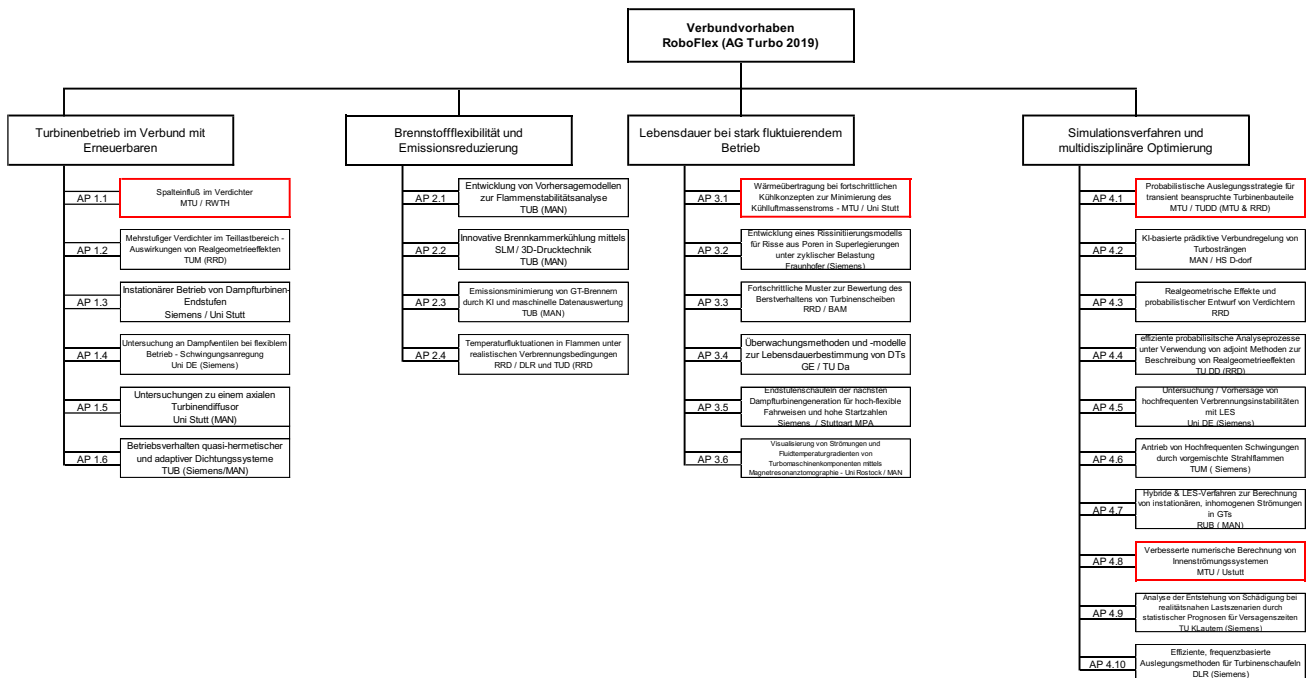


Abbildung 1: Projektstrukturplan Verbundvorhaben Roboflex

## 1.2. Balkenplan

ECOFlex-Turbo RoboFlex / FKZ: 03EE5012A Laufzeit vom 01.01.2020 bis zum 31.12.2023 (verlängert bis 31.12.2024)																																																												
Jahr	2020												2021												2022												2023												2024											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Bezeichnung																																																												
AP1.1A Spaltenfluss im Verdichter																																																												
AP1.1A.1 - Grundlagen und gen. Testfall																																																												
AP1.1A.2 - Akademisches Rig																																																												
AP1.1A.3 - Vielstufige Verdichter																																																												
AP3.1A Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms																																																												
AP1 - Projektmanagement																																																												
AP2 - Auslegungsdatenbasis																																																												
AP3 - Definition Kühlkonzept																																																												
AP4 - Validierung Design I & II																																																												
AP4.1A Probabilistische Auslegungsstrategie für instationär beanspruchte Turbinenbauteile																																																												
AP0 - Projektmanagement																																																												
AP1 - Koordination, Abstimmung mit Partnern, Berichterstattung																																																												
AP2 - Definition Zielgeometrie, Lastinformation, deterministische Modelle, Bereitstellung der Daten für TU Dresden																																																												
AP3 - Evaluierung der entwickelten Vorgehensweisen am MTU Modell																																																												
AP4 - Detaillierte Analyse nach Integration der weiterentwickelten Methoden und sukzessive Übernahme des jeweils aktuellen Entwicklungsstandes der TU Dresden																																																												
AP5 - Bewertung Fertigkeit des optimierten probabilistischen Modells																																																												
AP6 - Anwendungsregeln der entwickelten Methode																																																												
AP4.8A Verbesserte numerische Berechnung von Innenströmungssystemen																																																												
AP0 - Projektmanagement																																																												
AP2 - Rechnungen mit komplexeren SGS-Modellierungsansätzen																																																												
AP3 - Übertragung und Testen der erweiterten RANS- Turb.mod.																																																												
AP4 - Vergleichsrechnungen anwendungsnäher Konfigurationen																																																												

Abbildung 2: Balken-/Meilensteinplan

### 1.3. Erreichte Ergebnisse

#### **HAP1 Turbinenbetrieb im Verbund mit Erneuerbaren**

##### AP1.1A Spalteinfluss im Verdichter

Das Projekt konzentrierte sich auf die Untersuchung der Sensitivität von radialen Spalten von Rotorschaukeln in Axial-Verdichtern. Wichtige Aspekte, die erforscht wurden, umfassten die aerodynamischen Eigenschaften von Spaltwirbeln, deren Mischung mit dem Hauptstrom und Verlustkorrelationen in Kompressoren.

Bei der Auswahl eines geeigneten Testfalls wurde die lineare Verdichterkaskade der Virginia Polytechnic Institute and State University (im Folgenden Virginia Tech genannt) aufgrund ihrer Relevanz für die Turbomaschinen gewählt, da sie einen radialen Spalt und eine bewegliche Seitenwand aufwies. Umfangreiche Messdaten erleichterten die Erstellung eines numerischen Modells für hochqualitative CFD-Berechnungen. Allerdings traten Herausforderungen auf, da die vorhandenen Messdaten nicht gut mit den Simulationen übereinstimmten, was weitere Untersuchungen der durch den Spalt gebildeten Wirbelsysteme erforderlich machte.

Die Ergebnisse zeigten, dass Variationen der Spaltgröße die Übereinstimmung mit den experimentellen Daten verbesserten, während Modellierungsvariationen hinsichtlich der Vernetzung deutlich geringere Auswirkungen hatten. Beide Parameter hatten sich zuvor bei der Kaskadenmodellierung und bei dem akademischen Testrig als einflussreiche Stellgrößen hinsichtlich der Spaltsensitivität dargestellt.

Basierend auf den Erkenntnissen wurde eine Bewertungsmethode abgeleitet, um die Spaltsensitivität in der Numerik besser abbilden zu können.

Insgesamt lieferte das Projekt Ergebnisse, die helfen, die Übereinstimmung zwischen CFD-Ergebnissen und experimentellen Messungen mithilfe effektiver Modellierungsparameter für mehrstufige Kompressoren zu verbessern und Erkenntnisse, auf welchem Gebiet noch Potenzial für zukünftige Verbesserungen durch zusätzliche Untersuchungen liegt.

## **AP3 Lebensdauer bei stark fluktuierendem Betrieb**

### AP3.1A Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms

Im Arbeitspaket 3.1A wurden vier Testgeometrien von Innenkühlssystemen unter verschiedenen Versuchsbedingungen am rotierenden Prüfstand „RotRig“ des ITLR Stuttgart getestet. Aus den Messergebnissen für Wärmeübergang und statischen Druck erfolgte die Ableitung von Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen für unterschiedliche Rippenkonfigurationen und einer Rippen- Protrusion Kombination zur späteren Verwendung in Vorauslegungstools. Mit den gewonnenen Messdaten wurde eine Validierung der vorhandenen numerischen Berechnungsmethoden von Innenströmungen durchgeführt, und das Verbesserungspotential bewertet. Parallel zu den Messkampagnen erfolgte eine interdisziplinäre Vorauslegung einer gekühlten Niederdruckturbinenschaufel unter Nutzung eines Optimierungstools zur Auslegung der Kühlkanalgeometrie. Mit dem daraus entwickelten Kühlkanaldesign konnte eine Kühlluft einsparung bis zu 10% gegenüber einem Referenzdesign realisiert werden.

## **HAP4 Simulationsverfahren und multidisziplinäre Optimierung**

### AP4.1A Probabilistische Auslegungsstrategie für instationär beanspruchte Turbinenbauteile

In Arbeitspaket 4.1A wurde eine robuste Auslegungsstrategie für Schaufel-Scheibe-Verbindungen entwickelt, die eine verbesserte Bewertung mechanischer Beanspruchungen unter Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen ermöglicht. Durch die Integration probabilistischer Methoden, den Einsatz von Monte-Carlo-Analysen sowie von Methoden aus dem maschinellen Lernen und der Weiterentwicklung der Metamodell-GUI konnte die Sensitivität gegenüber geometrischen Abweichungen reduziert und damit die Auslegungssicherheit erhöht werden. Dies wurde am untersuchten Beispielmodell validiert.

#### AP4.8A Verbesserte numerische Berechnung von Innenströmungssystemen

Im Arbeitspaket 4.8A wurde ein datengetriebenes Modell für die Turbulenzmodellierung entwickelt. Dieses ermöglicht es prinzipiell, Turbulenzmodelle für definierte Anwendungsfälle zu optimieren, indem sie mit DNS-Daten (direkte numerische Simulation - das genauest mögliche, aber aufwändige Simulationsverfahren), aus diesen spezifischen Fällen, trainiert werden.

Es wurde gezeigt, dass diese erweiterte Turbulenzmodellierung in der Lage ist, die lokale Abweichung im Wärmeübergang zwischen Messung und Berechnung - insbesondere in Bereichen abgelöster Strömung typischer Innenströmungskonfigurationen - zu reduzieren. Eine globale Verbesserung des Ergebnisses im Bezug auf die Abweichung vom Experiment konnte aber nur mit aufwändigeren SAS-Berechnungen erzielt werden. Es konnte gezeigt werden, dass die Wahl des Trainingsfalls einen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis hat.

### 3 Technische Darstellung der Arbeitspakete

#### 3.1 AP1 Turbinenbetrieb im Verbund mit Erneuerbaren

##### 3.1.1 AP1.1A Spalteinfluss im Verdichter

###### AP1.1A.1.1 - Forschung über Radialspalte

In einer umfassenden Literaturrecherche wurden die relevanten Einflüsse identifiziert und bewertet und damit ein umfangreiches Grundlagenwissen geschaffen:

- Einflussfaktoren auf die aerodynamischen Eigenschaften von Spaltwirbeln in Axialverdichtern
- Vermischung von Spaltwirbeln mit der Hauptströmung und induzierten Wirbelsystemen
- instationäre Wechselwirkung der Spaltströmung mit nachfolgenden Gittern in mehrstufigen Verdichtern
- Verlustkorrelationen für Spaltströmungen in Verdichtern
- aerodynamische Versagensmechanismen (Pumpauslösung getriggert durch Spaltströmung) in Verdichtern mit Spaltströmung

###### AP1.1A.1.2 - Auswahl und Entwicklung eines generischen Testfalls

In einem ersten Schritt wurden verschiedene Testfälle gesichtet und bewertet mit dem Ziel

- die wesentlichen physikalischen Phänomene einer turbomaschinenspezifischen Spaltströmung beinhaltet (d.h. druckgetriebene Überströmung einer Schaufelspitze in Kombination mit einer Couette-Strömung, Ausströmung in ein größeres Plenum und Vermischung mit der Hauptströmung),
- in einem relativ kleinen numerischen Modell dargestellt werden kann, was numerische Simulationen höherer Qualität ermöglichte (SRS), und
- über experimentelle Messdaten in der öffentlich zugänglichen Literatur verfügt

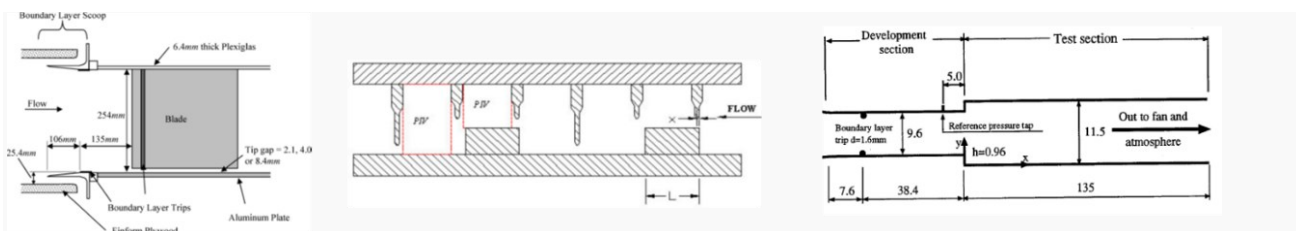


Abbildung 3: Arten von Testfällen, links: Verdichterkaskade, Mitte: Labyrinthdichtung, rechts: Rückwärtsgerichtete Stufe

Lineare Verdichterkaskaden sind realistische Testfälle, obwohl ihnen der Einfluss der Zentrifugalkraft fehlt, der bei Turbokompressoren vorhanden ist. Die hohe Modellgüte und Nachbildung der realen Geometrie führte bei der Simulation mit SRS-Methoden (skalenauflösende Simulation) zu einem hohen numerischen Rechenaufwand. In Testfällen mit Labyrinthdichtungen wurde die Überströmung von Dichtungen untersucht, ähnlich wie die Überströmung von Verdichterschaufeln durch den Radialspalt, jedoch mit geringerer Relevanz für die turbomaschinenspezifische Spaltströmung im Vergleich zu Verdichterkaskaden.

Die abstraktesten Testfälle, wie die zurückspringende Stufe (Backward Facing Step), hatten nur begrenzte Ähnlichkeit mit der turbomaschinenspezifischen Spaltströmung und dienen vorrangig dem Grundlagenverständnis, da viele relevante Aspekte nicht berücksichtigt werden können.

Letztendlich führte ein umfassender Vergleich der verfügbaren Testfälle zur Auswahl der Kompressorkaskade der Virginia Tech. Diese lineare Kaskade weist einen radialen Spalt und eine bewegliche Seitenwand auf und modelliert die Relativbewegung zwischen der Schaufelspitze von Rotoren und dem Verdichtergehäuse. Es wurden umfangreiche Messungen von drei Spalthöhen durchgeführt und zahlreiche Veröffentlichungen lieferten wertvolle Messdaten für die Entwicklung des numerischen Modells und die Interpretation der Ergebnisse.

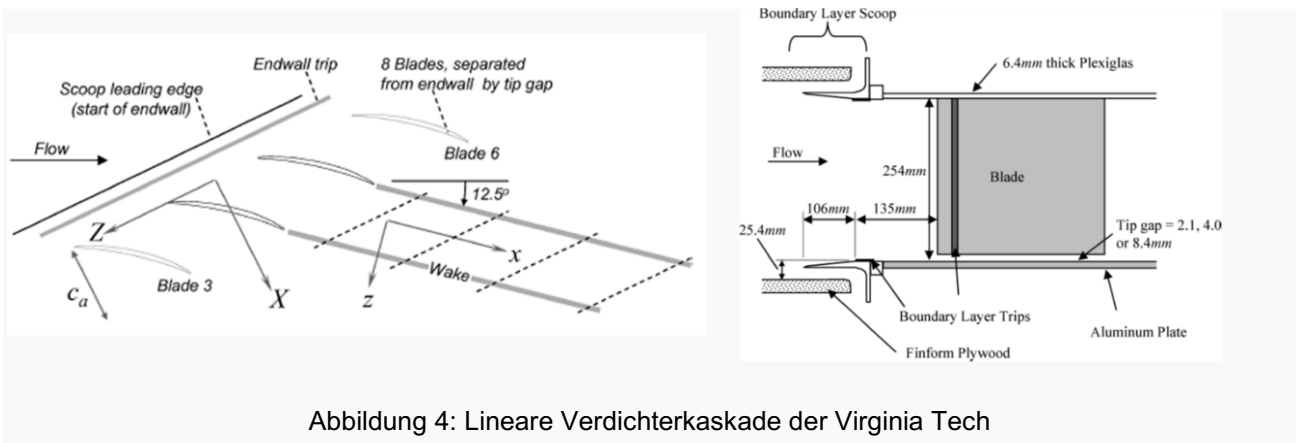


Abbildung 4: Lineare Verdichterkaskade der Virginia Tech

### **AP1.1A.1.3 - SRS-Berechnung des generischen Testfalls**

Vorhandene Messdaten wurden mit höherwertigen CFD-Berechnungen (SRS) ergänzt, die eine zusätzliche Referenz für RANS-CFD (Reynolds gemittelte Navier-Stokes Gleichung) liefern. Der Betrieb bei einer hohen Reynoldszahl von zirka 400.000 stellte eine Herausforderung für die SRS-Berechnungen dar und erhöhte die Rechenintensität. Es wurde eine Strategie entwickelt, die anspruchsvolle LES-Berechnungen (Large Eddy Simulation - Grobstrukturberechnung) mit weniger intensiven Hybridberechnungen kombinierte, um ein Gleichgewicht zwischen Ergebnisqualität und Rechenaufwand herzustellen. Die Hybridmethode wurde gegenüber LES validiert und ermöglichte die Simulation verschiedener radialer Spaltvarianten mit einem geschätzten Bedarf von 4,1 Millionen CPU-Stunden für alle geplanten Berechnungen.

Ein Vergleich von den in der Literatur gefundenen Testfällen führte zur Auswahl der Verdichter-kaskade der Virginia Tech, die einen radialen Spalt und eine bewegliche Seitenwand aufweist, um die relative Bewegung zwischen Schaufelspitze und Gehäuse zu simulieren, da dies einer klassischen Turbomaschinenströmung am nächsten kommt. Es wurde eine Validierungsstrategie für die SRS-Methoden festgelegt, wobei die zu verwendenden Methoden und Solver ausgewählt wurden (TRACE Hybrid).

Vorgelagerte Untersuchungen konzentrierten sich auf die Solver-Einstellungen und die Vernetzung für die Kaskade, ergaben jedoch eine saugseitige Trennung, die in konventionellen RANS-Berechnungen nicht vorkommt, was weitere Untersuchungen erforderte.

Umfangreiche, skalenauflösende Simulationen (ca. 900 Prozessoren über 2 Monate) zeigten ein Wirbelsystem, das sich aus der Spaltströmung durch Vermischung mit der Hauptströmung bildet. Das Wirbelsystem bestand aus einem primären und einem sekundären gegenläufigen Wirbel an der Seitenwand. Dies konnte jedoch in den vorhandenen Messergebnissen, z.B. Ölanstrichbildern, nicht explizit nachgewiesen werden. Dies führte zu einer unterschiedlichen Lage der Spaltwirbeltrajektorie zwischen Experiment und den skalenauflösenden Simulationen. Damit konnte die Vorhersagegenauigkeit der numerischen Rechnung im Vergleich zu konventionellen RANS-Rechnungen nicht signifikant gesteigert werden.

#### AP1.1A.1.4 - Sensitivitätsstudien RANS

Derselbe Testfall, an dem auch die skalenauflösenden Rechnungen durchgeführt wurden, wurde ebenfalls umfangreich mit RANS-Rechnungen untersucht. Hier wurden erste Studien zu den aerodynamischen Einlassrandbedingungen durchgeführt, um eine zuverlässige Referenz für zukünftige Parameterstudien zu schaffen. Anschließend wurden Parameter identifiziert, die einen Einfluss auf die Spaltwirbelentwicklung haben. Dabei wurden Parameter sowohl für die Geometrieerstellung, die Vernetzung und die Turbulenzmodellierung berücksichtigt und variiert, um ihre Auswirkungen auf die Entwicklung der Spaltströmung zu untersuchen.

Geeignete Randbedingungen wurden festgelegt, und Testrechnungen sorgten für ein solides Verständnis für den Testfall. Einige geometrische Details unterliegen trotz einer hinreichenden Beschreibung und Datenlage des Prüfstands z.T. einer gewissen Unsicherheit (da Details nicht vollständig veröffentlicht sind) oder sind schwer zu messen, wie z. B. die genauen Spaltmaße während des Betriebs bei unterschiedlichen Drehzahlen und/oder thermische Bedingungen. Ebenso sind Veränderungen im Laufe der Zeit aufgrund von Verschleiß schwer zu messen. All diese Parameter können potentiell einen Einfluss auf die Spaltwirbelentstehung haben. Folgend sind Beispiele für Parameter aufgelistet, die für den Kaskaden-Testfall untersucht wurden. Sie wurden in den jeweiligen Zwischenberichten im Detail beschrieben:

- Variation der Spalthöhe (über Blattspitzenvariation): Lineare und andere Varianten
- Variation der Spalthöhe (über die Abweichung von der idealen Gehäusekontur)
- Squealer Tips,
- Blattspitze: Abrundung an der Kante zu SS/DS,
- Nicht konstante Spalthöhe in Umfangsrichtung,
- Rauigkeit des Gehäuses/Nabe

Im Bereich der Vernetzung wurde der Einfluss der folgenden Einstellungen untersucht:

- Anzahl der Zellen im Spalt (radial, axial, in Umfangsrichtung),
- Auflösung im Bereich des Spaltwirbels (unterhalb des Spaltes in Teilung- und Spannweite),
- Wandabstand ( $y^+$ )

Beispiele für untersuchte Solver-Einstellungen:

- Turbulenzmodelle
- Turbulenzmodell-Erweiterungen
- Staupunktlimiter: Kato-Lauder, Schwarz
- Entropie-Fix

### **AP1.1A.2.1 - Akademisches Rig: Auswahl & Vorbereitung eines Testfalls**

In AP1.1A.2 wurden die Untersuchungen zur Spaltmodellierung aus AP1.1A.1 auf einem akademischen Rig (1.5-Stufen) fortgesetzt bzw. ergänzt, um wesentliche Effekte der charakteristischen Turbomaschinenströmung untersuchen zu können, die an der Kaskade nicht möglich sind, wie z.B. den Rotationseinfluss und ein höheres Machzahlniveau. Hier wurden dieselben Parameter der RANS-Rechnungen variiert, wie schon bei den numerischen Untersuchungen der bei der VT-Kaskade. Ziel war es zu untersuchen, ob die dieselben Parameter bei beiden Anwendungsfällen einen großen Einfluss auf die Spaltwirbelentstehung zeigen.

Das Teilarbeitspaket AP1.1A.2.1 konzentrierte sich auf die Auswahl und Vorbereitung eines geeigneten akademischen Rigs für RANS-Berechnungen. Es wurden verschiedene Rigs und deren Testdaten verglichen, was zur Auswahl eines 1,5-stufigen Axialkompressor-Rigs der TU Darmstadt führte, das über eine umfangreiche Messdatenlage und alle notwendigen Randbedingungen für die numerische Nachrechnungen verfügte.

Anschließend wurde ein CFD-Modell für die Anlage erstellt und erste Testrechnungen durchgeführt.

### **AP1.1A.2.2 - RANS-Studien am akademischen Rig**

In AP1.1A.2 wurden die in AP1.1A.1 begonnenen Untersuchungen zur Spaltmodellierung an dem 1,5-stufigen Verdichterrig der TU Darmstadt fortgesetzt, wobei ein höherer Realitätsgrad mit einem guten Detaillierungsgrad der Messdaten erreicht wurde. Bei diesen Untersuchungen wurden weitestgehend die gleichen Modellierungseinflüsse getestet wie im Kaskaden-Testfall an der Virginia Tech.

Die Modellierungsparameter wurden ebenfalls in die Kategorien Geometrieerstellung, Vernetzung und Solverparametrisierung eingeteilt. Weiterhin wurde der Einfluss von Turbulenzmodellen und Krümmungserweiterungen untersucht.

Aufgrund der guten Messdatenlage konnten bei der Auswertung der numerischen Ergebnisse unterschiedliche Aspekte berücksichtigt werden. So konnten z.B. die allgemeine Kennlinienlage und –form verglichen werden, sowohl im Hinblick auf Zielmetriken Durchsatz und Wirkungsgrad als auch Auswirkung auf die Pumpgrenze. Zusätzlich lagen radiale Verteilungen vor und flächige Verteilungen aus Messtraversen.

Trotz erheblicher Variationen verschiedenster Parameter der RANS-Einstellmöglichkeiten (siehe Zwischenberichte) war die Auswirkung auf die Spaltwirbelentwicklung nicht ausgeprägt. Häufig waren größere Unterschiede nur am Rande des Betriebsbereichs, d.h. in der Nähe der Pumpgrenze sichtbar.

Letztlich wurden die Parameter, die den stärksten Einfluss auf die Spaltwirbelentwicklung hatten, identifiziert. Die Ergebnisse bzw. die Spaltsensitivitäten des akademischen Testfalls wurden hier mit den Ergebnissen der VT-Kaskade verglichen. Bei beiden betrachteten Testfällen haben vergleichbare Parameter den größten Einfluss auf die Spaltsensitivität gehabt. Hierzu gehört v.a. die radiale Spalthöhe und Netzparameter, die das Netz im Spaltbereich beeinflussen.

Diese Gruppe von Parametern wurden dann anschließend auf einem mehrstufigen Verdichter untersucht.

### **AP1.1A.3 - Mehrstufiger Verdichter**

#### **AP1.1A.3.1 – Auswahl eines mehrstufigen Verdichters**

Es wurde ein 8-stufiges MTU-Hochdruckverdichterrig (HDV-Rig) identifiziert, das die Auswahlkriterien für dieses Projekt erfüllte. Das bedeutete v.a. Messdaten mit Radialspaltvariation und Messungen über einen möglichst großen Bereich des Kennfeldes.

