# DLR-IB-AT-KP-2022-49

## Untersuchung des Einflusses von Fertigungsgenauigkeiten auf die aerodynamische Auslegung von subsonischen Verdichterprofilen

**Masterarbeit**

Melina Pesch

DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

## Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere, die von mir vorgelegte Arbeit selbständig verfasst zu haben. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten oder nicht veröffentlichten Arbeiten anderer entnommen sind, habe ich als entnommen kenntlich gemacht.
Sämtliche Quellen und Hilfsmittel, die ich für die Arbeit benutzt habe, sind angegeben. Die Arbeit hat mit gleichem Inhalt beziehungsweise in wesentlichen Teilen noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegen.

Köln, 04. Mai 2022

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich während der Anfertigung der vorliegenden Masterarbeit unterstützt haben.

Ausdrücklich möchte ich mich bei Frau Prof. Dr. Claudia Ziller für die Betreuung und Begutachtung meiner Arbeit seitens der Technischen Hochschule Köln bedanken sowie bei Dr. Alexander Hergt für die fachliche Betreuung am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt und die zahlreichen konstruktiven Anregungen.

Nicht zuletzt danke ich ganz besonders meiner Familie, die mir mein Studium durch ihre Unterstützung ermöglicht hat.

# Kurzfassung

Am Institut für Antriebstechnik des DLR werden im *Transsonischen Gitterwindkanal* Experimente zur Grundlagenforschung von Verdichterprofilen durchgeführt. Dabei ist die Messung detaillierter und hochgenauer experimenteller Daten ein zentrales Thema. Diese werden insbesondere zur Validierung und Optimierung des institutseigenen Strömungslösers *TRACE* genutzt.
Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung des Einflusses der Fertigungsgenauigkeit auf die Aerodynamik zweier subsonischer Verdichterprofile, welche die Beurteilung der Fertigungstoleranz ermöglichen soll. Unter Verwendung der Software *TRACE* sind diesbezüglich numerische Untersuchungen durchgeführt worden, innerhalb der die Auslegungsgeometrie sowie die Vermessungsgeometrie der gefertigten Verdichterschaufeln betrachtet wurden. Im Rahmen der Auswertung wurden die Ergebnisse gegenübergestellt und ein Vergleich zu den experimentell ermittelten Daten gezogen.
Aus der Auswertung der numerischen Untersuchung geht hervor, dass die gemessenen Fertigungsungenauigkeiten einen Einfluss auf die Aerodynamik haben, dieser allerdings nur geringfügige Auswirkungen zeigt. Daraus konnte geschlossen werden, dass die Fertigungstoleranz ausreichend klein gewählt ist. Die größten und einflussreichsten geometrischen Abweichungen wurden an der sensiblen Vorder- und Hinterkante festgestellt, welche einerseits auf den Totaldruckverlust durch die Beeinflussung des Transitionsverhaltens wirken und andererseits die Strömungsumlenkung über das Profil verringern. Diese Erkenntnisse können in die Neubewertung der experimentellen Daten eingehen, um den Einfluss der Fertigungsungenauigkeiten auf das Strömungsverhalten zu berücksichtigen. Somit kann die Genauigkeit der Validierungsdaten zur Optimierung des Strömungslösers dahingehend erhöht werden, dass diese möglichst nur die reale Strömungsphysik der ausgelegten Verdichterprofile widerspiegeln.

## Abstract

At the Institute of Propulsion Technology of the German Aerospace Center, experiments are carried out in the *Transonic Cascade Wind Tunnel* for research of compressor profiles. The measurement of detailed and highly accurate experimental data is a central topic here. These are used to validate and optimize the institute's own flow solver *TRACE*.
The present work deals with the investigation of the influence of manufacturing accuracy on the aerodynamics of two subsonic compressor profiles, which should enable the assessment of the manufacturing tolerance. Using the *TRACE* software, numerical investigations have been carried out, in which the design geometry as well as the measurement geometry of the manufactured compressor blades are considered. During the evaluation, the results were compared with the experimentally determined data.
The evaluation of the numerical investigation showed that the measured manufacturing inaccuracies have an influence on the aerodynamics, but that the impact is minor. It could therefore be concluded that the manufacturing tolerance is selected adequately tight. The largest and most influential geometric deviations were found at the sensitive leading and trailing edges, which on the one hand affect the total pressure drop by influencing the transition behavior and on the other hand reduce the flow turning across the airfoil. These findings can be incorporated into the re-evaluation of the experimental data to account for the effect of manufacturing inaccuracies on the flow behavior. Thus, the accuracy of the validation data for the optimization of the flow solver can be increased to the extent that they reflect, as far as possible, only the real flow physics of the designed compressor profiles.

