

Verbundvorhaben:

ROBOFLEX – Robuste Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz

Teilvorhaben 1.1b:

„Spalteinfluss im Verdichter“

Abschlussbericht

Förderkennzeichen: O3EE5013A

Durchführende Stelle:

RWTH Aachen

Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen

Institutsleitung: Univ.-Prof. Dr.-Ing. P. Jeschke

Bearbeiter: J. Deutsch

Aachen, Dezember 2023

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Klimaschutz

Die Verantwortung für den Inhalt
dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Firma/Einrichtung: Institut für Strahlantriebe und **Förderkennzeichen:** O3EE5013A
Turbomaschinen der RWTH Aachen

Akronym/Titel Vorhaben: ROBOFLEX – Robuste Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz,
Teilvorhaben 1.1b: „Spalteinfluss im Verdichter“

Laufzeit Vorhaben: 01.01.2020 – 30.06.2023

Berichtszeitraum: 01.01.2020 – 30.06.2023

Institutsleiter: Univ.-Prof. Dr.-Ing- P. Jeschke

Telefon: 0241 80 95500

Unterschrift:

1	Kurzdarstellung.....	4
1.1	Aufgabenstellung.....	4
1.2	Voraussetzungen	6
1.3	Planung und Ablauf	7
1.4	Wissenschaftlicher und technischer Stand	8
1.5	Zusammenarbeit	10
2	Eingehende Darstellung	11
2.1	Verwendung der Zuwendung.....	11
2.2	Ergebnisse und Gegenüberstellung zu den vorgegebenen Zielen	12
2.2.1	AP 1.1b.1: Grundlagen und generischer Testfall	12
2.2.1.1	Recherche der Grundlagen.....	12
2.2.1.2	Recherche, Aufbereitung und Auswahl geeigneter Testfälle.....	13
2.2.1.3	RANS-Parameterstudie zur Quantifizierung des Einfluss auf den Spaltwirbel.....	19
2.2.1.4	Durchführung einer höherwertigen Simulation zur Erzeugung von Referenzdaten.	24
2.2.2	AP 1.1b.2: Akademisches Rig.....	27
2.2.2.1	Auswahl des Testfalls	27
2.2.2.2	Aufbau der Parameterstudie	28
2.2.2.3	Identifizierung der wichtigsten Einflussfaktoren.....	29
2.2.3	AP 1.1b.3: Mehrstufiger Verdichter	30
2.2.4	AP 1.1b.4: Verbesserungsmaßnahmen	30
2.2.4.1	Auswahl des Profils und Aufbau des Testfalls	30
2.2.4.2	LES-Simulationen.....	32
2.2.4.3	IDDES-Simulation.....	34
2.2.4.4	Auswertung und Vergleich der Simulationsergebnisse.....	35
2.2.5	Zusammenfassung.....	41
2.3	Fortschritt auf dem Gebiet bei anderen Stellen.....	42
2.4	Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen	43
3	Literaturverzeichnis	44
4	Abbildungsverzeichnis.....	49
5	Tabellenverzeichnis	51

1 Kurzdarstellung

1.1 Aufgabenstellung

In dem Teilprojekt 1.1b „Spalteinfluss im Verdichter“ des Verbundvorhabens „ROBOFLEX – Robuste Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz“ wurden am Institut für Strahltriebe und Turbomaschinen der RWTH Aachen University (IST) vier Arbeitspakete bearbeitet. Das Vorhaben wurde in enger Abstimmung mit dem Industriepartner MTU Aero Engines AG durchgeführt, sodass sich die Arbeiten der Teilarbeitspakete AP1.1a und AP1.1b des Gesamtvorhabens ergänzen. Im folgenden Bericht werden die Ergebnisse der folgende Arbeitspakete vorgestellt:

- a) AP1.1b.1: Grundlagen und generischer Testfall
- b) AP1.1b.2: Akademisches Rig
- c) AP1.1b.3: Vielstufige Verdichter
- d) AP1.1b.4: Weitere Verbesserungsmaßnahmen

Zukünftige Turbomaschinenanwendungen in Kraftwerken oder Antrieben müssen unter auch unter Teillast hohe Wirkungsgrade erreichen sowie einen stabilen Betrieb gewährleisten. Aktuelle Auslegungsverfahren von Turbomaschinen zielen vermehrt auf die korrekte Wiedergabe des Design Zustandes ab, weshalb sie im Rahmen dieses Vorhabens auch für den Off-Design Zustand untersucht wurden.

Eine Auslegungsgröße, die einen großen Einfluss auf die Effizienz und Stabilität von Axialverdichtern besitzt, ist der Radialspalt von Rotorschaufeln und Cantilever-Statorschaufeln. Durch die Überströmung von Druck- zur Saugseite bilden sich in der Schaufelpassage und dahinter hoch 3-dimensionale Strömungsfelder. Ihre Ausbreitung und Ausmischung mit der Hauptströmung haben einen wesentlichen Einfluss auf die Verlustproduktion eines Gitters.

Zur Auslegung von modernen Turbomaschinen werden Reynolds-averaged Navier Stokes (RANS) Simulationen eingesetzt. Diese bilden die turbulenten Schwankungen in der Strömung mit semi-empirischen Turbulenzmodellen ab. Aufgrund der im Turbulenzmodell verwendeten Modellannahmen sind die von der Spaltströmung verursachten Verluste sehr abhängig von der Modellauswahl. Die Turbulenz im Wirbel weicht vom isotropen Zustand ab, sodass die in der eingesetzten Modellierungsansätze an ihre Grenzen stoßen.

Das Projekt dreht sich dabei um die Beantwortung der folgenden zwei Fragestellungen:

1. Inwiefern können geänderte geometrische Abbildung des Spalts, Anpassung der Netzaufteilung und die Verwendung verschiedener Modellierungsansätze helfen, die Spaltströmung genauer mittels RANS wiederzugeben?
2. Wie geben hochwertigere, skalenauflösende Simulationsmethoden, wie z. B. Large Eddy Simulation (LES), die Spaltströmung wieder?

Die Bearbeitung der Fragestellungen wurde in den Arbeitspakten wie folgt umgesetzt:

1. In AP1.1b1 „Grundlagen und generischer Testfall“ wurde anhand einer Literaturrecherche die physikalischen Grundlagen der Spaltströmung in Turbomaschinen aufgearbeitet. Diese bildeten die Grundlage, um einen generischen Testfall für Spaltströmungen zu recherchieren und hinsichtlich der Eignung zu bewerten. Als Testfall wurde eine

Niedergeschwindigkeitskaskade ausgewählt, die Anfang der 2000er Jahre an der Virginia Polytechnic Institute and State University (Virginia Tech) in den USA umfangreich vermessen wurde. Zu diesem Testfall wurde ein Simulationsmodell in Strömungslöser „Turbomachinery Research Aerodynamic Computational Environment“ (TRACE) aufgebaut und mittels RANS-Parameterstudien untersucht. Hierdurch konnte die Sensitivität der RANS-Modellierungsparameter auf die Spaltströmung quantifiziert werden. Als einflussreichster Parameter konnte das Turbulenzmodell sowie Turbulenzmodellerweiterungen identifiziert werden. Um die Messdaten zu ergänzen wurde mittels hybrider RANS/LES Simulation ein zusätzlicher hochwertiger Datensatz generiert. Aufgrund von Modellierungsfragestellungen hinsichtlich der Implementierung des Modells konnten diese Daten nicht zum Vergleich herangezogen werden und keinen tieferen Einblick in die Spaltströmung liefern. Die weitere Untersuchung der Abweichung erfolgte in AP1.1b4. Abschließend wurde diskutiert, welche RANS-Parameterkombinationen eine Annäherung an das Experiment ermöglichen.

2. AP1.1b.2 „Akademisches Rig“ überträgt die Erkenntnisse aus AP1.1b1 auf ein universitären Verdichterprüfstand. Dazu wurde ein Aufbau des transsonischen Verdichterprüfstands 1 des Fachgebiets „Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe“ (GLR) an der Technischen Universität Darmstadt verwendet. Gegenüber dem Prüfstand des IST's liegt für diesen eine Variation der Spalthöhe vor, was eine der gestellten Anforderung für die Auswahl des Testfalls war. Im Rahmen der Sensitivitätsstudien wurden die Modellierungsparameter für eine Verdichterstufe bestimmt. Den größten Einfluss auf die Spaltströmung hatte für den untersuchten Fall die Abbildung des geometrischen Spalts. Die Sensitivitäten wurden abschließend mit den Ergebnissen für die Virginia Tech Kaskade abgeglichen.
3. In AP1.1b.3 „Vielstufiger Verdichter“ wurden die Freiheitsgrade, die sich zuvor bei dem generischen Testfall und dem akademischen Testfall als einflussreich dargestellt hatten, auf einem vielstufige, MTU-eigenen Hochdruckverdichterrig getestet. Dieses Arbeitspaket wurde durch den Industriepartner MTU Aero Engines AG durchgeführt.
4. In AP1.1b4 „Weitere Verbesserungsmaßnahmen“ wurden aufbauend auf den Arbeiten in AP1.1b1 weitere skalenaußende Simulationen durchgeführt. Ziel dieser Arbeiten war es, das in AP1.1b1 beobachte Modellierungsdefizit besser zu verstehen und entsprechende Modellierungsempfehlungen abzuleiten. Es wurde dazu ein optimaler Testfall abgeleitet aus dem V103-Verdichterprofil aufgebaut und mit LES und dem hybriden RANS/LES-Modell simuliert. Dadurch konnten Unterschiede in der Entstehungsbereichs des Spaltwirbels identifiziert werden.

1.2 Voraussetzungen

Das IST eng durch das seit 2007 bestehende „Kompetenzzentrum Verdichter“ zwischen der MTU Aero Engines AG und der RWTH Aachen in die Entwicklung neuer Verdichterkomponenten involviert. Zudem hat das IST umfangreiche Erfahrung in der Entwicklung und Anwendung von Strömungssimulationen in Turbomaschinen. Seit 2008 kooperiert das IST im Rahmen des Partnerschaftsabkommen mit dem DLR e. V. an der Quellcodeentwicklung des Strömungslösers TRACE. Das Simulationssystem TRACE wird federführend von der numerischen Abteilung des Instituts für Antriebstechnik (AT-NUM) des DLR Köln in enger Zusammenarbeit mit dem Industriepartner MTU Aero Engines entwickelt und durch mehrere Forschungsinstitute in der Weiterentwicklung unterstützt. Das IST ist in der Partnerschaftsstruktur zur gemeinschaftlichen TRACE-Entwicklung mit dem Schwerpunkt „Numerische Konzepte und TRACE-Validierung“ eng eingebunden. Über das Versionsverwaltungssystem Git hat das IST vollen Zugriff auf die TRACE-Quellen und kann eigenen Programmcode in Entwicklungszweigen einbringen.

Die Arbeiten in diesem Vorhaben bauen konkret auf den numerischen Validierungsarbeiten am 2,5-stufigen Axialverdichterprüfstands sowie den Erfahrungen am Gitterwindkanal auf. Diese wurden in vorgegangenen Vorhaben zur Validierung numerischer Simulationen verwendet. Schmidt et al untersuchten den Einfluss des Höhenseitenverhältnis in einer Verdichterstufe [1]. Sanders und Terstegen untersuchten am gleichen Prüfstand den Einfluss von akustischen Anregungen und deren Vorhersagbarkeit mittels Strömungssimulationen [2, 3]. Lang et al untersuchten den Einfluss unterschiedlicher Vorderkantengeometrien auf die Schaufelumströmung und die Verluste im Nachlauf [4]. Zudem bestand am IST bereits Erfahrung mit skalenauflösenden Simulationsverfahren: Im Rahmen eines COOREFLEX-Turbo Verbundprojektes (03ET7021N) sowie ECOFLEX-Turbo (03ET7091A) Verbundprojektes wurde in Kooperation mit der MTU die Penny-Kavitätenströmung mit einem DES-Verfahren in Ansys CFX untersucht [5]. Zudem profitierte das Vorhaben vom parallel im Luftfahrtforschungsprogramm durchgeführten Verbundprojekt „Virtuelles Triebwerk“ (VirT, 20T1719D), in dem ebenfalls skalenauflösende Simulationsverfahren zum Einsatz kamen.

1.3 Planung und Ablauf

In Abbildung 1 ist der Balkenplan für das Vorhaben dargestellt. Trotz des planmäßigen Starts des Vorhabens im Januar 2020 kam es zu Verzögerungen in der Bearbeitung. Diese entstanden vor allem in ungeplanten Mehraufwänden hinsichtlich der skalenauf lösenden Simulation in AP1.1b1 sowie durch Arbeitsunterbrechung und Kurzarbeit in Folge der Corona-Pandemie beim Projektpartner MTU Aero Engines AG.

Abbildung 1: Balkenplan AP1.1b

Der Mehraufwand bei den skalenauflösenden Simulationen wurde durch die Implementierung des verwendeten Simulationsmodells in TRACE verursacht. Da hybride RANS/LES Simulationsverfahren sich in TRACE in der Entwicklung befinden, wurden die skalenauflösenden Simulationen mit der aktuellsten Entwicklungsversion von TRACE durchgeführt. Dadurch resultierte in dieser Version ein Fehler in einer der Modellgleichungen, sodass die Strömung im Testfall unerwartete Ablösungen aufwies. Die Fehlersuche von der physikalischen Analyse, der Auswertung der Modellgleichungen bis zur Fehlersuche im TRACE-Quellcode führte in der Folge zu Verzögerungen.

Aufgrund der Ergebnisse des AP1.1b1 wurde die Zielsetzung in Rücksprache mit dem Projektträger und Projektpartnern für das AP1.1b4 angepasst.

Durch die Corona-Pandemie wurde die Bearbeitung des Vorhabens ebenfalls zeitweise erschwert. Aufgrund von Kurzarbeit entstanden beim Projektpartner Personalengpässe, sodass Projektabstimmungen nur verzögert stattfinden konnten.

1.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand

Um die Rotation des Rotors zu ermöglichen, besitzen Axialverdichter einen Spalt zwischen der Spitze der Rotorschaufeln und dem Gehäuse. Dies gilt analog im Fall für Cantilever-Statoren an der Nabe. Aufgrund der Druckdifferenz stellt sich eine Strömung von der Druckseite auf die Saugseite der Schaufel ein. Der Geschwindigkeitsvektor der Spaltströmung weist beim Austritt aus dem Spalt eine deutlich andere Richtung als der Geschwindigkeitsvektor der mittleren Passagenströmung auf. In der Folge mischt sich die Spaltströmung in der Passage aus und sorgt so für den Spaltverlust. Dieser trägt zu ca. einem Drittel zu den gesamten Verlusten eines Verdichters bei [6]. Die physikalischen Mechanismen und deren Zusammenhang mit den Design-Parametern sind allerdings bis heute nicht vollständig verstanden. Um die Verluste zu beschreiben, werden daher semi-empirische Korrelationen angewendet. Eine vollständige analytische Beschreibung ist hingegen nicht möglich.

Die ersten experimentellen Untersuchungen zu Radialspalten erfolgt 1937 durch Ruden an Rotoren für Axialgebläsen [7]. Dessen Messergebnisse weisen einen linearen Zusammenhang zwischen Spaltgröße und Wirkungsgrad auf. In der Folge werden unzählige experimentelle Untersuchungen an Axialgebläsen und Kaskaden hinsichtlich des Einfluss des Spalthöhe durchgeführt. Einige dieser Untersuchungen berichten, dass für die untersuchte Geometrie eine optimale Spalthöhe existiert [8, 9]. Mit der Hilfe von Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) Simulationen liefern Sakulew et al eine physikalische Erklärung für das Auftreten eines optimalen Spalts [10]: Dieser ist erreicht, wenn die Summe aus Reibungsverlusten im Spalt (steigen mit abnehmender Spalthöhe) und Mischungsverlusten im Freistrom (steigt mit zunehmender Spalthöhe) minimal wird. Der Einfluss anderer Geometrieparameter auf die optimale Spalthöhe ist unbekannt.

Aufgrund der schlechten Zugänglichkeit für Messtechnik bieten numerische Simulationen eine Alternative zur Untersuchung von Spaltströmungen, die auch im Auslegungsprozess eingesetzt werden. Aufgrund der gewünschten kurzen Durchlaufzeit werden im industriellen Alltag vor allen RANS-Simulationen eingesetzt. Diese berechnen die zeitlich gemittelte Strömung. Aus dem Mittelungsprozess der Navier-Stokes-Gleichung entstehen zusätzliche Reynoldsspannungen, die den Einfluss der turbulenten Schwankungen auf die Zeitmittel abbilden. Die Reynoldsspannungen werden durch Turbulenzmodelle berechnet. Die Transportgleichungen der Turbulenzmodelle unterliegen einen starken empirischen Einfluss [11]. Diese sind in der Regel anhand verschiedener Anwendungsfälle kalibriert. Außerhalb dieses Bereichs weisen sie nur eine begrenzte Vorhersagegenauigkeit auf. Parameterstudien und Vergleiche zwischen Strömungslösern für den NASA Rotor 37 werden durch das „Advisory Group for Aerospace Research and Development“ durchgeführt [12]. Sämtliche Simulation weisen unabhängig von der Wahl der Modelle und der Netzaufteilung Defizite im Bereich des Spaltwirbels auf. Dies ist unter anderem auf eingeschränkten Fähigkeiten der eingesetzten Turbulenzmodelle zurückzuführen, anisotrope turbulente Zustände aufzulösen. Da anisotope Turbulenz die Strömung im Spaltwirbelbereich dominiert, sind diese ein Grund für die Abweichungen zu Messdaten [13].

Skalenauf lösende Simulationen wie die direkte numerische Simulation (DNS) oder Large Eddy Simulation (LES) lösen die turbulenten Schwankungen auf und unterliegen damit nicht den Einschränkungen von RANS. Allerdings können sie aufgrund der hohen Rechenzeitanforderungen nicht im Design eingesetzt werden. Skalenauf lösende Simulationsverfahren wurden bereits erfolgreich für Spaltströmungsfälle angewendet: You et al simulieren die Spaltströmung in einer Verdichterkaskade mittels LES [14]. Sie berichten von einer guten Einstimmung mit vorhandenen Messdaten. Hah et al führen eine LES-Simulation eines transsonischen Verdichterrotors durch und vergleichen die

Ergebnisse mit „Particle Image Velocimetry“ (PIV) Messungen [15]. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung des Geschwindigkeitsfelds zwischen der Messung und den Simulationsergebnissen.

1.5 Zusammenarbeit

Das Forschungsvorhaben wurde in enger Zusammenarbeit und Abstimmung mit dem Teilprojekt RoBoFlex AP1.1a (FKZ: 03EE5012A) durchgeführt, das von MTU Aero Engines AG bearbeitet wurde.

Der Austausch zwischen dem IST und der MTU über aktuelle Projektergebnisse erfolgte sowohl über regelmäßige virtuelle Konferenzen als auch im Rahmen der Arbeitskreissitzung Verdichter der AG Turbo.

2 Eingehende Darstellung

2.1 Verwendung der Zuwendung

Eine detaillierte Aufstellung aller Ausgaben und deren Verwendung finden sich im Verwendungsnnachweis für Zuwendungen auf Ausgabenbasis.