Während der experimentellen Tests wurden die radialen Rotorspalte unter Verwendung von Rotorkühlung mit Umgebungsluft variiert. Die Radialspaltvariation war in den hinteren Stufen aufgrund der zunehmenden Temperaturdifferenz stärker ausgeprägt. Für aussagekräftige Sensitivitäten wurden für die nachfolgenden Berechnungen die Versuchsnummern ausgewählt, die die größten Radialspaltschwankungen aufwiesen. Die Auswirkungen auf

die Verdichterkennfelder wurden bei drei Drehzahlen untersucht: der Auslegungsdrehzahl ( $N_1$ ) und zwei Teillastdrehzahlen ( $N_2 > N_3$ ).

Der Testfall wurde dann mit den neuesten CFD-Tools und -Standards aufbereitet und es wurden Basismodelle für verschiedene Rotorspaltbreiten erstellt, wie in Abbildung 6 dargestellt.

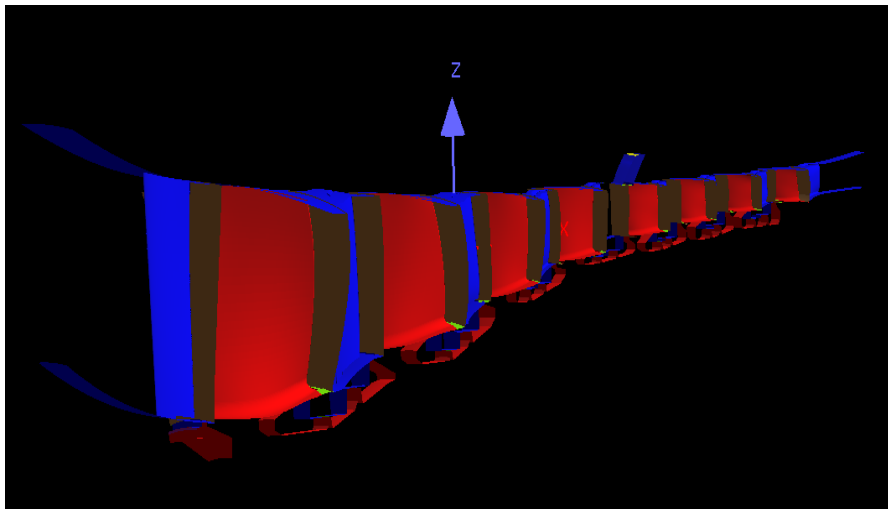


Abbildung 5: Modellierung des ausgewählten mehrstufigen Verdichtertestfalls

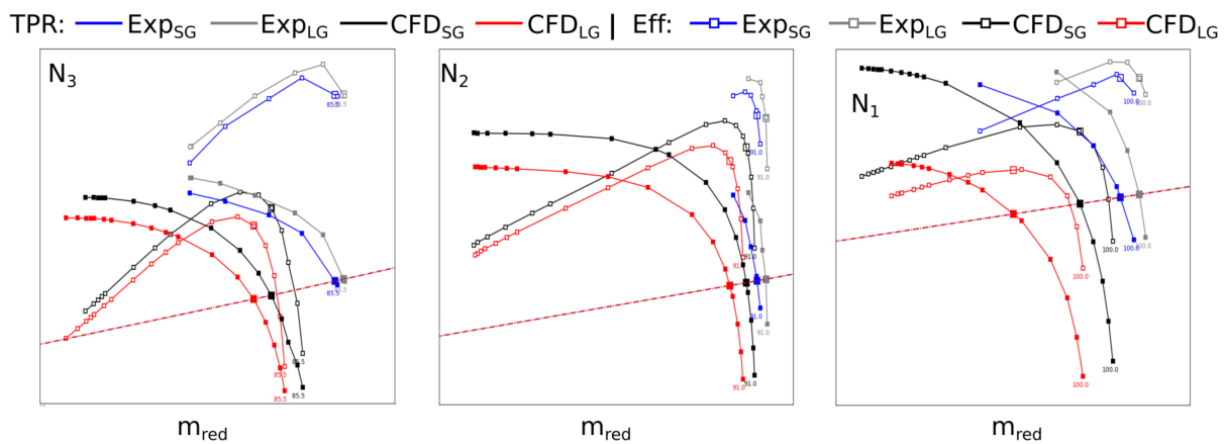


Abbildung 6: Kennfeld des mehrstufigen Verdichters mit dem Standardaufbau

Das mehrstufige Rig wurde anschließend neu berechnet, wobei geometrisch gemessene Spaltmaße für die Rotoren und Kavitätenspalte variiert wurden. Abbildung 7 zeigt die entsprechenden Kennfelder für die drei Drehzahllinien, wobei die blauen und grauen Linien die experimentellen Daten für die Varianten mit kleinem (SG) und großem Spalt (LG) darstellen. Die Messunsicherheit, einschließlich systematischer und zufälliger Fehler, wurde bewertet, wobei sich die systematischen Fehler in den Differenzen aufheben und die Gesamtunsicherheit verringern. Der verbleibenden zufällige Fehler wurde anhand von Wiederholungsmessungen, sog. Reprö-Punkte geschätzt. Die Ergebnisse der numerischen Rechnung wurden mit den schwarzen und roten Linien dargestellt, die das Gesamtdruckverhältnis (TPR) und die Entwicklung des isentropen Wirkungsgrads (Eff) angeben.

In der Messkampagne wurde der Verdichter bei der niedrigsten Drehzahl (N3) bis nahe der Pumpgrenze betrieben, während die beiden höheren Drehzahlen nur verkürzt gemessen wurden (Mini-Chics), so dass bei den beiden hohen Drehzahlen keine Pumpgrenzinformation vorliegen. Ein Hauptaugenmerk lag auf der Spaltsensitivität, d.h. den Durchsatzunterschieden am Schnittpunkt von Kennlinien und Arbeitslinien bei kleinen und großen Spaltvarianten und deren Einfluss auf den Wirkungsgrad. Die Vergleiche zeigten, dass CFD die experimentellen Trends im Allgemeinen gut wiedergibt. Die Spaltsensitivität der Pumpengrenze wurde für die niedrigste Drehzahl sehr genau wiedergegeben. Eine Analyse der Stufenkennfelder (nicht gezeigt) ergab ebenfalls eine gute Übereinstimmung zwischen experimentellen und numerischen Daten, insbesondere für die kritische Teillastdrehzahl N3, die die einzige Drehzahllinie mit bekannter Pumpgrenzempfindlichkeit ist.

### **AP1.1A.3.2 - Übertragbarkeit von AP1.1A.1 und AP1.1A.2**

In früheren Arbeitspaketen wurden brauchbare Modellierungsparameter aufgrund ihres Einflusses auf die Spaltsensitivität identifiziert (CFD-Ergebnisse vs. Experiment). Der akademische Testfall konzentrierte sich auf die Bewertung von Änderungen von verschiedenen Parametern, einschließlich des Kennfelds und der radialen Profile, was zu Erkenntnissen darüber führte, wie verschiedene Machzahl-niveaus die Bewertung der Modellierungsparameter für die Spaltströmung beeinflussten.



### **AP1.1A.3.3 – Ableitung einer Guideline**

In diesem Zusammenhang sollte eine Guideline zu den Modellierungsparametern abgeleitet werden, die die Nachrechnung des Spalteinflusses bei mehrstufigen Verdichterrigs verbessert. Wie gezeigt wurde, haben von den zahlreichen untersuchten Parametern nur wenige einen deutlichen Einfluss auf die Berechnung des Spaltwirbels. Zudem muss die CFD für die Berechnung des gesamten Verdichterkennfeldes besser mit dem Experiment übereinstimmen und nicht nur eine lokale Verbesserungen erzielt werden. Die letztlich ausgewählten Modellierungsparameter, die nun auch am mehrstufigen Rig untersucht wurden, zeigen vergleichbare Effekte wie die im akademischen Testfall. Basierend auf den Projektergebnissen besteht die Modellierungsrichtlinie darin, das Spaltmaß in der Simulation zu verkleinern und die Orthogonalität der Gitterzellen im Spaltwirbelbereich zu erhöhen. Die letztgenannte Eigenschaft ist letztlich die Essenz der beiden Netzstudien.

Die Ergebnisse dieses Projektes, allen voran die verbesserte Berechnungsmethodik des Spaltströmungseinflusses, ermöglichen der MTU schon jetzt eine höhere Auslegungssicherheit. Eine detaillierte Betrachtung der Überlagerung der verschiedenen in diesem Projekt betrachteten Effekte könnte zu weiteren Verbesserungen führen und wird als zielführend für weitere Untersuchungen in zukünftigen Studien erachtet.

## **AP3 Lebensdauer bei stark fluktuierendem Betrieb**

### AP3.1A Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms

Das Arbeitspaket 3.1A wurde, neben AP3.1A1 für das Projektmanagement in weitere drei projektinterne Unterarbeitspakete unterteilt (AP3.1A2 bis AP3.1A4). Im Folgenden werden die Arbeiten und Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete dargestellt.

#### **AP3.1A2: Auslegungsdatenbasis**

In diesem Arbeitspaket wurden zwei unterschiedliche generische Innenkühlungsgeometrien („Basis A“ und „Basis B“) definiert, die dann beim Partner experimentell getestet wurden (Abbildung 11). Die Testparameter (Reynolds- und Rotationszahl) und beide Geometrien orientierten sich an der möglichen Applikation in einer schnellaufenden Niederdruckturbine (NDT). Aufbauend auf dem Grundlagenwissen und vorhergehenden Versuchen sollten für schlanke Niederdruckturbinenschaufeln gezielt Geometrien identifiziert werden, die bei schmalen Querschnitten gute Überhöhungen der Wärmeübergänge erzeugen und damit für den gegebenen Kühlmassenstrom und Bauraum eine hohe Kühleffizienz vorweisen. Neben dem Ausbau der Auslegungsdatenbasis dienten die experimentellen Ergebnisse zur Validierung der numerischen CFD-Methodik.

#### **AP3.1A2.1 - Definitionsphase / Testplanung / Pre-CFD**

Im Rahmen des Arbeitspakets 2.1 wurden zwei generische Innenkühlungsgeometrien – Basis A und Basis B – für experimentelle Untersuchungen am rotierenden Prüfstand „RotRig“ des ITLR Stuttgart definiert. Ziel war die Untersuchung des Wärmeübergangsverhaltens in gekühlten Niederdruckturbinenschaufeln unter realitätsnahen Bedingungen.

Basis A basiert auf einem generischen 2-Pass-Kühlsystem mit Rippenturbulatoren (Abbildung 9), das bereits im Vorgängerprojekt *COORETEC-Turbo (FKZ03ET2013D)* eingesetzt wurde. Die Geometrie der Kühlkanäle orientiert sich hierbei an typischen Designs gekühlter Turbinenschaufeln, ist aber zur besseren optischen Zugänglichkeit auf prismatische Formen vereinfacht. Die Kanallänge ist im Rahmen der möglichen geometrischen Grenzen

des Prüfstands maximiert, um der typischen größeren Streckung einer Niederdruckturbinenschaufel Rechnung zu tragen (Abbildung 8).

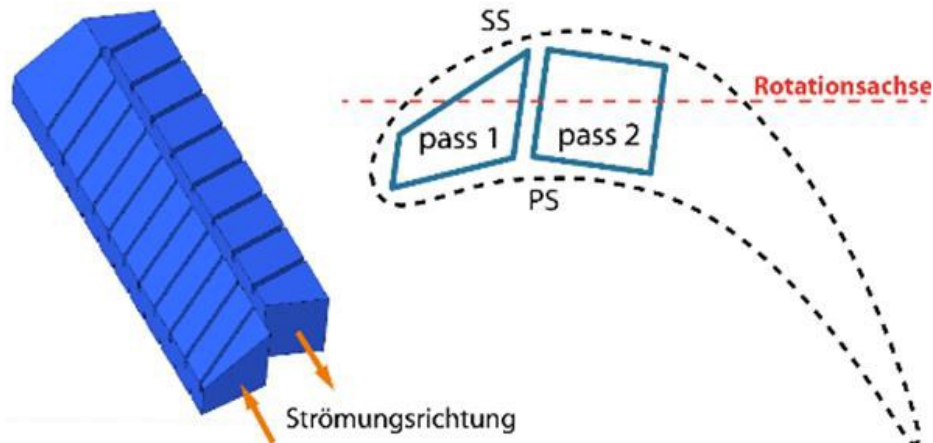


Abbildung 8: Beispiel Innengekühlte Rotorschaufel, 2-Pass-System mit Turbulatoren

Zur realitätsnahen Abbildung der Betriebsbedingungen wurden zentrale Testparameter wie Reynoldszahl, Rotationszahl (Formel 1) und Anstellwinkel des Modells definiert. Diese basieren auf Geometrie- und Strömungsdaten realer MTU-Schaufeln, sowie Vorauslegungsrechnungen. Die Anstellwinkel wurden aus radialen Profilverwindungen abgeleitet und auf drei Werte (+46,5°, +8°, -18,5°) festgelegt. Insgesamt ergibt sich eine Versuchsmatrix mit 39 Versuchen (Tabelle 1, Abbildung 9 & 10).

Tabelle 1: Testparameter BASIS A & B am ITLR Rotationsprüfstand

		Re				Anzahl:
		7500	15000	30000	60000	
Ro	0,00	1	1	1	3	9
	0,15	1	1	1	3	2
	0,30	1	1	1	x	2
	0,50	2	2	x	x	

1 Priorität 1  
 2 Priorität 2  
 3 Priorität 3  
 x nicht möglich

Anzahl Versuche pro Winkel: 13

Formel 1: Definition Reynolds- und Rotationszahl

$$\text{Reynoldszahl} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} \quad Re = \frac{\dot{m} d_h}{\mu A}$$

$$\text{Rotationszahl} = \frac{\text{Corioliskraft}}{\text{Trägheitskraft}} \quad Ro = \frac{\Omega d_h}{u}$$

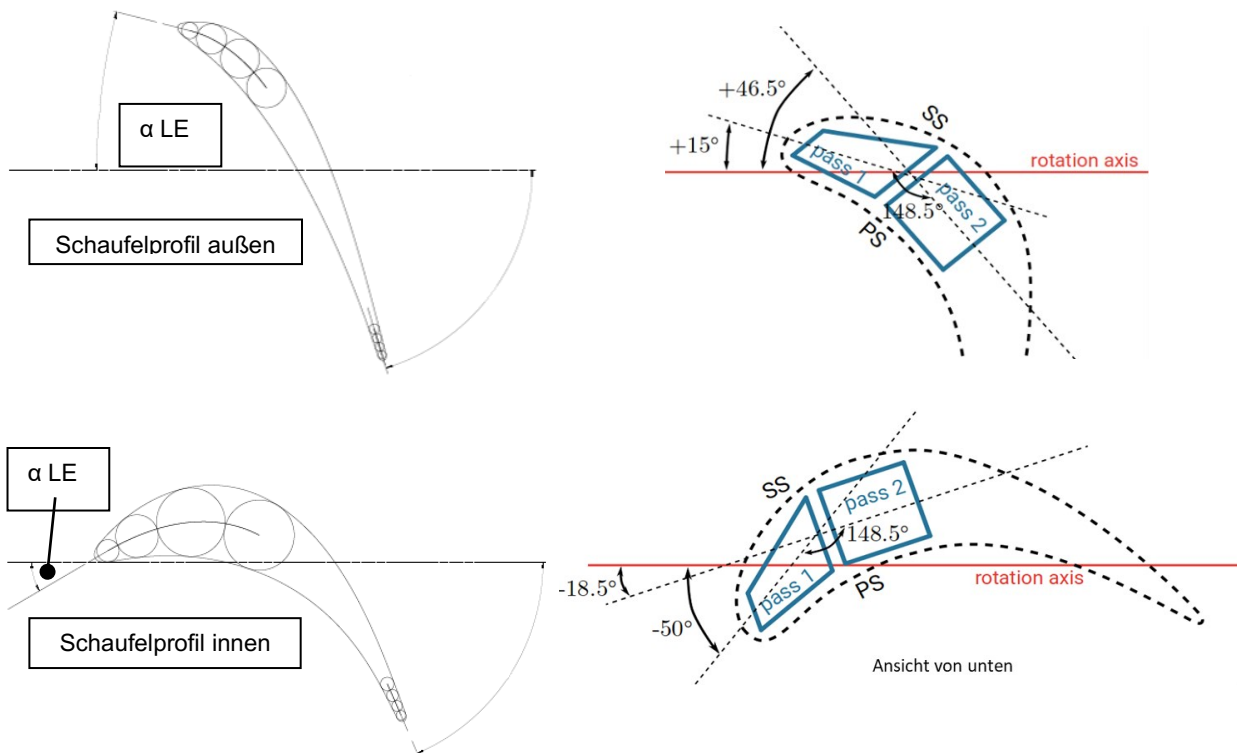


Abbildung 9: Schaufelprofile innen und außen einer Niederdruckturbinenschaufel (links),  
Abbildung 10: ITLR Stuttgart Prüfstandsmodell mit zwei entsprechenden Anstellwinkelvarianten (rechts)

Innenkühlgeometrie Basis B wurde auf Grundlage einer Literaturrecherche entwickelt, mit dem Ziel, den Wärmeübergang durch gezielte Modifikation und Kombination verschiedener Turbulenz erzeugender Strukturen zu steigern. Die Kanalgeometrie und die schrägen Rippen wurden aus der Variante Basis A übernommen (Abbildung 11). Zusätzlich zu den schrägen Rippen enthält die BASIS B Geometrie zwei Konzepte zur Steigerung des Wärmeübergangs:

1. Vorderkantenrippen zur Verbesserung des Wärmeübergangs im Bereich der thermisch hoch belasteten Schaufelvorderkante.
2. Kombination von schrägen Rippen und Protrusionen (Beulen auf der Kanalwand) im zweiten Kanal zur weiteren Steigerung der thermischen Performance (Abbildung 12).

Beide Konzepte wurden getrennt in den jeweiligen Kanälen implementiert, um eine isolierte Bewertung der Effekte zu ermöglichen. Auf Basis des 3D-CAD-Modells wurde ein CFD-Modell erstellt und mit der Geometrie Basis A verglichen.

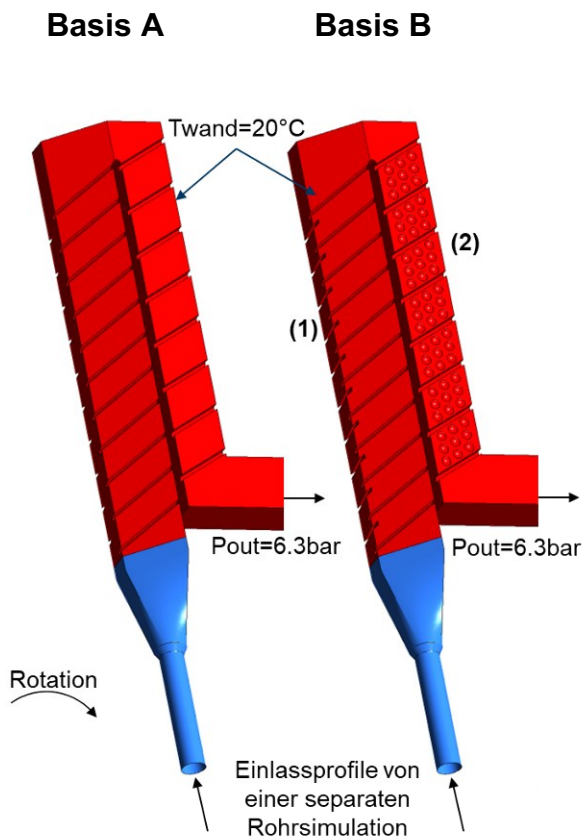
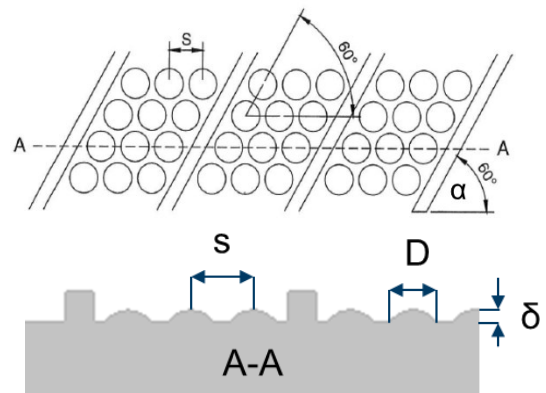


Abbildung 11: BASIS A Kerngeometrie (links) und BASIS B Kerngeometrie (rechts) mit Vorderkantenrippe (1) und Protrusionen (2)



	Protrusion
$\alpha$	$60^\circ$
$\delta/d_h$	0,05
$s/D$	1,4
$D/d_h$	0,2

Abbildung 12: Protrusions Geometrieparameter der BASIS B Geometrie.

Zur Unterstützung der experimentellen Untersuchungen im Arbeitspaket 2 wurde parallel eine numerische Berechnung der Strömung im Testmodell mittels CFD-Simulationen durchgeführt. Ziel war es, sowohl eine Pre-Test-Prediction zur gezielten Versuchsplanung als auch ein Post-Test-Validierungsmodell zur Bewertung der experimentellen Ergebnisse zu erstellen.

Am ITLR wurde eine Voruntersuchung zur Modellierung von Rauigkeiten und zur Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation durchgeführt (David de Arcos, ITLR Zwischenbericht 2020). Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wird für die weiteren Simulationen ANSYS CFX mit dem SST-RANS-Turbulenzmodell verwendet, ergänzt durch die Curvature Correction und Reattachment Modification Optionen, um die Genauigkeit bei abgelösten Strömungen zu verbessern. Die Modelle werden hydraulisch glatt gerechnet, wobei die Gültigkeit dieser Annahme durch Rauigkeitsmessungen auf Kalibrierplatten überprüft wurde.

Die Simulationen basieren auf einem hochauflösenden Rechengitter mit ca. 8 Millionen Knoten, bestehend aus Tetraedern und 15 Prismenschichten, bei einem Wandabstand von  $y^+ \approx 1$ . Untersucht wurden vier Kombinationen aus Reynolds- (Re) und Rotationszahlen (Ro):

$$Re = 15.000; 30.000 \text{ und } Ro = 0,00; 0,05; 0,15$$

Die Ergebnisse zeigen bei Rotation (z. B.  $Ro = 0,15$ ) eine signifikante Erhöhung des Wärmeübergangs auf der Saugseite nahe der Vorderkante infolge der druckseitigen Vorderkantenrippe. Gleichzeitig sinkt der mittlere Wärmeübergang an der Vorderkante um 7,4 % leicht ab (Abbildung 13).

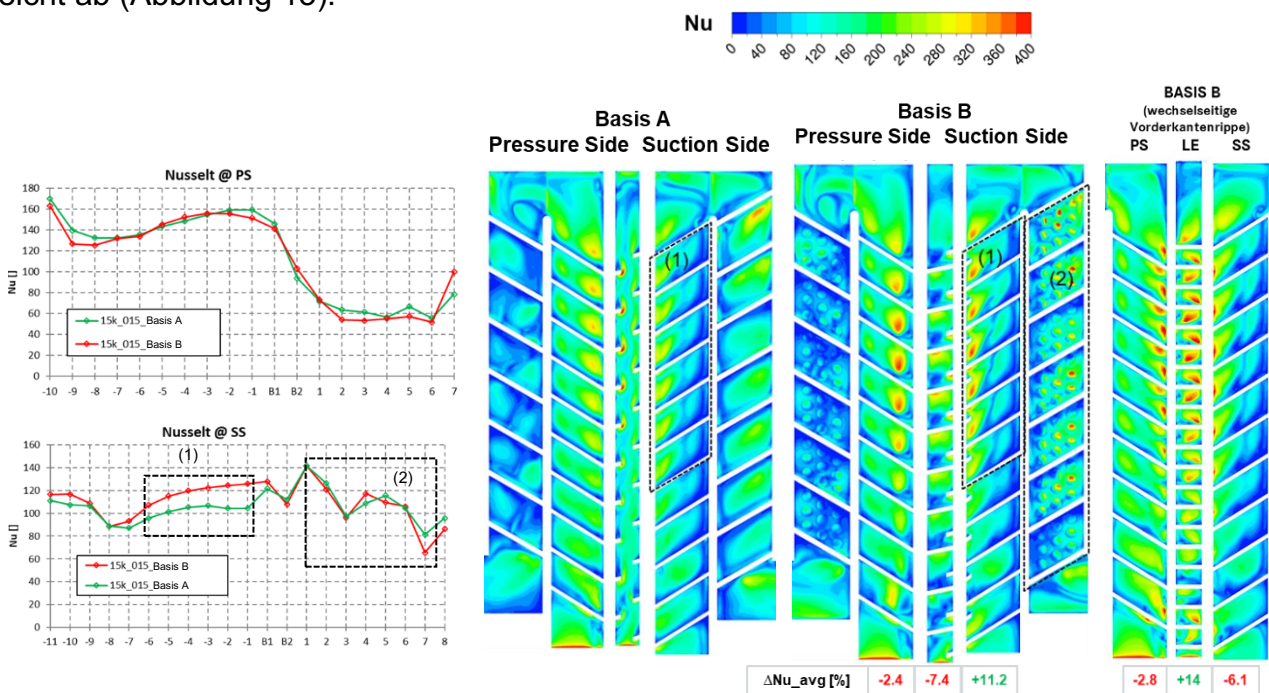


Abbildung 13: Nusselt-Zahl Verteilung für den Fall  $Re = 15000$  &  $Ro = 0,15$  (Segmentmittelwerte in den Diagrammen links, 2D Verteilung rechts mit Flächengemittelten Werten über die jeweilige gesamte Seitenfläche unten)

Weitere alternative Geometrievarianten der Vorderkantenrippen wurden untersucht, um den Effekt der Erhöhung des Wärmeübergangs im Bereich der Vorderkante zu bestimmen. Dabei zeigte sich eine wechselseitige Verlängerung der Saug- und druckseitigen Rippe über die Vorderkante zur gegenüberliegenden Schaufelseite als vorteilhaft. Der mittlere Wärmeübergang auf der generischen Vorderkante konnte um 14% gesteigert werden, bei gleichzeitig moderater Reduktion auf Druck- und Saugseite. Diese Vorderkanten-

geometrie wurde anschließend zur Untersuchung in das BASIS B Modell implementiert und getestet.