# Inhaltsverzeichnis

**Abbildungsverzeichnis** **VIII**

**Tabllenverzeichnis** **IX**

**Abkürzungsverzeichnis** **X**

**Symbol- und Einheitenverzeichnis** **XI**

**1 Einleitung** **1**

1.1 Motivation . . . . . 2

1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung . . . . . 2

1.3 Aufbau der Arbeit . . . . . 3

**2 Stand der Technik** **4**

2.1 Verdichterbeschaufelung und -profile . . . . . 5

2.2 Fertigungsverfahren . . . . . 6

2.3 Geometrische Fertigungsungenauigkeiten . . . . . 8

2.4 Technik im Institut für Antriebstechnik . . . . . 10

2.4.1 Fertigung des Verdichtergitters . . . . . 10

2.4.2 Prüfstand . . . . . 11

2.4.3 Untersuchungsobjekte . . . . . 12

**3 Strömungsmechanische Grundlagen** **14**

3.1 Strömungsmechanik in der Verdichterpassage . . . . . 14

3.2 Strömungsformen . . . . . 15

3.3 Grenzschichtentwicklung . . . . . 16

3.4 Transition . . . . . 16

3.5 AVDR . . . . . 18

3.6 Ansätze zur Grenzschichtberechnung . . . . . 18

3.7 Navier-Stokes-Equation . . . . . 19

3.8 Untersuchungsparameter . . . . . 20

3.9 GCI-Methode . . . . . 23

**4 Simulation** **25**

4.1 Geometrieerstellung . . . . . 25

4.2 Netzgenerierung . . . . . 29

4.3 Preprocessing . . . . . 33

4.4 Berechnung . . . . . 35

4.5 Postprocessing . . . . . 36

**5 Ergebnisdiskussion** **37**
5.1 DLR-SC14-067A . . . 37
5.1.1 Verhalten über dem Arbeitsbereich . . . 37
5.1.2 Nachlauf . . . 43
5.1.3 Profil . . . 48
5.1.4 Ergebniszusammenfassung . . . 52
5.2 LRN-OGV . . . 53
5.2.1 Verhalten über dem Arbeitsbereich . . . 54
5.2.2 Nachlauf . . . 58
5.2.3 Profil . . . 62
5.2.4 Ergebniszusammenfassung . . . 64

**6 Fazit** **66**
6.1 Zusammenfassung . . . 66
6.2 Reflexion und Ausblick . . . 67

**Literaturverzeichnis** **70**

**Anahng** **74**
A.1 Triebwerk . . . 74
A.1.1 Triebwerksaufbau . . . 74
A.1.2 Prozess . . . 75
A.2 Strömungsquerschnitte der Schaufelpassage . . . 76

# Abbildungsverzeichnis


1 Entwicklung des Nebenstromverhältnisses von 1960 bis 2040 . . . . . 1
2 Verdichterstufe - Rotor und Stator . . . . . 5
3 Aufbau einer Verdichterschaufel . . . . . 6
4 Beschichtung einer Schaufelvorderkante . . . . . 9
5 Umfangsschnitt . . . . . 10
6 Transsonischer Gittterwindkanal Köln . . . . . 11
7 Strömungsmechanik in der Verdichterpassage . . . . . 14
8 Grenzschichtentwicklung . . . . . 16
9 Transiton am Verdichterprofil . . . . . 17
10 Laminar-turbulenter Umschlag . . . . . 17
11 Kontraktion mit AVDR > 1 . . . . . 18
12 Ansätze zur Grenzschichtberechnung . . . . . 19
13 Definition des Arbeitsbereichs . . . . . 21
14 Transition mit laminarer Ablöseblase . . . . . 22
15 Prozesskette numerischer Simulationen . . . . . 25
16 Untersuchungsgeometrien des DLR-SC14-067A . . . . . 27
17 Untersuchungsgeometrien des LRN-OGV . . . . . 27
18 Stromflächendefinition . . . . . 29
19 Netztopologie der S1- und S2-Stromflächen . . . . . 30
20 Richardson-Extrapolation . . . . . 32
21 3D-Rechennetz . . . . . 33
22 Randbedingungen . . . . . 34
23 Konvergenzverhalten . . . . . 36
24 Arbeitsbereich des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 38
25 Gitterkennzahlen des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 41
26 Messsondenposition . . . . . 43
27 Abströmwinkel des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 44
28 Abströmwinkelpolare des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 45
29 Totaldruckverhältnis des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 47
30 Profilmachzahlverteilung und Wandschubspannung des DLR-SC14-067A P. 49
31 Arbeitsbereich des LRN-OGV Profils . . . . . 54
32 Gitterkennzahlen des LRN-OGV Profils . . . . . 56
33 Abströmwinkel des LRN-OGV Profils . . . . . 59
34 Abströmwinkelpolare des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 60
35 Totaldruckverhältnis des LRN-OGV Profils . . . . . 61
36 Profilmachzahlverteilung und Wandschubspannung des LRN-OGV Profils . 63
37 Prozessoptimierung . . . . . 69
38 Mehrwellen-Turbofan-Triebwerk . . . . . 74
39 Querschnitthöhen einer Schaufelpassage in Abhängigkeit des Zuströmwinkels 76

# Tabllenverzeichnis


1 Charakteristische Parameter des TGK . . . . . 12
2 Auslegungsparameter des DLR-SC14-067A und LRN-OVG Profils . . . . . 13
3 Vikositätsverhalten . . . . . 16
4 Netzstudie an Auslegungsgeometrie des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 31
5 GCI-Methode . . . . . 31
6 Versuchsreihen des DLR-SC14-067A und LRN-OGV Profils . . . . . 33
7 Solver- und Konvergenzeinstellungen . . . . . 35
8 Farbgebung zur Ergebnisdarstellung . . . . . 37
9 Ergebniszusammenfassung des DLR-SC14-067A Profils . . . . . 53
10 Ergebniszusammenfassung des LRN-OGV Profils . . . . . 64