2.2 Ergebnisse und Gegenüberstellung zu den vorgegebenen Zielen

2.2.1 AP 1.1b.1: Grundlagen und generischer Testfall

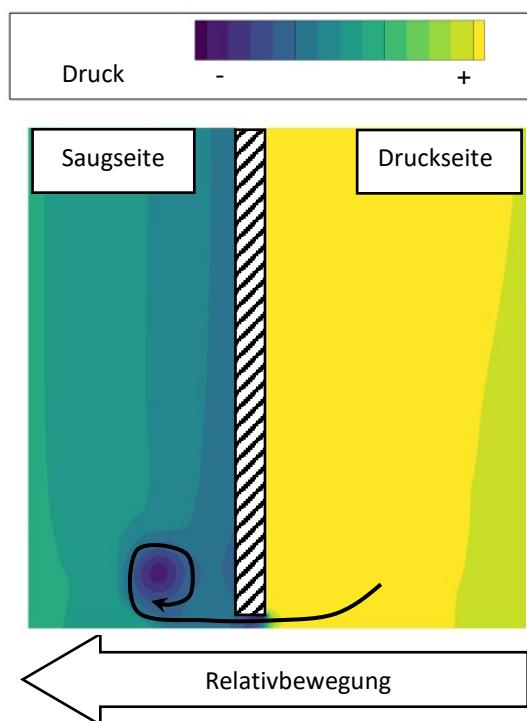
Das erste Arbeitspaket gliedert sich in die folgenden Arbeitsschritte:

1. Recherche der Grundlagen
2. Recherche und Aufbereitung geeigneter Testfälle
3. RANS-Parameterstudie zur Quantifizierung des Einfluss auf den Spaltwirbel
4. Durchführung einer höherwertigen Simulation zur Erzeugung von Referenzdaten

2.2.1.1 *Recherche der Grundlagen*

Ziel der Recherche war es, die entscheidenden physikalischen Effekte zu erfassen, die eine Spaltströmung charakterisieren. Diese wurden dann dazu verwendet, um die einfachen Testfälle hinsichtlich ihrer Eignung zu bewerten.

Die physikalischen Mechanismen für die Spaltströmung in Axialverdichtern sind in Abbildung 2



dargestellt.

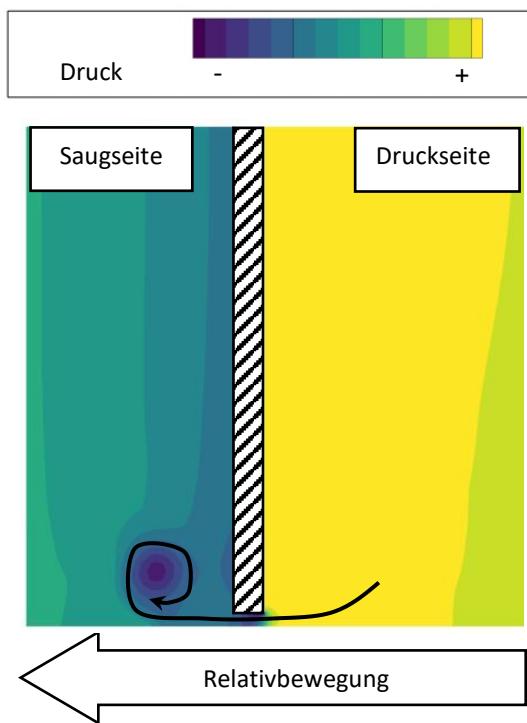


Abbildung 2: Prinzipskizze der Spaltströmung in Axialverdichtern

Die Druckdifferenz zwischen der Saug- und Druckseite lässt eine Strömung durch den Spalt entstehen, um diese auszugleichen. Die Spaltströmung wird durch die Relativbewegung zwischen Rotor und Gehäuse bzw. Stator und Nabe gefördert, da die Schleppwirkung das Fluid zusätzlich auf die Saugseite der Schaufel transportiert. Auf der Saugseite tritt das Fluid jetförmig mit dem betragsmäßig gleichen Impuls wie die Hauptströmung aus dem Spalt aus, jedoch in einem anderen Winkel. In der Folge mischt sich das Fluid der Spaltströmung mit der Hauptströmung und rollt sich zum Spaltwirbel auf, wie in der Prinzipskizze angedeutet ist. Es muss zudem berücksichtigt werden, dass sich der Spalt im Seitenwandbereich befindet, sodass die Spaltströmung von der Grenzschicht beeinflusst wird.

Der auszuwählende Testfall muss ähnliche physikalische Phänomene aufweisen, um die Spaltströmung in Axialverdichtern nachzubilden.

2.2.1.2 Recherche, Aufbereitung und Auswahl geeigneter Testfälle

Für die Auswahl des Testfalls wurde ein Anforderungskatalog erstellt, um diese :

1. Der Testfall erfüllt möglichst viele der in 2.2.1.1 aufgeführten physikalischen Eigenschaften.
2. Die genaue Geometrie des Testfalls ist verfügbar.
3. Der Testfall beinhaltet frei verfügbare Messdaten in ausreichender Güte, um die Spaltströmung gut zu erfassen und Randbedingungen für CFD zu erstellen.
4. Der Testfall beinhaltet verschiedene Konfigurationen (d.h. Spalthöhen oder ähnliches)
5. Der Testfall wurde in der Literatur bereits behandelt, so dass auf Dokumentation zurückgegriffen und Erfahrung abgeschöpft werden kann.

Bei der Recherche wurden die folgenden Testfalltypen in Betracht gezogen:

1. Verdichterkaskaden mit Spalt
2. Labyrinth-Dichtungen
3. Akademische Testfälle wie z. B. Backward-Facing-Steps

Ein Beispiel für die verschiedenen Testfalltypen ist in Abbildung 3 zu finden.

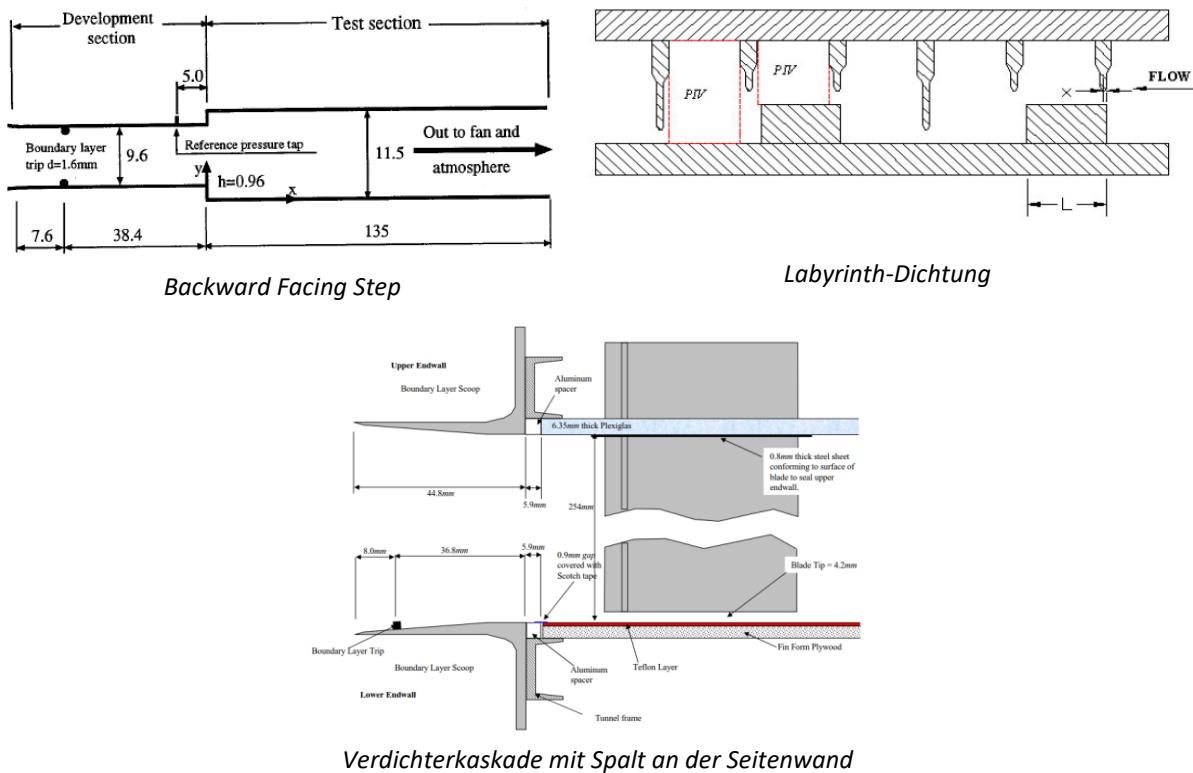


Abbildung 3: In der Literaturrecherche berücksichtigte Testfalltypen

Der Spaltwirbel bei Verdichterkaskaden mit Spalt erfüllt fast alle der aufgeführten physikalischen Eigenschaften. Lediglich die Relativbewegung zwischen Seitenwand und Schaufel ist in einigen Testfällen vernachlässigt. Dahingegen müssen bei den anderen Kategorien Abstriche gemacht werden. Daher wurde bei der Suche vor allem Verdichterkaskaden recherchiert. Die gesammelten Fälle und die dazugehörigen Literaturquellen sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: Ergebnisse der Testfallrecherche

Verdichterkaskaden mit Spalt		Labyrinth-Dichtungen		Akademische Testfälle	
Testfall	Quellen	Testfall	Quellen	Testfall	Quellen
Virginia Tech (VT)	Experiment: [16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25] Numerik: [14, 26, 27, 28, 29, 30]	Texas A&M University	[31]	NASA Ames/Stanford	[32, 33]
TU Braunschweig (TUBS)	[34, 35]	The University of Tennessee Space Institute	[36, 37]	Keio University, Yokohama	[38, 39]
Vrije Universiteit Brussel (VUB)	[40, 41, 42, 43, 44]				
US Air Force Institute of Technology (AFIT)	[45, 46, 47]				
National Technical University of Athens (NTUA)	[48, 49, 50, 51]				

Aufgrund der besseren Eingung einer Verdichterkaskade als Testfall wurden diese genauer betrachtet und die charakteristischen Merkmale aufgeschlüsselt. Insbesondere die Verfügbarkeit und Form der Messdaten (digital oder nur analog auf Papier) wurde hierbei berücksichtigt. Diese Auflistung ist in dargestellt.

Tabelle 2: Übersicht über die Verdichterkaskaden

	VT	TUBS	VUB	AFIT	NTUA
Geometrie	Verfügbar	Verfügbar	Verfügbar	Verfügbar	Eingeschränkt verfügbar
Messdaten	Online und Paper	Paper	Paper	Paper	Online und Paper
Strömung	Inkompressibel	Inkompressibel	Inkompressibel	Inkompressibel	subsonisch
Reynoldszahl	390 000	350 000	290 000	97 200	1 100 000
Spaltgrößen relativ zur Kanalhöhe	0,8%, 1,6%, 3,3%	3%	1,0%, 2,0%, 3,3%	0,5%, 1%, 2%	2%, 4%
Bewegliche Seitenwand	Ja	Nein	Nein	Ja	Ja

Für die Virginia Tech-Kaskade (VT-Kaskade) liegt sowohl die breiteste Messdatenbasis vor als auch sind die Messdaten in digitaler Form verfügbar. Zudem ist der vermessene Betriebspunkt bezüglich der Reynoldszahl der Kaskade ein guter Kompromiss zwischen der Nähe zu Betriebspunkten realer Axialverdichter und der Möglichkeit skalenauflösende Simulationen mit vertretbaren Aufwand durchzuführen. Zudem wird die VT-Kaskade von vielen Forschungsgruppen als Benchmark für neue Turbulenz-Modellierungsansätzen verwendet. Nachteilig ist die Machzahl des Testfalls, die mit 0,07 nahezu inkompressibel ist. Da TRACE ein Löser für kompressible Strömungen ist, ist eine Prä-Konditionierung der Matritzen notwendig. Diese stabilisieren das numerische Lösungsverfahren und ermöglichen so auch den Einsatz für inkompressible Strömungen.

Bei den anderen inkompressiblen Testfällen liegen die Daten in der Regel nur als Publikationen vor, sodass diese erst aufwendig digitalisiert werden müssen. Hinsichtlich des Betriebspunktes unterscheiden sich diese nicht wesentlich von der VT-Kaskade, sodass diese nicht weiter in Betracht gezogen wurden.

Die Kaskade der NTUA wird dagegen bei hohen subsonischen Strömungsgeschwindigkeiten betrieben. Allerdings ist die Reynoldszahl mit über einer Millionen sehr hoch, was die Eignung des Testfalls für skalenauflösende Simulationen reduziert. Zudem ist die Verwendung der Geometrie aufgrund des Nutzungsvertrages nur für Turbulenzmodellentwicklung zulässig.

Daher wurde die VT-Kaskade als Testfall für diese Arbeitspaket ausgewählt. In der Folge wurden die Messdaten und die Geometrie des Testfalls aufbereitet, in ein CAD-Modell überführt und anschließend in CFD modelliert.

Die Kaskade ist als lineare Kaskade mit zylindrischen Schaufeln ausgeführt. Als Schaufelprofil wird das GE Rotor B-Profil verwendet. Dabei sind 8 Schaufeln im Windkanal angeordnet, um eine nahezu periodische Strömung für die mittlere Schaufel sicherzustellen. 241 mm stromauf der Kaskade befindet sich eine Grenzschichtabsaugung, die die Kanalhöhe auf 254 mm reduziert. Auf der Seitenwand mit dem Schaufelpalt befindet sich ein Stolperkante, die eine turbulente Grenzschicht sicherstellt. Auf 10% axialer Sehnenlänge der Schaufeln befindet sich ebenfalls ein Stolperkante, um eine vollturbulente Umströmung der Schaufel zu erzeugen. Um den Einfluss einer bewegten Seitenwand zu simulieren, wurde in der Kaskade ein Band auf der Spaltseite eingebaut, dass über Die Geometrieparameter sowie Information zum untersuchten Betriebspunkt sind in Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 3: Geometrieparameter und Betriebspunkt der Virginia Tech Kaskade

Sehnenlänge	254 mm
Staffelungswinkel	56,9°
Kanalhöhe	254 mm
Teilung	236 mm
Umlenkung im Auslegungspunkt	12,9°
Eintrittswinkel im Mittelschnitt	65,1°
Geschwindigkeitsmagnitude am Eintritt	25.4 m/s
Reynoldszahl	390 000
Machzahl	0,07
Turbulenzgrad	0,2%

Der Aufbau der Kaskade ist in Abbildung 4 und Abbildung 5 dargestellt.

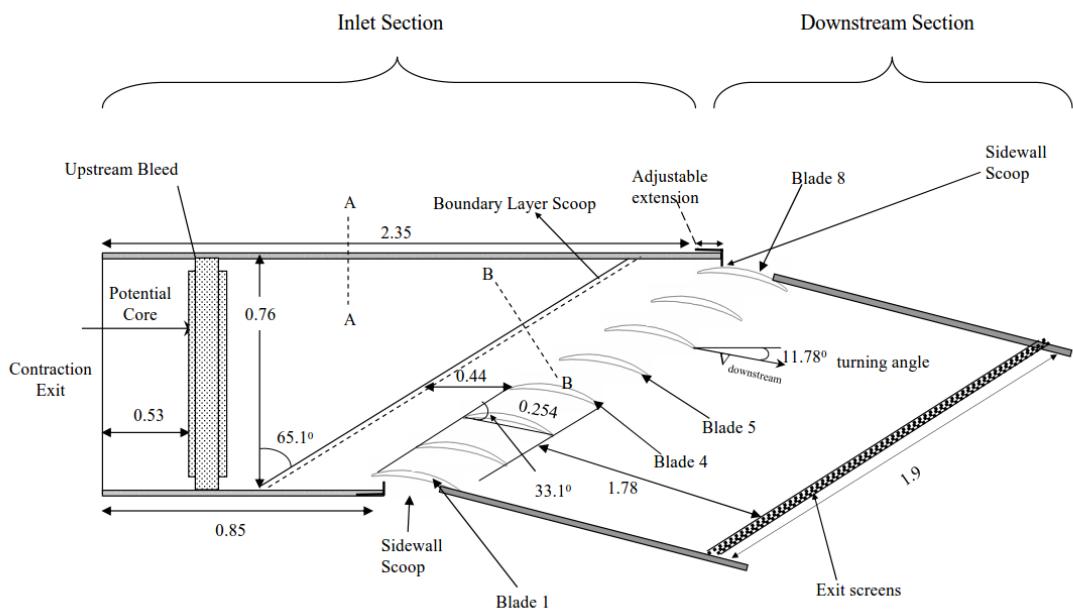


Abbildung 4: Verzerrte Draufsicht auf die Virginia Tech-Kaskade. Die dargestellten Abmessungen sind in Metern angegeben. Entnommen aus [21].

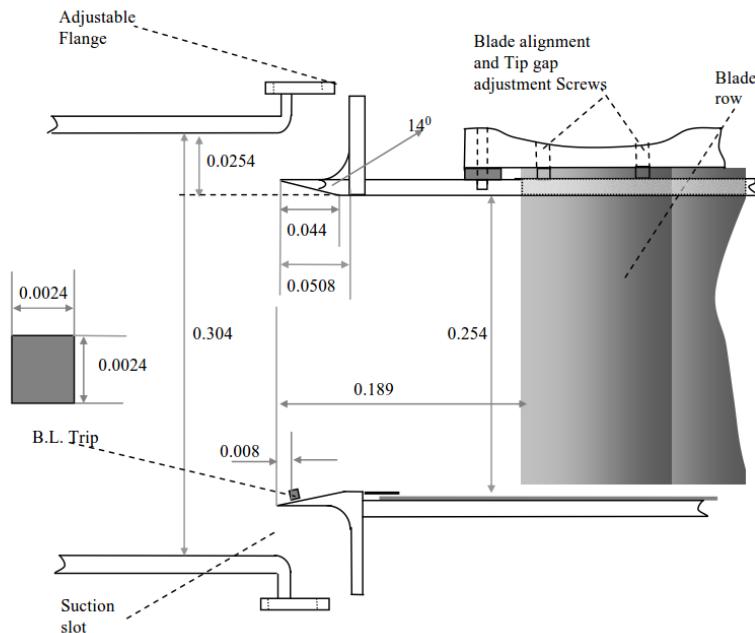


Abbildung 5: Verzerrte Darstellung des Schnitts B-B aus Abbildung 4. Die dargestellten Abmessungen sind in Metern angegeben. Entnommen aus [21].

Die folgenden Messdaten liegen zum Vergleich mit CFD-Simulationen vor:

- Hitzdrahttraversen im Nachlauf der Kaskade
- Profildruckmessungen auf der Schaufeloberfläche
- Grenzschichtdicken stromauf der Kaskade
- Durch Laser-Doppler-Velocimetry gemessene Geschwindigkeitsprofile im Spaltbereich

Anhand dieser Informationen wurde ein Modellierungsmodell in für TRACE aufgebaut. Dieses ist gegenüber der realen Geometrie vereinfacht. Die Eintrittsebene in die CFD-Domäne befindet sich auf der Höhe der Grenzschichtabsaugung. Die keilförmige Kanalverengung im CFD-Model nicht berücksichtigt, sodass ein konstanter Kanalquerschnitt als Einlauf gewählt wurde. Zudem wurden sämtliche Stolperkanten in der Geometrie vernachlässigt, da im Rahmen der Studien vollturbulent gerechnet wurde. In Folge einer Domainstudie wurde entschieden, nur 60% der Kanalhöhe zu modellieren. Auf der dem Spalt abgewandten Seite entsteht eine Eckenablösung auf der Saugseite der Kaskade. Je nach verwendeter Turbulenzmodell reagiert diese sehr sensitiv, sodass der Spaltwirbel durch die Eckenablösung zum Teil stark beeinflusst wird. Um diesen Einfluss zu eliminieren, wurden lediglich 60% der Kanalhöhe simuliert. Die Austrittsebene der Kaskade befindet vier axiale Sehnenlängen hinter der Kaskade. Die Simulationsdomäne und die verwendeten Randbedingungen sind in Abbildung 6 dargestellt.