Im zweiten Kanal zeigte sich, dass die implementierten Protrusions im CFD Rechenmodell keinen positiven Effekt auf den Wärmeübergang zwischen den Rippenflächen haben (Abbildung 13). Im rotierenden Fall wurde eine leichte Reduktion, im stationären Fall sogar eine deutliche Abnahme des Wärmeübergangs um bis zu 20 % im Vergleich zur Geometrie Basis A beobachtet. Da zum Zeitpunkt der Analyse noch keine veröffentlichten Messdaten des Wärmeübergangs einer schrägen Rippen-Protrusions-Kombination in der Literatur vorlagen, und Kombinationen aus schräger Rippen mit Dimples (Dellen in der Kanalwand) vielversprechende Messergebnisse bei der Wärmeübergangssteigerung gezeigt haben (Choi & Choi, 2013), wurde an diesem Konzept festgehalten.

### AP3.1A2.2 - Post-CFD & Bewertung

Nach Abschluss der jeweiligen Messkampagne wurde die numerische Nachrechnung der experimentellen Ergebnisse durchgeführt, um die CFD-Methodik zu validieren und Wärmeübergangs- sowie Druckverlustkorrelationen abgeleitet.

Zur Validierung wurde das Pre-Test-CFD-Modell der Geometrie Basis A um das Einlaufrohr ergänzt und sämtliche Strömungs- und Winkelvarianten gemäß den Testparametern simuliert.

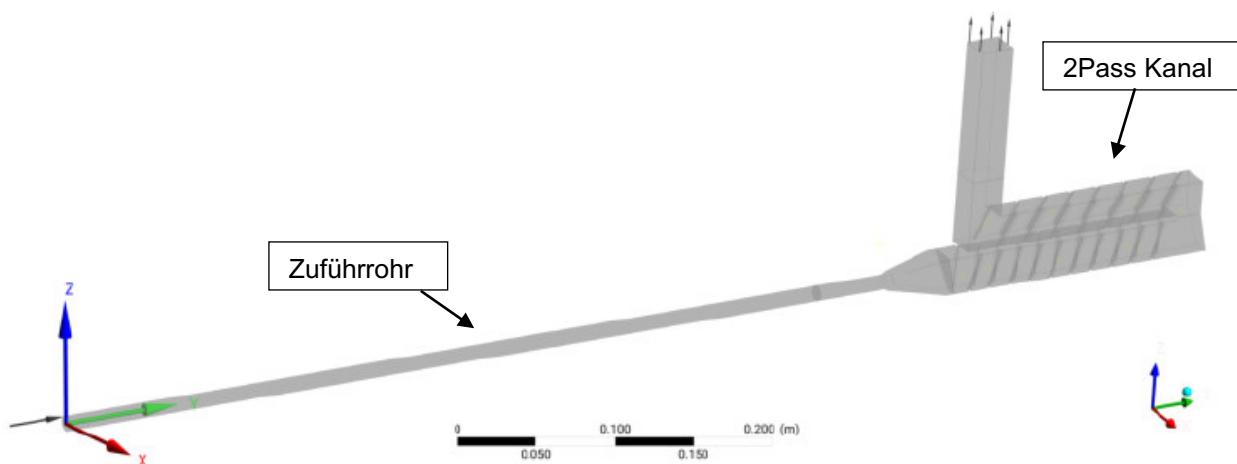


Abbildung 14: CFD Rechenmodell 2Pass Kanal BASIS A Geometrie mit Zuführrohr

Die Ergebnisse wurden mit den experimentellen 2D-Wärmeübergangsverteilungen und segmentgemittelten Nusseltzahlen verglichen. Für Reynoldszahlen zwischen 7.500 und 15.000 zeigte sich eine gute Übereinstimmung. Bei  $Re = 60.000$  traten jedoch signifikante Abweichungen auf, mit tendenziell zu hohen Nusseltzahlen in der Simulation (Abbildung 16).

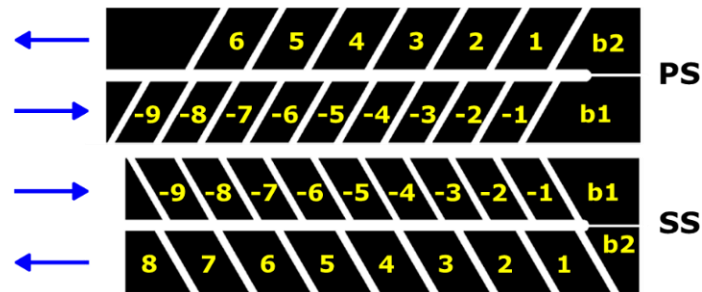


Abbildung 15: Nummerierung der Kanalsegmente für Druckseite (PS) und Saugseite (SS). Strömungsrichtung der Kühlluft symbolisiert durch blaue Pfeile

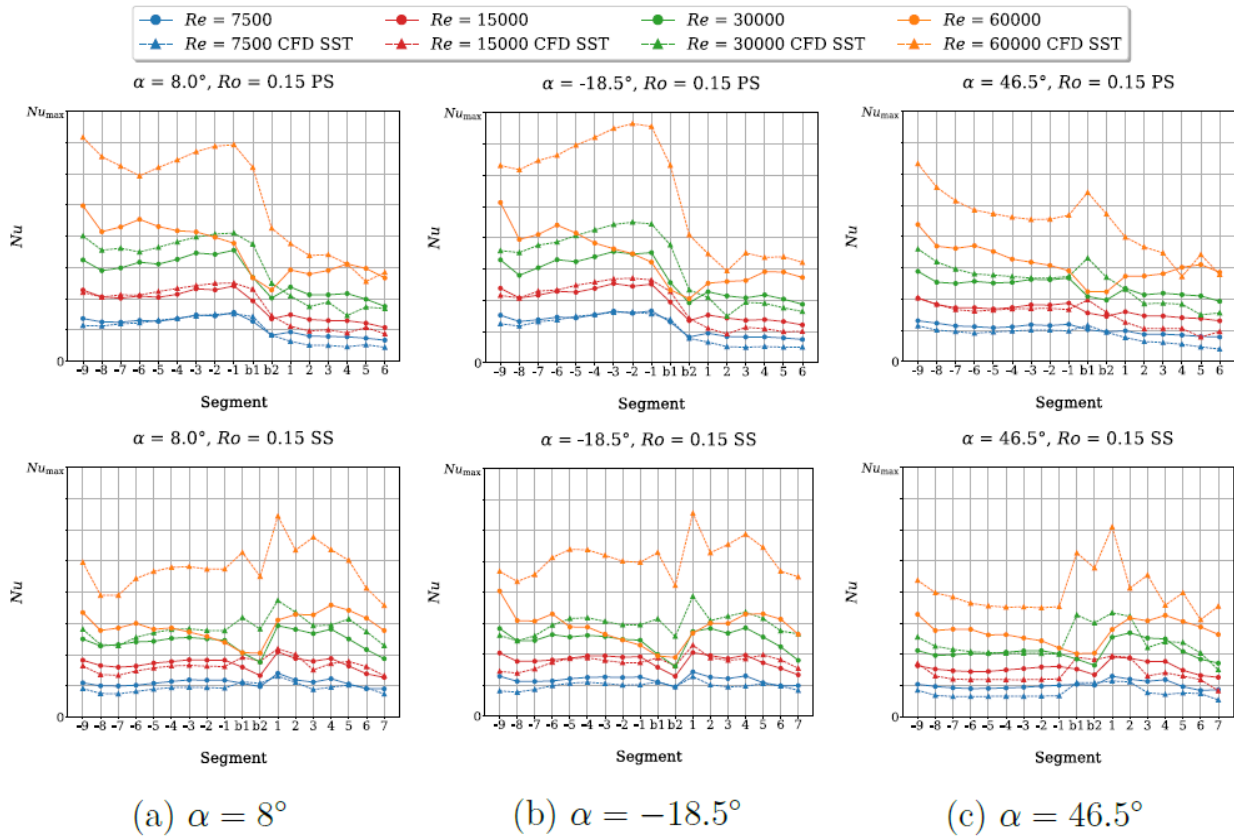


Abbildung 16: Vergleich der segmentgemittelten Nusseltzahlen für das Experiment (Kreise) und Numerik (Dreiecke) für verschiedene Anstellwinkel  $\alpha$  und Reynoldszahlen ( $Re$ )

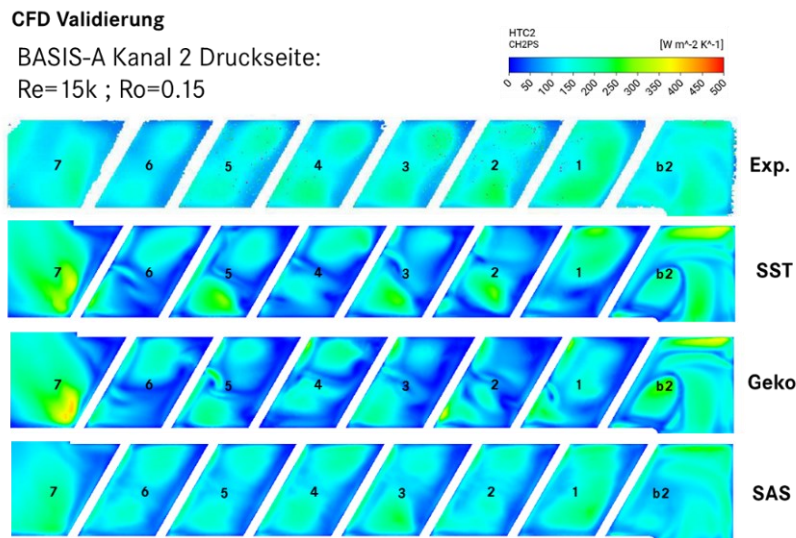


Abbildung 17: Vergleich der druckseitigen 2D Nusseltzahlverteilung von Experiment und Numerischen Ergebnissen verschiedener Turbulenzmodelle (SST, GeKo & SAS) im 2. Kanal BASIS A.

Zur Optimierung des numerischen Setups wurden verschiedene Turbulenzmodelle getestet: klassische RANS-Modelle ( $k-\omega$ , SST, GeKo), URANS, Reynolds Stress Model (BSL-EARSM) sowie das instationäre SAS-SST-Modell. Letzteres lieferte die besten Ergebnisse, insbesondere im zweiten Kanal, jedoch auf Kosten eines deutlich höheren Rechenaufwands (Abbildung 17 & 18). Für  $Re = 30.000$  lagen die berechneten Nusseltzahlen mit dem SAS-Modell sehr nahe an den Messwerten, auch bei  $Re = 60.000$  wurde eine Verbesserung erzielt.

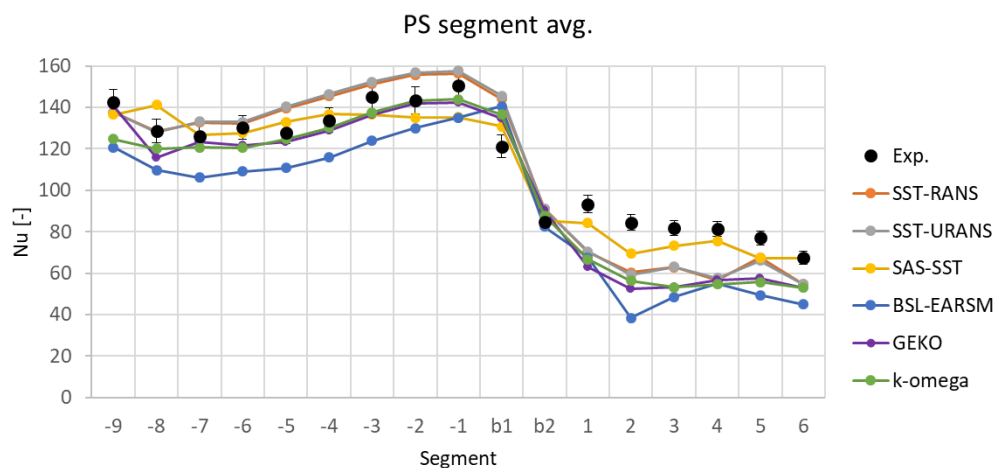


Abbildung 18: Vergleich der druckseitigen segmentgemittelten Nusseltzahlen zwischen Experiment und Numerik mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen für den Fall  $Re=15k$ ,  $Ro=0,15$

Durch die Verbesserung der CFD Methodik durch Validierung an den im Projekt gewonnenen Wärmeübergangsdaten können zukünftig genauere Randbedingungen für Thermalrechnungen erzeugt werden, was die Güte der Materialtemperaturvorhersage erhöht und damit die Auslegungssicherheit von Niederdruckturbinenschaufeln.

Basierend auf den segmentgemittelten Nusseltzahlen wurden Wärmeübergangskorrelationen abgeleitet. Diese berücksichtigen die Abhängigkeit von Reynoldszahl ( $Re$ ), Rotationszahl ( $Ro$ ), Dichteverhältnis ( $DR$ ) sowie der relativen Lauflänge ( $x/D$ ). Neben einem eigenen Regressionsansatz wurden Modelle aus der Literatur (Hosseinalipour, Shahbazian, & Sunden, 2018), (Deng, Qiu, Tao, & Tian, 2013) verwendet. Die besten Ergebnisse lieferte der Ansatz von Deng et al. (Formel 2 & Formel 3).

Formel 2: Korrelation nach (Deng, Qiu, Tao, & Tian, 2013)

$$\frac{Nu}{Nu_s} = 1 + f \cdot Ro + g \cdot Ro^2 + h \cdot Ro^3$$

Formel 3: Koeffizienten in Abhängigkeit der Lauflänge ( $X/D$ )

$$f, g, h = A + B \cdot \left(\frac{x}{D}\right) + C \cdot \left(\frac{x}{D}\right)^2$$

Zur Bestimmung der Korrelationskoeffizienten wurden das erste Segment (Einlaufeffekte) und der Fall  $Re = 60.000$  ausgenommen aufgrund der hohen Messunsicherheit in diesem Fall. Dadurch wird der Gültigkeitsbereich der Korrelation etwas eingeschränkt, bei gleichzeitiger Erhöhung ihrer Genauigkeit. Die mittlere Abweichung der Korrelation zu den Messergebnissen lag bei 6,6 % über alle Varianten (Abbildung 19).

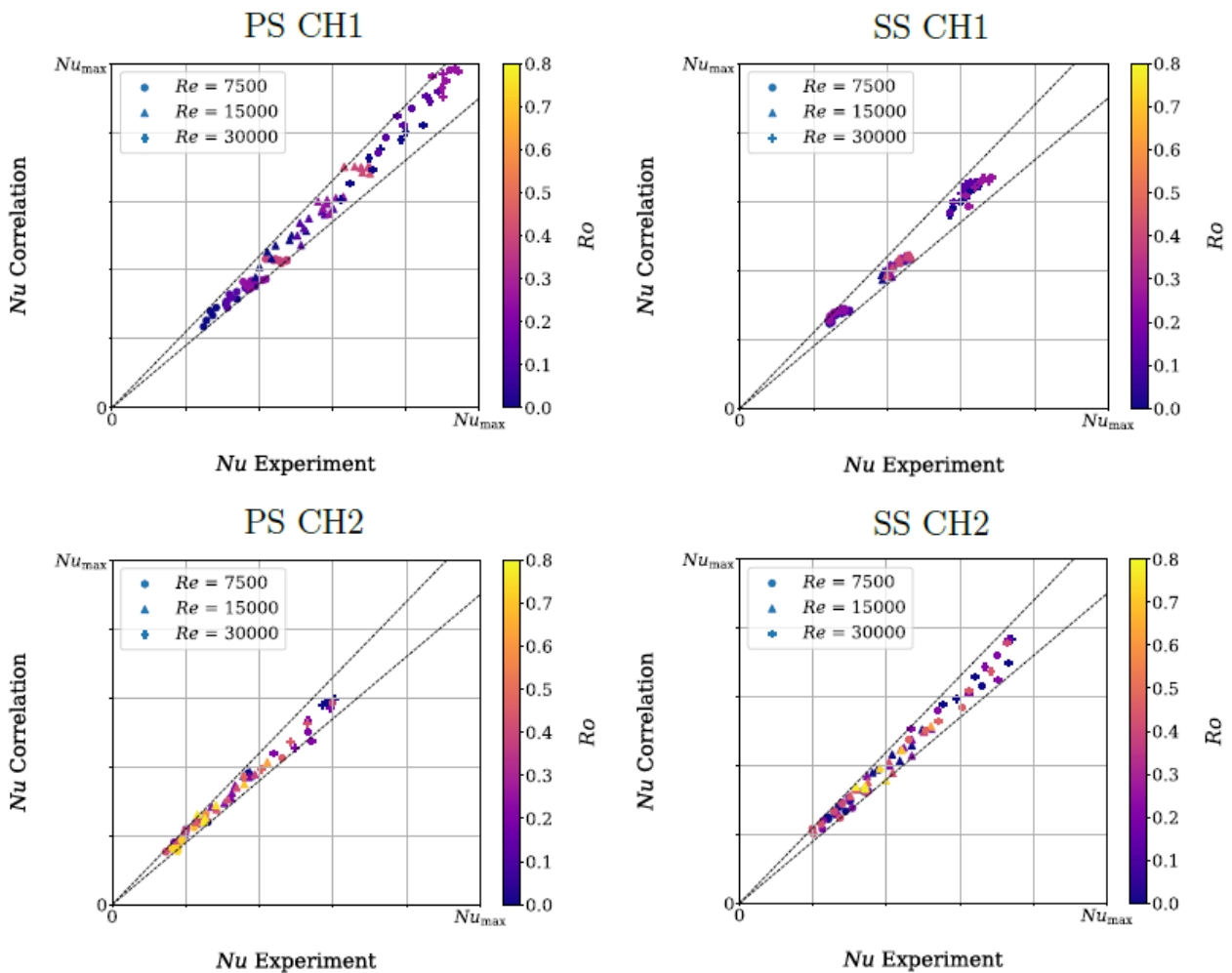


Abbildung 19: Vergleich der segmentgemittelten Nusseltzahlen von Experiment und Korrelation BASIS A (Linien markieren Abweichungen von +10% und -10%) für  $\alpha = 8^\circ$

Zusätzlich wurde eine Druckverlustkorrelation für den gesamten 2-Pass-Kanal erstellt. Zwei Ansätze – ein Exponentialmodell für den dimensionslosen Druckverlustbeiwert  $\zeta$  (Formel 4) sowie ein relatives Modell  $\zeta/\zeta_s$  (Verhältnis von rotierendem zu stationärem Druckverlustbeiwert) – zeigten beide eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messdaten, mit einer mittleren Abweichung von 5 % (Abbildung 20).

Formel 4: Definition des Druckverlustbeiwert  $\zeta$

$$\zeta = 2 \frac{\Delta p}{\rho u^2}$$

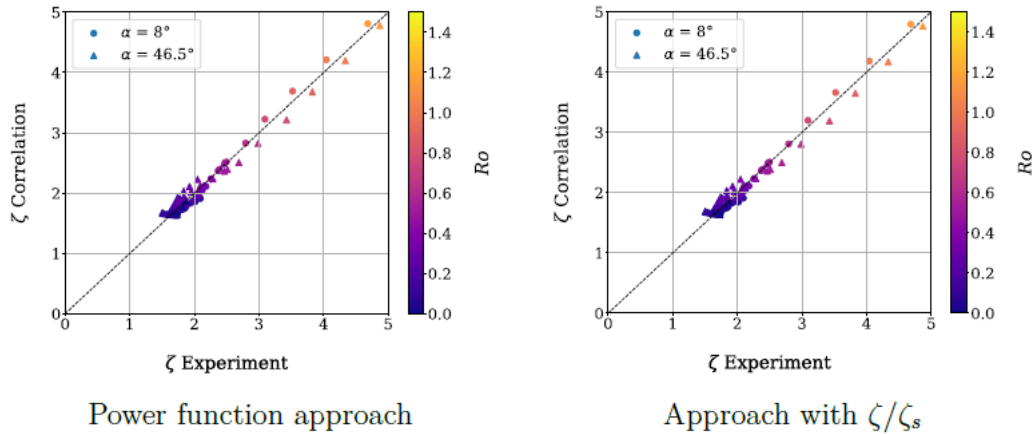


Abbildung 20: Vergleich der Druckverlustbeiwerte des 2Pass Kanals BASIS A von Korrelation und Experiment für unterschiedliche Reynolds-, Rotationszahlen und Anstellwinkel (Ursprungsgerade zeigt exakte Übereinstimmung)

Zur Untersuchung der Auswirkungen spezifischer Geometrielemente in der Konfiguration BASIS B – einer Vorderkantenrippe im ersten Kanal und Protrusions im zweiten – wurde ein Vergleich mit der Referenzgeometrie BASIS A durchgeführt. Die Segmentierung der Kanäle blieb identisch, wobei bei BASIS B zusätzlich der Vorderkantenbereich optisch erfasst wurde (Abbildung 21).

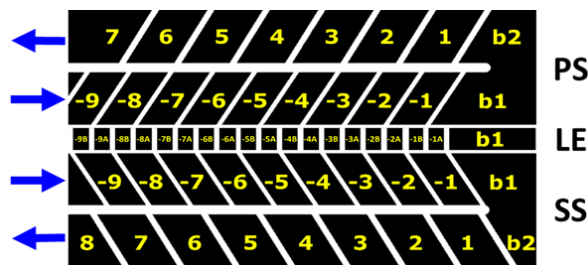


Abbildung 21 Nummerierung der Kanalsegmente für Druckseite (PS), Saugseite (SS) und Vorderkante (LE). Strömungsrichtung der Kühlluft symbolisiert durch blaue Pfeile

Der qualitative Vergleich der 2D-Wärmeübergangsverteilungen (Abbildung 22) zeigt in beiden Fällen ähnliche Strukturen, geprägt durch Sekundärströmungen und rotatorische Effekte. Im Bereich der Umlenkung ist in BASIS B auf der Druckseite ein leicht erhöhter Wärmeübergang erkennbar. In den segmentgemittelten Daten (Abbildung 23) zeigt sich im ersten Kanal eine deutliche Erhöhung des Wärmeübergangs auf der Druckseite, während die Saugseite weitgehend unverändert bleibt. Insgesamt liegen die mittleren Wärmeübergänge in BASIS B – bezogen auf beide Seitenflächen – stets auf dem Niveau oder über den Werten von BASIS A. Die Steigerung ist abhängig von Reynoldszahl, Rotationszahl

und Anstellwinkel. Für alle untersuchten Anstellwinkel ergibt sich eine konsistente Verbesserung auf der Druckseite. Im zweiten Kanal führt der Einsatz von Protrusions zu einer markanten Erhöhung des Wärmeübergangs auf beiden Seitenwänden um 19 % bis 35 % (Tabelle 2).

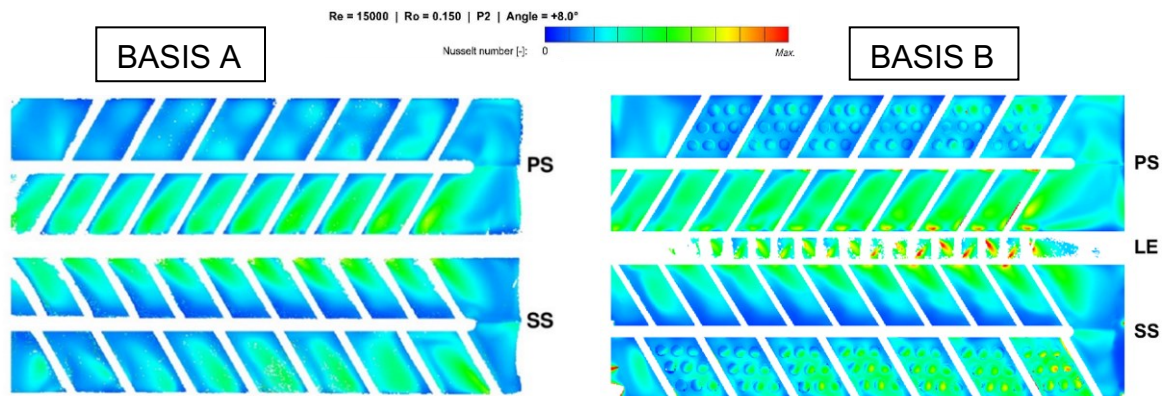
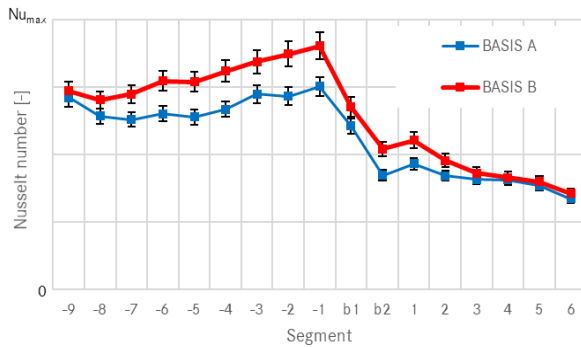
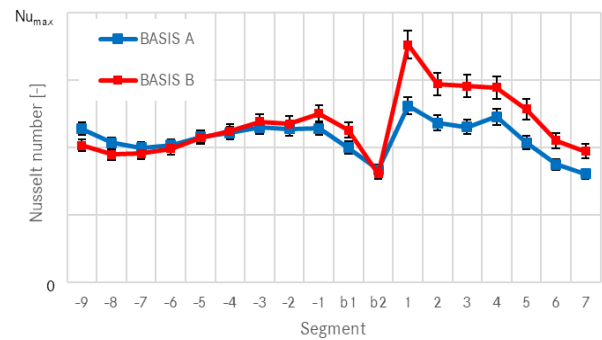


Abbildung 22: Gemessene 2D Nusseltzahlverteilung BASIS A (links) und BASIS B Test (rechts)



Re = 15 k; Ro=0,15;  $\alpha=+8^\circ$



Re = 15 k; Ro=0,15;  $\alpha=+8^\circ$

Abbildung 23: Segmentgemittelte Nusseltzahlen für BASIS A & B Test; Druckseite PS (links) und Saugseite SS (rechts)

Tabelle 2: Mittlere relative Nusseltzahlerhöhung [%]  $(Nu_{\text{Basis B}} - Nu_{\text{Basis A}}) / Nu_{\text{Basis A}}$  auf den jeweiligen Kanalseitenwänden

$\alpha$ [°]	CH1 PS [%]	CH1 SS [%]	CH2 PS [%]	CH2 SS [%]
8	18,7	3,0	20,1	19,3
-18,5	26,4	13,4	30,9	34,8
46,5	35,3	6,4	24,6	19,4

Zur Ableitung der Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen aus den BASIS B Daten wurden die gleichen Korrelationsansätze wie bei BASIS A verwendet. Ebenfalls wurden die Daten für  $Re = 60.000$  sowie das erste Segment nach dem Einlauf ausgeschlossen. Die resultierenden Korrelationen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten, wobei die mittlere Abweichung über alle untersuchten Winkel und Strömungsparameter bei 7,5 % für die Wärmeübergangskorrelation und 6,2 % für die Druckverlustkorrelation liegt. Im Vergleich zu BASIS A, bei dem die Druckverlustbeiwerte zwischen 1,5 und 5 lagen, zeigt BASIS B deutlich höhere Werte im Bereich von 3 bis 17,5. Diese Zunahme ist auf die zusätzlichen Geometrielemente zurückzuführen.