# Abkürzungsverzeichnis

| Abkürzung | Bedeutung |
|---|---|
| 3D | dreidimensional |
| AB | Arbeitsbereich |
| ADP | aerodynamischer Designpunkt |
| AVDR | Axial Velocity Density Ratio |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| DLR | Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt |
| DLR-SC14-067 | DLR Subsonic Cascade designed in 2014 with *Ma=0.67* |
| DNS | Direkte Numerische Simulation |
| GCI | Grid Convergence Index |
| GMC | General Mesh Connector |
| HD | Hochdruck |
| LE | leading edge, Vorderkante, Anströmkante |
| LRN-OGV | Low Reynolds Number - Outlet Guide Vane |
| ME | Messebene |
| MCS | Monte-Carlo-Simulation |
| MD | Mitteldruck |
| NASA | National Aeronautics and Space Administration |
| ND | Niederdruck |
| PCA | Principal Components Analysis |
| PECM | Precise Electrochemical Machining |
| PS | pressure side, Druckseite |
| RANS | Reynolds Averaged Navier Stokes |
| SS | suction side, Saugseite |
| TE | trailing edge, Hinterkante, Abströmkante |
| TGK | Transsonischer Gitterwindkanal |
| TRACE | Turbomachinery Research Aerodynamic Computational Environment |
| UQ | Uncertainty Quantification |

# Symbol- und Einheitenverzeichnis

| Symbol | Bedeutung | Einheit |
|---|---|---|
| $A$ | Fläche | $m^2$ |
| $b$ | Breite | $m$ |
| $c$ | Sehnenlänge | $m$ |
| $e_a$ | relativer Fehler | % |
| $e_{ext}$ | extrapolierter relativer Fehler | % |
| $g$ | Gravitationskraft | $\frac{m}{s^2}$ |
| $GCI$ | Konvergenzindex | % |
| $h$ | Höhe | $m$ |
| $i$ | Inzidenz, Netzknotenanzahl | - |
| $l$ | Länge | $m$ |
| $\dot{m}$ | Massenstrom | $\frac{kg}{s}$ |
| $M$ | Machzahl | - |
| $M_{is}$ | isentrope Machzahl | - |
| $N$ | Zellenanzahl | - |
| $p$ | statischer Druck, Konvergenzordnung | $Pa$, - |
| $p_{dyn}$ | dynamischer Druck | $Pa$ |
| $p_t$ | Totaldruck | $Pa$ |
| $r$ | Verfeinerungsfaktor | - |
| $Ra$ | Mittenrauwert | $\mu m$ |
| $Re$ | Reynolds-Zahl | - |
| $s$ | Signumwert | |
| $T$ | Temperatur | $^\circ C$ |
| $T_t$ | Totaltemperatur | $^\circ C$ |
| $T_u$ | Turbulenzgrad | % |
| $u_\tau$ | Reibungsgeschwindigkeit | $\frac{m}{s}$ |
| $v$ | Geschwindigkeit | $\frac{m}{s}$ |
| $V$ | Volumen | $m^3$ |
| $y_+$ | dimensionsloser Wandabstand | - |
| $\beta$ | Winkel | $^\circ$ |
| $\eta$ | dynamische Viskosität | $Pa \cdot s$ |
| $\kappa$ | Isentropenexponent | - |
| $\nu$ | kinematischen Viskosität | $\frac{m^2}{s}$ |
| $\omega$ | Totaldruckverlustkoeffizient | - |
| $\Pi$ | statisches Totaldruckverhältnis | - |
| $\rho$ | Dichte | $\frac{kg}{m^3}$ |
| $\tau_w$ | Wandschubspannung | $\frac{N}{m^2}$ |
| $\Theta$ | statische Druckumsetzung | - |
| $\theta$ | Strömungsumlenkung | $^\circ$ |

# 1 Einleitung

Für die Wirtschaft sowie für die Mobilität der Gesellschaft ist der Luftverkehr heutzutage unverzichtbar. Er gilt als der „Motor der Globalisierung“, welcher Menschen und Märkte weltweit verbindet. Der Luftverkehr trägt jedoch, wie viele Wirtschaftszweige, zur Klimaerwärmung bei. Nach einer umfangreichen internationalen Studie, an der unter anderem das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (kurz DLR) mitwirkte, beträgt der Anteil der globalen Luftfahrt an der anthropogenen Klimaerwärmung 3,5 Prozent. Des Weiteren geht aus der Studie hervor, dass allein ein Drittel der Klimawirkung durch Emissionen von Kohlendioxid ($CO_2$) verursacht werden und zwei Drittel durch Nicht-$CO_2$-Effekte, ausgelöst beispielsweise durch Stickoxide ($NO_x$), Wasserdampf, Ruß oder Kondensstreifen. Einer Prognose aus dem Jahr 2019 zufolge soll darüber hinaus der weltweite Luftverkehr in den nächsten 20 Jahren um jährlich 3,7 Prozent wachsen. Mit dem stetigen Wachstum des Flugbetriebs werden zukünftig zunehmend Emissionen in die Atmosphäre gelangen, wodurch dessen Beitrag zur Klimaerwärmung voraussichtlich ansteigt. Um der globalen Klimaerwärmung entgegenzuwirken, werden seitens der Gesellschaft langfristig strengere Anforderungen zur Reduzierung der Emissionen erwartet. Daher gilt es den Luftverkehr durch effizientere und verbrauchsärmere Triebwerke klimafreundlicher zu gestalten. [1–4]
Um diesen Anforderungen nachzukommen, kann eine Effizienzsteigerung von Triebwerken beispielsweise durch die Erhöhung des Nebenstromverhältnisses (engl. Bypass Ratio, BPR) erreicht werden. Durch den Nebenstrom generiert das Triebwerk den Großteil der Vorschubkraft. Abbildung 1 zeigt die Entwicklung des BPR von 1960 bis zum Jahr 2040. Aus der Analyse der Abbildung geht hervor, dass derzeitige Triebwerke der dritten Generation ein BPR von 12:1 erreichen, wohingegen der Trend der Entwicklung zukünftig auf Triebwerke mit einem UHBR (Ultra High Bypass Ratio) von bis zu 20:1 abzielt. Die Herausforderung bei der Realisierung sehr hoher Nebenstromverhältnisse besteht einerseits