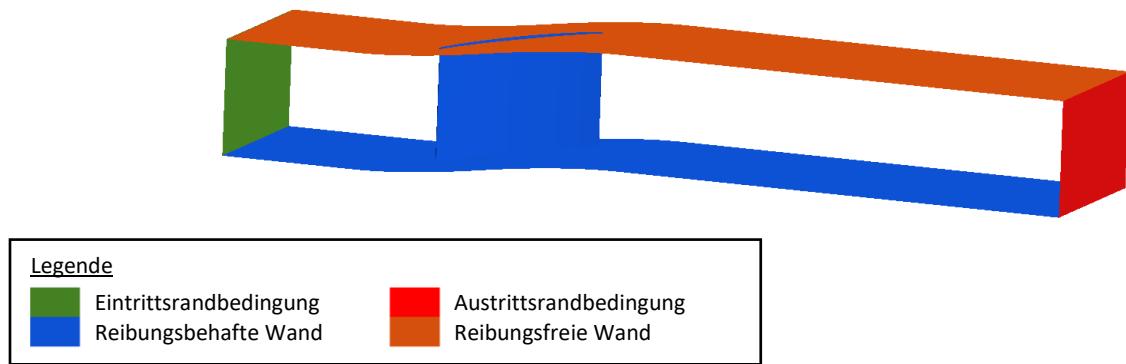


Abbildung 6: CFD-Modell der Virginia Tech Kaskade

Bevor mit den Parameterstudien begonnen wurde, wurden CFD-Vorstudien durchgeführt. Diese wurden unter Verwendung des $k-\omega$ Turbulenzmodells von Wilcox durchgeführt [52]. Um eine ausreichende Netzauflösung für die Untersuchungen sicherzustellen, wurde eine Netzkonvergenzstudie durchgeführt. Die Studie wurde für den Massenstrom-gemittelten Totaldruckverlust ω aufgeführt. Dieser ist durch

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_1} \quad 2.1$$

mit p_{t1} als Totaldruck in der Eintrittsebene, p_{t2} als Totaldruck in der Auswerteebene und p_1 als statischer Druck in der Eintrittsebene. Um den Einfluss der Netzauflösung auf die Unsicherheit der Vorhersage zu bestimmen, wird diese mittels des in [53] beschriebenen Verfahrens bestimmt. Unter anderem wird durch das Verfahren mittels Richardson-Extrapolation eine Abschätzung den Wert bei einer unendlich feinen Auflösung bestimmt. Dieser ist neben den CFD-Ergebnissen für die unterschiedlichen Netze in Abbildung 7 dargestellt.

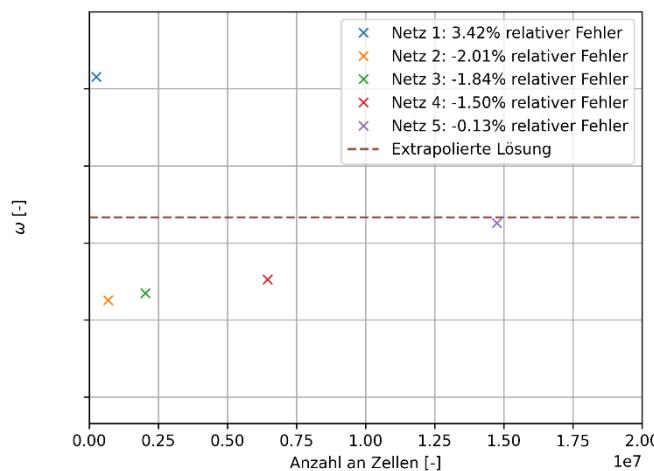


Abbildung 7: Ergebnisse der Netzstudie inkl. Angabe des relativen Fehlers bzgl. der extrapolierten Lösung

Aufgrund dieser Ergebnisse wurde Netz 3 mit einem relativen Fehler von 1,84 % gewählt. Diese Lösung wurde als Kompromiss zwischen der Genauigkeit und der notwendigen Rechenzeit gewählt. Somit wurde sichergestellt, dass die Parameterstudien schnell durchgeführt werden konnten.

Neben der Netzauflösung wurde ebenfalls untersucht, wie sensitiv der Testfall auf Änderungen an den Randbedingungen reagiert. Es wurde davon ausgegangen, dass durch die Grenzsichtabsaugung einen homogene Zuströmung vorliegt, sodass über die Schaufelhöhe konstante Werte vorgegeben werden. Als zu variierende Parameter wurde der Turbulenzgrad, das turbulente Abklingen, die Inzidenz der Zuströmung, die Zuströmlänge vor der Beschaufelung sowie die Reynoldszahl und die Machzahl ausgewählt. Als größter Einflussfaktor auf die Ergebnisse wurde die Machzahl und die Reynoldszahl identifiziert, sodass diese für die Parameterstudie maximal um $\pm 0,01$ bzw. ± 2000 zwischen den CFD-Ergebnissen schwanken dürfen. Hinsichtlich des Strömungswinkels wurde für das finale Setup der im Experiment gemessene Winkel verwendet, da dieser die beste Übereinstimmung mit der gemessenen Druckverteilung ergab. Durch die Variation der Zuströmlänge wurde die Grenzsichtdicke vor der Kaskade eingestellt. Durch den Vergleich mit den experimentellen Daten wurde so sichergestellt, dass die Grenzschichtdicken des Experiments korrekt wiedergeben werden. Für die turbulenten Randbedingungen wurden die im Experiment gemessenen Werte eingestellt.

2.2.1.3 RANS-Parameterstudie zur Quantifizierung des Einfluss auf den Spaltwirbel

Es wurden alle Modell-Parameter gesammelt, die einen Einfluss auf die Wiedergabe der Spaltströmung haben können. Diese lassen sich in drei Gruppen unterteilen und sind in aufgeführt.

Tabelle 4: Freie Modellierungsparameter für die Spaltströmung

Geometrie	Vernetzung	Einstellungen des Strömungslösers
Geom. Abbildung des Radialspalts	Netzauflösung im Spalt	Turbulenzmodell
Abbildung von Realgeometrie- Details wie Einlauf-Trenches, Tip-Geometrien, usw.	Netzauflösung im Spaltbereich	Erweiterungen des Turbulenzmodells
	Zellausrichtung	Wandraufigkeit Limiter

Diese freien Modellierungsparameter wurden in der Folge für die VT-Kaskade variiert. Die Grenzen des Parameterraums wurden in enger Abstimmung mit MTU Aero Engines festgelegt, um für den Endanwender relevante Einstellungen zu untersuchen. In der Folge wurde ein Basis-Setup definiert, dem gegenüber dem der Einfluss aller Parameter bewertet wird. Das Basis-Setup verwendet das $k-\omega$ Turbulenzmodell von Wilcox ohne Turbulenzmodell-Erweiterungen. Das numerische Gitter entspricht Netz 3 aus Abbildung 7 und ist an allen viskosen Wänden mit einem dimensionslosen Wandabstand $y^+ < 1$ aufgelöst. Die Spalthöhe wird als konstant über die Sehnenlänge der Schaufel angenommen und entspricht dabei mit 4,2 mm der originalen Spaltgröße des Experiments. Es wurden zwei Betriebspunkte der Kaskade mit gleicher Reynolds- und Machzahl, aber unterschiedlicher Inzidenz untersucht. Dadurch wurde sichergestellt, dass der gesamte Betriebsbereich des Axialverdichters in der Studie abgebildet wird.

Betriebspunkt 1 entspricht dem vermessenen Betriebspunkt mit einem Eintrittswinkel von 65.1° . Die Druckverteilung des Betriebspunkts ist für das Basis-Setup in Abbildung 8 dargestellt. Der Staupunkt befindet sich für Betriebspunkt 1 noch auf der Druckseite der Schaufel. Dieser entspricht somit eher einer Schaufelbelastung, die nahe der Arbeitslinie des eines Axialverdichters auftritt. Um auch den Parametereinfluss bei höherer Schaufelbelastung und damit nahe der Stabilitätsgrenze eines Axialverdichters zu erfassen, wird Betriebspunkt 2 mit einem Eintrittswinkel von 69.1° berücksichtigt. Dies führt zu einer veränderten Druckverteilung (ebenfalls in Abbildung 8 dargestellt) und beeinflusst in der Folge auch den Spaltwirbel.

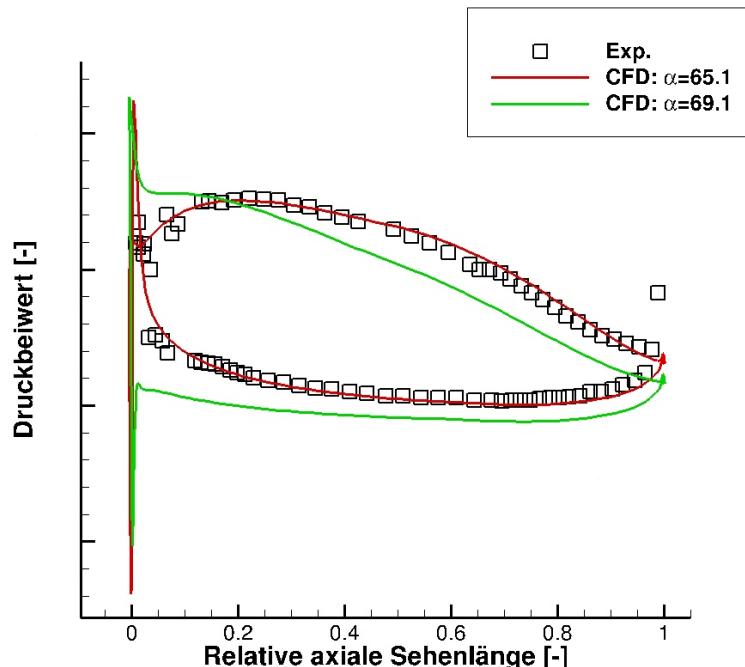


Abbildung 8: Druckverteilung des Basissetups für die untersuchten Zuströmwinkel

Um den Einfluss der jeweiligen Parametervariation auf den Spaltwirbel zu quantifizieren, wurden eine standardisierte CFD-Auswertung aufgebaut. Diese erfasst die Veränderungen im Spaltwirbel in Form von sieben skalaren Kenngrößen:

1. Totaldruckverlust im Spaltwirbel: Die Verteilung des Totaldruckverlusts entlang der Schaufelhöhe wird aus der umfangsgemittelten Strömungslösung bestimmt. Der Anteil des Totaldruckverlust, der im Bereich der Seitenwand entsteht, wird massenstromgewichtet

integriert. Diese wird abgebrochen, sobald 35 % des gesamten Massenstroms erreicht sind. Die Grenzlinie für die Integration ist beispielhaft in Abbildung 9 dargestellt.

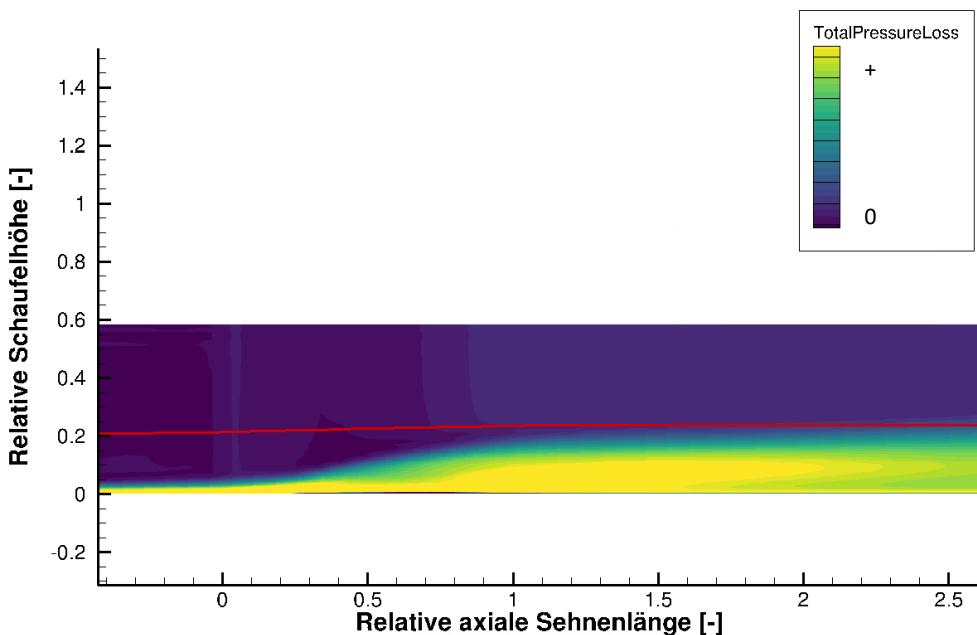


Abbildung 9: Bestimung des Totaldruckverlust im Spaltwirbel. Die Integrationsgrenze mit 35 % des Gesamtmassenstroms ist durch die roter Linie hervorgehoben

2. Axial Velocity Density Ratio (AVDR) in der Kanalmitte: Das AVDR gegeben durch 2.2 zeigt an, ob die Strömung entlang eines Stromfadens beschleunigt oder verzögert wurde. In diesem Fall kann durch das AVDR die Veränderung der Blockagewirkung des Spaltwirbels in Folge der Parametervariation beurteilt werden.

$$AVDR = \frac{\rho_2 c_{ax,2}}{\rho_1 c_{ax,1}} \quad 2.2$$

3. Umlenkung im Spaltwirbel: Die Auswertung erfolgt analog zur Bestimmung des Totaldruckverlust im Spaltwirbelbereichs. Es wird dadurch die Minderumlenkung quantifiziert.
4. Durckbeiwert der Kaskade: Hierdurch wird die Fähigkeit zum statischen Druckaufbau quantifiziert.
5. Globaler Totaldruckverlust: Die Betrachtung dieser Auswertegröße kontrolliert, ob die Parametervariation auch das Verhalten im Freistrom beeinflusst.
6. Teilungsposition des Spaltwirbelzentrums: Das Spaltwirbelzentrum wird anhand des Q-Kriteriums nach [54] identifiziert. Zusammen mit 7. wird so die Spaltwirbeltrajektorie erfasst.
7. Spanweitige Position des Spaltwirbelzentrums: siehe 6.

Die hier genannten Parameter wurden für jede Simulation der jeweiligen Parameterstudie ausgewertet. Anschließend erfolgte Bestimmung der Sensitivität des jeweiligen Parameters auf die sieben Kriterien. Dadurch konnte für den jeweiligen Parameter eine Streubreite ermittelt werden. Diese wird dann mit der maximalen Streubreite aller Studien normiert, um so relative Aussagen zu erhalten. Das Ergebnis für die Parameterstudie ist beispielhaft für Betriebspunkt 1 in Abbildung 10 dargestellt.

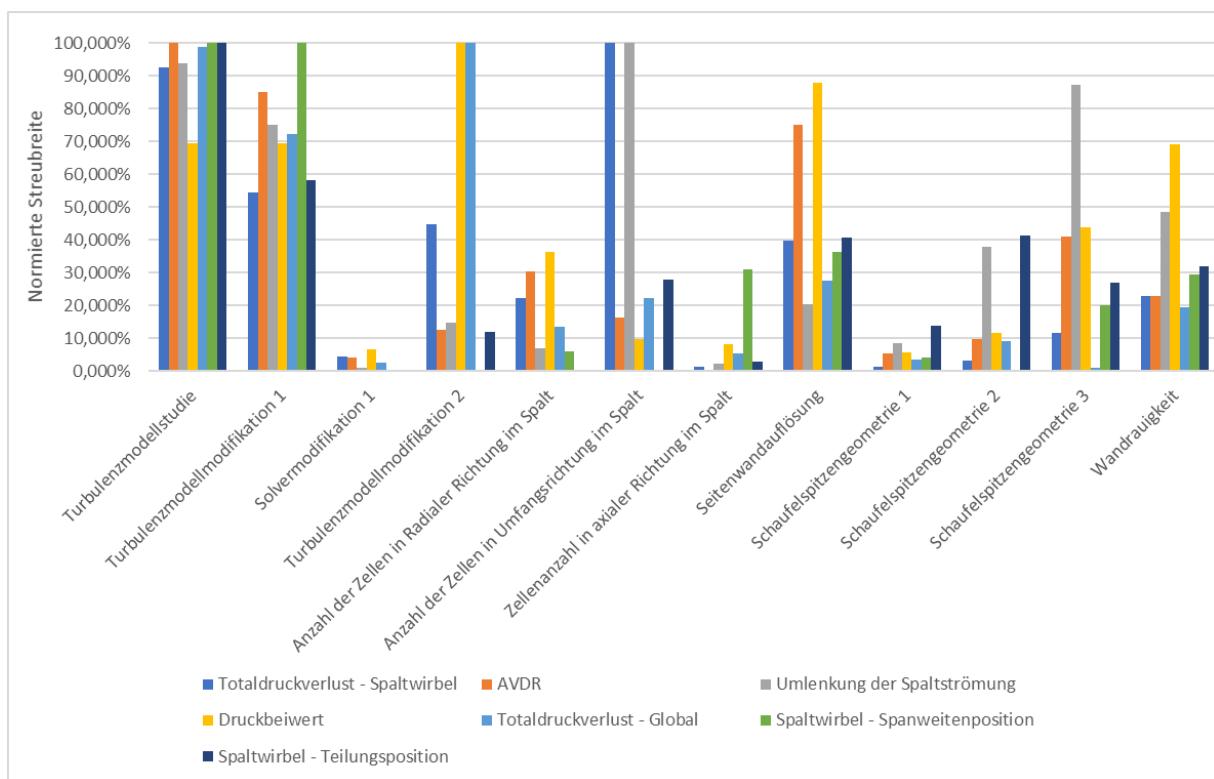


Abbildung 10: Sensitivitäten der Modellierungsparameter für Betriebspunkt 1

Durch die Bildung des arithmetischen Mittelwerts über die aufgeführten Kriterien wurden für beide Betriebspunkte die Stärke des jeweiligen Einflusses ermittelt. Nach eingehender Untersuchung zeigen die folgenden drei Parameter den größten Einfluss auf die Spaltströmung:

1. Turbulenzmodell
2. Turbulenzmodellmodifikation 1
3. Seitenwandauflösung

Die zwei Parameter mit geringsten Einfluss ist die Schaufelspitzengeometrie 1 sowie die Solvermodifikation 1. Eine vollständige Auflistung ist in Tabelle 5 zu finden.