Die Auswertung der Druckverluste der Einzelkanäle erfolgte durch CFD Berechnung der Aufteilung des gemessenen Gesamtdruckverlusts auf die Einzelkanäle und die Umlenkung des 2 Pass Kanals. Setzt man die Wärmeübergangsüberhöhung ins Verhältnis zur Druckverlustserhöhung im Kanal kann man den „Thermal Performance Factor“ (TPF) errechnen (Formel 5). Dieser ermöglicht den Vergleich unterschiedlicher Turbulatoren hinsichtlich einer Wärmeübergangserhöhung bei gleichzeitig geringem Druckverlust im Kühlsystem.

Formel 5: Thermal Performance Factor (TPF) nach (Gee & Webb, 1980)

$$TPF = \frac{Nu_{ave}/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$$

$Nu_{ave}$  flächengemittelte Nusseltzahl der Segmente  
 $Nu_0$  Nusselt Zahl für einen glatten Kanal nach Dittus-Boelter  $Nu_0 = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}$

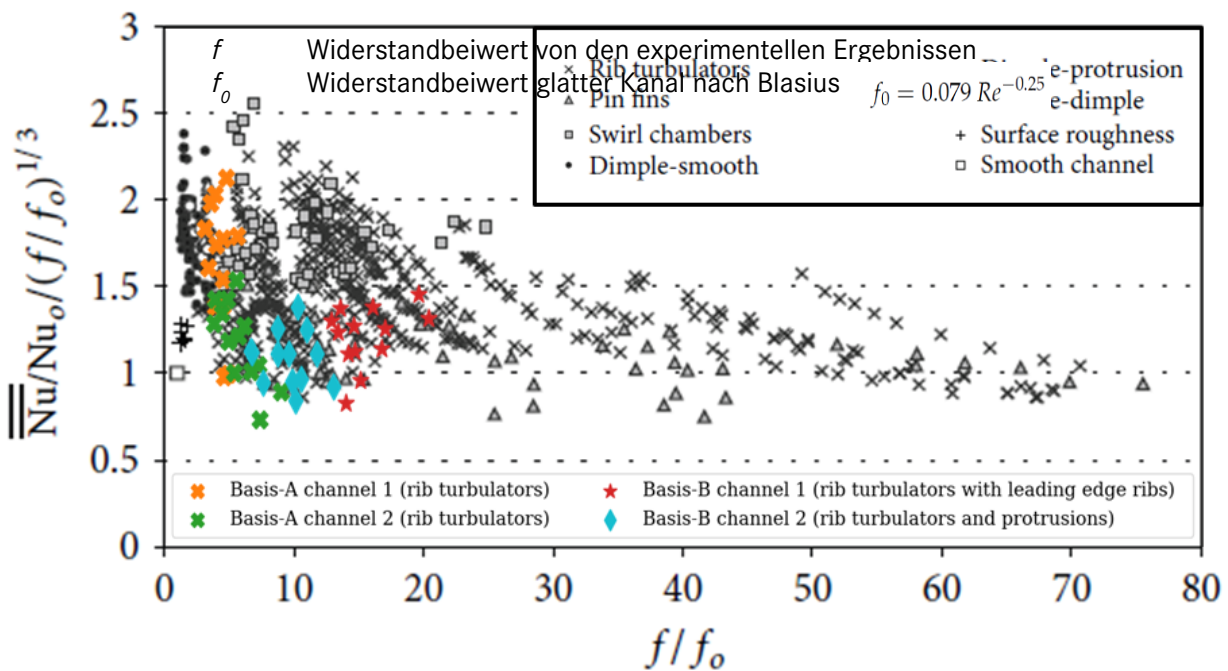


Abbildung 24: Thermal Performance Factor für BASIS A & B Geometrie (bei 8° Anstellwinkel und unterschiedlichen Re und Ro-Zahlen) im Vergleich zu Literaturdaten (Ligrani, 2013)

Der Thermal Performance Faktor von BASIS A & B liegen im Bereich bekannter Rippen-turbulatoren wobei BASIS A vergleichsweise niedrige Widerstandsbeiwert für Kanal 1 & 2 aufweist. Die Erhöhung des Wärmeübergangs in der Basis-B Geometrie bei überproportionaler Erhöhung des Widerstandsbeiwerts führt zu einem niedrigeren TPF im ersten Kanal. Im Kanal 2 führen die Protrusions ebenfalls nicht zu einer Steigerung des TPF.

### AP3.1A3 Definitionsphase Kühlkonzept

#### AP3.1A3.1 - Definition des Innenkühlkonzepts

In diesem Arbeitspaket wurde ein Innenkühlkonzept für eine gekühlte Niederdruckturbinenschaufel entwickelt. Unter realistischen thermischen Randbedingungen wurden Kühlkonzepte entwickelt und eine Temperatur- und Lebensdauerbewertung durchgeführt.

Dazu wurden drei 3-Pass-Kühlkanalvarianten (Abbildung 25) für ein aufgedicktes Schaufelprofil sowie eine Variante für ein schlankes, aerodynamisch optimiertes Profil ausgelegt (Abbildung 27). Alle Varianten wurden mit 45° Rippenturbulatoren versehen. Die thermischen Belastungen wurden mithilfe eines Performance-Modells simuliert, gefolgt von einer 3D-CFD-Berechnung zur Bestimmung der äußeren Randbedingungen. Die Zielwandtem-

peraturen wurden aus einem 1D-Festigkeitsmodell abgeleitet. In einem 1D-Netzwerkmodell wurden die Kühlluftbedingungen berechnet und in einem 3D-Thermalmodell die Wandtemperaturen ermittelt. Der erforderliche Kühlluftmassenstrom wurde dann iterativ so bestimmt, dass die Zieltemperaturen erreicht werden.

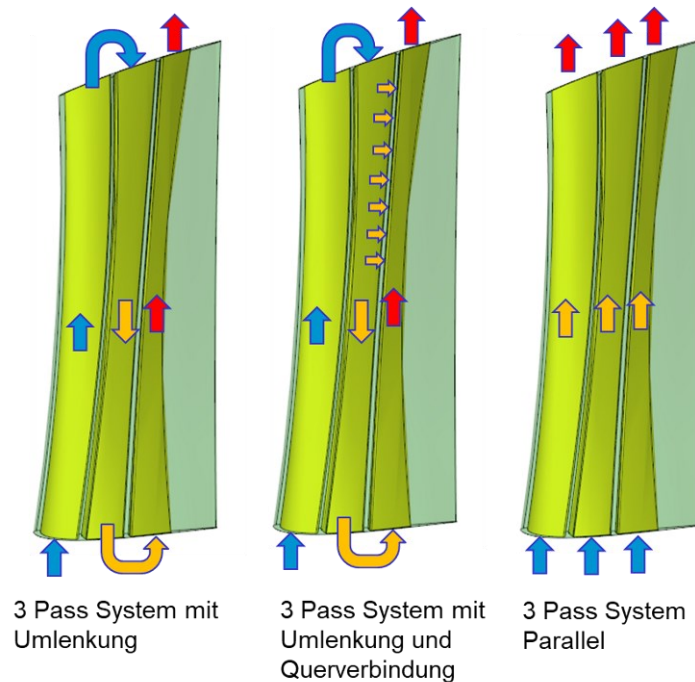


Abbildung 25: Übersicht untersuchter Kühlkonzepte, Pfeile symbolisieren die Strömungsrichtung der Kühlluft und deren Erwärmung von Eintrittstemperatur (blau) zu Austrittstemperatur (rot)

Die Variante mit zweifacher Umlenkung zeigte den geringsten Kühlluftbedarf, jedoch auch den höchsten Druckverlust. Dadurch ist der maximal erreichbare Kühlluftmenge begrenzt und daher nur bis zu einem bestimmten Kühlungsbedarf einsetzbar. Alle Varianten weisen die höchste Temperaturbelastung an der Hinterkante auf, insbesondere an der Schaufelspitze. Die Temperaturverläufe über die Schaufel hinweg unterscheiden sich je nach Strömungsführung: axial-radial bei Umlenkung, radial bei paralleler Durchströmung. Die Variante mit Querverbindungen zeigte keine Vorteile und wurde ausgeschlossen (Abbildung 26).

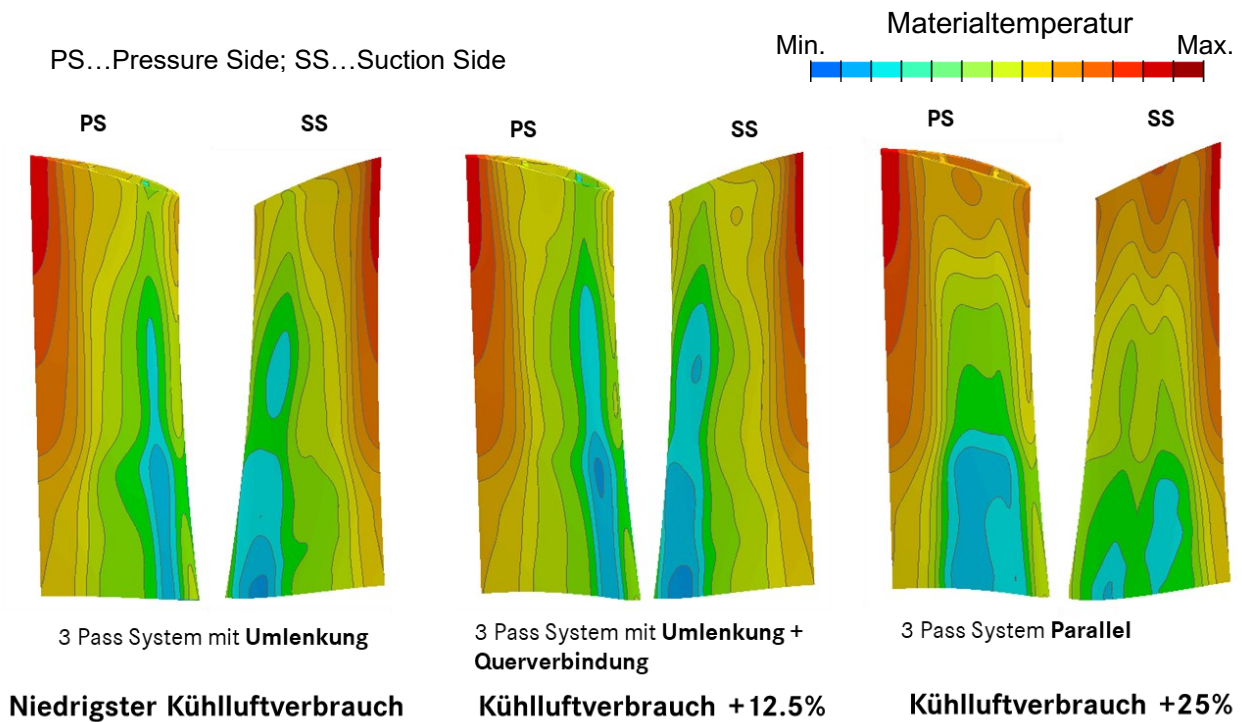


Abbildung 26: Temperaturverteilung (von links): 3Pass Kanal mit Umlenkung; 3Pass Kanal parallel und 3Pass Kanal mit Umlenkung und Querverbindung

Für das schlanke Profil zeigte sich, dass oberhalb von 70 % Profilhöhe kaum Raum für ein effektives Kühlsystem bleibt (Abbildung 27). Die untersuchte parallele Variante war ineffizient und führte trotz optimaler Aerodynamik zu einem ungünstigen Gesamtwirkungsgrad.

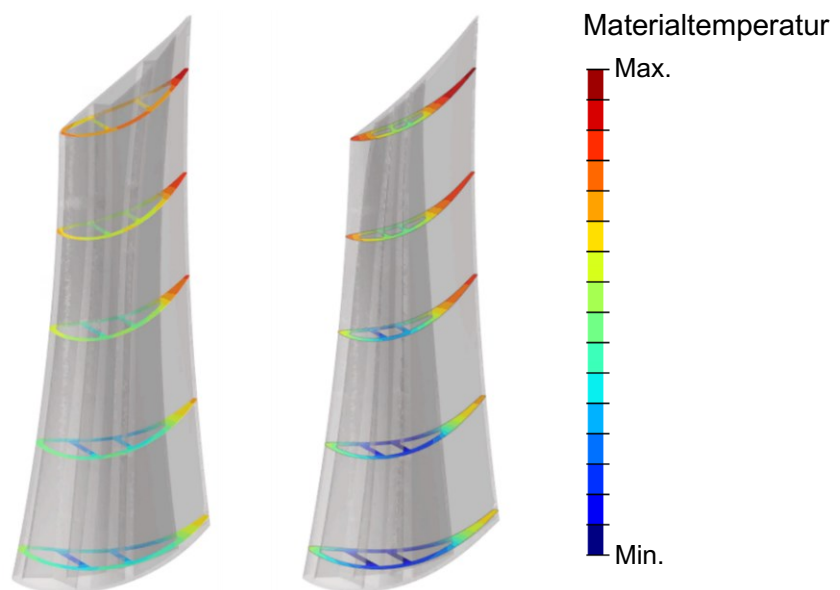


Abbildung 27: Temperaturverteilung in Profilschnitten mit parallelem 3Pass Kanal: links aufgedicktes Profil; rechts schlanke, aerodynamisch optimales Profil

Fazit: Aufgrund der geometrischen Einschränkungen ist eine moderate Aufdickung des Profils notwendig, um ein effizientes Kühlsystem zu integrieren. Aufgrund der moderaten Kühlanforderung der betrachteten Laufschaufel basiert das finale Innenkühlkonzept daher auf einem 3-Pass-System mit zweifacher Umlenkung ohne Querverbindungen.

## AP3.1A4 Validierung Design I & II

### AP3.1A4.1 – Auslegungsiterationen / Testplanung / Pre-CFD

Ausgehend vom Innenkühlkonzept aus AP3 wurde ein Schaufeldesign mit moderater Innenkühlung entwickelt und in Zusammenarbeit mit den Fachabteilungen detailliert ausgelegt. Neben dem Schaufelblatt wurden auch die Randbereiche wie Schaufelfuß und -spitze berücksichtigt. Die Innenkühlgeometrie wird anschließend in einer experimentellen Testkampagne hinsichtlich ihres Wärmeübergangsverhaltens bei verschiedenen Reynolds- und Rotationszahlen untersucht. Die dabei gewonnenen Daten dienen sowohl der Bewertung der Kühlleistung als auch der Validierung der CFD-Modelle.

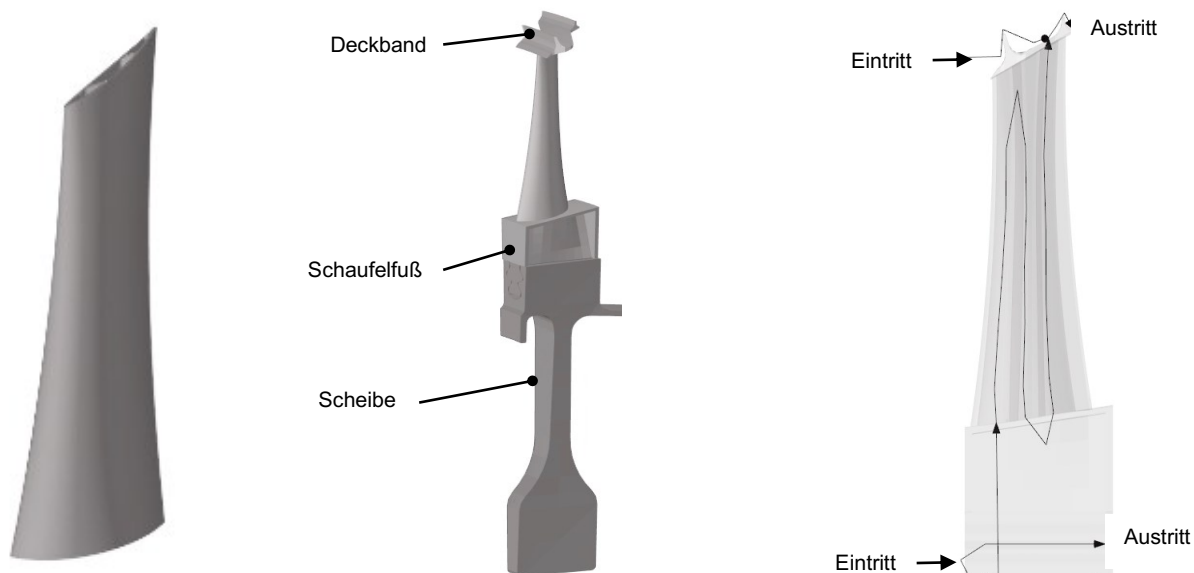


Abbildung 28: Schaufelblatt aus der Vorauslegung AP3 (links), Schaufel-Scheibe-Modell (Mitte), advektives System (rechts)

Auf Basis des Schaufelblatts aus AP3 wurde ein vollständiges 3D-Thermalmodell zur transienten Temperaturberechnung erstellt. Das bestehende FEM-Modell des Schaufelblatts wurde um Deckband, Schaufelfuß und eine Rotorscheibe ergänzt (Abbildung 28). Die thermischen Randbedingungen wurden aus AP3 übernommen und für eine typische Flugmission skaliert. Die Berechnung zeigt Wärmeleitungseffekte an den Übergängen zu

Fuß und Deckband: Am Schaufelfuß sinkt die Temperatur durch Wärmeabfuhr, während am Deckband höhere Temperaturen ins Schaufelblatt zurückwirken. Dies beeinflusst die Kühlluftwärmerung und Temperaturverteilung in der Schaufel, insbesondere im Bereich des dritten Kanals, während die Hinterkante weitgehend unbeeinflusst bleibt.

Parallel wurde die Integration einer gekühlten Laufschaufel in das Sekundärluftsystem untersucht. Um die Kühlluftzufuhr sicherzustellen, sind konstruktive Anpassungen am Schaufelfuß und an der Scheibe erforderlich. Durch Querschnittsvergrößerung und Abdichtung kann die Versorgung ohne Änderung des Speisedrucks gewährleistet werden. Der Sekundärluftverbrauch steigt dabei allerdings um 45 %, wobei etwa die Hälfte als effektive Kühlluft genutzt wird, der Rest geht durch Leckagen, vor allem am Plattformspace, verloren. Ein effektives Dichtkonzept bei der Integration einer gekühlten Schaufel in eine schnelllaufende Niederdruckturbinen ist daher besonders wichtig.

Basierend auf den transienten Temperaturen aus dem geschlossenen 3D-Thermalmodell wurde eine TMF-Analyse durchgeführt, um die zyklische Lebensdauer der Schaufel zu bewerten. Kritische Belastungen traten insbesondere an Übergängen zwischen Schaufelblatt, Fuß und Plattform sowie an den Kühlkanalstegen auf (Abbildung 29). Diese Bereiche würden in einer weiteren Auslegungsiteration geometrisch angepasst, um die Lebensdauer zu erhöhen.

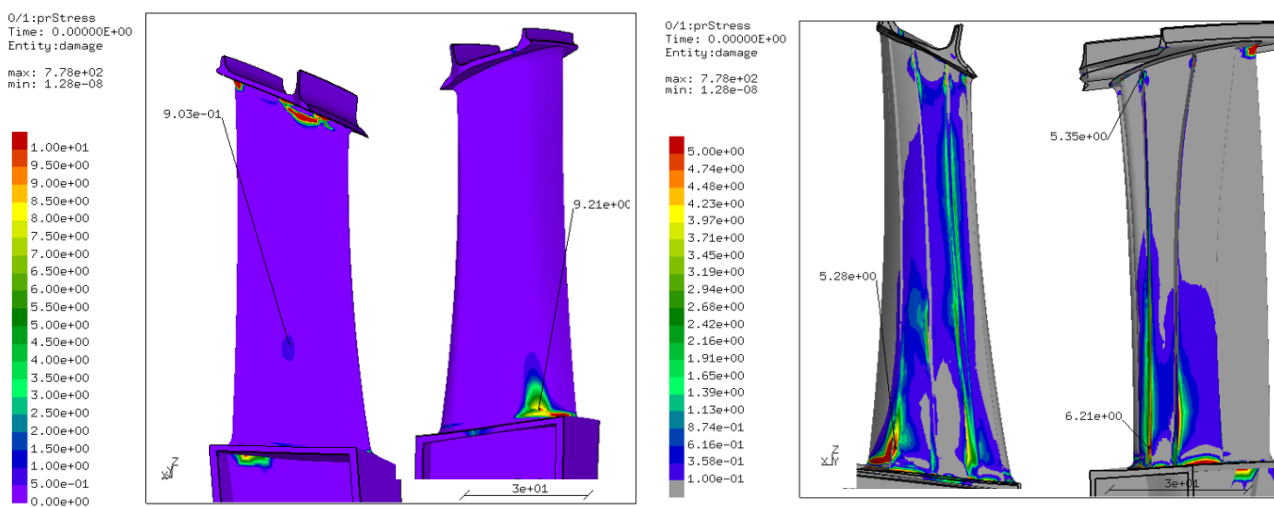


Abbildung 29: Flächenhafte Darstellung der zyklischen Lebensdauer als Quotient aus geforderten Lastzyklen bis zum Anriss und erreichten Zyklenzahlen. Schaufeloberfläche außen (links) und innen (rechts)

Parallel dazu wurde die Kühlkanalgeometrie optimiert, um den Kühlluftverbrauch zu senken. Mithilfe eines internen Optimierungstools wurden Geometrieparameter der Stege variiert (Abbildung 30). Ziel war die Reduktion des Kühlluftmassenstroms bei Einhaltung thermischer Grenzwerte. Das optimierte Design senkt den Luftverbrauch um etwa 10 % (Abbildung 31), wobei die Zieltemperaturen eingehalten und die maximale Temperatur an der Hinterkante konstant bleibt.

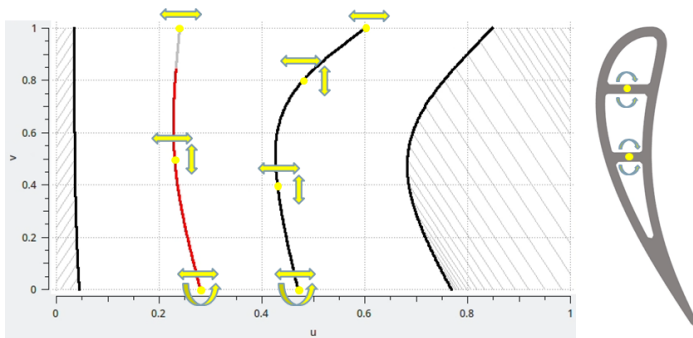


Abbildung 30: mögliche geometrische Variation der Kühlkanalstege in der Schaufel

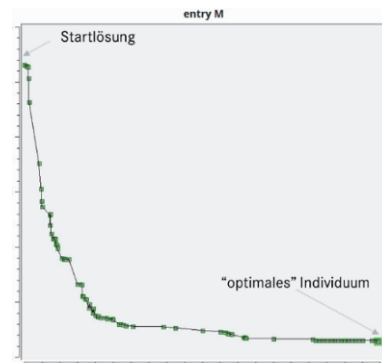


Abbildung 31: Konvergenz des Eintrittsmassenstroms in den Kühlkanal während der Optimierung

Ausgehend von einem Kühlluftverbrauch von 2% Heißgasmassenstrom, kann mit einer Kühlluft einsparung gegenüber einer aktuellen Referenzauslegung von bis zu 0.2% Heißgasmassenstrom gerechnet werden. Die Einbindung eines Optimierers in den Auslegungsprozess hat zudem den Vorteil einer Zeitersparnis durch automatisierte Designiterationen hin zur gewünschten Zielfunktionen (in diesem Fall geringer Kühlluftverbrauch), unter Einhaltung gegebener Randbedingungen (z.B. maximale Temperaturen im Schaufelmaterial). Weiterhin kann durch Variation der äußeren Randbedingungen eine statistische Bewertung des Designs erfolgen und dieses entsprechend robust gestaltet werden. Insgesamt führt die Einbindung eines Optimierers zu einer deutlichen Verbesserung des Auslegungsprozesses von gekühlten Niederdruckturbinenschaufeln.