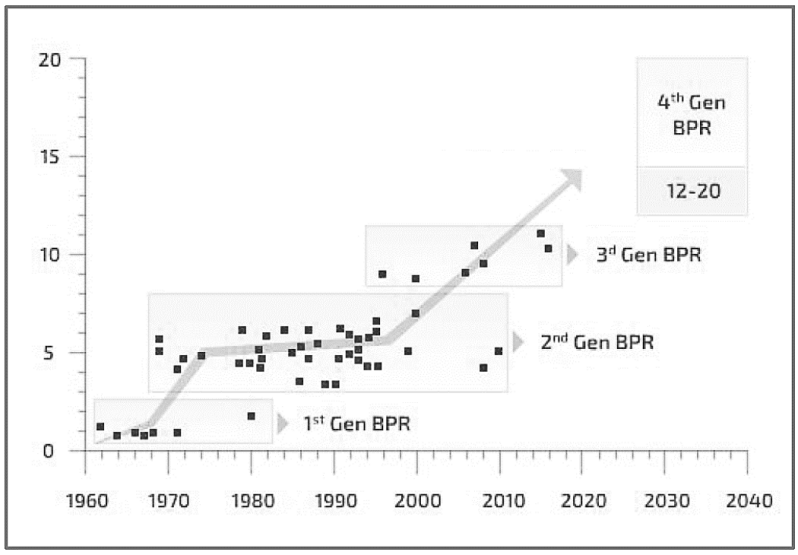


Abbildung 1: Entwicklung des Nebenstromverhältnisses von 1960 bis 2040 [3]

darin, den Fan sowie den Bypasskanal zu vergrößern, wodurch unter anderem ein erhöhtes Gewicht und ein größerer Luftwiderstand entsteht. Andererseits ist demzufolge das Kerntriebwerk zu verkleinern, da der Raum unter dem Flügel endlich und eine Gewichtsreduzierung aller enthaltenen Komponenten notwendig ist, um eine Verbesserung des Gesamtsystems zu erreichen. Die gesamte Verkleinerung des Kerntriebwerks, welche ebenfalls die Verdichterbeschaufelung betrifft, bewirkt die Reduzierung der Reynolds-Zahl, wodurch die Aerodynamik im Verdichter herausfordernder wird. Hinzu kommt bei kleineren Abmessungen der Verdichterschaufeln ein höherer Anspruch an die Fertigungsgenauigkeit, da in mehreren Studien erforscht wurde, dass bereits kleinste geometrische Abweichungen zur Beeinträchtigung der aerodynamischen Leistung führen (siehe Kapitel 2.3). [3]

## 1.1 Motivation

Um den stetig wachsenden Anforderungen in der Luftfahrt an Leistung und Langlebigkeit nachzukommen, werden im Institut für Antriebstechnik des DLR an mehreren Prüfständen Grundlagenforschungen zur Auslegung und Optimierung von Schaufelgeometrien betrieben. Dabei ist ein zentraler Punkt der Forschung die Durchführung von Messungen zur Bereitstellung möglichst genauer Validierungsdaten, auf deren Basis neue Entwicklungen erfolgen und numerische Verfahren zur Strömungslösung optimiert werden können. Es ist zu beachten, dass durch den Fertigungsprozess der Untersuchungsobjekte geometrische Abweichungen zwischen der Auslegungs- und der tatsächlichen Geometrie der gefertigten Verdichterschaufeln vorliegen, die je nach Ausprägung einen Effekt auf die aerodynamische Auslegung und folglich auf die Leistung haben können. Demnach ist es von besonderer Bedeutung, zu identifizieren, welchen Einfluss die an den Untersuchungsobjekten vorhandenen Fertigungsungenauigkeiten auf die Messergebnisse des Experiments haben, um diese in den Validierungsdaten zu berücksichtigen. [5]

## 1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll untersucht werden, welchen Einfluss Fertigungsungenauigkeiten auf die aerodynamische Leistung zweier Verdichterprofile des Transsonischen Gitterwindkanal Köln (kurz TGK) haben. Dazu sind numerische Untersuchungen der Verdichterprofile mit verschiedenen Geometrien und in mehreren Betriebspunkten durchzuführen. Bei den Verdichterprofilen handelt es sich um das DLR-SC14-067A und das LRN-OGV Profil, welche beide in verschiedenen Forschungsarbeiten des DLR ausgelegt beziehungsweise optimiert wurden. Die numerischen Strömungssimulationen (engl. Computational Fluid Dynamics, CFD) sollen mittels der CFD-Software *TRACE* berechnet werden, welche ein 3D-RANS-Strömungslöser und eine eigene Entwicklung des DLR ist.

Im ersten Schritt der Ausarbeitung sind die Auslegungsgeometrien sowie die Fertigungsgeometrien der Verdichterprofile zu simulieren. Zur Erhaltung der Fertigungsgeometrien erfolgt eine Vermessung der gefertigten Verdichterschaufeln aus dem TGK. Die jeweiligen Geometrien sind für die Simulationen zu vernetzen und in numerische Modelle zu

überführen. Der Vergleich von numerischen und experimentellen Ergebnissen soll erste Informationen über die geometrischen Abweichungen sowie über die Approximation der Simulation an das Experiment ermöglichen. Im zweiten Schritt sind die geometrischen Abweichungen der Fertigungsgeometrien in einer dritten Simulationsgeometrie manuell zu vergrößern. Deren Ergebnisse dienen der Charakterisierung des Einflussverhaltens von Fertigungsungenauigkeiten auf die aerodynamische Leistung.
Ein weiteres wesentliches Ziel dieser Arbeit besteht in der Bewertung der für den TGK gefertigten Verdichterprofile, um die gewählte Toleranz für die Fertigung beurteilen zu können.