Tabelle 5: Geordnete Einflusssträke der Parameterstudien auf den Spaltwirbel

Parameter geordnet nach Einflussstärke

Turbulenzmodellstudie
Turbulenzmodellmodifikation 1
Seitenwandauflösung
Wandrauigkeit
Geometrische Abbildung des Spalts
Turbulenzmodellmodifikation 2
Schaufelspitzengeometrie 2
Anzahl der Zellen in Radialer Richtung im Spalt
Anzahl der Zellen in Umfangsrichtung im Spalt
Zellenanzahl in axialer Richtung im Spalt
Schaufelspitzengeometrie 1
Solvermodifikation 1

Die oben genannten Parameter wurden in der Folge eingesetzt, um ein verbessertes Simulationssetup für die VT-Kaskade aufzubauen. Ziel war es, die experimentellen Daten bzgl. des Spaltwirbels genauer wiederzugeben. Eine charakteristische Abweichung ist die Verschiebung des Spaltwirbelzentrums in Umfangsrichtung. Diese ist, relativ zur Mitte des Schaufelnachlaufs, in Abbildung 11 dargestellt. Die eingesetzten Modellkombinationen sind Tabelle 6 aufgeführt.

Tabelle 6: In Abbildung 11 verwendete Modelkombinationen

	Turbulenzmodell	Turbulenzmodell- erweiterung	Schaufelspitzen- geometrie	Randbedingung
Setup 1	TM 1	Erweiterung 1	Konstant	homogen
Setup 2	TM 2	Erweiterung 1	Konstant	homogen
Setup 3	TM 3	Erweiterung 1	Konstant	Grenzschicht- profil
Setup 4	TM 3	Erweiterung 1	Geometrie 1	homogen
Basis- setup	TM 3	-	Konstant	homogen

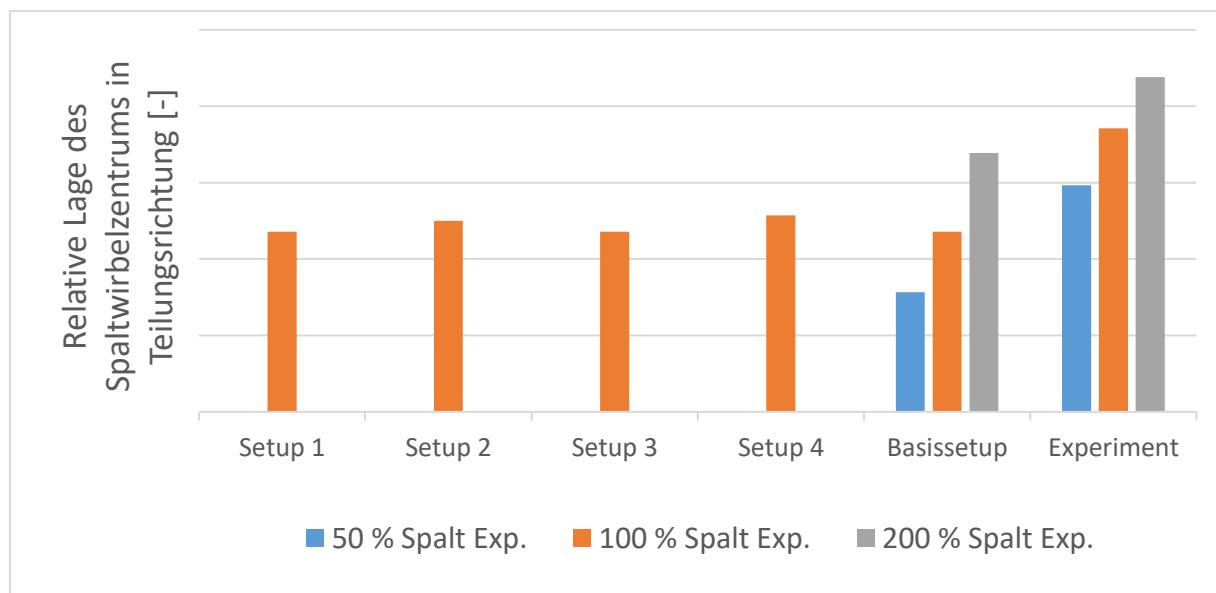


Abbildung 11: Spaltwirbellage in Teilungsrichtung im Vergleich zwischen Numerik und Experiment

Zwischen den numerischen Ergebnissen und dem Experiment ist eine nahezu konstante Verschiebung des Spaltwirbelzentrums in Umfangsrichtung zu erkennen. Die Ergebnisse für das Basissetup zeigen zudem, dass die Numerik die Sensitivität bei einer experimentellen Spalthöhenänderung gut wiedergeben werden kann. Der Unterschied in den numerischen Ergebnissen ist verglichen mit den Differenzen zum Experiment klein. Eine Annäherung an die Messwerte wurde durch die veränderten Setups erreicht. Jedoch konnten Sie diese die Differenz zum Experiment nicht vollständig reduzieren.

Die Ursache für die Abweichungen ist unklar und nicht eindeutig zu identifizieren. Die wahrscheinlichste Ursache sind Inhomogenitäten und Unsicherheiten hinsichtlich der Randbedingung. Da kein Eintrittsprofil gemessen bzw. publiziert wurde, ist der Strömungszustand stromauf der Kaskade nahe der Seitenwand unbekannt. Daher wurde die Zuströmung für die durchgeföhrten Untersuchungen als homogen angenommen. Diese Annahme ist entsprechend eine mögliche Quelle für die Abweichungen.

2.2.1.4 Durchführung einer höherwertigen Simulation zur Erzeugung von Referenzdaten

Um die Messdaten mit höherwertigen Simulationen zu ergänzen, wurde im Rahmen des Vorhabens der untersuchte Betriebspunkt der VT-Kaskade mittels skalenauflösender Simulationen (SRS) berechnet.

Als Verfahren wurde dazu das hybride RANS/LES-Verfahren Improved Delayed Detached Eddy Simulation (IDDES) ausgewählt [55]. Dieses modelliert angelegte Strömungen an viskosen Wänden mittels RANS und schaltet bei Ablösungen in den LES Modus um. Es wurden zunächst Vorstudien mit einem Mittelschnittmodell durchgeführt. Ziel der Voruntersuchung war es, eine geeignete Netzaufteilung für die Simulation des Spaltwirbels zu finden. Im Rahmen der Vorstudien wurden verschiedene Implementierungsfehler des IDDES-Modells in TRACE entdeckt, die vor einer Simulation des Spaltwirbels behoben werden mussten.

Für die Simulation des Spaltwirbels wurde numerische Gitter aus Abschnitt 2.2.1.3 basierend auf RANS-Ergebnissen verfeinert, um die Anforderungen hinsichtlich der Netzaufteilung an die Methode zu erfüllen. Das finale Gitter besitzt eine Anzahl von 21 Mio. Gitterpunkten. Die Simulationen wurden nach der Ende initialen Transiente zeitlich über sechs konvektive Durchströmungen der Schaufelpassage gemittelt und anschließend für die zeitgemittelte Strömung ausgewertet. In Abbildung 12 ist die Ablöselinie des Spaltwirbels für das Experiment sowie die RANS-Simulation und die IDDES-Ergebnisse dargestellt.

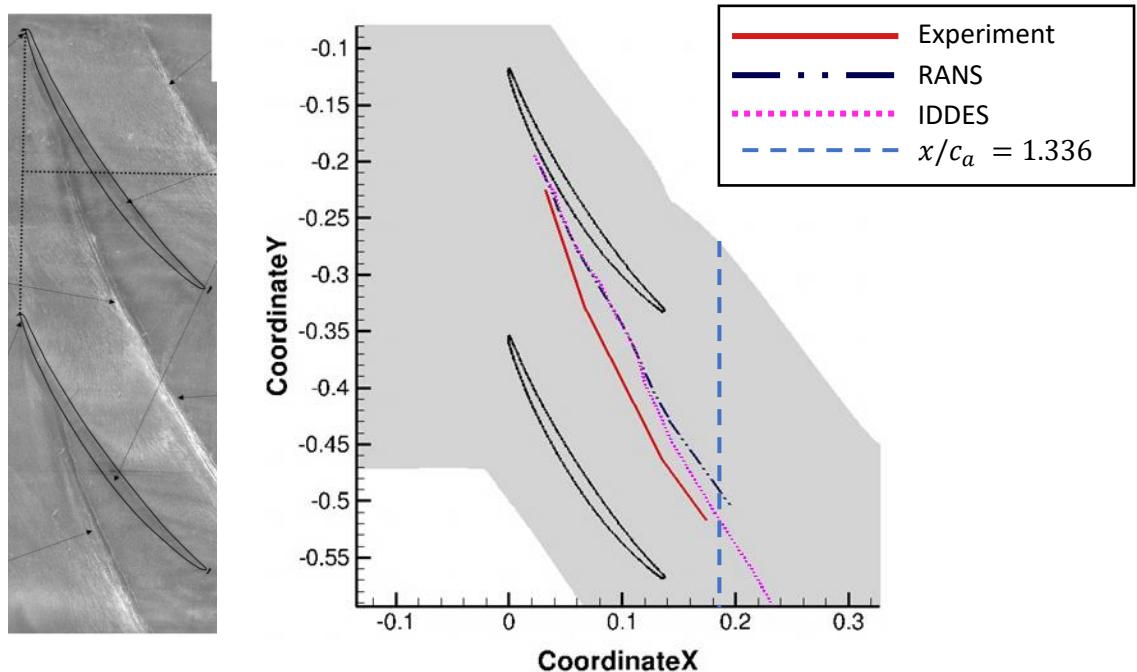


Abbildung 12: Vergleich der Ablöselinie zwischen Experiment, RANS und IDDES

Die Ablöselinie aus dem Experiment wird von beiden numerischen Methoden nicht korrekt wiedergegeben. Zudem ist ein nahezu identischer Verlauf der Ablöselinie für beide numerische Verfahren zu erkennen. Die Verschiebung der Ablöselinie wirkt sich auf die Spaltwirbeltrajektorie aus, wie in Abbildung 13 zu sehen ist.

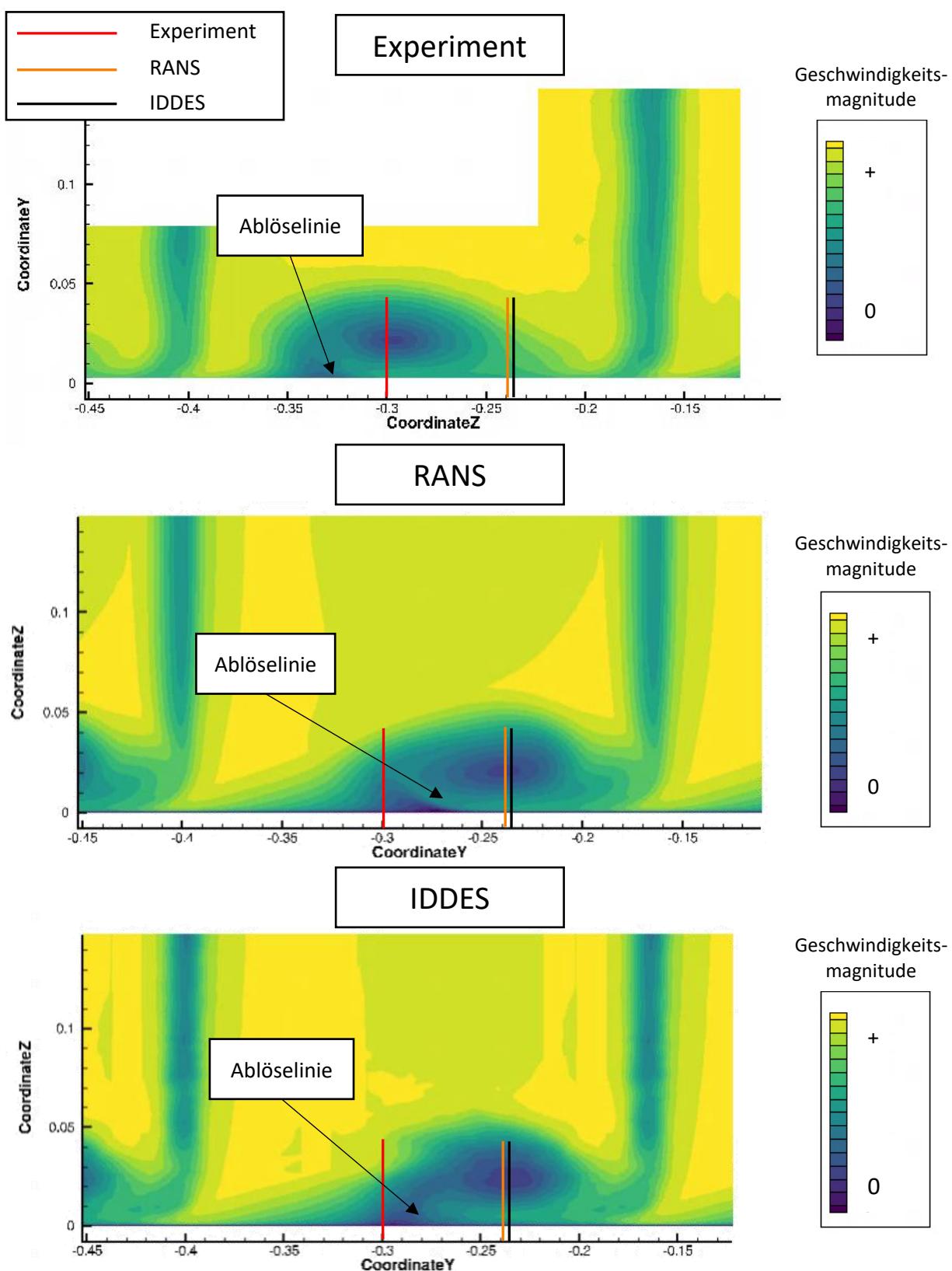


Abbildung 13: Spaltwirbellage zwischen Experiment und Numerik bei 34 % axialer Sehenlänge hinter der Schaufelhinterkante

Eine Verschiebung des Spaltwirbels zwischen Experiment und CFD in Umfangsrichtung ist deutlich zu erkennen. Zudem sind nur geringe Veränderungen zwischen der IDDES und der RANS-Lösung zu

erkennen. Neben den in Abschnitt 2.2.1.3 diskutierten Unsicherheiten bzgl. der Randbedingungen gibt es bei der IDDES weitere modellbedingte Fehlerquellen, die zu den Abweichungen beitragen können.

Die Entstehung des Spaltwirbels findet im Übergangsbereich zwischen dem LES-Gebiet und dem RANS-Gebiet statt. Dies ist deutlich in Abbildung 14 zu erkennen.

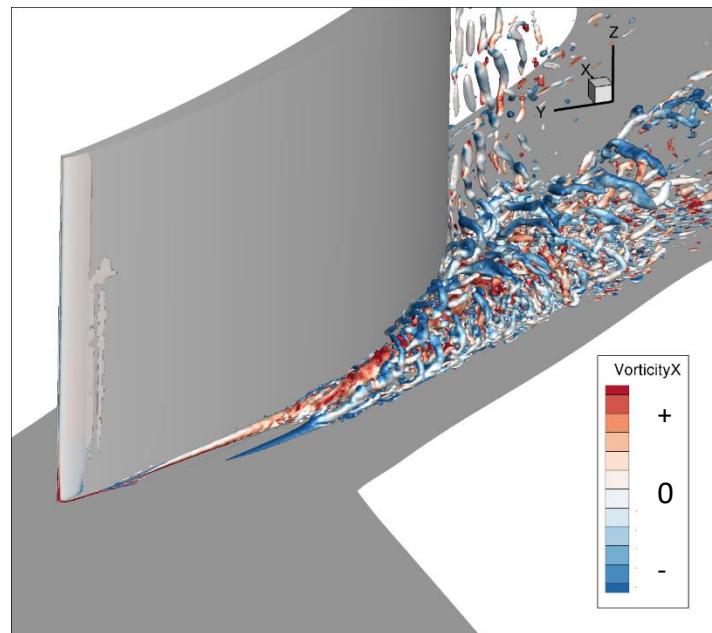


Abbildung 14: Snapshot aus der IDDES-Simulation

Konkret können in Abbildung 14 zwei Wirbel identifiziert werden: Der eigentliche Spaltwirbel (in Abbildung 14 rot und gegen den Uhrzeigersinn rotierend) und ein induzierter Wirbel (in Abbildung 14 blau und mit dem Uhrzeigersinn rotierend). Der induzierte Wirbelwickelt sich um den Spaltwirbel und mischt sich in der Folge mit diesem aus. Insbesondere im Entstehungsgebiet der Wirbel ist deutlich zu erkennen, dass zunächst laminare Strukturen entstehen, die erst nach einer gewissen Entwicklungslänge in turbulente Strukturen zerfallen. Dieses Phänomen wird in der Literatur als „Grey Area“-Problem beschrieben. Die Entstehung der laminaren Strukturen lassen sich methodenbedingt nicht verhindern, lediglich die Entwicklungslänge kann mittels verschiedener Modellformulierungen verkürzt werden, wie z. B. von [56] oder [57] vorgeschlagen. Es ist daher möglich, dass die laminaren Wirbelstrukturen eine Ursache für die Verschiebung des Spaltwirbels in Umfangsposition sind.

Da die Wirbelentstehung und die Ablösung von der Seitenwand in den RANS-Bereich der IDDES fällt, ist davon auszugehen, dass das RANS-Modell einen entscheidenden Einfluss auf die Spaltwirbellage hat.

Eine tiefergehende Untersuchung der Abweichungen erfolgte mittels weiterer skalenauflösender Simulationen in AP 1.1b.4: Verbesserungsmaßnahmen.

2.2.2 AP 1.1b.2: Akademisches Rig

Ziel des Arbeitspaktes war es, die Ergebnisse aus „AP 1.1b.1: Grundlagen und generischer Testfall“ von der Verdichterkaskade auf einen rotierenden Prüfstand zu überführen und dort zu validieren.

Dazu wurden die folgenden Arbeitsschritte durchgeführt:

- Auswahl des Testfalls
- Aufbau der Parameterstudie
- Identifizierung der Einflussfaktoren

2.2.2.1 Auswahl des Testfalls

Für die Auswahl des Testfalls wurde der folgenden Anforderungskatalog erstellt, mit dem die vorhandene Testfallbasis des Projektpartners MTU durchsucht wurde:

- **Vermessung des Kennfelds:** Es sollten Daten für mindestens zwei Drehzahllinien vorliegen, um das Modellverhalten in den unterschiedlichen Betriebspunkten untersuchen zu können.
- **Detailmessungen im Schaufelspitzenbereich:** Für einige der Betriebspunkte sollen auch Detailmessungen im Schaufelspitzenbereich vorhanden sein (z. B. durch kapazitive Druckmessungen im Gehäuse über dem Rotor), um den Verlauf des Spaltwirbels nachvollziehen zu können.
- **Radiale Verläufe:** Um die Umverteilung des Massenstroms beurteilen zu können, sind Messungen auf mehreren radialen Positionen in den Axialspalten oder durch eine Vorderkanteninstrumentierung des Stators gewünscht.
- **Spaltvariation:** Im Experiment wurden verschiedene Spalthöhen vermessen, die in der Numerik nachgerechnet werden können.

Mit den aufgeführten Anforderungen der Aufbau des 1,5 stufigen Verdichterprüfstands der TU Darmstadt ausgewählt. Dieser ist in Abbildung 15 dargestellt.