## Testgeometrie „Design I“

Für die experimentelle Validierung wurde eine Testgeometrie abgeleitet (Abbildung 32). Da ein 2:1-Modell nicht realisierbar war, wurde ein 4:1-Modell mit gestauchter Schaufel-längsachse entwickelt, das in den ITLR-Prüfkörper passt. Die Rippengeometrie basiert auf den BASIS A & B Versuchen, angepasst auf 45° Rippenwinkel. Die Skalierung ermöglicht die Einstellung der gewünschten Ähnlichkeitsparameter (Reynolds- und Rotationszahl) der Strömung im Prüfstand. Durch die verwendete Geometrie der Schaufel hat jeder Schaufelschnitt entlang des Radius einen individuellen Anstellwinkel zur Drehachse. Eine unterschiedliche Ausrichtung des Modells zur Drehachse wie bei BASIS A & B war daher nicht nötig und die Anzahl der Wärmeübergangsversuche konnte auf 13 reduziert werden. Die Variation der Parameter Reynolds- und Rotationszahl wurde vom Basisversuch übernommen (Tabelle 1).

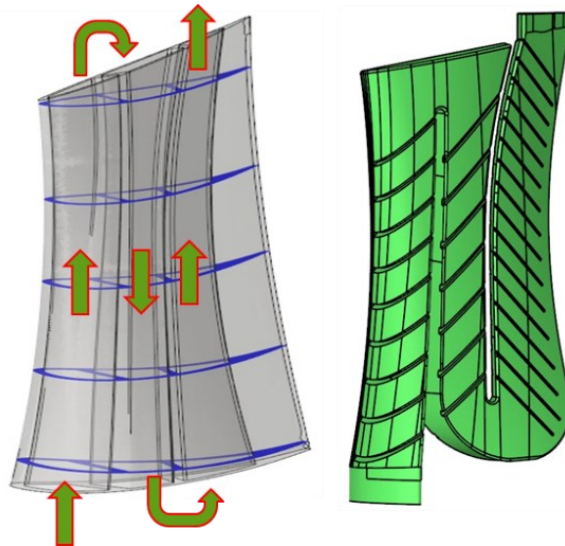


Abbildung 32: ITLR 3Pass Testgeometrie Schaufeldesigns |, Kühlkanäle im Schaufelblatt (links) und Kühlkanal Kernmodell mit Rippen und Umlenkungen (rechts)

In Vorbereitung auf den Test des Schaufeldesigns I wurde ein numerisches Modell erstellt und für ausgewählte Betriebspunkte gerechnet. Durch die gestreckte Form des Strömungsquerschnitts im ersten Kanal und des limitierten radialen Bauraums für die Strömungsführung vom runden Zuführrohr zum Kanaleintritt, kommt es im Zuführtrichter zu Ablösung und Rückströmung (Abbildung 33).

Im Bereich der ersten Rippe im Kanal wird der Kanalquerschnitt wieder fast vollständig in z-Richtung durchströmt und im weiteren Verlauf entwickelt sich eine, für den Kanal mit schrägen Rippen, typische Strömungsstruktur.

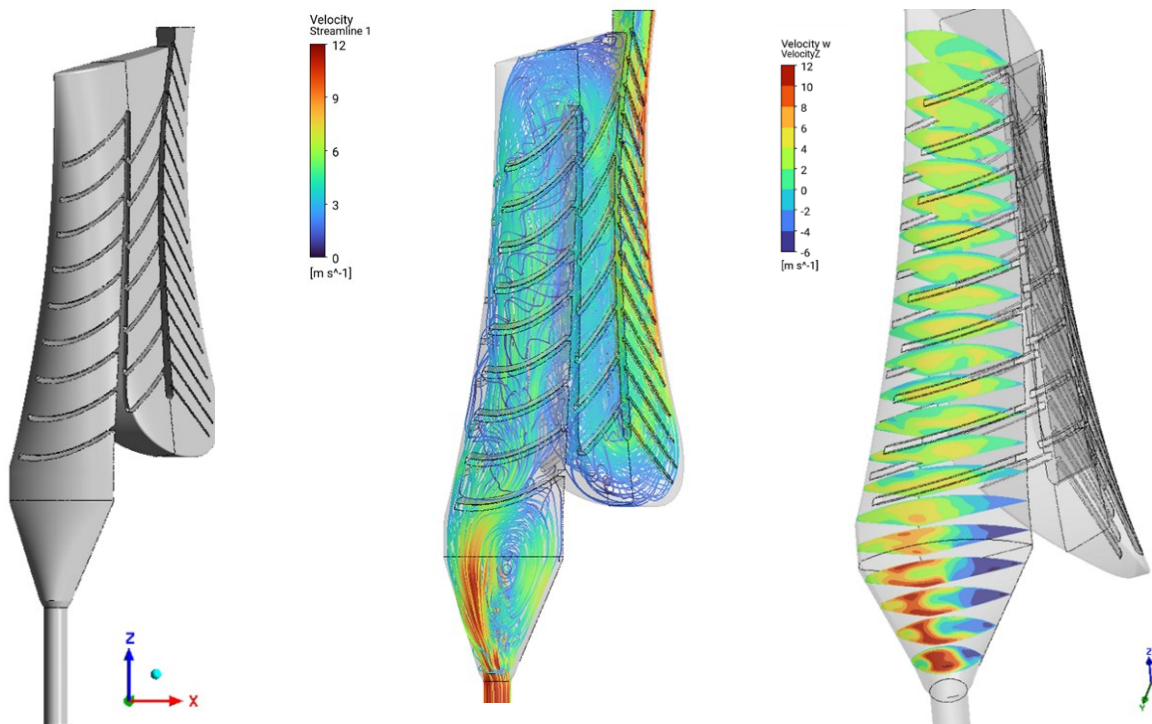


Abbildung 33: Geschwindigkeitsverteilung im ersten Kanal Schaufeldesign I: Kanalgeometrie (Kerngeometrie) (links); Stromlinien mit Geschwindigkeit (Mitte); Geschwindigkeitsverteilung in Schnittebenen (rechts)

## Testgeometrie „Design II“

Basierend auf dem Schaufeldesign I und der BASIS B Geometrie wurde eine Schaufeldesign II entwickelt. Dabei wurden die Vorderkantenrippen und Protrusions in die Kühlkanalgeometrie des Schaufeldesigns I integriert, um die Wärmeübergang zu erhöhen und die Kühllufteffizienz weiter zu steigern. Aufgrund der hohen Komplexität der Geometrie und zusätzlichen Schwierigkeiten bei der Auswertung der Wärmeübergänge auf den Protrusion Geometrien seitens des ITLR, kann ein Test dieser Geometrie nicht auf dem RotRig des ITLR Stuttgart realisiert werden. Das Schaufeldesign II wurde daher nicht mehr weiter verfolgt.

Als Alternative Testgeometrie wurde stattdessen eine Abwandlung der BASIS A Geometrie identifiziert. Diese unterscheidet sich allein im Winkel der schrägen Rippen, welcher von  $60^\circ$  auf  $45^\circ$  geändert wird (Abbildung 34). Damit lässt sich der Einfluss des Rippenwinkels im Vergleich zur BASIS A studieren. Weiterhin kann ein Vergleich zur Anwendungsgeometrie I erfolgen, da hier sehr ähnliche relative Rippengeometrien umgesetzt sind (Rippenwinkel ist bereits  $45^\circ$ ).

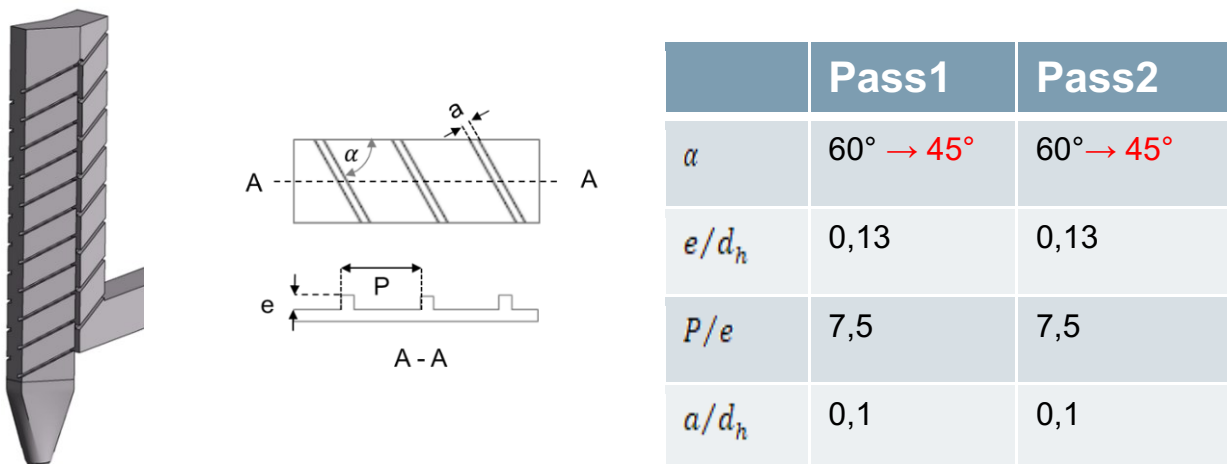


Abbildung 34: Links Kerngeometrie BASIS A; Rechts Anpassung der Rippenwinkel im Parametersatz

Die Testparameter wurden vom Versuch BASIS A & B unverändert übernommen (Tabelle 1).

### AP3.1A4.2 - Post-CFD & Bewertung

Im ITLR Plexiglasmodell des Schaufeldesigns I werden Temperaturen und statischer Druck an vier verschiedenen Stellen im Kühlkanal gemessen (Abbildung 35).

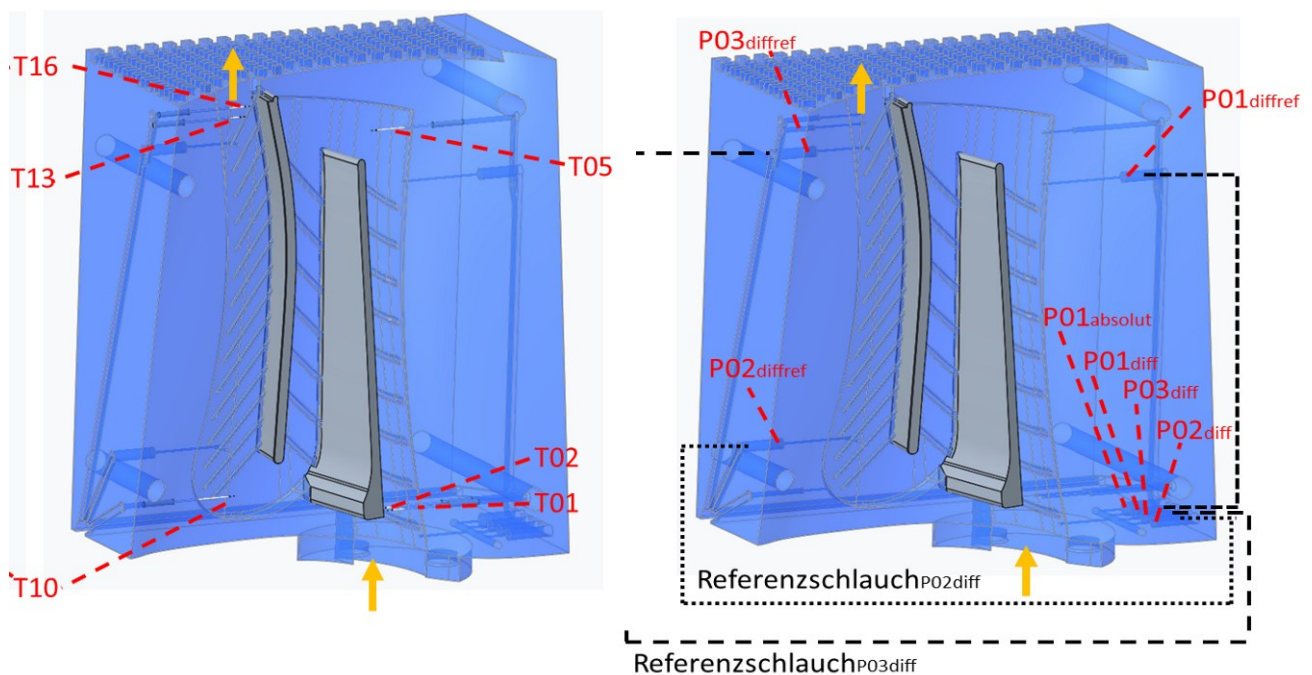


Abbildung 35: Temperaturmessstellen links und Druckmessstellen rechts im Schaufeldesign | Plexiglasmodell

Die Temperaturmessung dient der Bestimmung der Referenztemperatur für die spätere Wärmeübergangsbestimmung und die Druckmessung zur Bestimmung der Druckverluste im Kühlkanal. Der Druck am Eintritt des ersten Kühlkanals wird absolut gemessen ( $P01_{\text{absolut}}$ ) und alle weiteren Drücke als Druckdifferenz zum Eintrittsdruck ( $P01_{\text{diffref}} \dots P03_{\text{diffref}}$ ).

Der mittels CFD berechnete Verlauf des statischen Differenzdrucks entlang des 3 Pass (Abbildung 36) zeigt den Druckaufbau durch Rotation in der ersten Umlenkung von Kanal 1 zu Kanal 2, sowie eine Reduktion des statischen Drucks im 3ten Kanal durch eine Beschleunigung hin zum Austritt. Messung und Rechnung stimmen an den Messpositionen dP01 und dP03 qualitativ gut überein und der Rotationseinfluss wird gut wiedergegen. Position dP02 verzeichnet eine größere Abweichung im Differenzdruck, im rotierenden Fall sogar eine gegenläufige Tendenz.

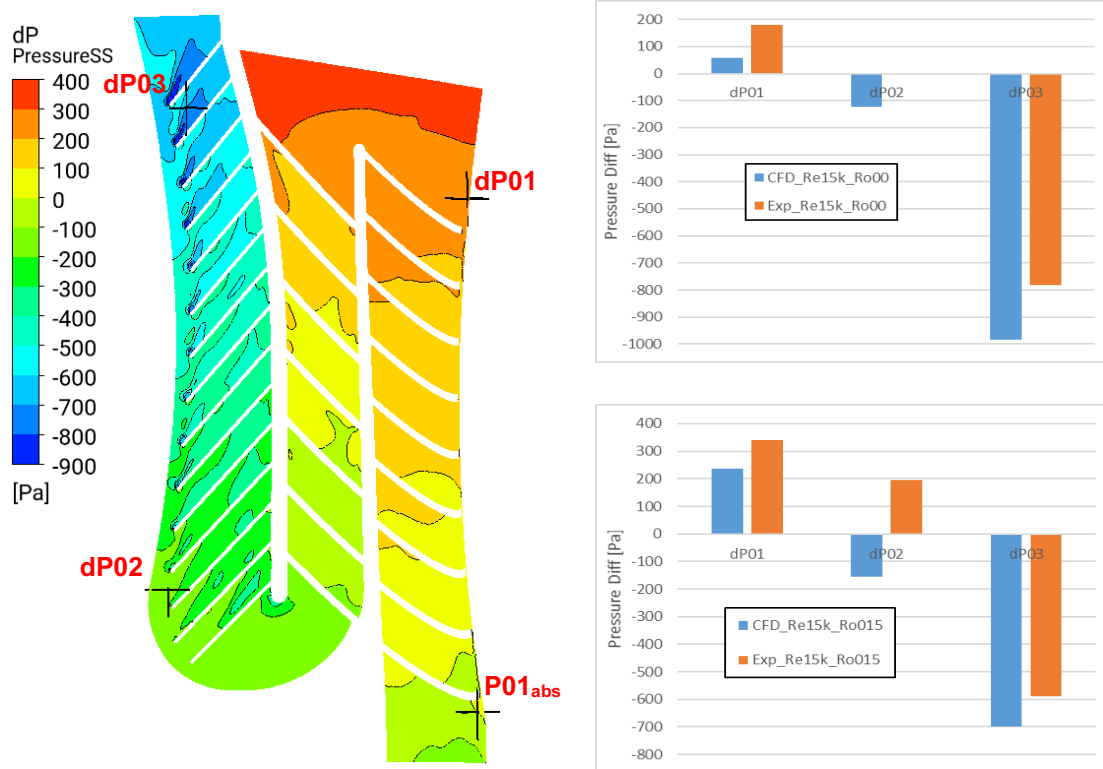


Abbildung 36: CFD Ergebnis der statische Druckdifferenz als 2D Verteilung auf der Kühlkanaloberfläche (links) und an lokalen Messpositionen (dP01...dP03) im Vergleich zur Messung (rechts)

Die Auswertung des Wärmeübergangs im Kühlluftkanal kommt zu dem Ergebnis, dass sowohl das Experiment, wie auch die numerischen CFD Ergebnisse die charakteristischen

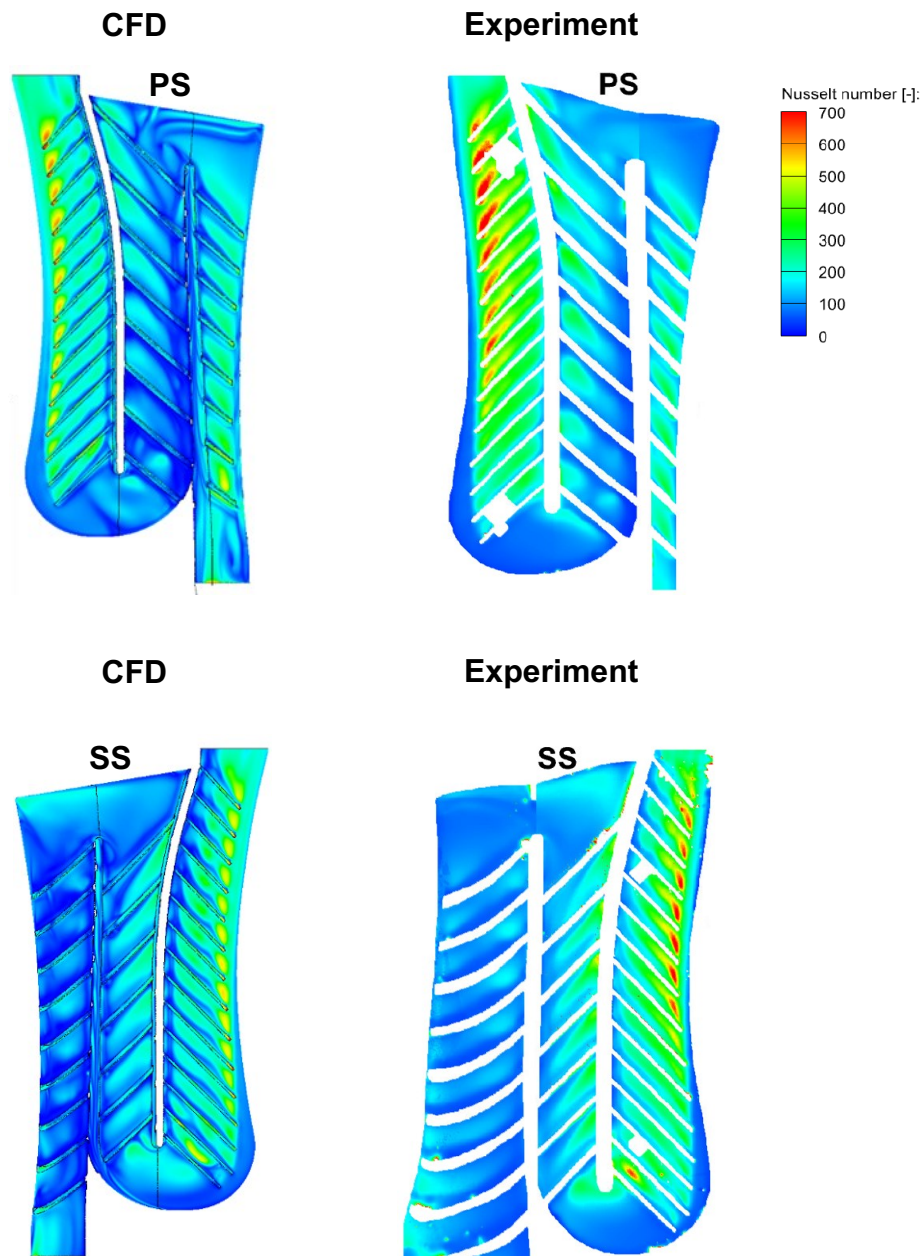


Abbildung 37: 2D Nusseltzahlverteilung auf der Kühlkanaloberfläche aus CFD-Rechnung (links) und dem Experiment (rechts), für den Fall  $Re=15000$ ,  $Ro=0,15$

Nusseltzahlverteilungen eines rotierenden Kühlkanals mit schrägen Rippen wiedergeben (Abbildung 37): Der Wärmeübergang ist auf der Druckseite des 1. Kanals durch die Corioliskraft deutlich erhöht gegenüber der Saugseite. Zusätzlich fördern die schrägen Rippen

hier aufgrund der Form der Querschnittsfläche des 1. Kanals Kühlluft auf die Druckseite, was zu einer Erhöhung des Wärmeübergangs führt und den Unterschied zwischen Druck- und Saugseite weiter erhöht.

Der Corioliseffekt kann ebenfalls im 3. Kanal beobachtet werden, wobei er durch die hohe Beschleunigung der Strömung in radiale Richtung hier weniger zum Tragen kommt. Die in der Auslegung vorgesehene Maximierung des Wärmeübergangs im 3. Kanal durch eine Verengung der Querschnittsflächen im Kühlkanal und die damit verbundene Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit, kann sowohl im Experiment, wie auch in der CFD-Rechnung nachgewiesen werden. Im 2. Kanal führt die Corioliskraft tendenziell zu einer Überhöhung des Wärmeübergangs auf der Saugseite. Dieser Effekt ist hier weniger ausgeprägt als im Fall der BASIS A-Geometrie (Abbildung 22). Die schrägen Rippen sorgen aber auch hier für einen Staupunkteffekt an der rückwärtigen Kanalwand und der damit verbundenen Erhöhung des Wärmeübergangs.

Im direkten Vergleich zeigt die CFD-Rechnung eine gute qualitative Übereinstimmung mit dem Experiment, wobei der Wärmeübergang im Mittel eher geringer ausfällt.

Zusammenfassend konnte am getesteten Modell eine deutliche Verbesserung im Bezug auf die benötigte Kühlluft erreicht werden. Es konnte eine Einsparung der lokalen Kühlluftmenge für die Schaufel von etwa 10% bei gleichbleibenden Thermalspannungen gegenüber einer existierenden Turbinenschaufel nachgewiesen werden. Insgesamt konnte, durch den Zugang zu spezifischeren Validierungsdaten, die Auslegungsfähigkeit von gekühlten Turbinenschaufeln für Niederdruckturbinen verbessert werden und damit auch die Güte der lokalen Materialtemperaturvorhersagen zukünftig gesteigert werden.

## HAP4 Simulationsverfahren und multidisziplinäre Optimierung

### AP4.1A Probabilistische Auslegungsstrategie für instationär beanspruchte Turbinenbauteile

In AP4.1A „Probabilistische Auslegungsstrategie für instationär beanspruchte Turbinenbauteile“ lag der Fokus auf der probabilistischen Untersuchung des Einflusses von kleinen und großen Geometrievariationen einer Schaufel-Scheibe-Verbindung auf deren strukturelle Eigenschaften. Hauptziel des Vorhabens war es, den Designraum der Verbindung optimal zu nutzen, um deren Effizienz zu verbessern sowie die Robustheit des Designs sicherzustellen.

#### **AP4.1.A.2: Definition Zielgeometrie, Lastinformation, deterministisches Modell. Bereitstellung der Daten für TU Dresden**

Dazu wurde ein vereinfachtes Modell für die Untersuchungen ausgewählt, welches jedoch die Komplexität einer Schaufel-Scheibe-Verbindung hinreichend widerspiegelt. Das Modell wurde automatisiert aufgebaut und vernetzt. Für die Studien wurden ca. 24000 quadratische Hexaederelemente verwendet und als Löser kam die von MTU Aero Engines entwickelte, quelloffene Software CalculiX (Dhondt et al., 2025) zum Einsatz.

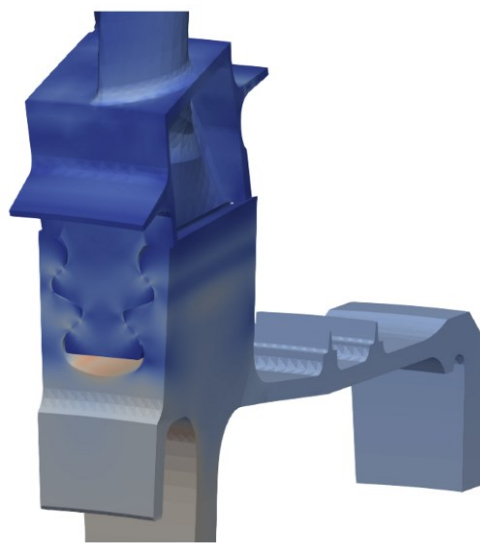


Abbildung 38: Vereinfachtes Modell der Schaufel-Scheibe-Verbindung

Radien, Längen und Winkel von Schaufelfuß und Scheibennut sind geometrisch parametrisiert, sodass Geometrievariationen mit 23 Parametern sowohl im Fertigungstoleranzbereich als auch im größeren Maßstab für eine Optimierung möglich waren. Eine Prozesskette wurde aufgesetzt, welche die Schritte von Parametervariation hin zu einer Auswertung der Spannungsverteilung automatisiert. Abbildung 38 zeigt einen beispielhaften Modellaufbau mit zugehöriger Von-Mises-Spannungsverteilung.