## 1.3 Aufbau der Arbeit

Im Verlauf der Arbeit wird zunächst der Stand der Technik in Bezug auf die Verdichterbeschaufelung, deren Fertigungsverfahren sowie mögliche Fertigungsungenauigkeiten betrachtet. Darauf folgt die Vorstellung des TGK Prüfstands und der Untersuchungsobjekte. Im theoretischen Rahmen werden alle relevanten strömungsmechanischen Grundlagen erläutert und darüber hinaus die Theorie zur Navier-Stokes-Equation und wichtige Untersuchungsparameter zur Simulationsauswertung aufgeführt. Zur Umsetzung der Strömungssimulationen wird die typische Prozesskette mit allen notwendigen vor- und nachbereitenden Schritten, Pre- und Postprocessing genannt, im Detail durchlaufen. Im Hauptteil der Arbeit werden die Simulationsergebnisse präsentiert, wobei der Fokus auf den Auswirkungen der Fertigungsungenauigkeiten liegt und ein Vergleich zu den experimentellen Daten gezogen wird. Auf Basis der Ergebnisdiskussion erfolgt das Fazit, indem die relevantesten Ergebnisse zusammengefasst und die Erreichung der Ziele überprüft wird. Die Dokumentation schließt mit der Reflexion der Arbeit, anhand der weitere ergänzende Forschungsaufgaben abgeleitet werden.

# 2 Stand der Technik

Der Verdichter ist neben der Brennkammer und der Turbine einer der drei wesentlichen Bestandteilen eines Strahltriebwerks. Dieser beeinflusst den Massenstrom und die Druckverhältnisse, welche eine besondere Auswirkung auf den Brennstoffverbrauch des Triebwerks haben. Da der Brennstoffverbrauch in direktem Zusammenhang mit den Betriebskosten steht, ist der weiteren Optimierung des Verdichterwirkungsgrades eine hohe ökonomische Bedeutung zuzusprechen. Durch die Erhöhung der Wirkungsgrade pro Stufe wird es möglich, Verdichter in ihrer Bauart wesentlich zu verändern. Die aktuell auf dem Markt verfügbaren Verdichter von Triebwerken weisen oftmals über 12 bis 18 Stufen auf und begründen die damit zusammenhängende Problematik langer und schwerer Bauformen. Bei der Auslegung zukünftiger Triebwerkskomponenten wird die Reduzierung von Gewicht und Bauteilen fokussiert, um sowohl Fertigungs- als auch Betriebskosten einzusparen. Im Hinblick auf den Verdichter entspricht dies einer Verringerung der Stufenanzahl. Die Gewährleistung der erforderlichen Verdichterdruckverhältnisse oder dessen Optimierungen basieren demzufolge auf einer Steigerung der zu verrichtenden Arbeit je Verdichterstufe. Hierbei ist zu beachten, dass der Aufbau von Grenzschichten auf den Verdichterschaufeln, der Nabe und dem Gehäuse das Stufendruckverhältnis aufgrund einer Zunahme der Ablösegefährdung beschränken. Bei der Verdichterauslegung und Weiterentwicklung ist zudem ein stabiler Verdichterbetrieb essentiell, welcher sich durch ein ablösefreies Verhalten nahe an den Arbeitsbereichsgrenzen auszeichnet. Der prinzipielle Aufbau von Verdichtern kann abstrakt als parallel geschaltete Diffusoren angesehen werden, in denen die Strömung gegen die physikalischen Naturgesetze in Richtung des steigenden Drucks strömt. Dabei besteht ein hohes Risiko der Grenzschichtablösung. Tritt dieser strömungsmechanische Effekt auf, beispielsweise verursacht durch minimale Abweichungen der Geometrien, kann dies zu einem drastischen Leistungsverlust des Verdichters und zur Reduzierung des Arbeitsbereiches führen. Die Folge ist ein eingeschränkter Verdichterbetrieb, der erheblichen Einfluss auf den gesamten Triebwerksbetrieb hat. Zum einen verdeutlicht dies die Empfindlichkeit der Aerodynamik in Verdichtern und begründet zum anderen den damit verbundenen hohen Forschungsaufwand. Aus diesem Grund betreibt das DLR mehrere Prüfstände zur Erforschung von Verdichterkomponenten. Der für diese Arbeit relevante Gitterwindkanal wird im Verlauf der Arbeit vorgestellt (Kapitel 2.4.2). Um dessen Komplexität erläutern zu können, werden zunächst die Grundlagen von Verdichtern mit dem Fokus auf deren Aufbau und Funktionsweise erklärt. Hierbei liegt der Fokus auf der Verdichterbeschaufelung und den Eigenschaften der zu untersuchenden Verdichterprofile. Zudem werden gängige Fertigungsverfahren zur Herstellung von Verdichterschaufeln vorgestellt und mögliche geometrische Ungenauigkeiten aufgezeigt, welche durch die Fertigung entstehen können. Zum besseren Verständnis der Verdichterfunktion im Triebwerk ist der Aufbau und die Funktion eines solchen Triebwerks in Anhang A.1 näher beschrieben. [6]

## 2.1 Verdichterbeschaufelung und -profile

Ein Verdichter besteht aus mehreren Verdichterstufen, wobei sich eine Stufe aus einem Laufrad (Rotor) und einem Leitrad (Stator) zusammensetzt. Schematisch ist dies in der Abbildung 2 dargestellt. Dabei zeigt Teil a eine Verdichterstufe im Schnitt entlang der Maschinenachse und Teil b eine Verdichterstufe im Meridionalschnitt A.