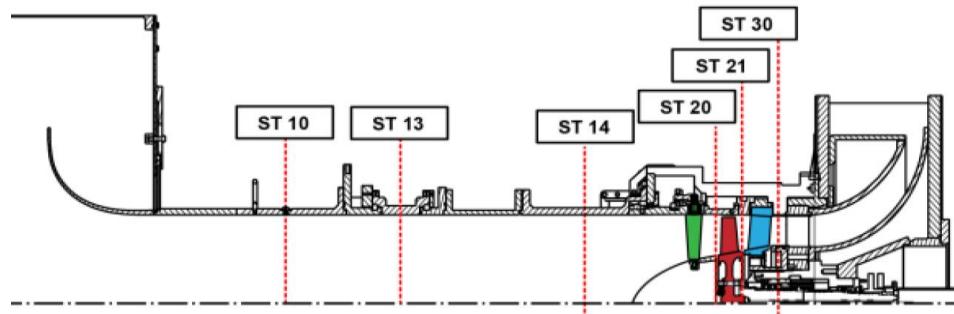


Abbildung 15: Schnittdarstellung des 1,5 stufigen Verdichterprüfstands der TU-Darmstadt inklusive Messebenen

Durch mehrere in Abbildung 15 nicht dargestellte Rohrleitungen wird die Luft in ein Beruhigungsbehälter geleitet und dort homogenisiert. Von dort strömt die Luft durch die Bellmouth (links in Abbildung 15 dargestellt) in den Verdichter, verlässt diesen über einen radial nach Außen geführten Kanal und tritt durch hier nicht dargestellte Rohrleitungen in die Umgebung aus. Durch angepasst Gehäuseeinsätze über dem Rotor wurde der Radialschlitz variiert.

Durch die Messebenen ST14 und ST30 werden die Randbedingungen für die numerischen Simulationen bestimmt. Über dem Rotor befindet sich eine Anordnung aus kapazitiven Druckaufnehmern. Durch Aufzeichnung einer hochauflösten Zeitreihe wurden die Druckmessungen unter Berücksichtigung der Drehzahl vom Absolutsystem ins Relativsystem des Rotors transformiert. Somit

können diese Daten dazu verwendet werden, ein zeitgemitteltes Druckfeld an der Rotor spitze zu erzeugen, das im Rahmen dieses APs mit numerischen Ergebnissen verglichen wurde.

2.2.2.2 Aufbau der Parameterstudie

Für die Parameterstudien wurde zunächst ein geeignetes numerische Simulationsmodell sowie die notwendigen Auswerteroutinen aufgebaut. Das verwendete numerische Simulationsmodell umfasst den Bereich zwischen Messebene ST14 und ST30 und ist in Abbildung 16 dargestellt.

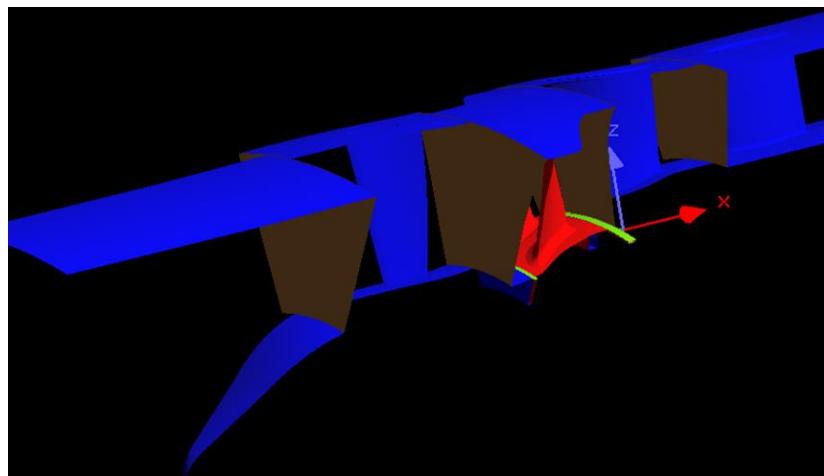


Abbildung 16: Numerische Simulationsmodell des 1,5-stufigen Verdichterprüfstand der TU Darmstadt

Aus dem vermessenen Kennfeld des Testfalls wurden zwei Drehzahllinien (75 % & 100% der Auslegungsdrehzahl) für die Parameterstudien nachgerechnet. Die untersuchten Parameter stimmen mit einigen Ergänzungen mit den in Tabelle 4 genannten überein. Da die Strömung im Verdichter aufgrund der Relativbewegung zwischen Rotor- und Statorreihen periodischer instationär ist, werden instationäre RANS-Verfahren als Teil der Sensitivitätsstudien mitberücksichtigt. Die Auslenkung der Parameter in den Sensitivitätsstudien unterscheiden sich teilweise testfallbedingt zwischen dem generischen und dem akademischen Testfall.

Bei der Auswertung der Simulationen werden diese analog zu den Arbeiten in „AP 1.1b.1: Grundlagen und generischer Testfall“ auf skalare Werte zurückgeführt. Diese sind im Folgenden aufgeführt:

- Integrale Größen
 - o Wirkungsgrad η_{is}
 - o Totaldruckverhältnis Π_t
 - o Durchflusskenngroße φ
 - o Pumpgrenzabstand
- Lokale Größen, die aus dem vom Spalt beeinflussten Bereich ermittelt werden.
 - o Totaldruckverlust im Spaltbereich
 - o Axial Velocity Density Ratio im Spaltbereich
 - o Umlenkung im Schaufelspitzenbereich
- Radiale Verläufe im aerodynamischen Auslegungspunkt und nahe der Pumpgrenze
- Lage des Spaltwirbels
- Sensitivität bei einer Spaltvergrößerung

Die Parameterstudien wurden gegenüber eines Basis-Setups bewertet und so die Sensitivitäten ermittelt. Als Beispiel für diese Bewertung ist in Abbildung 17 der Verlauf des Totaldruckverlust im Spaltbereich über die Kanalhöhe für die Turbulenzmodellstudie dargestellt.

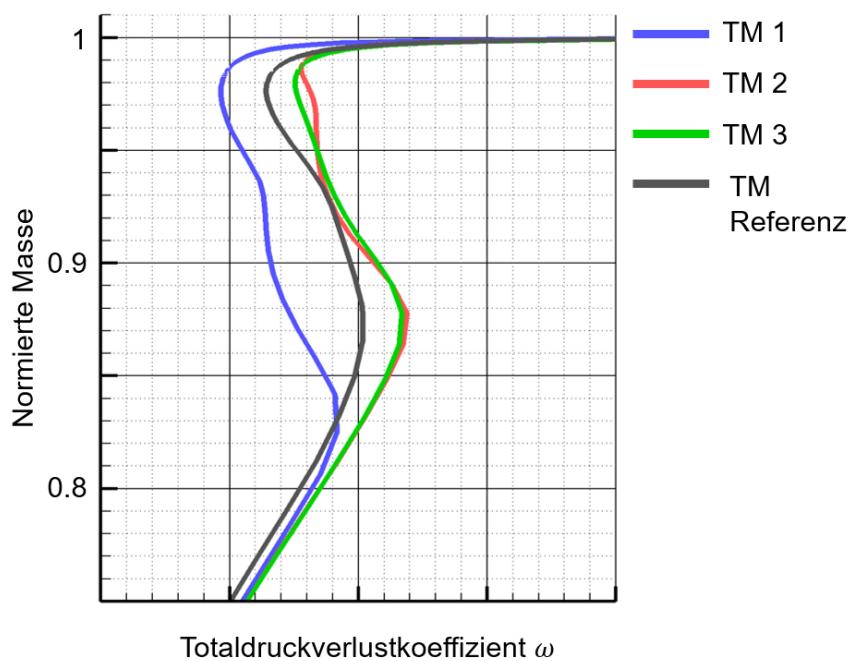


Abbildung 17: Radialer Verlauf des Totaldruckverlusts für die Turbulenzmodellparameterstudie

Für die Bewertung wird der Mittelwert zwischen 80 % und 100 % normierten Massenstrom gebildet und die Differenz dieses Mittelwerts zur Referenzsimulation bestimmt. Zudem wurde der Gradient dieser Differenz für eine Spalvariation ermittelt.

2.2.2.3 Identifizierung der wichtigsten Einflussfaktoren

Der Einfluss der jeweiligen Freiheitsgrade auf die Spaltwirbelwiedergabe wurde im Detail untersucht. Der Modellierungsparameter mit dem größten Einfluss auf die Spaltströmung des untersuchten Verdichteraufbaus ist die geometrische Abbildung des Radialspalts. Dies gilt sowohl für die absoluten Werte der Kenngrößen als für die Gradienten der untersuchten Parameter bei Spaltvariation. Weitere Modellierungsparameter mit großem Einfluss sind insbesondere die Netzstudien im Spaltwirbelbereich und in Umfangsrichtung. Bei der Betrachtung der Gradienten bei einer Spaltvariation ist zu beobachten, dass die Netzeinflüsse auf die Gradienten größer sind als die Einflüsse der Solvereinstellungen. Als Ergebnis lässt sich jedoch auch festhalten, dass die Möglichkeiten auf die Spaltwirbelwiedergabe Einfluss zu nehmen, bis auf wenige Freiheitsgrade, begrenzt sind. Dies spricht wiederum für einen robusten Zustand des derzeitigen numerischen Standardsetups.

Beim Abgleich zu den Ergebnissen von „AP 1.1b.1: Grundlagen und generischer Testfall“ fällt auf, dass die Einflüsse der geometrischen Abbildung des Spaltes auf die Auswertegrößen deutlich größer sind, während der Einfluss der Turbulenzmodellierung in den Hintergrund tritt.

2.2.3 AP 1.1b.3: Mehrstufiger Verdichter

Das AP1.1b3 Vielstufiger Verdichter wurde, wie im Antrag bereits beschrieben, durch die MTU Aero Engines AG in AP1.1a (FKZ: 03EE5012A) bearbeitet. Die Ergebnisse werden daher im Abschlussbericht der MTU Aero Engines AG vorgestellt.

2.2.4 AP 1.1b.4: Verbesserungsmaßnahmen

Aufgrund der großen, nicht final erklärbaren Abweichungen zwischen der IDDES und den Messdaten bei der Simulation der Virginia Tech Kaskade wurde entschieden die Inhalte dieses Arbeitspakets anzupassen. Als mögliche Ursache für die Abweichungen zwischen IDDES und Messdaten bzgl. der Spaltwirbellage wurde u. a. das zu langsame Umschalten von modellierte auf aufgelöste Turbulenz identifiziert. Um diese Fehlerursache ausschließen zu können, wurde anstatt der Simulation der Geometrie aus AP1.1b2 ein rein numerischer Kaskadentestfall aufgebaut und mit zwei unterschiedlichen numerischen Verfahren simuliert. Mittels einer LES wurde mangels nicht vorhandener Messdaten eine numerische Referenzlösung ermittelt, die anschließend mit dem IDDES-Verfahren nachgerechnet wurde. So konnten Differenzen in der Strömungslösung ermittelt und Modellierungsdefizite identifiziert werden. Die einzelnen Arbeitsschritte des Arbeitspaktes sind im Folgenden aufgeführt:

1. Auswahl des Profils und Aufbau des Testfalls
2. LES und IDDES-Simulationen
3. Auswertung
4. Ableitung von Modellierungsempfehlungen

2.2.4.1 *Auswahl des Profils und Aufbau des Testfalls*

Wie in Abschnitt 2.2.1.2 beschrieben, wurde kein Testfall identifiziert, der sich ideal für die Simulation mit TRACE hinsichtlich des Machzahl und Reynoldszahlbereich eignet, um diesen mittels skalenauflösender Simulationen optimal rechnen zu können. Zudem fehlten auch zuverlässige Daten bzgl. der Randbedingungen wie bereits in Abschnitt 2.2.1.4 diskutiert wurde. Es wurde daher beschlossen, einen rein numerischen Testfall aufzubauen. An diesen wurden die folgenden Anforderungen gestellt:

5. Geometrie des Profils ist frei verfügbar
6. Das Profil muss komplett turbulent umströmt werden, um LES und IDDES fair vergleichen zu können.

Die zweite Anforderung resultiert aus der (noch) fehlenden Transitionsmodellierung für IDDES in TRACE. Anhand dieser Kriterien wurde das Naca 65-V103-Verdichterprofil ausgewählt. Dieses wurde in mehreren Messkampagnen (ohne Spaltströmung) an der Universität der Bundeswehr in Neubiberg vermessen [58, 59]. Zudem wurden für das Profil auch bereits LES und DNS Ergebnisse publiziert [60, 61]. Für die folgenden Untersuchungen wurde auf die Profilgeometrie von [60] zurückgegriffen. Da der Testfall eine vergleichsweise schnelle Simulation ermöglichen sollte, wurde eine für Verdichterstörung mit 180 000 eine nicht charakteristische Reynoldszahl gewählt. Dies beeinflusste die Ergebnisse der Simulationen nicht, da das Grey Area Problem unabhängig von der Reynoldszahl auftritt. Die Machzahl wurde bei 0,67 belassen. Bei einer Untersuchung der Umströmung mittels LES,

dargestellt als Momentaufnahme in Abbildung 18, ist deutlich zu erkennen, dass turbulente Strukturen auf der Saugseite erst in der hinteren Hälfte entstehen.

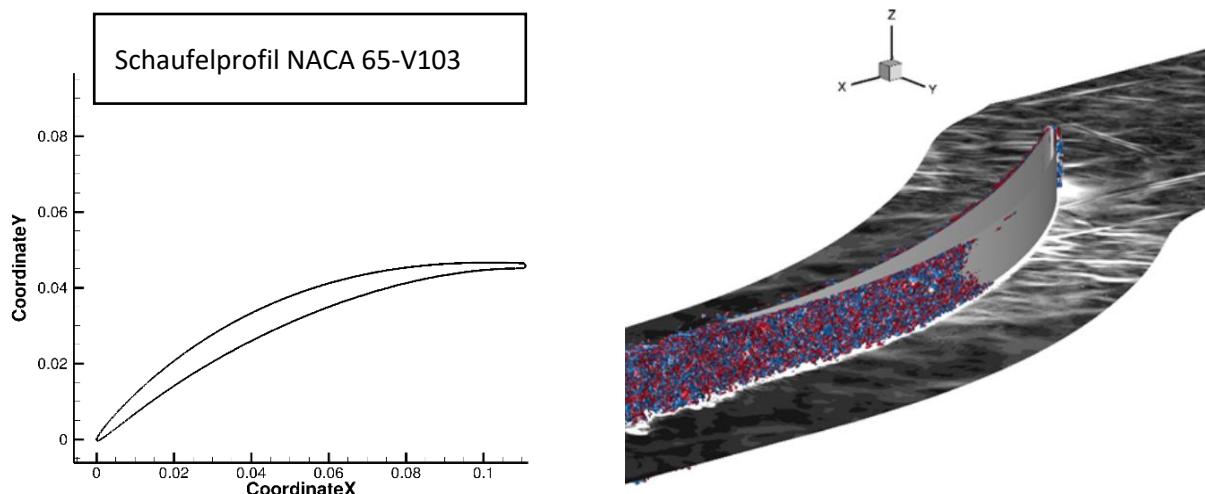


Abbildung 18: NACA 65-V103 Profil und von der LES aufgelöste turbulente Strukturen auf der Profilsaugseite

Da eine vollturbulente Umströmung des Schaufelprofils sicherzustellen war, wurden Analysen mittels transitioneller RANS-Simulationen durchgeführt. Ziel der Untersuchung war es, Geometriemodifikationen zu untersuchen, die eine Transition und damit eine vollturbulente Umströmung erzwingen. Es wurde dazu ebenfalls der Anströmwinkel der Kaskade variiert. Als finale Geometrie wurde eine stumpfe Vorderkante gewählt. Diese ist Abbildung 19 in dargestellt. Zudem wurde der Eintrittswinkel von 42° auf 47° angehoben.

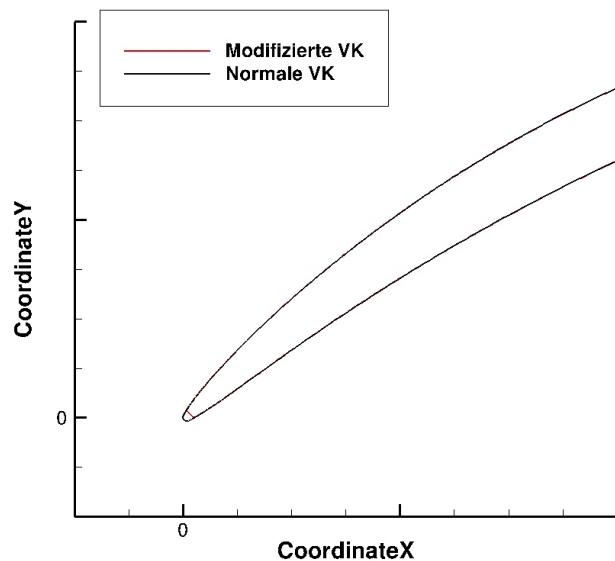


Abbildung 19: Modifizierte Schaufelvorderkante am Naca 65-V103

Durch den Vergleich des Wandschubspannungsverlaufs wurde der Grenzschichtzustand des Profils untersucht. Wie in Abbildung 20 dargestellt, beeinflusst die veränderte Vorderkante die Umströmung der Schaufel, insbesondere an der Vorderkante.

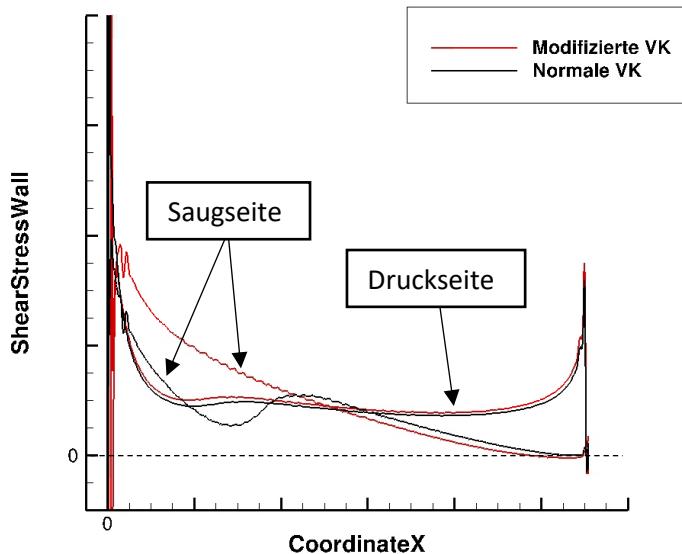


Abbildung 20: Verlauf der Wandschubspannung auf der Schaufeloberfläche

Für die normale Vorderkante ist auf der Saugseite zunächst ein Abfall der Wandschubspannung und ein erneuter Anstieg zu erkennen, der charakteristisch für den laminar-turbulenten Umschlag ist. Für die modifizierte Vorderkante wird dieses Verhalten nicht beobachtet, da die Transition durch den großen Druckgradienten an der stumpfen Vorderkante erzwungen wird. Auf der Druckseite ist bei beiden untersuchten Geometrien ein ähnliches Verhalten zu erkennen.

Das Schaufelprofil wurde durch diese Untersuchungen festgelegt und in der Folge verwendet, um eine Verdichterkaskade mit Spalt aufzubauen. In Abbildung 21 ist das verwendete CFD-Modell der Kaskade dargestellt.