#### **AP4.1.A.3: Evaluierung der bei TU Dresden entwickelten Vorgehensweisen am MTU Modell**

Größere Variationen der Geometrieparameter können dazu führen, dass das Modell physikalisch unmöglich wird. So können Längen, Radien und Winkel des Schaufelfußes beispielsweise nicht beliebig miteinander kombiniert werden. Daher ist ein Mechanismus notwendig, welcher automatisiert eine Anpassung der vorgegebenen Parameter durchführt, sodass eine sinnvolle Geometrie erzeugt werden kann. Dies hat zur Folge, dass viele klassische Methoden zur Sensitivitätsanalyse und Robustheitsbewertung nicht eingesetzt werden können. Stattdessen war eine zweigeteilte Untersuchung notwendig. Zuerst musste anhand einer Optimierung mit großen Geometrievariationen und unter der Bedingung der Fertigbarkeit des Modells sowie strukturmechanischen Aspekten eine optimale Geometrie ermittelt werden. Anhand dieser optimierten Geometrie wurden Sensitivitäts- und Robustheitsbewertungen durchgeführt, bei denen keine großen Abweichungen mehr erlaubt waren, sondern nur geometrische Anpassungen in Bezug auf die Fertigungstoleranzen. Abbildung 39 veranschaulicht die Herausforderung, die sich durch die genannten Geometrieadjustments ergibt, anhand von vier beispielhaften Geometrieparametern. In schwarz sind jeweils die ursprünglichen Realisierungen der Parameter im gewünschten Intervall gezeigt, in blau die angepassten Parameterwerte, die zu einer validen Geometrie geführt haben. Es ist klar erkennbar, dass sich durch die Anpassungen sowohl die Verteilung der Parameter, als auch deren Wertebereiche signifikant ändern, was eine große Herausforderung für die Optimierung bedeutet.

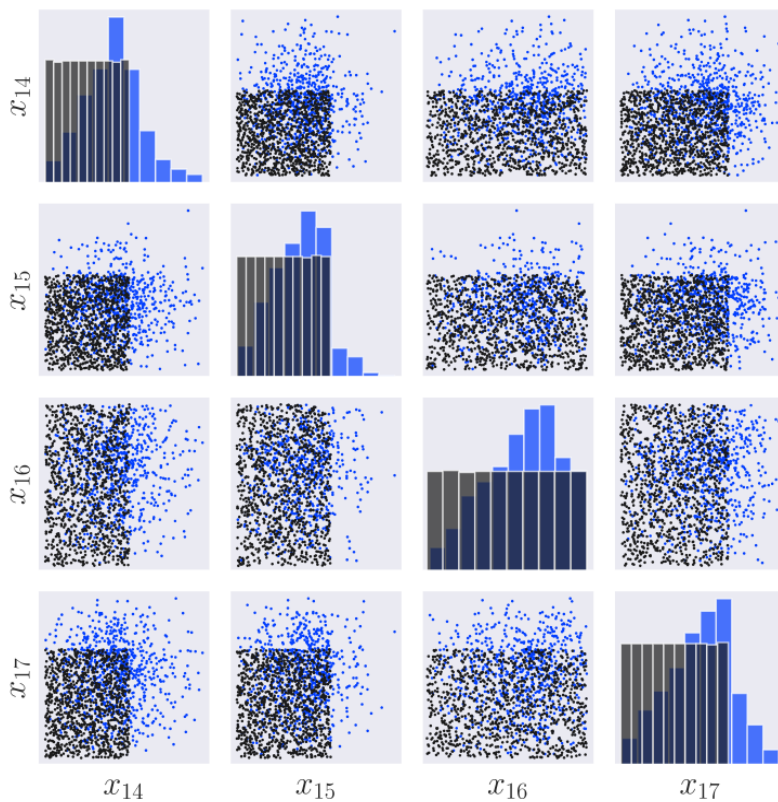


Abbildung 39: Anpassungsverhalten ausgewählter Geometrieparameter

#### AP4.1.A.4: Detaillierte Analyse nach Integration der weiterentwickelten Methoden und sukzessive Übernahme des jeweils aktuellen Entwicklungsstandes der TU Dresden

Das oben beschriebene Vorgehen wurde in einem umfangreichen Fallbeispiel auf die Schaufel-Scheibe-Verbindung angewandt. Für die Untersuchung wurden kritische Stellen im Kontaktbereich der Verbindung ausgewählt. Mittels einem zweistufigen Monte Carlo Samplings zur Minimierung der Spannungen und gleichzeitiger Minimierung des Einflusses von Fertigungstoleranzen konnte ein verbessertes und robusteres Design gefunden werden. Die detaillierte Vorgehensweise zusammen mit den einzelnen Ergebnisse finden sich in der Veröffentlichung (Emmrich et al., 2023). Abbildung 40 veranschaulicht das Vorgehen. Auf der y-Achse der Grafik ist die maximale Von-Mises-Spannung der Verbindung aufgetragen, auf der x-Achse die Streuung dieser Spannung bzgl. Fertigungstoleranzen. Alle Werte sind zur besseren Vergleichbarkeit auf die der Referenzgeometrie normalisiert (grüner Stern bei  $x=1.0$ ,  $y=1.0$ ). Für ein robustes Optimum gilt es beide Größen möglichst klein zu halten. Der Monte Carlo-basierte Ansatz liefert diskrete Realisierungen (hier ge-

zeigt: 100, 1000 und 10000), mittels derer sich eine Pareto-Front abzeichnet, auf der die optimale Lösung als Trade-Off zwischen minimaler Spannung und minimaler Streuung gewählt werden kann. Hier war es möglich, im Vergleich zur Referenz eine erheblich spannungsärmere und robustere Lösung zu finden (rot umrandetes, schwarzes Dreieck). Der Unterschied der beiden Geometrien ist in Abbildung 41 veranschaulicht.

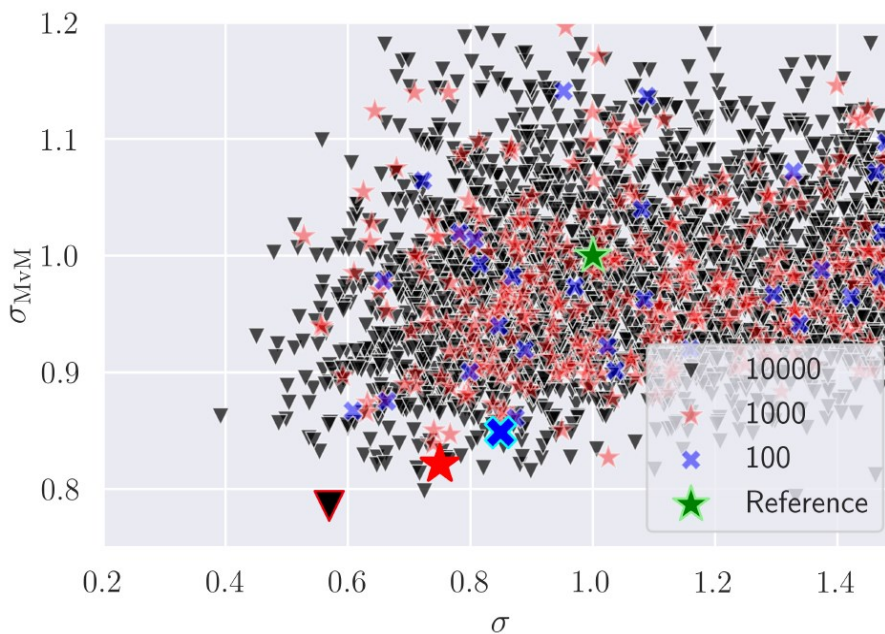


Abbildung 40: Fallbeispiel robuste Optimierung (Minimierung der Kontaktspannungen bei gleichzeitiger Minimierung des Einflusses von Fertigungstoleranzen)

#### AP4.1.A.5: Bewertung Fertigbarkeit des optimierten Modells

Zuletzt wurde die Prozesskette um eine Bewertung der Fertigbarkeit erweitert. Die Grundlage für die Berechnung lag auf einem vereinfachten empirischen Modell, das die Schnittkräfte bestimmt. Eine zeit- und rechentechnisch aufwändige 3D Simulation des gesamten Fertigungsprozesses ist für eine probabilistische Untersuchung für eine große Anzahl an Samples nicht sinnvoll. Mittels der vereinfachten Simulation des Fertigungsprozesses konnte die Geometrie auf Fertigbarkeit untersucht werden. Es ist daher möglich, das Design bezüglich der häufigsten Probleme, die durch den Fertigungsprozess auftauchen, schon im Vorfeld besser einzuschätzen und gegebenenfalls weiter zu optimieren.

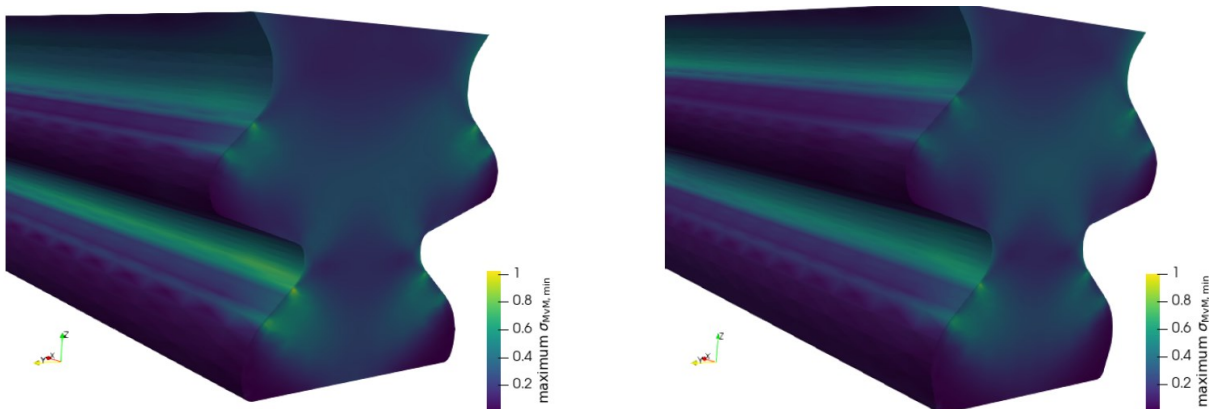


Abbildung 41: Von-Mises-Spannungsverteilung von Referenzgeometrie (links) und optimierter Geometrie (rechts)

#### AP4.1.A.6: Anwendungsregeln

Die entwickelte Vorgehensweise und Methodik beschränkt sich in ihrer Anwendung nicht auf das hier untersuchte Problem der Schaufel-Scheibe-Verbindung. So wurde die Anwendbarkeit auf andere geometrisch parametrisierte Modelle diskutiert. Aus den Untersuchungen konnten außerdem Anwendungsregeln abgeleitet werden (Variationsbereich der Parameter, Anzahl notwendiger Realisierungen für das Metamodell, Anzahl an Monte Carlo Ziehungen für die Optimierung), die auch für andere Problemstellungen eine Ausgangsbasis darstellen.

Anhand einer strukturmechanischen Problemstellung einer Schaufel-Scheibe-Verbindung wurde eine stochastische Auslegungsmethodik entwickelt, die eine verbesserte Modellierung ermöglicht, verbunden mit der Option, Konservatismen zu reduzieren. Das zweistufige Optimierungsvorgehen basiert auf Metamodellen sowie der Monte Carlo Methode und stellt in dieser Kombination eine innovative und effiziente probabilistische Methode dar. Die Methodik ermöglicht aber auch die Aufnahme mehrerer Betriebspunkte und kann somit instationäre Effekte im Lastwechselbetrieb in der robusten Optimierung berücksichtigen.

## AP4.8A Verbesserte numerische Berechnung von Innenströmungssystemen

### **AP4.8A1: Bereitstellung Testfälle und Berechnung mit konventioneller Turbulenzmodellierung**

In diesem Arbeitspaket wurden geeignete Test- und anwendungsnahe Validierungsfälle definiert (AP1.1). Diese Testfälle kamen sowohl aus vorhergehenden und parallelen technologischen Vorhaben, als auch aus der freien Literatur und wurden definiert, um so nahe wie möglich an typischen Innenströmungen von gekühlten Schaufeln zu sein. Es wurde darauf geachtet, dass die genaue Geometrie, die kompletten Randbedingungen und die Messdaten von den Testfällen verfügbar waren.

Diese Validierungsfälle wurden mit konventioneller RANS-Modellierung ( $k-\omega$  SST) und dem CFD-Code ANSYS CFX gerechnet (AP1.2) und mit Messdaten verglichen (AP1.3). Dafür wurde der Wärmeübergangskoeffizient bzw. die Nusseltzahl ausgewertet und mit den bestehenden Messdaten verglichen. Es wurde darauf geachtet, dass die Nusseltzahl in der CFD und im Experiment so ähnlich wie möglich definiert wurde.

Als erster Testfall wurde der ITLR-RotRig Basis A ausgewählt. Diese Geometrie reproduziert ein klassisches Innenkühlkonzept eines 2-Passsystems mit Rippenturbulatoren (Abbildung 42).

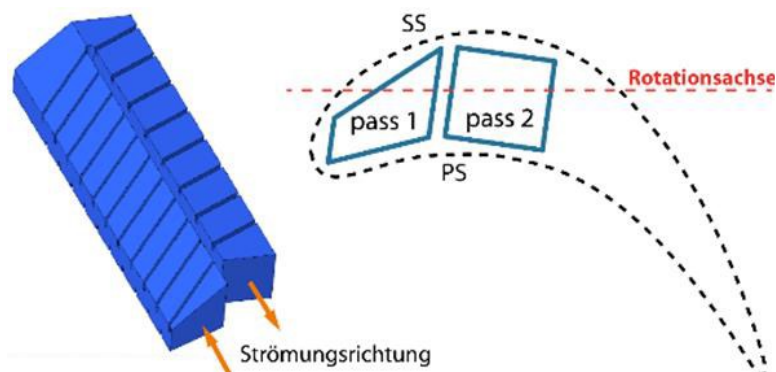


Abbildung 42: Rotierender 2-Pass-Kühlkanal mit parallelen quadratischen 45°-Rippen (ITLR RotRig-BasisA)

Im Rahmen des Projektes wurde in AP3.1A „Wärmeübertragung bei fortschrittlichen Kühlkonzepten zur Minimierung des Kühlluftmassenstroms“ die Wärmeübergangsverteilung an

der Druckseite & Saugseite (Abbildung 43: rote Fläche) mit Hilfe einer mitrotierenden Kamera und Flüssigkristallen gemessen. Diese Messungen wurden mit verschiedenen Testparametern (Reynolds- und Rotationszahl) und 3 Anstellwinkeln des Kühlkanal-Modells gegenüber der Rotationsachse durchgeführt (Abbildung 43).

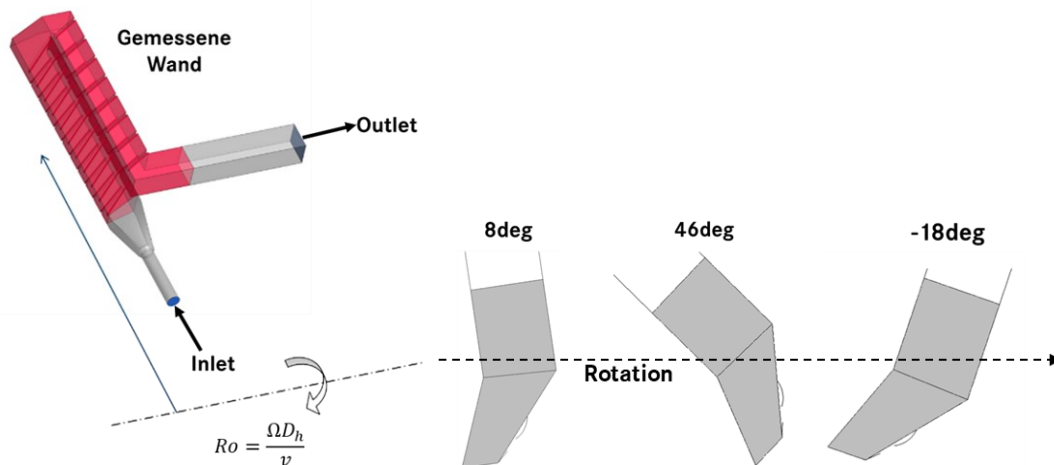


Abbildung 43: CFD-Modell des RotRig.

Für die numerischen Strömungssimulation wurden alle gemessenen Betriebspunkte und Anstellwinkel genutzt. Das CFD-Gebiet umfasst die 2 berippten Kanäle und den Trichter am Eintritt. Dieses wurde mit Tetraelementen und mit Prismenschichten an der Wand vernetzt, um eine genaue Simulation der Strömung in der Wandnähe zu erreichen ( $Y^+ < 1$ ).

Die CFD-Ergebnisse zeigen eine gute Vorhersage des Wärmeübergangs. Die Abweichung mit den Messdaten liegt in den meisten Fällen unter 20% (Tabelle 3).

Außerdem werden die Strömungsstruktur und ihre Auswirkungen auf den Wärmeaustausch gut vorhergesagt.

Die größten Abweichungen waren an der Saugseite des Einlasses und an der Druckseite des zweiten Kanals zu beobachten (Abbildung 44). Diese zeigen die Grenzen der konventionellen RANS-Modellierung (SST) auf, Ablösungen, die durch die Rotation stromabwärts des Trichters und der Umlenkung verstärkt werden, korrekt vorherzusagen.

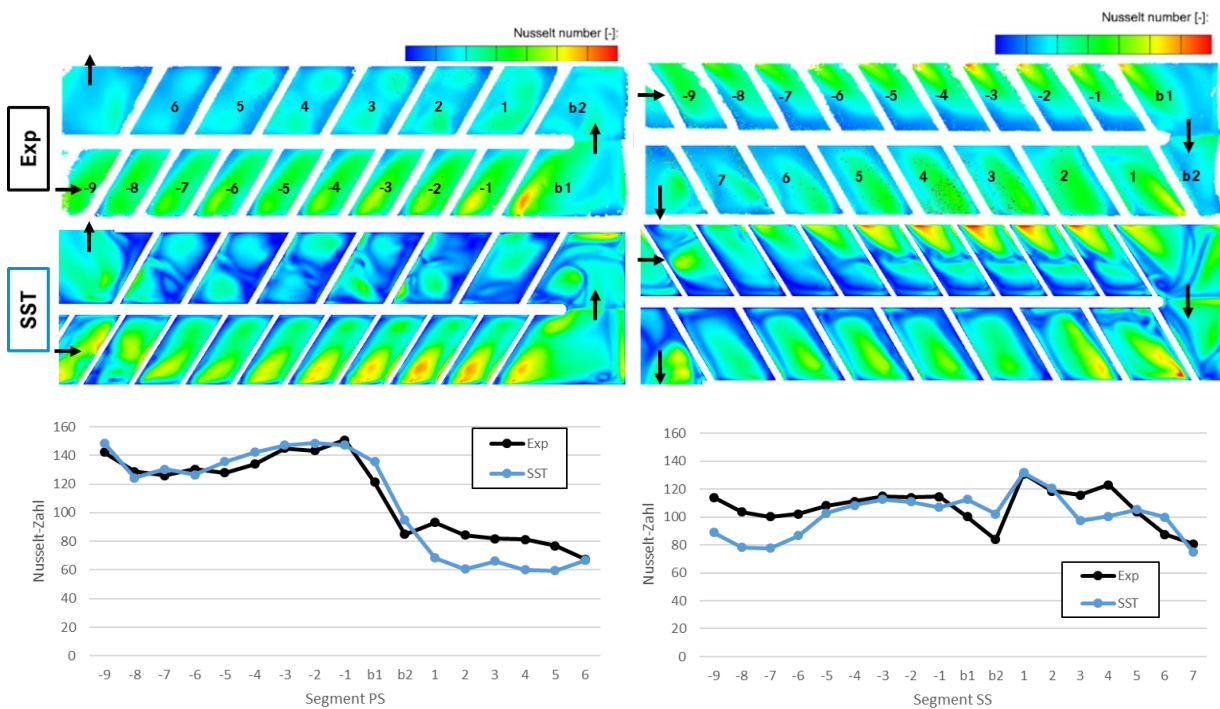


Abbildung 44: Nusselt-Zahl an der Druck- und Saugseite für die Konfiguration ( $8^\circ$  Anstellwinkel ;  $Re=15e3$  ;  $Ro=0.15$ )

Tabelle 3: Nusselt-Zahl-Vorhersage mit dem SST-Modell: Abweichung vom Experiment

Nu-Zahl: CFD Abw. Von den Exp [%]				
Re	Ro	$8^\circ$	$-18,5^\circ$	$46^\circ$
7500	0	18%	-	-
7500	0,15	17%	15%	30%
7500	0,3	21%	20%	31%
7500	0,5	-	21%	25%
15000	0	12%	-	-
15000	0,15	11%	13%	24%
15000	0,3	10%	12%	24%
15000	0,5	16%	11%	15%
30000	0	12%	-	-
30000	0,15	19%	23%	20%
30000	0,3	14%	28%	19%

Als zweiter Testfall wurde eine klassische Prallkühlung mit einer Multi-Loch-Fläche aus der Literatur untersucht (L. W. Florschuetz, 1981). Der Testfall besteht aus einer Prallplatte, an der der Wärmeübergang gemessen wird und aus verschiedenen austauschbaren Lochplatten, die in einstellbarem Abstand zur Messplatte positioniert sind. Die verschiedenen Konfigurationen sind in Tabelle 4 & Abbildung 45 im Detail dargestellt (I = ausgerichtete Löcher, S = versetzte Löcher). Alle 4 Konfigurationen wurden mit dem RANS-SST-Modell

gerechnet und den Wärmeübergang, welcher sowohl im Experiment, als auch in der CFD über 30 Bereiche an der Prallfläche ausgewertet wurde (3 pro Strahl), verglichen.

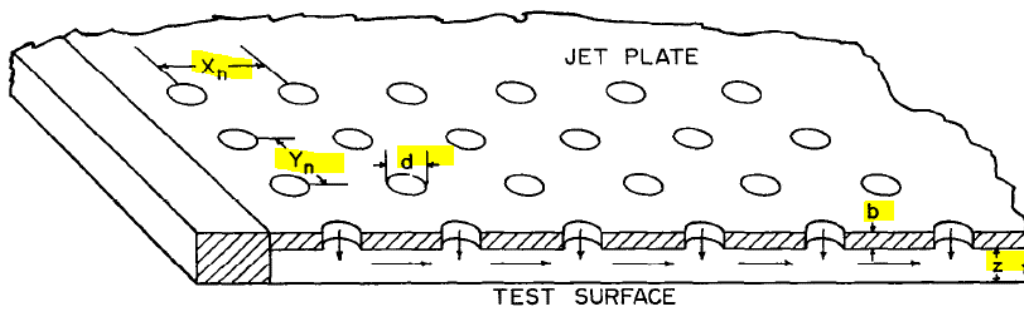


Abbildung 45: Geometrie des Testfall (Florschuetz, 1981)

Tabelle 4: Untersuchte Konfigurationen

	d (mm)	$x_n/d$	$y_n/d$	$z_n/d$	Pattern	Reynolds-Zahlen
D_10_8_3_I	3.81	10 (38.1mm)	8 (30.48mm)	3 (11.43mm)	I	4700, 19600, 53200
D_5_4_1_I	7.62	5 (38.1mm)	4 (30.48mm)	1 (7.62mm)	I	4800, 11500, 20900, 34500
D_5_4_3_I	7.62	5 (38.1mm)	4 (30.48mm)	3 (22.86mm)	I	4900, 15000, 34700
D_5_4_3_S	7.62	5 (38.1mm)	4 (30.48mm)	3 (22.86mm)	S	5200, 17200, 37700

Das Rechengebiet besteht aus einer Reihe von 10 Löchern mit periodischen Randbedingungen in der y-Richtung (Abbildung 46) und wurde ebenfalls mit Tetraelementen und mit Prismenschichten an der Wand vernetzt, um eine genaue Simulation der Strömung in der Wandnähe zu erreichen ( $Y^+ < 1$ ) (Abbildung 47).