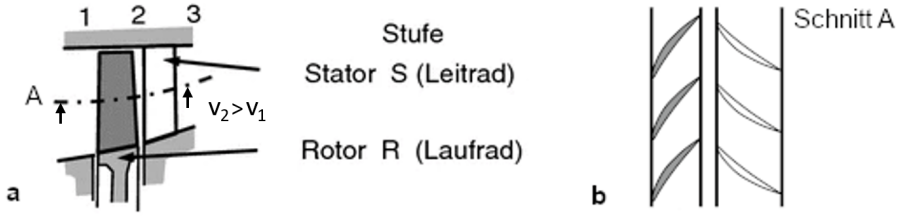


Abbildung 2: Verdichterstufe - Rotor und Stator (a) im Meridionalschnitt A in Umfangsrichtung (b) [7]

Während das Leitrad fest mit dem Gehäuse verbunden und somit starr ist, wird das Laufrad von der Turbine über eine Welle angetrieben. Aufgrund der Rotation der Verdichterschaufeln am Laufrad wird der Luft Energie zugeführt. Durch diese Energiezufuhr wird eine Totaldruckerhöhung herbeigeführt, welche eine Volumenabnahme und eine Dichtezunahme zur Folge hat. Neben der Totaldruckerhöhung findet eine zusätzliche Erhöhung des statischen Drucks bei der Durchströmung der nachfolgenden Stator Schaufelpassage zwischen zwei Verdichterschaufeln statt. Der Querschnitt der Schaufelpassage vergrößert sich vom Eintritt zum Austritt aufgrund der Strömungsumlenkung, wodurch die Schaufelpassage die Funktion eines Diffusors übernimmt. Die durchströmende Luft erfährt eine Geschwindigkeitsreduzierung, welche als Diffusion bezeichnet wird und eine Druckerhöhung bewirkt. Beim Abströmen der Luft vom Laufrad entsteht eine Drallströmung. Da eine möglichst drallfreie Strömung zur Brennkammer zu höherer Effizienz führt, lenkt die letzte Statorreihe (OGV) auf eine axiale Strömung um. Somit liegt die Aufgabe des Leitrades neben der Strömungsverzögerung zum weiteren Druckaufbau darin, die drallbehaftete Luft mit möglichst wenigen Verlusten zur axialen Strömung umzulenken, sodass die Brennkammer unter optimalen Bedingungen angeströmt wird. [6]
Die Bauform einer Verdichterschaufel verläuft jedoch nicht, wie in der vereinfachten Darstellung von Abbildung 2 gezeigt, im Naben-Gehäusebereich in einer konstanten Profilkontur. Vielmehr handelt es sich hierbei um eine komplexe dreidimensionale Form, die aus vielen einzelnen Profilen aufgebaut ist. Die Profile einer Schaufel definieren deren aerodynamische Leistung sowie die mechanische Festigkeit. Dabei hat jedes Profil ein spezielles Betriebsverhalten. Abbildung 3 zeigt die Zusammensetzung einer Verdichterschaufel aus einzelnen Verdichterprofilen in verschiedenen radialen Höhen. Auf der linken Seite ist die Verdichterschaufel in der Draufsicht abgebildet. Im Zentrum der Abbildung ist die Schaufel reduziert auf die verwendeten Profile visualisiert, welche auf der rechten Seite zum Vergleich nochmals übereinander angeordnet sind.

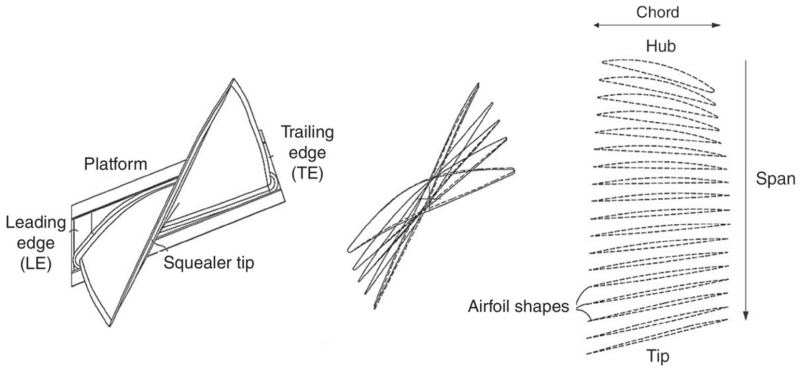


Abbildung 3: Zusammensetzung einer Verdichterschaufel aus einzelnen Verdichterprofilen von der Nabe (Hub) bis zur Spitze (Tip) [8]