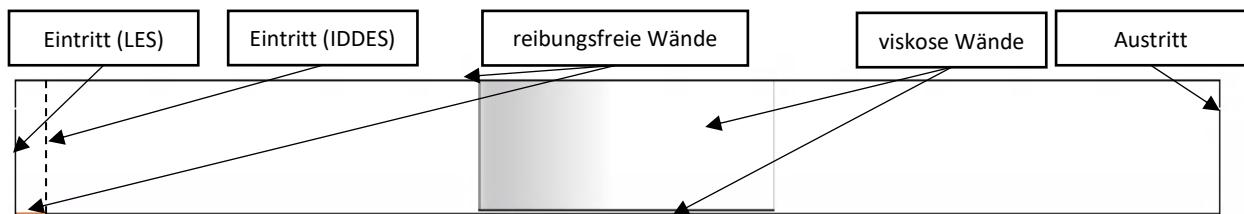


Abbildung 21: CFD-Modell des numerischen Testfalls für IDDES und LES

In spannweitige Richtung werden 30 % der Sehnenlänge durch das numerische Modell aufgelöst. Als Spalthöhe wurde 1 % der Sehnenlänge gewählt, was repräsentativ für Axialverdichteranwendungen ist. Die Lage der Eintrittsrandbedingungen unterscheidet sich zwischen LES und IDDES. Aufgrund von numerischen Instabilitäten wurde bei der LES zunächst eine reibungsfreie Wand an der Seitenwand eingebaut, um die Simulation durchführen zu können. Diese sorgte jedoch bei der später durchgeföhrten IDDES-Simulation erneut für ein instabiles Verhalten, sodass die Randbedingung am Beginn der viskosen Seitenwand platziert wurde.

2.2.4.2 LES-Simulationen

Für die LES-Simulation wurden die folgenden Einstellungen verwendet: Die in Abbildung 21 dargestellte Geometrie wurde mit 192 Millionen Zellen diskretisiert. Das verwendete Finite Volumenverfahren ist erreicht eine Genauigkeit 2. Ordnung. Zur Zeitintegration wurde ein explizites Runge-Kutta-Verfahren

3. Ordnung verwendet. Zur Modellierung der Feinstrukturspannungen wurde auf das Wall Adapting Local Eddy Viscosity (WALE) Model von Durcos et al [62] zurückgegriffen. Um eine turbulente Zuströmung zu erzeugen, wurde ein synthetischer Turbulenzgenerator eingesetzt, der auf der Veröffentlichung von Shur et al [57] basiert. An der Vorderkante wurde dadurch ein Turbulenzgrad von etwa 3,3% an der Vorderkante erreicht. Nach Ende der initialen Transiente der Simulation wurden über 8 Durchströmungen eine zeitliche Mittelung durchgeführt.

Es wurde zunächst sichergestellt, dass die räumliche Auflösung für die viskosen Wände ausreichend ist. Die dimensionslosen Wandabstände, die für diese Bewertung verwendet werden, sind in Abbildung 22 dargestellt.

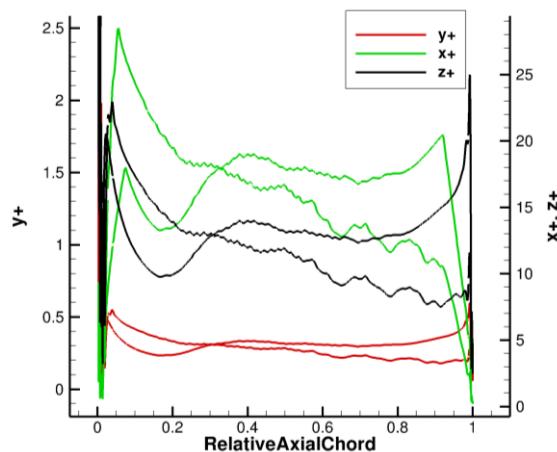


Abbildung 22: Dimensionslose Zellgrößen auf 50 % Kanalhöhe auf der Schaufeloberfläche

Die dimensionslosen Zellgröße in Wandnormalenrichtung (y^+) liegt auf der Schaufeloberfläche deutlich unter einem Wert von 1 und erfüllt somit die aus der Literatur bekannten Anforderungen. Gleichermaßen gilt für die dimensionslose Zellgröße in Strömungsrichtung (x^+) mit einem Wert von maximal 28 und normal zur Strömungsrichtung (z^+) von maximal 25. Die dimensionslosen Zellgrößen auf der Seitenwand ist in Abbildung 23 dargestellt.

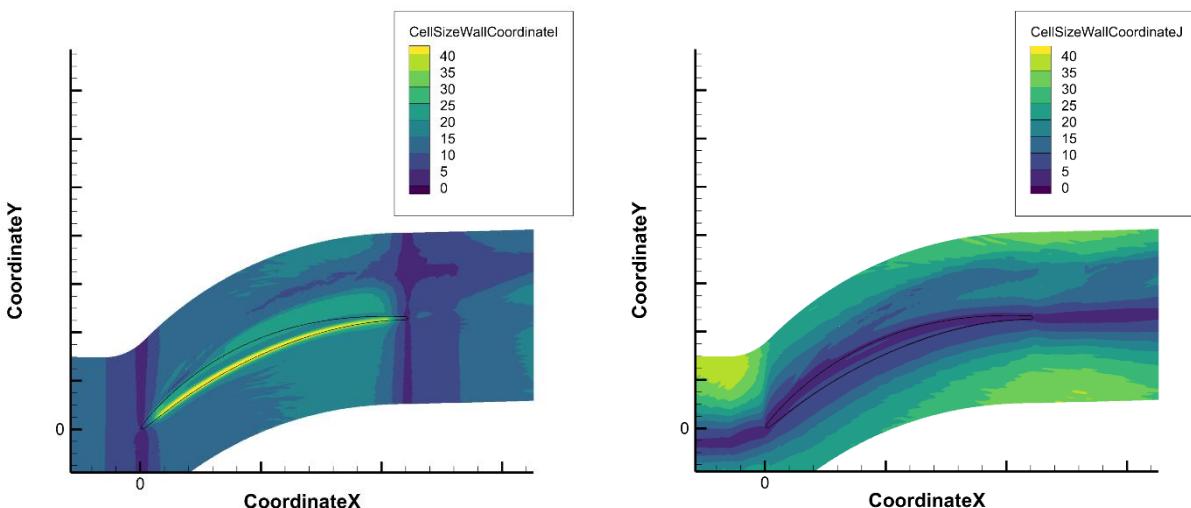


Abbildung 23: Dimensionslose Zellgrößen auf der Seitenwand (links in Strömungsrichtung, rechts in Teilungsrichtung)

Die dimensionslose Zellgröße in Strömungsrichtung erreicht lokal Werte von über 40. Diese liegen auf der Druckseite des Spalts. An diesem Ort wird die Spaltströmung beschleunigt, sodass lokal hohe Geschwindigkeitsgradienten auftreten, die wiederum zu hohen dimensionslosen Zellgrößen führt. In Teilungsrichtung wird eine feinere Auflösung hinsichtlich der dimensionslosen Zellgrößen erzielt. Diese Werte wurden insgesamt akzeptabel eingeschätzt, auch wenn eine feinere Auflösung in Strömungsrichtung im Seitenwandbereich wünschenswert gewesen wäre. Aufgrund der hohen Rechenzeit für den Fall wurde keine Adaption des Netzes vorgenommen.

Nach Ende der initialen Transiente wurden über 8 Durchströmungen hinweg zeitgemittelte Daten aufgezeichnet.

2.2.4.3 IDDES-Simulation

Für die IDDES wurde das numerische Gitter der LES-Simulation als Grundlage genommen und deutlich vergröbert. Die Anforderungen an die Auflösung wurden aus bereits durchgeföhrten Simulationen von Niederdruckturbinenkaskaden am Institut aus dem parallel laufenden LuFo-Projekt „Virtuelles Triebwerk“ abgeleitet. Es wurde so ein Netz mit insgesamt 75 Millionen Zellen verwendet. Als Hintergrund-Turbulenzmodell wurde das $k-\omega$ Modell von Wilcox [52] verwendet. Die räumliche und zeitliche Integration erfolgte mit der gleichen wie in Abschnitt 2.2.4.2 beschriebenen Genauigkeit. Zudem wurde zur Bestimmung der Feinstrukturlängenskala die Berechnungsmethode von Shur et al [57] angewendet. Diese berücksichtigt im Gegensatz zur originalen Formulierung Informationen aus der Strömungslösung und trägt somit zum schnelleren Entstehen von turbulenten Strukturen bei. Es wurde ebenso wie bei der LES ein synthetischer Turbulenzgenerator eingesetzt, um eine realistische Zuströmbedingungen zu erzeugen. Auf der Höhe der Vorderkante wurde ein Turbulenzgrad von 3,3 % erzielt, sodass die turbulente Zuströmung zwischen den Simulationen vergleichbar ist.

Wie bei der LES-Simulation zuvor wurde durch die Betrachtung der dimensionslosen Zellgrößen auf den viskosen Wänden eine ausreichende Auflösung sichergestellt. Die Zellauflösung auf der Seitenwand ist in Abbildung 24 zu sehen.

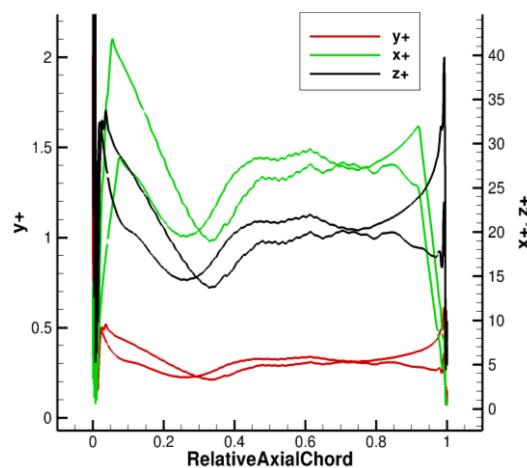


Abbildung 24: Dimensionslose Zellgrößen auf 50 % Kanalhöhe auf der Schaufeloberfläche

Die dimensionslosen Zellgröße in Wandnormalenrichtung (y^+) liegt auf der Schaufeloberfläche deutlich unter einem Wert von 1 und erfüllt somit die aus der Literatur bekannten Anforderungen. Gleicher gilt für die dimensionslose Zellgröße in Strömungsrichtung (x^+) mit einem Wert von maximal 40 und normal

zur Strömungsrichtung (z^+) von maximal 35. Die dimensionslosen Zellgrößen auf der Seitenwand ist in Abbildung 25 dargestellt.

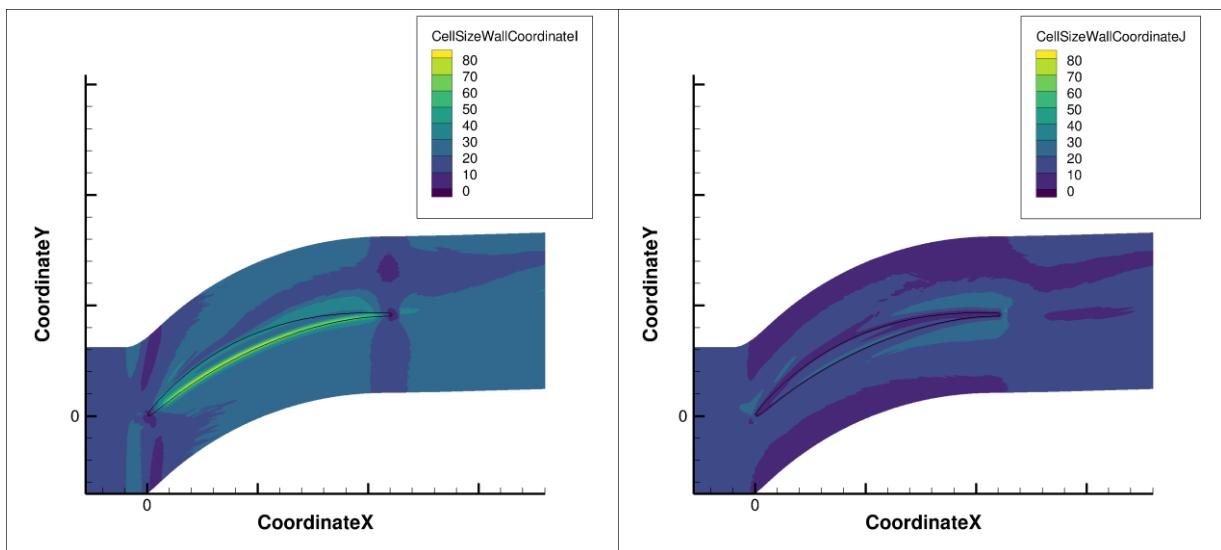


Abbildung 25: Dimensionslose Zellgrößen auf der Seitenwand (links in Strömungsrichtung, rechts in Teilungsrichtung)

Die dimensionslose Zellgröße in Strömungsrichtung erreicht lokal Werte von über 80. Diese liegen auf der Druckseite des Spalts. An diesem Ort wird die Spaltströmung beschleunigt, sodass lokal hohe Geschwindigkeitsgradienten auftreten, die wiederum zu hohen dimensionslosen Zellgrößen führt. In Teilungsrichtung wird eine feinere Auflösung hinsichtlich der dimensionslosen Zellgrößen erzielt. Diese Werte wurden insgesamt akzeptabel eingeschätzt, auch wenn eine feinere Auflösung in Strömungsrichtung im Seitenwandbereich wünschenswert gewesen wäre. Aufgrund der hohen Rechenzeit für den Fall wurde keine Adaption des Netzes vorgenommen.

Nach Ende der initialen Transiente wurden über 12 Durchströmungen hinweg zeitgemittelte Daten aufgezeichnet.

2.2.4.4 Auswertung und Vergleich der Simulationsergebnisse

Zunächst wurde das instantane Strömungsfeld betrachtet, um einen Vergleich zwischen den turbulenten Strukturen vorzunehmen. In Abbildung 26 ist der Spaltwirbel für beide Simulationen dargestellt.

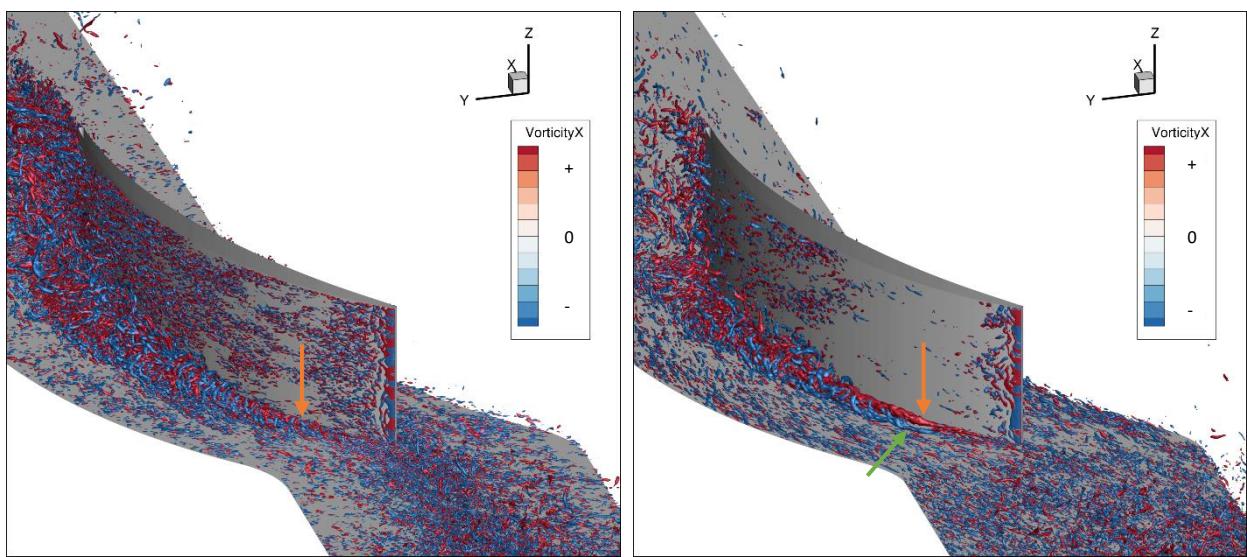


Abbildung 26: Instantane turbulente Strukturen des Spaltwirbels für LES (links) und IDDES (rechts)

Anhand von Abbildung 26 ist deutlich zu erkennen, dass die LES deutlich feinere Strukturen auflöst als die IDDES Simulation. Die Drehrichtung der einzelnen Wirbel ist anhand Ihrer Farbe eindeutig zu identifizieren. Rot eingefärbte Strukturen rotieren mit dem Uhrzeigersinn um die axiale Achse, während blaue Strukturen in die entgegengesetzte Richtung drehen. In beiden Simulationen resultiert aus der Jet-Strömung durch den Spalt eine induzierte Wirbelstruktur, die sich an der Saugseite unmittelbar über dem Spalt bildet (siehe orangener Pfeil in Abbildung 26). An der Seitenwand entsteht zudem bei der IDDES ein induzierter Wirbel (siehe grüner Pfeil in Abbildung 26). Ob dieser auch in der LES vorhanden ist, konnte in dem hier dargestellten Ausschnitt nicht eindeutig identifiziert werden.

Um die Auswirkung des induzierten Wirbels auf das zeitgemittelte Strömungsfeld zu untersuchen, wurden die zeitgemittelten Daten ausgewertet. Da die Grenzschicht auf der Seitenwand einen großen Einfluss auf den Spaltwirbel hat, wurden die Grenzschichtdicken stromauf der Kaskade für die Simulationen verglichen. Die Verdrängungssicht- und Impulsverlustdicken variieren zwischen den beiden Simulationen um 2,7%, was für einen Vergleich ausreichend genau angesehen wurde. Im nächsten Schritt wurde für beide Simulationen die Wandschubspannungen auf der Seitenwand untersucht. Diese sind in Abbildung 27 dargestellt. Zwischen den Simulationsergebnissen existieren qualitative Abweichungen im vorderen Drittel der Passage auf der Saugseite der Schaufel, während die Verläufe im weiteren Strömungsgebiet weitestgehend übereinstimmen. Um den Verlauf der Ablöselinie des Spaltströmung von der Seitenwand zu ermitteln, wurde diese durch eine repräsentative Stromline des Wandschubspannungsvektor in Abbildung 28 dargestellt. Es ist in dieser Darstellung zu erkennen, dass die Ablöselinie sich deutlich zwischen den Simulationen unterscheidet. Für die IDDES-Simulation verläuft diese zunächst näher an der Saugseite der Schaufel und dringt erst später weiter in die Mitte der Schaufelpassage vor. Für die LES verläuft die Ablöselinie gegenüber der IDDES zunächst weiter innerhalb der Passage. Im weiteren Verlauf nähern sich diese jedoch an, sodass auf der Höhe der Hinterkante nur geringe Differenzen zu sehen sind.