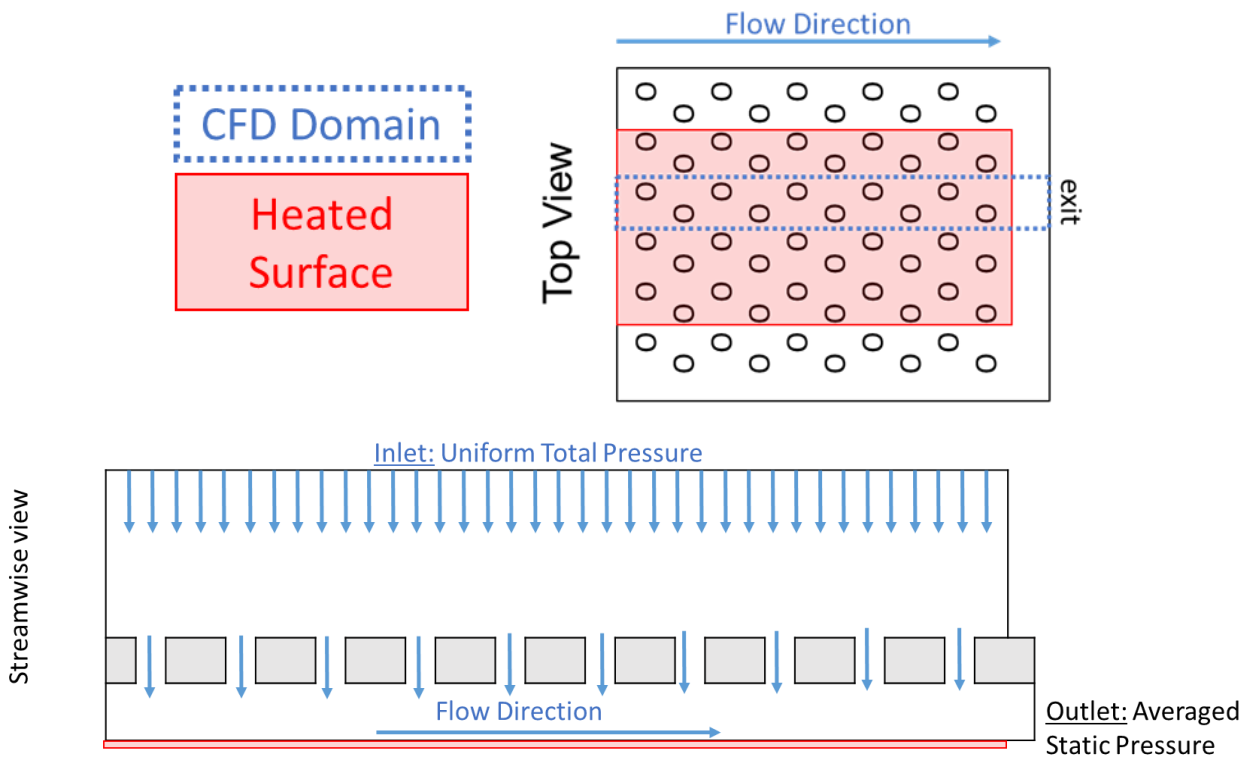


Abbildung 46: CFD-Rechengebiet (Draufsicht (oben rechts), Schnittdarstellung durch eine Lochreihe (unten))

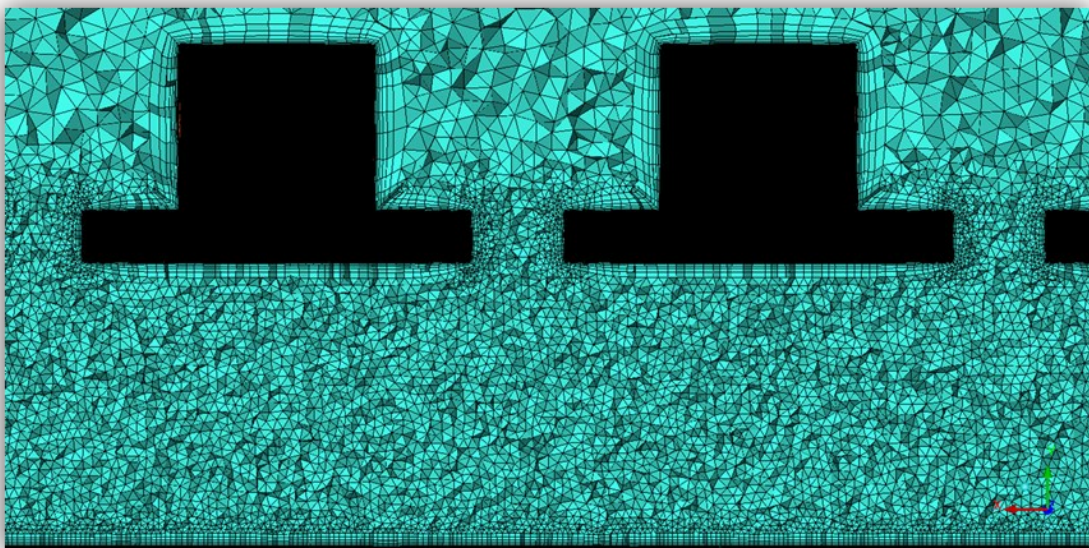


Abbildung 47: Tetra-Netz mit Prismenschichten

Die CFD-Ergebnisse zeigen eine gute Vorhersage des Wärmeübergangs. Die Abweichung von den Messdaten liegt in den meisten Fällen unter 20% (Tabelle 5).

Auf den ersten Segmenten (1-15) überwiegt der Einfluss des Strahlaufpralls auf den Wärmeübergang gegenüber dem Einfluss der axialen Sekundärströmung, was sich in einem Maximum des Wärmeübergangs unter dem Prallloch und einem Minimum zwischen den Pralllöchern zeigt (Abbildung 48). Dabei verschieben sich die Maxima und Minima zunehmend in Strömungsrichtung, da die Prallstrahlen durch immer höhere Axialgeschwindigkeit im Kanal in Strömungsrichtung abgelenkt werden. Weiter stromabwärts (16-30) wird der Einfluss der axialen Strömung auf den Wärmeübergang dominant, da die Strahlen abgelenkt werden, bevor sie auf die Platte treffen können. Dies ist auf die Zunahme der axialen Strömung zurückzuführen, die durch die weiter stromaufwärts liegenden Löcher gespeist wird. Die Wärmeübergangsverteilung auf der Grundplatte ist in diesem Bereich deutlich gleichmäßiger und ähnelt immer mehr einer reinen Kanalströmung. Durch die stetige Massenstromzunahme in der Axialströmung steigt der Wärmeübergang bis zum Austritt immer weiter an. Dieser Effekt ist deutlich in Konfiguration (D\_5\_4\_1\_I, Abbildung 48) zu erkennen, die den geringsten Abstand zwischen den Löchern und der Platte aufweist und somit eine schnellere axiale Strömung begünstigt.

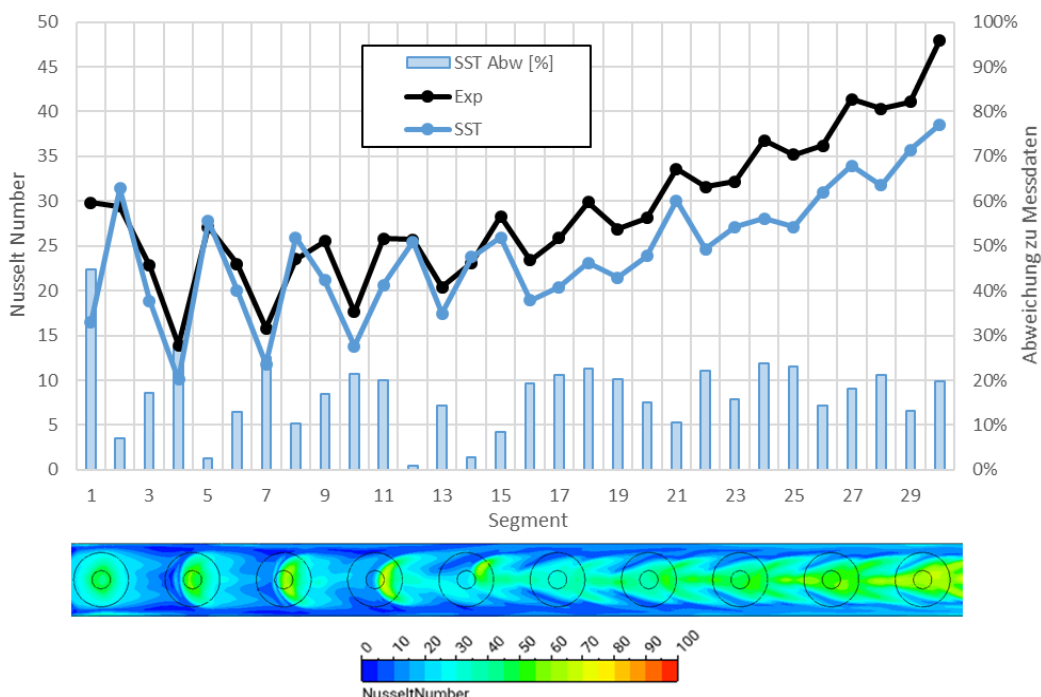


Abbildung 48: Wärmeübergang SST/Exp. für die Konfiguration D\_5\_4\_1\_I Re=4800

Der von der CFD vorhergesagte geringere Wärmeübergang lässt sich dadurch erklären, dass das SST-Modell die Vermischung zwischen den kalten Luftstrahlen und der bereits im Kanal vorhandenen warmen Luft unterschätzt. Die lokalen Maxima und Minima werden vom SST-Modell übertrieben dargestellt, da es nicht in der Lage ist, sekundäre Strömungen – wie die Mischungszonen zwischen den Strahlen und der axialen Strömung – realistisch abzubilden.

Dieser Effekt ist in Konfiguration D\_5\_4\_3\_S (Abbildung 49) noch deutlicher zu erkennen, in der die versetzte Anordnung der Löcher die Wechselwirkung zwischen den Strahlen und der axialen Strömung verstärkt. Es werden vor allem im Bereich der Lochreihe 3 & 4 (Segmente 7-12) Maxima und Minima von der CFD überschätzt, da an dieser Stelle schon eine signifikante Axialströmung vorhanden ist, welche mit den Prallstrahlen interagiert.

Obwohl das SST-Modell gute Vorhersagen des Wärmeübergangs liefert, zeigt es Schwächen in Bereichen mit komplexen Strömungen. Der Einsatz hochwertigerer Turbulenzmodelle kann hier in Betracht gezogen werden, um die Vorhersagen zu verbessern.

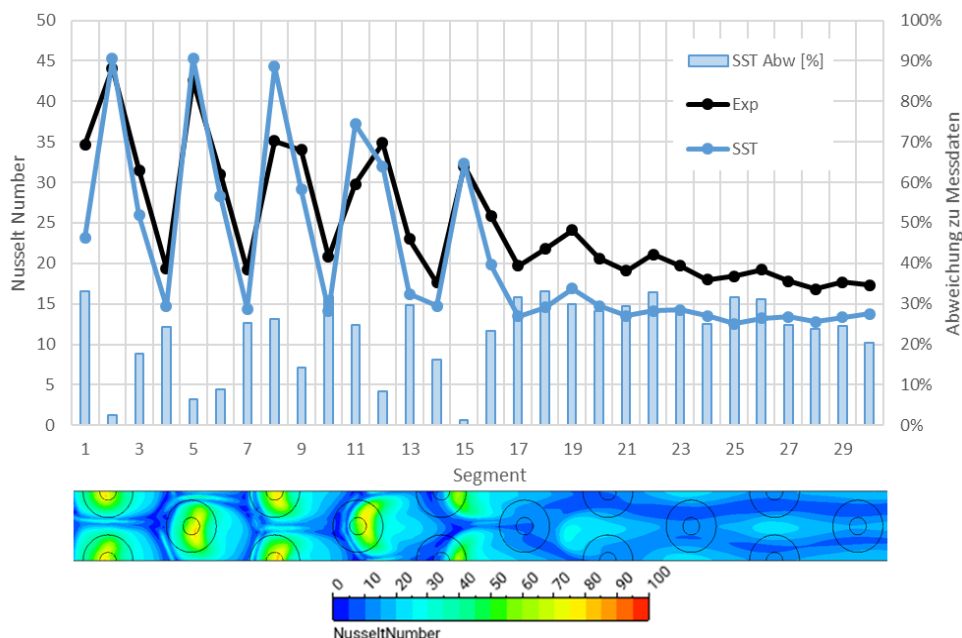


Abbildung 49: Wärmeübergang SST/Exp. für die Konfiguration D\_5\_4\_3\_S Re=5200

Tabelle 5: Wärmeübergang: Abweichung von den Experimenten über alle Segmente

Re	xn/d	yn/d	zn/d	Pattern	Abw.CFD/Exp
4700	10	8	3	I	-19%
19600	10	8	3	I	-10%
53200	10	8	3	I	-3%
4800	5	4	1	I	-15%
11500	5	4	1	I	-8%
20900	5	4	1	I	-1%
34525	5	4	1	I	5%
4900	5	4	3	I	-11%
15500	5	4	3	I	1%
34700	5	4	3	I	6%
5200	5	4	3	S	-15%
17200	5	4	3	S	-5%
37700	5	4	3	S	2%

Diese Rechnungen bilden die Ausgangsbasis für die weitergehenden Berechnungen mit skalenauflösenden Verfahren (SRS) in AP2 und mit dem erweiterten RANS-Turbulenzmodell in AP4.

#### AP4.8A2: Rechnungen mit komplexeren Modellierungsansätzen (SRS)

In diesem Arbeitspaket wurde das Potential der SRS-Modellierung für die in AP4.8A1 definierte Testfälle untersucht. Ansys CFX bietet mehrere skalenauflösende Methoden an, vom Scale Adaptive Simulation (SAS), die vom SST-Modell abgeleitet ist, bis hin zu komplexeren Ansätze wie dem SBES, das RANS- und LES-Modelle kombiniert (Abbildung 50).

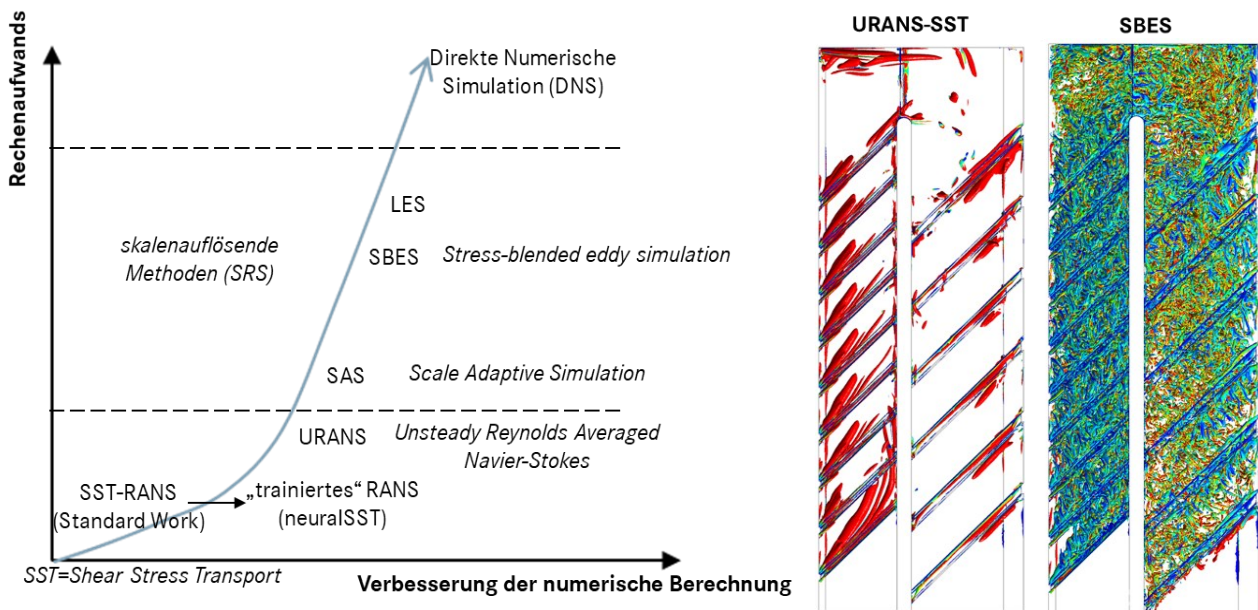


Abbildung 50: Verbesserung der Turbulenzmodellierung

Der rotierende, berippte 2-Pass-Kühlkanal (ITLR-RotRig Basis A), wurde mit SRS-Modellen gerechnet (SBES, SAS, BSLRSM, BSLEARSM, SST-Geko).

Im Bericht werden die Ergebnisse der SAS und SBES Turbulenzmodelle im Vergleich zum SST-RANS Modell und dem Experiment vorgestellt. Im Gegensatz zu den anderen Turbulenzmodellen konnten mit den SAS und SBES-M Turbulenzmodellen signifikant bessere Ergebnisse im Vergleich zum SST-RANS Modell erzielt werden, und daher werden nur diese im Folgenden detailliert dargestellt.

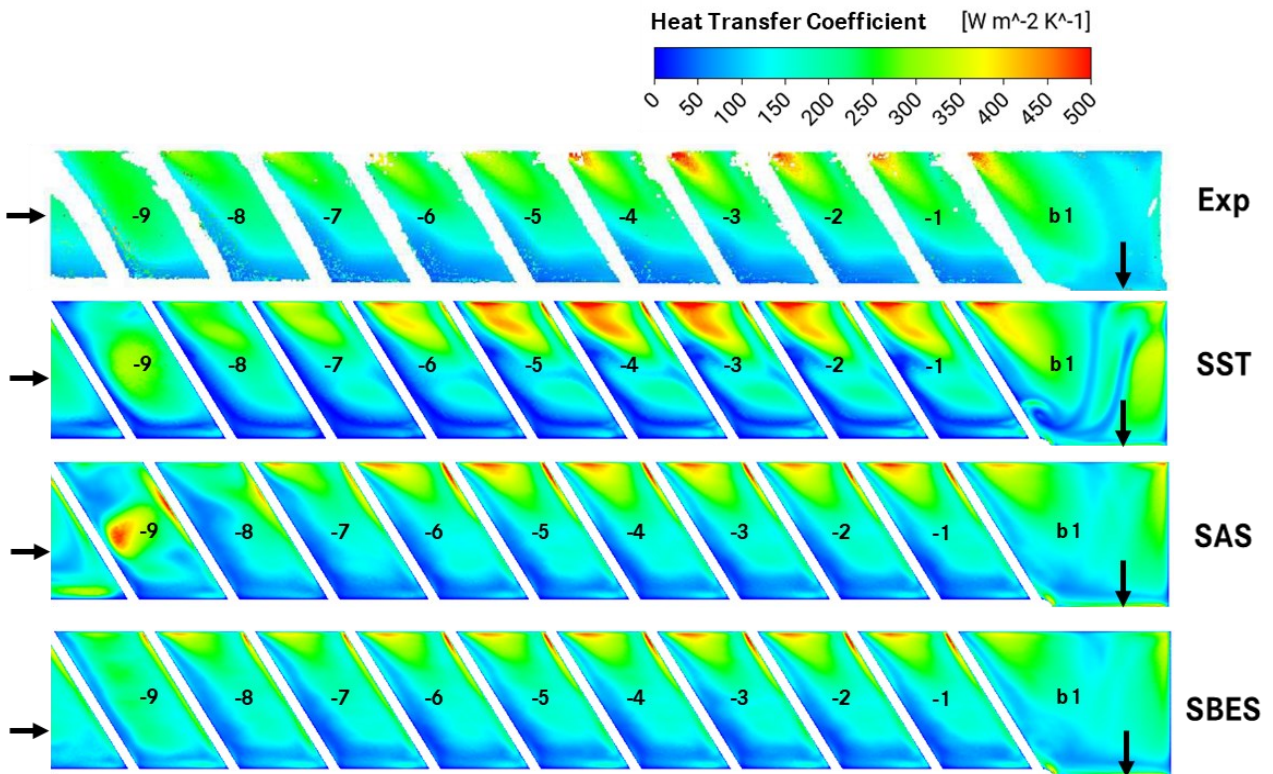


Abbildung 51: Wärmeübergangskoeffizient an der Saugseite des Kanals 1 ( $Re=15k$  ;  $Ro=0.15$ )

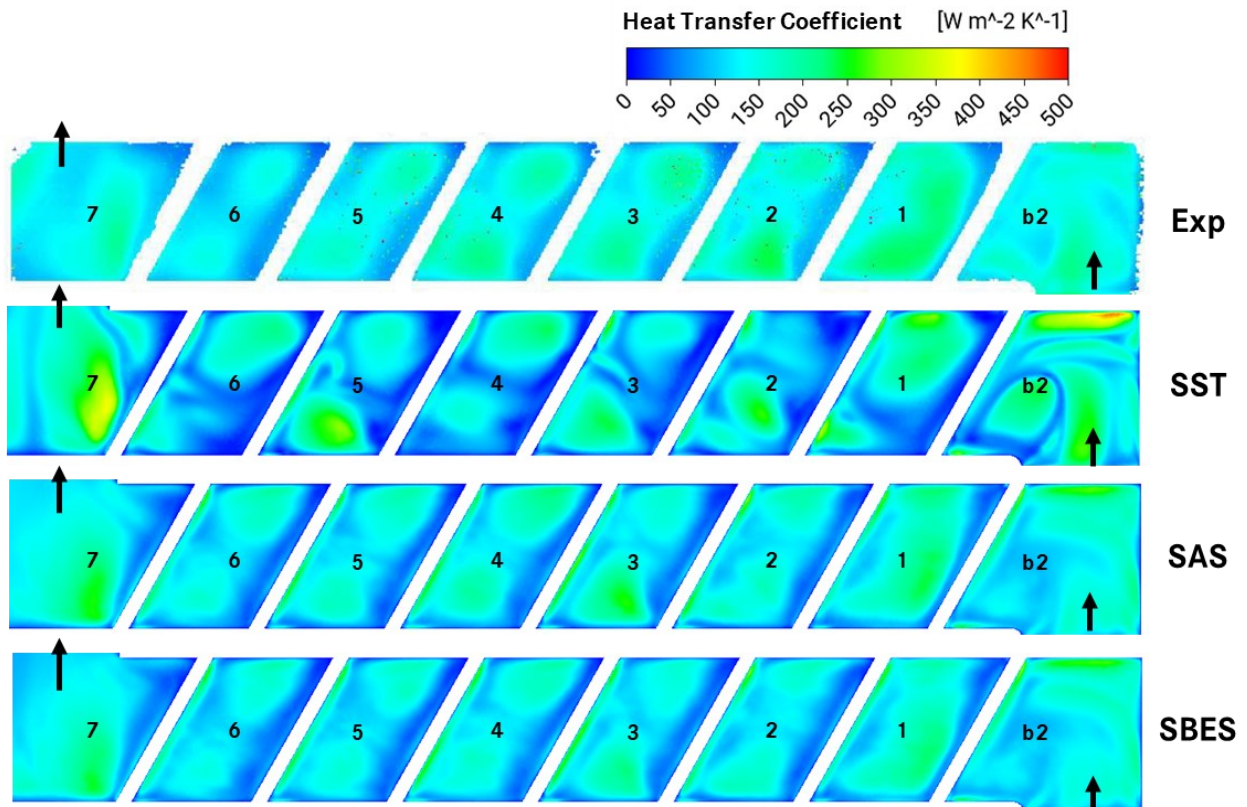


Abbildung 52: Wärmeübergangskoeffizient an der Druckseite des Kanals 2 ( $Re=15k$  ;  $Ro=0.15$ )

Durch eine feinere Auflösung der turbulenten Strömungen liefern die SRS-Modelle (SAS & SBES) eine bessere Vorhersage der Strömungsstruktur als das SST-Modell (Abbildung 51 & 52).

Insbesondere an der Druckseite des Kanals 2, wo die Strömung aufgrund der Rotation in einigen Stellen ablöst. Diese Ablösungen werden deutlich besser mit den SRS-Modellen als mit dem SST-Modell vorhergesagt.

Mit dem SAS-Modell wird die Ablösung im Trichter, die aufgrund der Rotation verursacht wird, überschätzt. Die Ablösung beeinflusst den Wärmeübergang bis zum Segment -8 im Kanal 1 (Abbildung 51). Dieser Einfluss ist in den Messungen und SST & SBES- Modellen nicht zu sehen.

Tabelle 6: Evaluation der Wärmeübergangsvorhersage mit dem SAS-Modell im Vergleich zum SST-Modell für das RotRigBasis A bei verschiedenen Reynolds- und Rotation-Zahlen

Re	Ro	Abw. Von den Exp [%]		Evaluation. E=	
		8°	46°	8°	46°
7500	0	14%	-	-0,22	-
7500	0,15	13%	18%	-0,23	-0,38
7500	0,3	12%	22%	-0,37	-0,26
7500	0,5	-	19%	-	-0,18
15000	0	8%	-	-0,34	-
15000	0,15	9%	13%	-0,13	-0,44
15000	0,3	9%	12%	-0,12	-0,47
15000	0,5	11%	12%	-0,24	-0,14
30000	0	7%	-	-0,42	-
30000	0,15	10%	14%	-0,49	-0,30
30000	0,3	7%	18%	-0,52	-0,05

Da das SAS-Modell mit geringerem Berechnungsaufwand als das SBES-Modell vielversprechende Ergebnisse lieferte, wurden mit diesem alle Reynolds- und Rotation-Zahlen für die Konfigurationen mit 8° und 46° Anstellwinkel gerechnet. Die Wärmeübergangsvorhersage wurde sowohl mit den Experiment als auch mit den SST-Ergebnissen verglichen und mit Hilfe eines Faktors (E) bewertet (Tabelle 6):  $E < 0$ : Das SAS-Modell verbessert die SST-Ergebnisse und  $E > 0$ : Das SAS-Modell verschlechtert die SST-Ergebnisse.

Das SAS Modell zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den Experimenten auch in den Bereichen mit starken Krümmungen, wie in den Umlenkungen und in den Bereichen mit Ablösungen, die durch die Rotation und die Rippen verursacht werden.

Es bietet eine gute Näherung für turbulente Strukturen verglichen mit LES (Large Eddy Simulation), mit reduziertem Berechnungsaufwand im Vergleich zur LES.

### Prallkühlung mit einer Multi-Loch-Fläche (Florschuetz):

Das SAS-Modell ist besser geeignet um die Wärmeübergänge in Bereichen vorherzusagen, in denen die Wechselwirkungen zwischen den Strahlen und der axialen Strömung stark ausgeprägt sind. Die Wärmeübergänge, die mit dem SST-Modell im hinteren Teil des Kanals unterschätzt wurden, werden hier besser vorhergesagt (Tabelle 7).