## 2.2 Fertigungsverfahren

Die Forschung und Entwicklung in den Bereichen Werkstoff-, Fertigungs- und Oberflächentechnik leisten einen bedeutenden Beitrag zum heutigen Stand der Technik im Verdichterbau. Ursprünglich wurden Verdichterschaufeln einzeln und aufwändig mittels mechanischer Zerspanung gefertigt und mehreren Oberflächenbehandlungen unterzogen. Durch die anschließende Montage an der Nabe entstand das vollständige Leit- oder Laufrad. Der Herstellungsprozess bestand aus einer Vielzahl von Arbeitsschritten, welcher zudem durch hohe Zeit- und Kostenintensität geprägt war. Der Trend in der Schaufelfertigung hat sich in den letzten Jahrzehnten aufgrund der herkömmlich, komplexen Bauweise, höheren Umfangsgeschwindigkeiten und kleineren Schaufelhöhenverhältnissen zu einer integralen Schaufel-Scheibe-Bauweise, der sogenannten *Blisk* entwickelt. Diese Bezeichnung steht für „Bladed Disk“ oder „Bladed Integrated Disk“, deren Bedeutung einer beschaufelten Scheibe entspricht. Die *Blisk* wurde erstmalig im Jahr 1995 in Zusammenhang mit dem *Eurofighter*-Triebwerk *EJ200* vorgestellt. Einst nur in der militärischen Luftfahrt eingesetzt, werden *Blisk* heutzutage auch im Bereich der zivilen Luftfahrt verwendet. Der Vorteil der *Blisk* im Gegensatz zur ursprünglichen Bauweise liegt in der Gewichtseinsparung, da Schaufelfüße sowie zusätzliche Montageteile eingespart werden können. Demzufolge entfällt der Verschleiß am Schaufelfuß beziehungsweise in der Scheibennut, ebenso wie die Montagekosten der einzelnen Schaufeln. Darüber hinaus zeichnen sich *Blisks* durch eine höhere Festigkeit und geometrische Genauigkeit sowie bessere aerodynamische Eigenschaften aus. In Bezug auf das Triebwerk führt dies zu einer insgesamt kompakteren und leichteren Bauweise, wodurch weniger Kraftstoff verbraucht und die Umwelt weniger belastet wird. [6, 9–11]

Zur Herstellung von *Blisks* gibt es verschiedene Verfahren. Eines ist das Fräsen aus Vollmaterial. Das dazu erforderliche Halbzeug wird zuvor geschmiedet. Trotz des Einsatzes von Hochgeschwindigkeitsmaschinen nimmt der Fräsvorgang viel Zeit in Anspruch. Zur Zeiteinsparung werden daher oftmals Schnitte zwischen den Schaufeln per Wasserstrahlschneiden als vorbereitende Maßnahme eingebracht. Zudem ist ein großer Nachteil beim Fertigen aus Vollmaterial die große Menge an Materialverschnitt. Eine kostengünstigere

Alternative stellt das Fertigungsverfahren per Reibschweißen dar, bei dem die Schaufeln separat gefräst und anschließend durch lineares Reibschweißen auf der Scheibe angebracht werden. Allerdings ist es nach der Schaufelanbringung zur Gewährleistung der ausgelegten Aerodynamik erforderlich, die entstandenen Schweißwulste mittels adaptivem Fräsen zu entfernen, wodurch ein weiterer Arbeitsschritt hinzukommt. [6, 9, 10]
Da die Oberfläche gefräster Schaufeln Fertigungsspuren aufweisen und diese infolgedessen über eine nicht hinreichende Oberflächengüte verfügen, ist eine Nachbearbeitung unabdingbar. In der Nachbearbeitung werden die Schaufeln meist erst kugelgestrahlt und daraufhin einer Feinbearbeitung zur weiteren Glättung unterzogen. Diese wird häufig durch Schleifen oder Läppen ermöglicht. Eine Variante ist das Druckfließläppen, wobei Rauheitsspitzen abgetragen und Ein- und Austrittkanten verrundet werden. Dieser Vorgang muss jedoch exakt programmiert sein, da die Abtragsrate an Kanten stärker ist als an konvexen und konkaven Flächen und somit die Gefahr besteht weitere Ungenauigkeiten in die Formgebung zu bringen. Weitere Verfahren sind beispielsweise das Trommelpolieren oder Gleitschleifen, die teilweise durch chemische Prozesse unterstützt werden. Mit dem abschließenden Auftragen von Oberflächenbeschichtungen, wie Verschleißbeschichtungen oder Wärmedämmschichten, kann zum einen der Wirkungsgrad und zum anderen die Langlebigkeit der Schaufeln verbessert werden. [9]
Die Herstellung durch Fräsen ist nicht nur aufwändig und teuer, sondern bringt auch Schwierigkeiten mit sich. Insbesondere bei der Herstellung kleiner und dünner Schaufeln für den Einsatz im Hochdruckverdichter ist die Einhaltung von Toleranzen herausfordernd. Demnach wurde im Laufe der Zeit ein neues und kontaktloses Fertigungssystem entwickelt. Das *Precise Electrochemical Machining* (kurz PECM) gilt als hochinnovatives Verfahren, bei dem das Halbzeug durch elektrochemisches Abtragen einzelner Ionen geformt wird. Das Material wird unter Verwendung flüssiger Elektrolyte, elektrischem Strom und eines 3D-Abformwerkzeugs gezielt aufgelöst. Besonderer Vorteil dieses Verfahrens ist die Geschwindigkeit. In nur wenigen Minuten kann ein fertiges Schaufelblatt hergestellt werden, wobei Größe und Werkstofffestigkeit keinen Einfluss auf die Fertigungsdauer haben. Da es sich um ein kaltes Verfahren handelt, wird keine Veränderung des Werkstoffgefüges durch einen Temperatureintrag herbeigeführt. Das PECM zeichnet sich zudem besonders durch die präzise formgebende Bearbeitung aus, wodurch eine Nachbearbeitung der Oberfläche entfällt. Oberflächen können mit einer Rauigkeit von bis zu bis $Ra = 0,05\,\mu m$ hergestellt werden. Darüber hinaus ist mit diesem Verfahren auch die Herstellung von *Blisks* aus schwer schweiß- und spanbaren Nickellegierungen, auch Superlegierungen genannt, möglich. Diese Superlegierungen haben hohe statische und dynamische Festigkeitswerte und können in besonders heißen Bereichen des Triebwerks, wie den hinteren Stufen des Hochdruckverdichters und der Turbine, von bis zu $750\,°C$ eingesetzt werden. In vorderen Bereichen des Verdichters werden Komponenten, wie Schaufeln oder ganze *Blisks*, überwiegend aus Titanlegierungen gefertigt. Neueste Titanlegierungen weisen neben dem geringen Gewicht, eine hohe Festigkeit, Temperaturbeständigkeit bis $550\,°C$ und eine hervorragende Zerspan- und Schweißbarkeit auf. Bei der *MTU Aero Engines AG*, welcher ein weltweit führender Hersteller von Triebwerken ist, werden *Blisks* für den Hochdruckverdichter be-