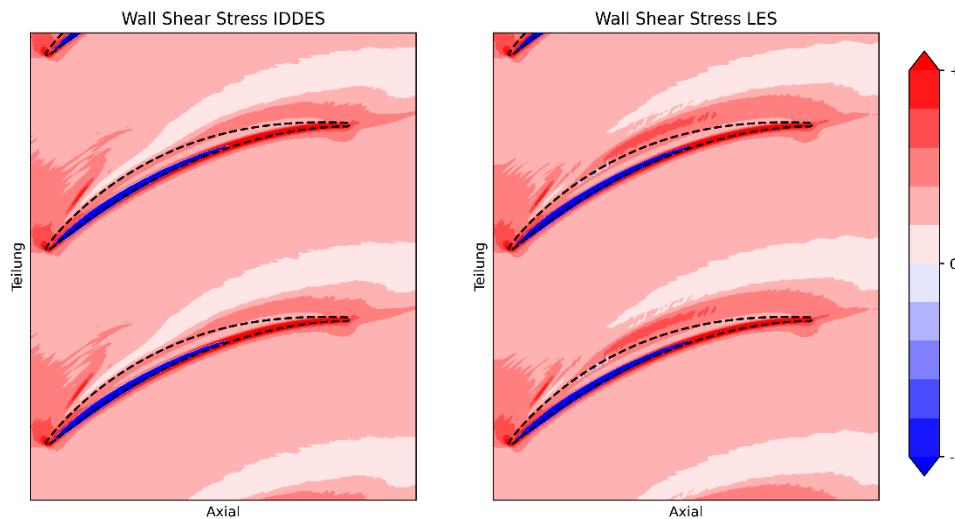


Abbildung 27: Wandschubspannung auf der Seitenwand für IDDES (links) und LES (rechts)

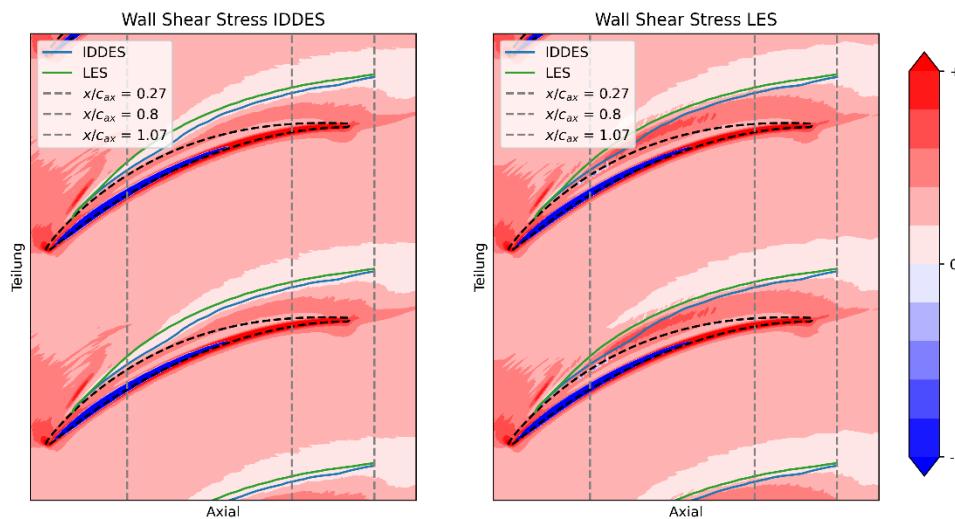


Abbildung 28: Wandschubspannung, Ablöselinie auf der Seitenwand und Auswerteebenen für IDDES (links) und LES (rechts)

Um die Auswirkungen des Versatz in der Ablöselinie zu untersuchen, wurden mehrere S3-Schnitte innerhalb sowie stromab der Schaufelpassage ausgewertet. In Abbildung 29, Abbildung 30 und Abbildung 31 sind die Verteilung der Machzahl für die beiden Simulationen auf 27%, 80% und 107% der axialen Sehnenlänge der Schaufel dargestellt.

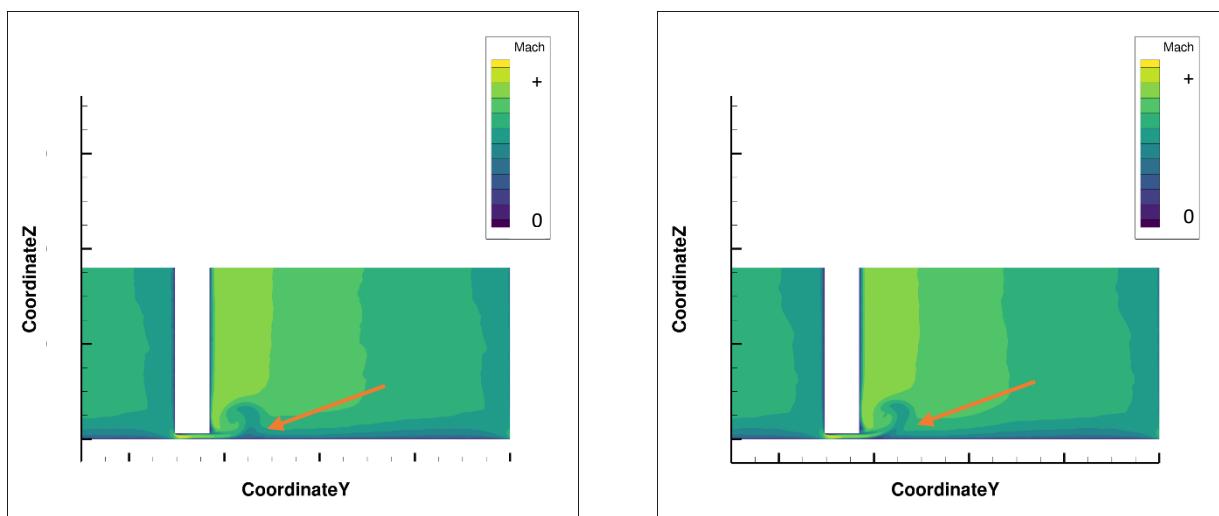


Abbildung 29: Machzahlverteilung auf 27% axialer Sehnenlänge für LES (links) und IDDES (rechts)

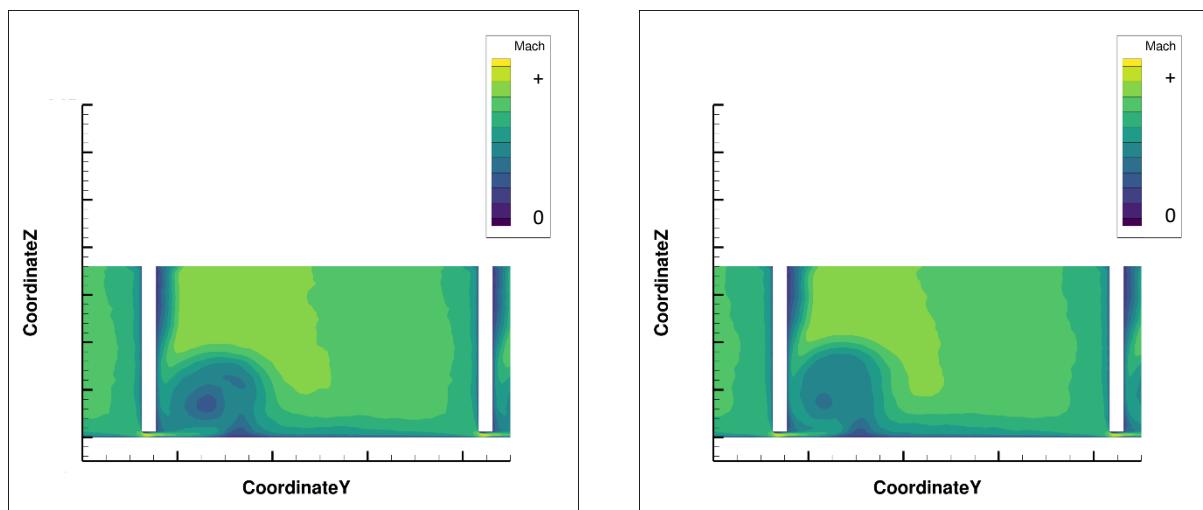


Abbildung 30: Machzahlverteilung auf 80% axialer Sehnenlänge für LES (links) und IDDES (rechts)

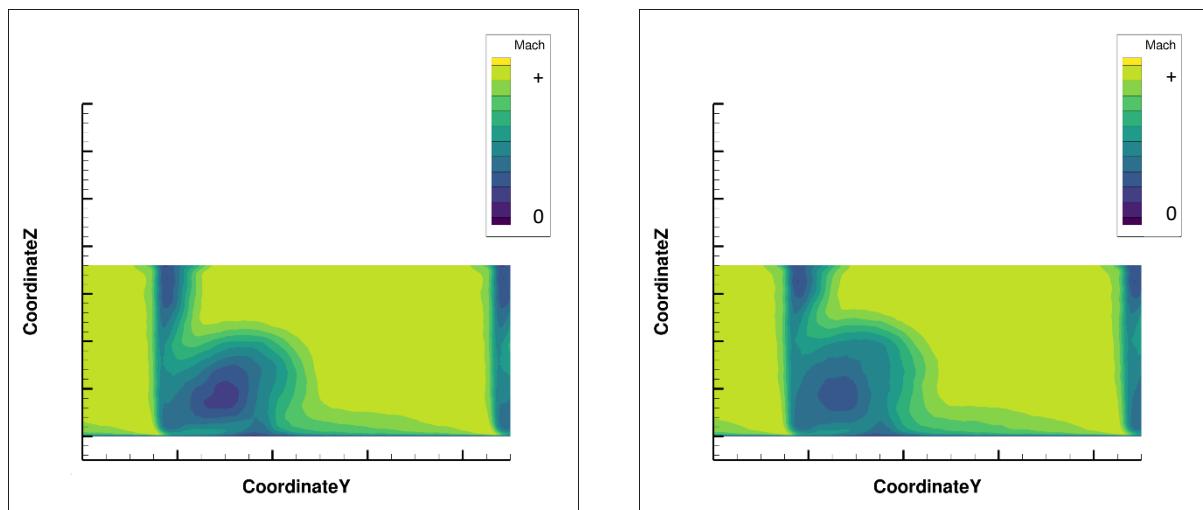


Abbildung 31: Machzahlverteilung auf 107% axialer Sehnenlänge für LES (links) und IDDES (rechts)

In Abbildung 29 sind bereits die Auswirkungen der veränderten Ablöselinie auf die Entstehung des Spaltwirbels zu erkennen. Die Ablösung von der Seitenwand zeichnet sich durch ein Gebiet mit geringer Machzahl aus, dass in Abbildung 29 orange hervorgehoben ist. Die Jetströmung des Spaltwirbels löst bei der IDDES mit deutlich höherer Machzahl von der Seitenwand ab, als dies für die LES der Fall ist. In der Folge verändert sich die Form des Wirbelgebiets deutlich. Dies ist auch an der Form des Spaltwirbels in Abbildung 30 und Abbildung 31 zu erkennen. In der Folge wurde das Verhalten des IDDES-Modells im wandnahen Bereich untersucht, um die Unterschiede im Ablöseverhalten an der Seitenwand zu identifizieren. Dazu wurde die turbulente kinetische Energie in der Schnittebene bei 27% axialer Sehnenlänge, dargestellt in Abbildung 32 und Abbildung 33, untersucht.

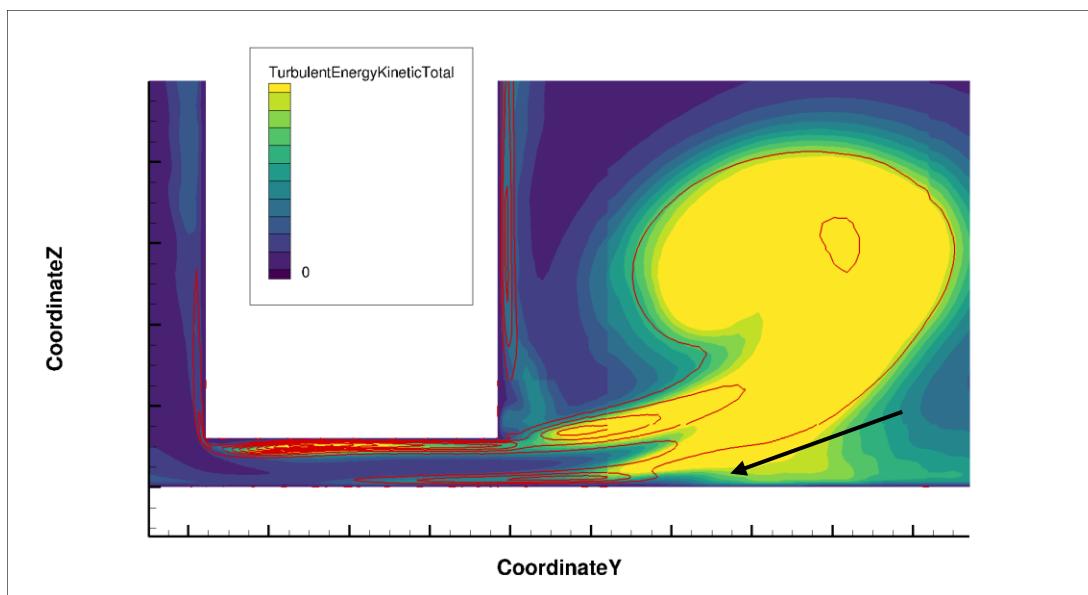


Abbildung 32: Aufgelöste und modellierte turbulente kinetische Energie auf 27% axialer Sehnenlänge für IDDES

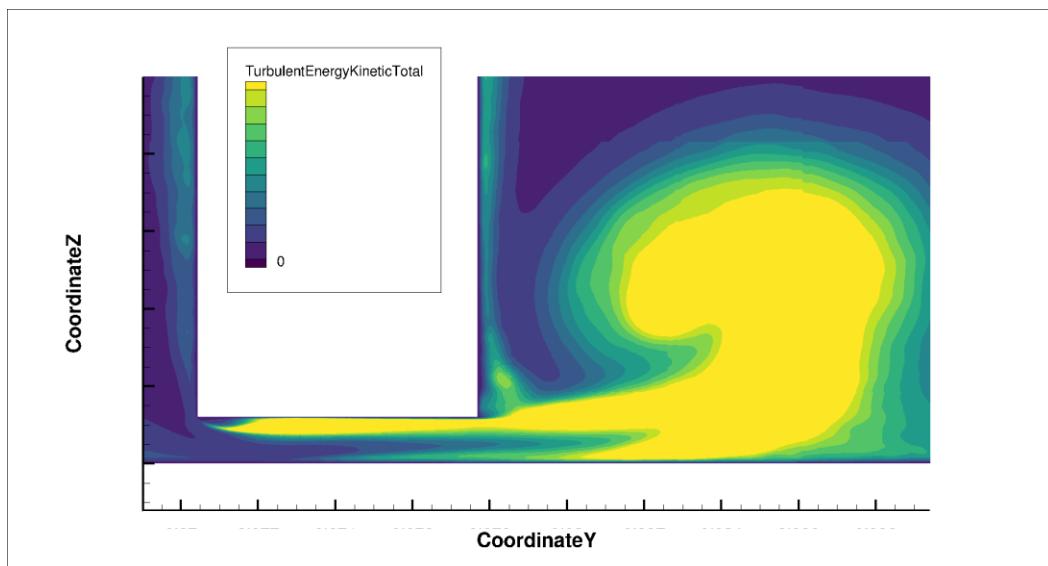


Abbildung 33: Aufgelöste turbulente kinetische Energie auf 27% axialer Sehnenlänge für LES

Die IDDES-Ergebnisse in Abbildung 32 beinhalten sowohl die Summe der modellierten und der aufgelösten turbulenten kinetischen Energie als farbige Kontur als auch den modellierten Anteil der TKE als rote Linien. Im Bereich der Seitenwandablösung wird die modellierte TKE (hervorgehoben

durch den schwarzen Pfeil) sehr rasch reduziert. Die Produktion der aufgelösten TKE ist allerdings noch zu gering, sodass es in der Folge zur Ablösung der Grenzschicht von der Seitenwand kommt. Aufgrund der Modellierungsunterschiede tritt das gleiche Phänomen bei der LES (siehe Abbildung 33) nicht auf. Es wurde daher davon ausgegangen, dass die Unterschiede in der Ablöselinie bei der IDDES modellbedingt sind.

Um diese zu beheben, können folgenden Maßnahmen getroffen werden:

1. **Feinere Auflösung des kritischen Bereichs an der Seitenwand:** Eine feinere Auflösung wird den Übergang zwischen modellierter zu aufgelöster Turbulenz beschleunigen. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass die Anforderungen an die Netzauflösung bei einer weiteren Verfeinerung sehr nahe an denen für eine LES-Simulation sind. Somit gehen die Vorteile einer hybriden Methode wie IDDES gegenüber einer LES verloren. Da der Strömungslöser neben den Gleichungen für Masse-, Impuls- und Energieerhaltung in einem hybriden Verfahren noch zusätzliche Transportgleichungen für die turbulenten Größen lösen muss, kann eine LES unter diesen Umständen ein Ergebnis mit ähnlicher Qualität bei geringerer Rechenzeit liefern.
2. **Anpassung der Modell-Formulierung:** Der Übergang zwischen aufgelöster und modellierter Turbulenz wird in der IDDES als Blending umgesetzt. Es kann ggf. sinnvoll sein, das Blending gezielt für die hier beschriebene Strömungstopologie lokal anzupassen, sodass noch mehr modellierte TKE vorhanden ist und der Übergang gradueller erfolgt.

2.2.5 Zusammenfassung

In diesem Projekt wurden an mehreren Testfällen die Wiedergabe der Spaltströmung in Axialverdichtern mittels numerischer Strömungssimulationen untersucht. Es konnten dabei die Sensitivitäten der Modellierungsparameter auf die Spaltströmung für RANS-Simulationen identifiziert werden. Zusätzlich wurden hybride RANS/LES und LES Simulationen durchgeführt, um die Messdaten der Testfälle um zusätzliche numerische Referenzdaten zu ergänzen.

In AP1.1b1 wurde als Testfall die Virginia Tech Kaskade untersucht. Im Rahmen der RANS-Parameterstudien wurde das Turbulenzmodell bzw. die Turbulenzmodellerweiterungen als größter Einflussfaktor auf die Wiedergabe der Spaltströmung identifiziert. Diese Parameter wurden in der Folge verwendet, um Simulationssetups mit dem Ziel, die Messdaten des Falls möglichst exakt wiederzugeben, zu erstellen. Es konnten dadurch nur geringfügige Verbesserungen erzielt werden. Als Ursache wurden hierfür die fehlenden Informationen aus dem Experiment zum Strömungszustand an der Seitenwand identifiziert. Die für den Fall durchgeführte hybrid RANS/LES-Simulation mit dem IDDES-Ansatz zeigte gegenüber den RANS-Ergebnissen keine genauere Wiedergabe des Experiments. Dies ist neben den fehlenden Informationen zur den Messdaten auch auf ein Modellierungsdefizit des hybriden Verfahren im Bereich des Spaltwirbels zurückzuführen. Dieses wurde in AP1.1b4 genauer untersucht.

In AP1.1b2 wurden die RANS-Parameterstudien auf ein akademisches Verdichterríg transferiert. Als Testfall wurde ein an der TU Darmstadt vermessener 1,5-stufiger Verdichteraufbau ausgewählt. Das Ergebnis der Parameterstudien zeigt, dass im Gegensatz zu den Studien an der Verdichterkasakade andere Parameter die Wiedergabe der Spaltströmung dominieren. Die lässt sich u.a. mit dem grundsätzlich anderen Machzahlniveau der beiden Prüfstände und den damit zusammenhängenden Verlustmechanismen erklären. Die Nachbildung des realen, im Experiment vorliegenden Spalt, hat sich als sehr wichtiges Kriterium herausgestellt.

In AP1.1b3 wurden ausgewählte Parameterstudien, die sich zuvor an der VT-Kaskade und dem TUD-Verdichterríg als einflussreich gezeigt hatten, an einem vielstufigen Forschungsrig wiederholt. Auch an dem mehrstufigen Rig hatte sich gezeigt, dass die Abbildung des gemessenen Spaltes der wesentliche Parameter hinsichtlich des Spaltwirbeleinflusses ist. Diese Arbeiten wurden von dem Projektpartner MTU Aero Engines AG durchgeführt.