Diese Verbesserung ist insbesondere bei Konfiguration D\_5\_4\_3\_S (Abbildung 53) zu beobachten, in der die versetzte Anordnung der Löcher die Wechselwirkung zwischen den Strahlen und der axialen Strömung verstärkt. In den anderen Konfigurationen werden nur geringe Verbesserungen beobachtet.

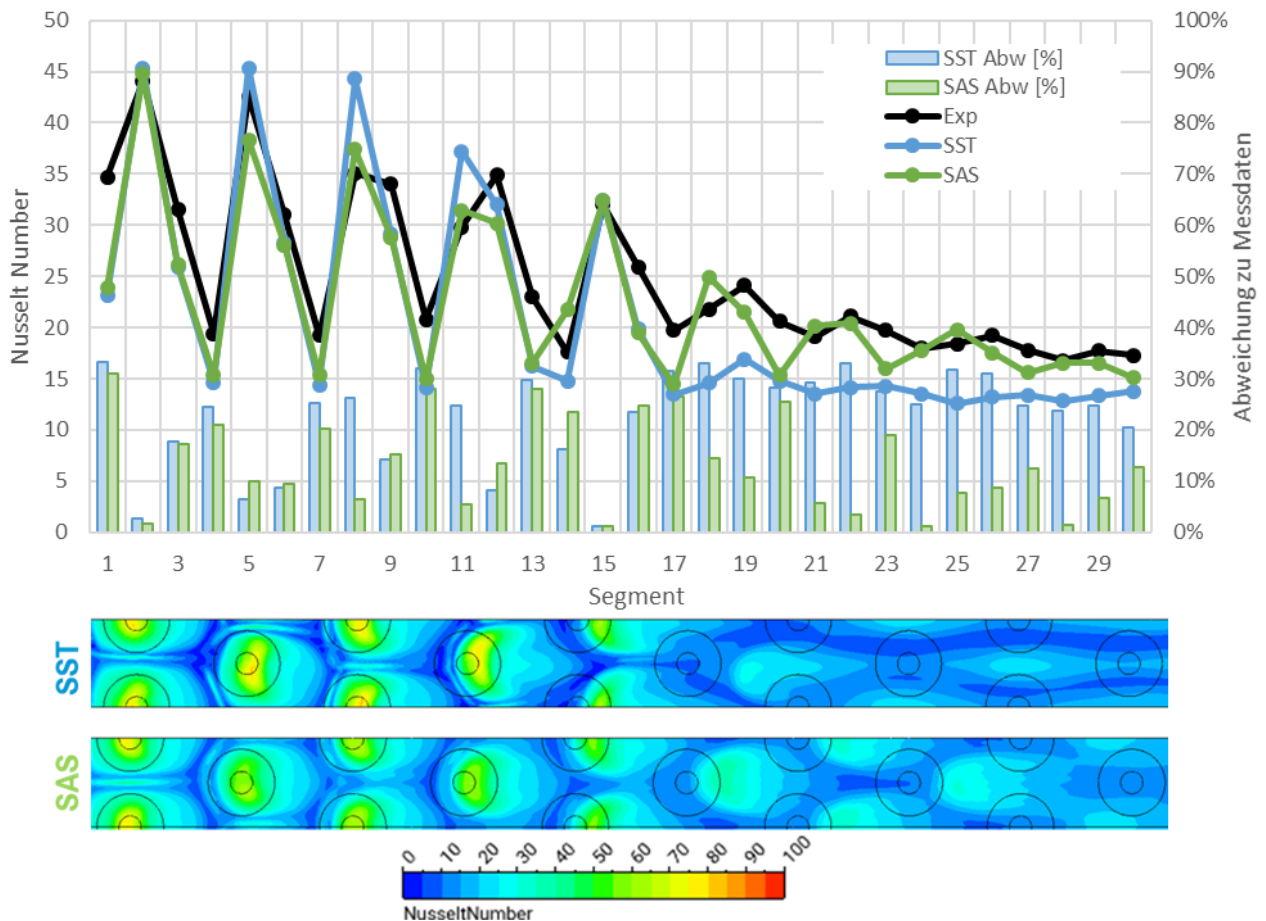


Abbildung 53: Wärmeübergangsvorhersage für die Konfiguration D\_5\_4\_3\_S\_Re=5200 mit dem SST- und SAS-Modell

Tabelle 7: Evaluation der Wärmeübergangsvorhersage mit dem SAS-Modell im Vergleich zum SST-Modell für die Prallkühlung mit einer Multi-Loch-Fläche

Re	xn/d	yn/d	zn/d	Pattern	Evaluation E=
4700	10	8	3	I	-0,03
19600	10	8	3	I	-
53200	10	8	3	I	-
4800	5	4	1	I	-0,07
11500	5	4	1	I	-
20900	5	4	1	I	-
34525	5	4	1	I	-
4900	5	4	3	I	-0,09
15500	5	4	3	I	-
34700	5	4	3	I	-
5200	5	4	3	S	-0,39
17200	5	4	3	S	-0,24
37700	5	4	3	S	-0,01

#### AP4.8A3: Übertragung und Testen der erweiterten RANS-Turbulenzmodellierung

In diesem Arbeitspaket wurde das erweiterte Turbulenzmodell, welches beim ITLR im Rahmen des AP4.8b entwickelt wurde, in die CFD-Umgebung (Ansys CFX) der MTU implementiert.

Das erweiterte RANS-Turbulenzmodell „neuralSST-Modell“, welches von Mandler (ITLR) entwickelt wurde, ist eine Erweiterung des SST-Modells von (Menter, 1994). Es verwendet die Ergebnisse von Direct Numerical Simulation, um für bestimmte Problemklassen die Ergebnislösung des SST-Modells zu verbessern.

### **SST-Modell:**

Das SST-Modell von (Menter, 1994) ist ein Wirbelviskositätsmodell, das die Reynolds-spannungen mit der folgenden Gleichung mit den mittleren Deformationsraten verbindet:

$$\rho \overline{u_i u_j} = -\mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

$U_i$  sind die mittleren und  $u_i$  die fluktuierenden Geschwindigkeitskomponenten. Der Querstrich steht für eine Zeit- oder Ensemblemittelung.  $k$  ist die turbulente kinetische Energie und  $\delta_{ij}$  ist das Kroneckersymbol.

Die Wirbelviskosität  $\mu_t$  wird im SST-Modell mit Hilfe der folgenden Beziehung ermittelt:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\max(\omega; F_2 S / a_1)}$$

Die Größe  $\omega$  ist ein Maß für die Frequenz der energietragenden Turbulenzwirbel.  $S$  ist der Betrag der Deformationsrate, mit der folgenden Definition:

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

$a_1=0.31$  ist eine Modellkonstante und  $F_2$  eine Übergangsfunktion, die den sogenannten „Shear Stress Limiter“ auf den wandnahen Bereich begrenzt:

$$F_2 = \tanh(G^2)$$

$$G = \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta \omega n}; \frac{500\mu}{\rho n^2 \omega} \right)$$

$n$  ist der Abstand normal zu einer Wand und  $\mu$  die molekulare Viskosität. Die Werte der turbulenten kinetischen Energie werden aus der folgenden halbempirischen Transportgleichung ermittelt:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_k - \rho \beta k \omega$$

$\sigma_{k3}$  und  $\beta$  sind empirische Konstanten. Die Produktionsrate der turbulenten kinetischen

Energie wird wie folgt modelliert:

$$\tilde{P}_k = \min(P_k; c_l \rho \varepsilon)$$

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$$

In Ansys CFX wird die Produktionsrate auf 10 mal den Wert der Dissipationsrate von  $k$  begrenzt, das heißt es gilt  $cl=10$ . Diese Begrenzung sorgt dafür, dass in Gebieten mit hohen Deformationsraten (Staupunkte) keine unrealistisch hohen Werte der Wirbelviskosität entstehen.

Die Turbulenzfrequenz  $\omega$  wird im SST-Modell aus der folgenden Gleichung ermittelt:

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho}{\mu_t} \alpha_3 \tilde{P}_k - \beta_3 \rho \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\omega \sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

Die ersten drei Glieder auf der rechten Seite der Gleichung sind analog zur  $\omega$ -Gleichung des  $k$ - $\omega$ -Modells von (Wilcox, 2006); der letzte Term stammt aus der Transformation der  $\varepsilon$ -Gleichung des  $k$ - $\varepsilon$ -Modells von (Launder & Spalding, 1974) in eine  $\omega$ -Gleichung. Die Funktion  $F_1$  aktiviert diesen Term in den äußeren Bereichen von Wandscherschichten; sie wandelt das  $k$ - $\omega$ -Modell in ein  $k$ - $\varepsilon$ -Modell. Die Definition von  $F_1$  lautet:

$$F_1 = \tanh F^4$$

$$F = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta \omega n}; \frac{500\mu}{\rho n^2 \omega} \right); \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega 2} n^2 E_{k\omega}} \right]$$

$$E_{k\omega} = \max \left( \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 1 \times 10^{-10} \right)$$

Die Modellkoeffizienten  $\alpha_3$ ,  $\beta_3$ , und  $\sigma_{\omega 3}$  werden aus den empirischen Koeffizienten des  $k$ - $\omega$ - und  $k$ - $\varepsilon$ -Modells wie folgt berechnet:

$$\varphi_3 = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \varphi_2$$

Tabelle 8 enthält die empirischen Koeffizienten des SST-Modells.

Tabelle 8: Empirische Koeffizienten des SST-Modells

	Index 1 - $k$ - $\omega$	Index 2 - $k$ - $\varepsilon$
$\beta$	0.09	0.09
$\alpha_i$	0.56	0.44
$\beta_i$	0.0750	0.0828
$\sigma_{ki}$	1.176	1.000
$\sigma_{\omega i}$	2.0	1.168

### neuralSST-Modell:

Im neuralSST-Modell wird die Wirbelviskositätsbeziehung zuerst in der folgenden Form beschrieben:

$$\frac{-\rho \overline{u_i u_j}}{k} + \frac{2}{3} \delta_{ij} = \frac{2\mu_t}{\rho k} S_{ij}$$

Dann wird die rechte Seite mit einem Zeitmaß der energietragenden Wirbel,  $\tau \propto k/\varepsilon$  erweitert:

$$\frac{-\rho \overline{u_i u_j}}{k} + \frac{2}{3} \delta_{ij} = \frac{2\mu_t}{\rho k \tau} \tau S_{ij}$$

Im  $k$ - $\varepsilon$ - und  $k$ - $\omega$ -Turbulenzmodell ist der Term, der das Produkt aus der Deformationsrate und dem turbulenten Zeitmaß multipliziert, eine Konstante:

$$\frac{2\mu_t}{\rho k \tau} = 2c_\mu$$

Im linearen neuralSST-Modell ist der Term eine Funktion von fünf Parametern, die aus DNS-Simulationen abgeleitet werden:

$$\frac{2\mu_t}{\rho k \tau} = g_1(\lambda_i)$$

Für die Reynoldsspannungen folgt dann:

$$\frac{-\rho \overline{u_i u_j}}{k} + \frac{2}{3} \delta_{ij} = g_1(\lambda_i) \tau S_{ij} = g_1(\lambda_i) T_{ij}$$

Die dimensionslosen Parameter  $\lambda_i$  sind als Funktion von Strömungsgrößen definiert. Bei der Ableitung der Funktion  $g_1$  wurden zur Bestimmung der Parameter  $\lambda_i$  DNS-Daten sowie vertrauenswürdige Ergebnisse anderer skalenauflösender Simulationen benutzt. Bei der Simulation mit CFD-Programmen werden die Parameter  $\lambda_i$  jedoch aus den Ergebnissen der CFD-Simulation bestimmt. Um die daraus resultierenden Unterschiede auszugleichen, werden im neuralSST-Modell Korrekturterme in die Modellgleichungen für  $k$  und  $\omega$  eingefügt („residualbased correction“). Die Modellgleichungen lauten dann wie folgt:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_k - \rho \beta k \omega + R_k$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho}{\mu_t} \alpha_3 \tilde{P}_k - \beta_3 \rho \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\omega \sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\rho R_k}{\mu_t}$$

Die Korrekturterme sind wie folgt definiert:

$$R_k = \frac{\rho k}{\tau} h_1$$

Die Funktion  $h_1$  wird, analog zur Funktion  $g_1$ , aus DNS-Daten abgeleitet.

### **Implementierung:**

Die Wirbelviskositätsbeziehung des neuralSST-Modells wird in Ansys CFX als eine Korrektur des SST-Modells implementiert:

$$-\rho \overline{u_i u_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = 2\mu_{t,SST} S_{ij} + 2(\mu_{t,NM} - \mu_{t,SST}) S_{ij}$$

In der Gleichung steht  $\mu_{t,NM}$  für die Wirbelviskosität des neuralSST-Modells nach erfolgter Realisierbarkeitskorrektur.

Der zweite Term auf der rechten Seite der obigen Gleichung, die Differenz der Wirbelviskositäten zwischen dem neuralSST- und dem Original-SST-Modell, wird als Quellterm in die Impulsgleichungen eingebracht. Die Korrekturterme in den  $k$ - und  $\omega$ -Gleichungen werden ebenfalls als zusätzliche Quell- bzw. Senkenterme eingebaut.

Die Robustheit und Stabilität des Modell wurde mit einfachen Testfällen von ISimQ verifiziert (Xia, Cheng, Han, & Mao, 2020).

#### AP4.8A4: Vergleichsrechnungen anwendungsnaher Konfigurationen

In diesem Arbeitspaket wurde das in CFX implementierte erweiterte Modell (nSST) mit den im AP4.8A1 definierten Testfällen getestet.

Das nSST-Modell verhält sich sehr ähnlich dem SST-Modell und bringt keine Verbesserung bei der Strömung im zweiten Kanal (Abbildung 54). Das Modell überschätzt sogar die Turbulenz, insbesondere im ersten Kanal stromabwärts der Turbulatoren. Die gleichen Beobachtungen konnten bei Prallkühlungen gemacht werden.

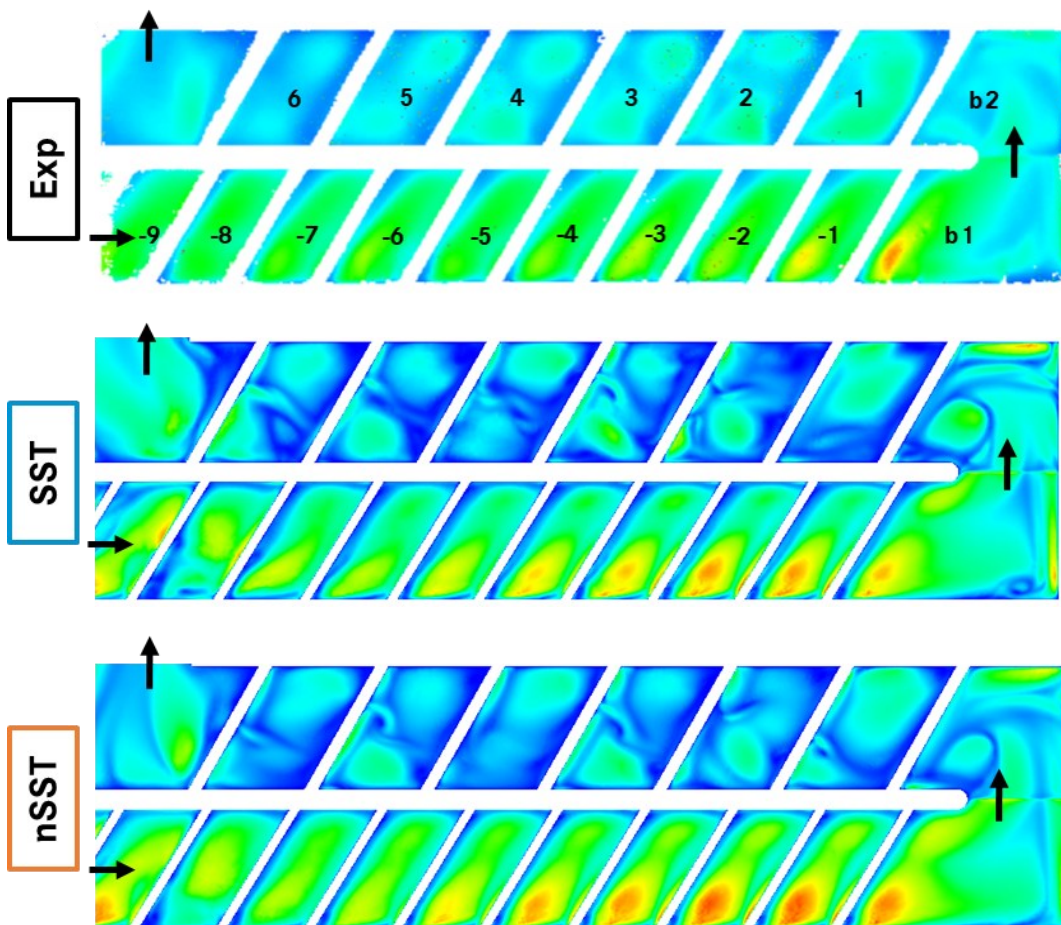


Abbildung 54: Wärmeübergangskoeffizient an der Druckseite ( $Re=15k$  ;  $Ro=0.15$ )

Dies lässt sich dadurch erklären, dass das Modell mit einem einfacheren Fall von periodischen Hügeln und einer anderen Reynolds-Zahl trainiert wurde.

Das Training des nSST-Modells mit verschiedenen Fällen und unterschiedlichen Reynolds-Zahlen wurde vom ITLR getestet, erwies sich jedoch als kontraproduktiv.

Tatsächlich hebt jedes neue Training die durch vorherige Trainings erworbenen Eigenschaften wieder auf. Diese Einschränkung verhindert, dass das trainierte Modell die Schwächen des SST-Modell ausgleichen kann.

Die Tabelle 9 zeigt die Verbesserung bzw. Verschlechterung der Vorhersagen des Wärmeübergangs mit dem nSST-Modell im Vergleich zum SST-Modell und zu den experimentellen Daten.

E = -1: Das nSST-Modell stimmt perfekt mit den Experimentellen Daten überein.

E = 0: Das nSST-Modell liefert die gleichen Ergebnisse wie das SST-Modell.

E > 0: Das nSST-Modell ist schlechter als das SST-Modell.

Das Modell verbessert die Vorhersagen nur lokal und nur für bestimmte Reynolds-Zahlen. Der Einfluss der Turbulatoren auf den Wärmeübergang nimmt mit zunehmender Reynolds-Zahl ab. Dieser Effekt ist in den experimentellen Daten deutlich sichtbar, jedoch weder im SST-Modell und seiner RM-CC-Variante noch im nSST-Modell erkennbar. Nur das SAS-Modell sagt diesen Rückgang voraus (Abbildung 55).

Tabelle 9: Bewertung des nSST-Modells für den RotRig-Testfall

Re	Ro	Evaluation. E=		
		8°	-18,5°	46°
7500	0	-0,39	-	-
7500	0,15	-0,23	-0,18	-0,26
7500	0,3	-0,44	-0,36	-0,05
7500	0,5	-	-0,26	-0,08
15000	0	0,09	-	-
15000	0,15	0,32	0,11	-0,29
15000	0,3	0,27	-0,07	-0,19
15000	0,5	-0,21	-0,26	-0,06
30000	0	0,84	-	-
30000	0,15	0,51	0,44	0,29
30000	0,3	0,60	0,43	0,32

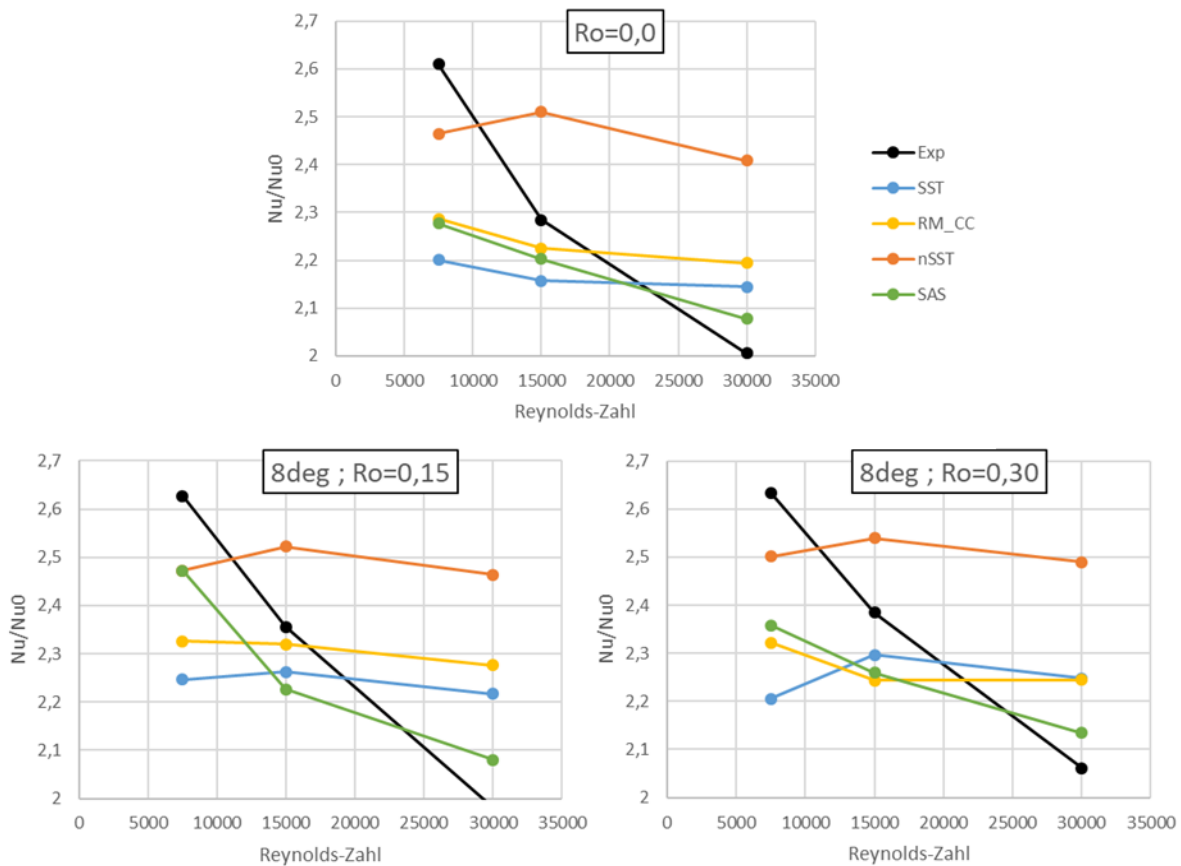


Abbildung 55: Ergebnisse der untersuchten Turbulenzmodelle für die mittlere Wärmeübergangserhöhung ( $Nu/Nu_0$ ) im Kanal in Abhängigkeit der Reynoldszahl

Insgesamt kann man schlussfolgern, dass der Einsatz von nSST Modellen in diesem spezifischen Fall, mit den ausgewählten, vereinfachten Trainingsfällen zu keinem besseren Ergebnis führte, als die schon im Einsatz befindenden SST-Modelle. Unter anderem kann dies auf die Komplexität der geometrischen Randbedingungen zurückgeführt werden. Eine globale Verbesserung des Ergebnisses im Bezug auf die Abweichung vom Experiment konnte mit aufwändigeren SAS-Berechnungen erzielt werden, die bei Bedarf eingesetzt werden können. Es konnte weiterhin gezeigt werden, wie wichtig der Einfluss eines geeigneten Trainingsfalls für die Anwendbarkeit eines mit neuronalem Netz erweiterten Turbulenzmodells ist. Dies sind wichtige Erkenntnisse für die Auswahl von zukünftigen Anwendungen der neuronalen Netze.

## Literaturverzeichnis

- Choi, E. Y., & Choi, Y. D. (2013). Effect of Dimple Configuration on Heat Transfer Coefficient in a Rib-Dimpled Channel. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* Vol 27, S. 653-659.
- Deng, H., Qiu, L., Tao, Z., & Tian, S. (2013). Heat transfer study in rotating smooth square U-duct at high rotation numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 66, S. 733-744.
- Dhondt, Guido and Wittig, Klaus. "CalculiX: A free software three-dimensional structural finite element program." <https://www.calculix.de>. Aufgerufen am 16.06.2025
- Emmrich, E., Voigt, M., Hörmann, J. M., Bruder, L., & Mailach, R. (2023). Surrogate-Based Robust Optimization of a Blade-Disk Interface. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Boston, Massachusetts, USA.
- Florschuetz, L. W. Truman, C. und Metzger, D. E. (1981): Streamwise Flow and Heat Transfer Distributions for Jet Array Impingement with Crossflow. *ASME Journal of Heat Transfer*, 103, S. 337-342
- Gee, D. L., & Webb, R. L. (1980). Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 23, S. 1127-1136.
- Hosseinalipour, S. M., Shahbazian, H. R., & Sunden, B. (2018). Experimental investigations and correlation development of convective heat transfer in a rotating smooth channel. *Experimental Thermal and Fluid Science* 94, S. 316-328.
- Launder, B. E., & Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 3, Issue 2*, 269-289.
- Ligrani, P. (2013). Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling. *International Journal of Rotating Machinery Volume 2013*.
- Menter, F. R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal, Vol. 32*, 1598-1605.
- Wilcox, D. C. (2006). *Turbulence Modeling for CFD, (Third Edition)*. La Canada CA: DCW Industries, Inc.

Xia, Z., Cheng, Z., Han, X., & Mao, J. (2020). VLES turbulence modelling for separated flow simulation with OpenFOAM. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics* 198.