In AP1.1b4 wurden die Modellierungsschwächen der IDDES für Spaltströmungen untersucht. An einem numerischen Testfall wurden jeweils eine LES-Simulation (als numerische Referenz) und eine IDDES-Simulation durchgeführt. Auch mit einem verbesserten Setup wurde an einem rein numerischen Testfall ein Einfluss des hybriden Modells auf die Spaltströmung identifiziert. In der Folge wurden Modellierungsempfehlungen abgeleitet, um den Einfluss des Modells auf die Ergebnisse zu reduzieren.

2.3 Fortschritt auf dem Gebiet bei anderen Stellen

Es liegen keine neuen Ergebnisse bei anderen Stellen vor.

2.4 Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen

Es ist geplant, die Ergebnisse der Untersuchungen aus AP1.1b4 in eine Konferenzpublikation zu überführen. Zudem geben die Arbeiten im Vorhaben einen Anstoß zur Entwicklung einer Turbulenzmodellerweiterung, die in der Dissertation des Bearbeiters Herrn Deutsch überführt wird.

Geplant: Deutsch, J., Fard Afshar, N., Henninger, S., Jeschke, P.: „A COMPARISON OF REYNOLDS-AVERAGED NAVIER-STOKES AND SCALE RESOLVING SIMULATION METHODS FOR A TIP CLEARANCE FLOW OF A LINEAR COMPRESSOR CASCADE“. Abstract submitted to “Direct and Large-Eddy Simulation 14”, April 10-12 2024

3 Literaturverzeichnis

- [1] T. Schmidt, M. Peters, P. Jeschke, R. Matzgeller und S.-J. Hiller, „High Aspect Ratio Blading in an Axial Compressor Stage,“ in *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Charlotte, North Carolina, USA, 26.-30. Juni, 2017.
- [2] M. Terstegen, C. Sanders, P. Jeschke und H. Schönenborn, „Rotor-Stator Interactions in a 2.5-Stage Axial Compressor-Part I: Experimental Analysis of Tyler-Sofrin Modes,“ *Journal of Turbomachinery*, Bd. 141, Nr. 10, pp. 101002-1 - 101002-10, 2019.
- [3] C. Sanders, M. Terstegen, P. Jeschke, H. Schönenborn und J. P. Heners, „Rotor–Stator Interactions in a 2.5-Stage Axial Compressor - Part II: Impact of Aerodynamic Modeling on Forced Response,“ *Journal of Turbomachinery*, pp. 101008-1 - 101008-9, 10 2019.
- [4] H. Lang, T. Goto, D. Sato, D. Kato, P. Jeschke und D. Jung, „Performance Analysis of a Compressor Leading Edge without Pressure Spike at High Subsonic Speed,“ in *International Gas Turbine Congress*, Tokyo, 2019.
- [5] S. Stummann, D. Pohl, P. Jeschke, H. Wolf, A. Halcoussis und M. Franke, „Secondary flow in variable stator vanes with penny-cavities,“ in *PROCEEDINGS OF THE ASME TURBO EXPO: TURBINE TECHNICAL CONFERENCE AND EXPOSITION*, 2017.
- [6] J. D. Denton, „The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines,“ *ASME. J. Turbomach.*, Bd. 115, Nr. 4, pp. 621-656, 1993.
- [7] P. Ruden, „Untersuchungen über einstufige Axialgebläse,“ *Luftfahrtforschung*, Bd. 14, Nr. 7, pp. 325-346, 1937.
- [8] A. ... Wennerstrom, „Experimental Study of a High-Throughflow Transonic Axial Compressor Stage,“ *J. Eng. Gas Turbines Power*, Bd. 106, Nr. 3, pp. 552-560, 1984.
- [9] N. M. MacDougall, Stall Inception in Axial Flow Compressors. PhD Thesis, Cambridge: University of Cambridge, 1988.
- [10] S. Sakulkaew, C. S. Tan, E. Donahoo, C. Cornelius und M. Montgomery, „Compressor Efficiency Variation With Rotor Tip Gap From Vanishing to Large Clearance,“ *Journal of Turbomachinery*, Bd. 135, Nr. 3, pp. 031030-1-031030-10, 2013.
- [11] M. A. Leschziner und D. Drikakis, „Turbulence modelling and turbulent-flow computation in aeronautics,“ *The Aeronautical Journal*, Bd. 106, pp. 349-384, 2002.
- [12] Advisory Group for Aerospace Research and Development , „CFD Validation for Propulsion System,“ Neuilly-sur-Seine, 1998.
- [13] J.-F. Monier, J. Boudet, J. Caro und L. Shao, „Turbulent Energy Budget in a Tip Leakage Flow: A Comparison Between RANS and LES,“ in *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Charlotte, North Carolina, USA , 2017.

- [14] D. You, M. Wang, P. Moin und R. Mittal, „Large-eddy simulation analysis of mechanisms for viscous losses in a turbomachinery tip-clearance flow,“ *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 586, pp. 177-204, 2007.
- [15] C. Hah, M. Voges, M. Müller und H.-P. Schiffer, „Characteristics of Tip Clearance Flow Instability in a Transonic Compressor,“ in *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, Glasgow, UK, 2010.
- [16] R. Ma, „Unsteady Turbulence Interaction in a Tip Leakage Flow Downstream of a Simulated Axial Compressor Rotor,“ Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 2003.
- [17] R. Ma und W. J. Devenport, „Unsteady Aperiodic Behavior of a Periodically Disturbed Tip-Leakage Vortex,“ *AIAA Journal*, Bd. 46, Nr. 5, p. 1025–1038, 2008.
- [18] R. Ma, N. Saha, W. J. Devenport und Y. Wang, „Unsteady behavior of a tip leakage vortex produced by simulated stator/rotor interaction,“ Reston, Virginia, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2000.
- [19] C. Muthanna und W. J. Devenport, „Wake of a Compressor Cascade with Tip Gap, Part 1: Mean Flow and Turbulence Structure,“ *AIAA Journal*, Bd. 42, Nr. 11, pp. 2320-2331 , 2004.
- [20] C. Muthanna, „Flowfield Downstream of a Compressor Cascade with Tip Leakage,“ Virginia Tech, 1998.
- [21] C. Muthanna, „The Effects of Free Stream Turbulence on the Flow Field through a Compressor Cascade,“ Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 2002.
- [22] C. Muthanna, D. La Riva, W. J. Devenport und S. Glegg, „The interaction of free-stream turbulence with a compressor cascade,“ Reston, Virginia, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2000.
- [23] C. Muthanna, K. Wittmer und W. J. Devenport, „Turbulence structure of the flow downstream of a compressor cascade with tip leakage,“ Reston, Virginia, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998, p. 25.
- [24] Y. Wang und W. J. Devenport, „Wake of a Compressor Cascade with Tip Gap, Part 2: Effects of Endwall Motion,“ *AIAA Journal*, Bd. 42, Nr. 11, p. 2332–2340, 2004.
- [25] Y. Wang, C. Muthanna und W. J. Devenport, „The design and operation of a moving end-wall system for a compressor cascade wind tunnel,“ Reston, Virginia, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1999.
- [26] D. Borello, G. Delibra, K. Hanjalić und F. Rispoli, „Hybrid LES/RANS Study of Turbulent Flow in a Linear Compressor Cascade With Moving Casing,“ Bde. %1 von %2Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C, New York, NY, ASME, 2010.

- [27] R. Koch, M. Sanjosé und S. Moreau, „Aerodynamic investigation of a linear cascade with tip gap using large-eddy simulation,“ *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, Bd. 5, p. 39–49, 2021.
- [28] B. Drechsel, „Einfluss aerodynamischer Auslegungsparameter der Turbinenendstufe auf die gehäusenahe Rotorabströmung,“ Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Hannover, 2019.
- [29] A. Garbaruk, M. Shur, M. Strelets und A. Travin, „Detached-Eddy Simulation of a Linear Compressor Cascade with Tip Gap and Moving Wall,“ 2005.
- [30] M. Franke und C. Morsbach, „Assessment of Scale-Resolving Simulations for Turbomachinery Applications,“ in *Progress in hybrid RANS-LES modelling*, Bd. 137, Cham, Springer, 2016, p. 221–231.
- [31] G. L. Morrison, M. C. Johnson und G. B. Tatterson, „3-D Laser Anemometer Measurements in a Labyrinth Seal,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Bd. 113, Nr. 1, p. 119–125, 1991.
- [32] S. Jovic und D. M. Driver, *Backward-facing step measurements at low Reynolds number, Re(sub h)=5000*, Palo Alto, CA, USA.
- [33] H. LE, P. Moin und J. KIM, „Direct numerical simulation of turbulent flow over a backward-facing step,“ *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 330, p. 349–374, 1997.
- [34] L. Homeier und H. Saathoff, „Experimentelle Untersuchung der Sekundärströmung eines hoch gestaffelten Verdichtergitters mit Spalt,“ 1999.
- [35] H. Saathoff, *Rotor-Spaltströmungen in Axialverdichtern*, Bde. %1 von %22001,5, Braunschweig: Zentrum für Luft- u. Raumfahrttechnik d. Techn. Univ, 2001, p. 120.
- [36] A. D. Vakili, A. J. Meganathan, M. Michaud und S. Radhakrishnan, „An Experimental and Numerical Study of Labyrinth Seal Flow,“ New York, NY, ASME, 2005, p. 1121–1128.
- [37] M. Michaud, A. Vakili, A. Meganathan, R. Zielke, L. Shuster und J. Terrell, „An Experimental Study of Labyrinth Seal Flow,“ New York, NY, American Society of Mechanical Engineers, 2003, p. 497–504.
- [38] S. Yoshioka, S. Obi und S. Masuda, „Organized vortex motion in periodically perturbed turbulent separated flow over a backward-facing step,“ *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Bd. 22, Nr. 3, p. 301–307, 2001.
- [39] S. Yoshioka, S. Obi und S. Masuda, „Turbulence statistics of periodically perturbed separated flow over backward-facing step,“ *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Bd. 22, Nr. 4, p. 393–401, 2001.
- [40] S. Kang und C. Hirsch, „Experimental Study on the Three Dimensional Flow Within a Compressor Cascade With Tip Clearance: Part I — Velocity and Pressure Fields,“ [Place of publication not identified], [publisher not identified], 1992.

- [41] S. Kang und C. Hirsch, „Experimental Study on the Three Dimensional Flow Within a Compressor Cascade With Tip Clearance: Part II — The Tip Leakage Vortex,“ [Place of publication not identified], [publisher not identified], 1992.
- [42] S. Kang und C. Hirsch, „Three Dimensional Flow in a Linear Compressor Cascade at Design Conditions,“ [Place of publication not identified], [publisher not identified], 1991.
- [43] S. Kang und C. Hirsch, „Tip Leakage Flow in Linear Compressor Cascade,“ [Place of publication not identified], [publisher not identified], 1993.
- [44] D. Borello, G. Delibra, K. Hanjalić und F. Rispoli, „Large-eddy simulations of tip leakage and secondary flows in an axial compressor cascade using a near-wall turbulence model,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Bd. 223, Nr. 6, p. 645–655, 2009.
- [45] L. Peter, „Influence of a moving endwall on the tip clearance vortex in an axial compressor cascade,“ Air Force Institute of Technology, Whright-Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio, 1995.
- [46] L. Peter und P. King, „Moving endwall effects on passage losses in a compressor cascade,“ Reston, Virigina, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1996, p. 444.
- [47] R. J. McMullan, „Influence of Tip Clearance on the Flowfield in a Compressor Cascade with a Moving Endwall,“ Air Force Institute of Technology, Whright-Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio, 1996.
- [48] A. Doukelis, K. Mathioudakis und K. Papailiou, „3-D LDA Measurements in an Annular Cascade for Studying Tip Clearance Effects,“ Neuilly-sur-Seine, France, pp. 4-1 - 4-12.
- [49] A. Doukelis, K. Mathioudakis und K. Papailiou, „Effect of wall rotation on the performance of a high-speed compressor cascade with tip clearance,“ in *Fourteenth International Symposium on Air Breathing Engines*, [Elektronische Ressource] Hrsg., Reston, Va., American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1999.
- [50] A. Doukelis, K. Mathioudakis und K. Papailiou, „Investigation of the 3-D Flow Structure in a High-Speed Annular Compressor Cascade for Tip Clearance Effects,“ New York, N.Y., ASME, 1998.
- [51] C. Bonhommet-Chabanel und G. A. Gerolymos, „Analysis of Tip Leakage Effects in a High Subsonic Annular Compressor Cascade,“ New York, N.Y., ASME, 1998.
- [52] D. C. Wilcox, „Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models,“ *AIAA Journal*, Bd. 26, Nr. 11, p. 1299–1310, 1988.
- [53] „Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications,“ *Journal of Fluids Engineering*, Bd. 130, Nr. 7, 2008.
- [54] J. Jeong und F. Hussain, „On the identification of a vortex,“ *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 285, Nr. -1, p. 69, 1995.

- [55] M. L. Shur, P. R. Spalart, M. K. Strelets und A. K. Travin, „A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities,“ *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Bd. 29, Nr. 6, p. 1638–1649, 2008.
- [56] N. Chauvet, S. Deck und L. Jacquin, „Zonal Detached Eddy Simulation of a Controlled Propulsive Jet,“ *AIAA Journal*, Bd. 45, Nr. 10, p. 2458–2473, 2007.
- [57] M. L. Shur, P. R. Spalart, M. K. Strelets und A. K. Travin, „An Enhanced Version of DES with Rapid Transition from RANS to LES in Separated Flows,“ *Flow, Turbulence and Combustion*, Bd. 95, Nr. 4, p. 709–737, 2015.
- [58] R. M. Bell und L. Fottner, „Investigations of Shock/Boundary-Layer Interaction in a Highly Loaded Compressor Cascade,“ American Society of Mechanical Engineers, 1995.
- [59] L. Hilgenfeld und M. Pfitzner, „Unsteady Boundary Layer Development Due to Wake Passing Effects on a Highly Loaded Linear Compressor Cascade,“ *Journal of Turbomachinery*, Bd. 126, Nr. 4, p. 493–500, 2004.
- [60] J. Leggett, S. Priebe, A. Shabbir, V. Michelassi, R. Sandberg und E. Richardson, „Loss Prediction in an Axial Compressor Cascade at Off-Design Incidences With Free Stream Disturbances Using Large Eddy Simulation,“ *Journal of Turbomachinery*, Bd. 140, Nr. 7, p. 1471, 2018.
- [61] T. Zaki, P. Durbin, J. Wissink und W. Rodi, „Direct Numerical Simulation of By-Pass and Separation-Induced Transition in a Linear Compressor Cascade,“ New York, NY, ASME, 2006, p. 1421–1429.
- [62] F. Durcos, F. Nicoud und T. Poinsot, „Wall-Adapting local eddy-viscosity models for simulations in complex geometries,“ Oxford, ICFD, 1998.

4 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Balkenplan AP1.1b	7
Abbildung 2: Prinzipskizze der Spaltströmung in Axialverdichtern.....	13
Abbildung 3: In der Literaturrecherche berücksichtigte Testfalltypen.....	14
Abbildung 4: Verzerrte Draufsicht auf die Virginia Tech-Kaskade. Die dargestellten Abmessungen sind in Metern angegeben. Entnommen aus [21].	17
Abbildung 5: Verzerrte Darstellung des Schnitts B-B aus Abbildung 4. Die dargestellten Abmessungen sind in Metern angegeben. Entnommen aus [21].....	17
Abbildung 6: CFD-Modell der Virginia Tech Kaskade	18
Abbildung 7: Ergebnisse der Netzstudie inkl. Angabe des relativen Fehlers bzgl. der extrapolierten Lösung	19
Abbildung 8: Druckverteilung des Basissetups für die untersuchten Zuströmwinkel	20
Abbildung 9: Bestimung des Totaldruckverlust im Spaltwirbel. Die Integrationsgrenze mit 35 % des Gesamtmassenstroms ist durch die roter Linie hervorgehoben.....	21
Abbildung 10: Sensitivitäten der Modellierungsparameter für Betriebspunkt 1	22
Abbildung 11: Spaltwirbellage in Teilungsrichtung im Vergleich zwischen Numerik und Experiment.	23
Abbildung 12: Vergleich der Ablöseline zwischen Experiment, RANS und IDDES	24
Abbildung 13: Spaltwirbellage zwischen Experiment und Numerik bei 34 % axialer Sehenlänge hinter der Schaufelhinterkante.....	25
Abbildung 14: Snapshot aus der IDDES-Simulation.....	26
Abbildung 15: Schnittdarstellung des 1,5 stufigen Verdichterprüfstands der TU-Darmstadt inklusive Messebenen	27
Abbildung 16: Numerische Simulationsmodell des 1,5-stufigen Verdichterprüfstand der TU Darmstadt	28
Abbildung 17: Radialver Verlauf des Totaldruckverlusts für die Turbulenzmodellparameterstudie ...	29
Abbildung 20: NACA 65-V103 Profil und von der LES aufgelöste turbulente Strukturen auf der Profilsaugseite	31
Abbildung 21: Modifizierte Schaufelvorderkante am Naca 65-V103.....	31
Abbildung 22: Verlauf der Wandschubspannung auf der Schaufeloberfläche	32
Abbildung 23: CFD-Modell des numerischen Testfalls für IDDES und LES	32
Abbildung 24: Dimensionslose Zellgrößen auf 50 % Kanalhöhe auf der Schaufeloberfläche.....	33
Abbildung 25: Dimensionslose Zellgrößen auf der Seitenwand (links in Strömungsrichtung, rechts in Teilungsrichtung).....	34
Abbildung 26: Dimensionslose Zellgrößen auf 50 % Kanalhöhe auf der Schaufeloberfläche.....	34
Abbildung 27: Dimensionslose Zellgrößen auf der Seitenwand (links in Strömungsrichtung, rechts in Teilungsrichtung).....	35
Abbildung 28: Instantane turbulente Strukturen des Spaltwirbels für LES (links) und IDDES (rechts). ..	36
Abbildung 29: Wandschubspannung auf der Seitenwand für IDDES (links) und LES (rechts)	37
Abbildung 30: Wandschubspannung, Ablöselinie auf der Seitenwand und Auswerteebenen für IDDES (links) und LES (rechts)	37
Abbildung 31: Machzahlverteilung auf 27% axialer Sehnenlänge für LES (links) und IDDES (rechts) ..	38
Abbildung 32: Machzahlverteilung auf 80% axialer Sehnenlänge für LES (links) und IDDES (rechts) ..	38
Abbildung 33: Machzahlverteilung auf 107% axialer Sehnenlänge für LES (links) und IDDES (rechts) ..	38
Abbildung 34: Aufgelöste und modellierte turbulente kinetische Energie auf 27% axialer Sehnenlänge für IDDES.....	39

Abbildung 35: Aufgelöste turbulente kinetische Energie auf 27% axialer Sehnenlänge für LES..... 39

5 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Ergebnisse der Testfallrecherche	15
Tabelle 2: Übersicht über die Verdichterkaskaden	15
Tabelle 3: Geometrieparameter und Betriebspunkt der Virginia Tech Kaskade	16
Tabelle 4: Freie Modellierungsparameter für die Spaltströmung.....	19
Tabelle 5: Geordnete Einflusssträke der Parameterstudien auf den Spaltwirbel.....	22
Tabelle 6: In Abbildung 11 verwendete Modelkombinationen	23