reits seit September 2016 mittels PECM-Verfahren in Serie gefertigt. [9, 12, 13]

## 2.3 Geometrische Fertigungsungenauigkeiten

Aus jeder Fertigung resultiert eine Abweichung von der ausgelegten zur gefertigten Geometrie. Die Ursache dieser Abweichung kann neben der Fertigung auch in der Nachbearbeitung liegen. Allgemein ist über die Auswirkung von geometrischen Fertigungsungenauigkeiten auf die aerodynamische Leistung eines Verdichters noch wenig bekannt, obwohl diese einen großen Einfluss haben können. Durch beispielsweise schwerwiegende geometrische Ungenauigkeiten in den ersten Verdichterstufen würde die Aerodynamik verändert und deren Auswirkungen könnte über alle folgenden Stufen zunehmend verstärkt werden, was bis hin zu einem instabilen Verdichterbetrieb führen würde. Im Hinblick auf die Zuverlässigkeit und Langlebigkeit eines Triebwerks rückt die Untersuchung von Fertigungsungenauigkeiten immer mehr in den Fokus der Forschung. [14]
Wie bereits erwähnt, ist die Gewichtsreduzierung aller Komponenten, um Treibstoffkosten einzusparen und zugleich den Emissionsausstoß zu vermindern, der zentraler Schwerpunkt der Luftfahrt. Die Gewichtsreduzierung hat zur Folge, dass Triebwerkskomponenten, wie der Verdichter, zukünftig in ihrer Baugröße reduziert werden. Dementsprechend werden auch Verdichterschaufeln verkleinert, was bei einem gleichbleibenden Fertigungsverfahren zu einem steigenden Einfluss der geometrischen Ungenauigkeiten führt und folglich zu einer Verschlechterung des Verdichtungsverhältnisses. Besonders stark ist der Einfluss geometrischer Abweichungen auf die Aerodynamik im Bereich des Hochdruckverdichters, da hier Bauteile in der Größenordnung weniger Millimeter vorliegen. Daraus resultiert ein höherer Anspruch an die Genauigkeit. [5, 14]
Mit dem hohen Aufwand einer nahezu idealen Fertigung sind hohe Kosten verbunden. In bestimmten Bauteilbereichen haben Fertigungsungenauigkeiten vernachlässigbar geringe Auswirkungen auf die Verdichterleistung. In anderen Bauteilbereichen hingegen, sind hohe Fertigungsgenauigkeiten erforderlich, da sonst große aerodynamische Verluste zu erwarten wären. Daher ist es von großer Bedeutung, Fertigungstoleranzen einzugrenzen und dabei für jedes Bauteil die Balance zwischen Genauigkeit und Kostenaufwand zu finden. Um die individuellen Auswirkungen herauszufiltern, wird der Einsatz von *Uncertainty Quantification*-Methoden (kurz UQ), wie die *Principal Components Analysis* (kurz PCA) oder die *Monte-Carlo-Simulation* (kurz MCS) in der Entwicklung zukünftig immer wichtiger. Die Ergebnisse, die aus diesen Untersuchungsmethoden hervorgehen, werden genutzt, um robuste Designs gegenüber Fertigungsungenauigkeiten und Ungenauigkeiten, welche durch den Triebwerksbetrieb entstehen, zu entwerfen. Beim Triebwerksbetrieb kommt es unvermeidlich zur Entstehung von Formveränderungen durch Erosion, Korrosion, Oxidation, Verschleiß und Schmutzanhaftungen. Mögliche Ungenauigkeiten bei der Fertigung von Verdichterschaufeln können verschiedene Auswirkungen haben, wie beispielsweise die Zunahme an Stumpfheit der Schaufelvorderkante, die Schärfung der Hinterkante, die Abnahme der Sehnenlänge und der Profilhöhe oder eine starke Oberflächenrauheit. Im Folgenden werden einige dieser Auswirkungen erläutert. [5, 14, 15]

In Bezug auf die Schaufeloberfläche führt eine hohe Rauheit zu höherer Reibung und Grenzschichtdicken, was sich in den Verlusten des Nachlaufs widerspiegelt. Die Höhe der Verluste steigt mit dem Grad der Rauigkeit in Abhängigkeit der Sehnenlänge. Eine Nachbearbeitung mittels Schleifen oder Polieren kann den Wirkungsgrad erhöhen. Jedoch wird durch diese Vorgänge oftmals unkontrolliert Material abgetragen. Dies geschieht beispielsweise an der Hinterkante, wobei die axiale Sehnenlänge verkürzt wird. Eine verkürzte Sehnenlänge kann in Abhängigkeit von der jeweiligen Schaufel einen erheblichen Einfluss auf die Leistung der Schaufel haben und gegebenenfalls auch auf die nachfolgenden Stufen. Darüber hinaus wird die Schaufelfestigkeit beeinträchtigt. Ist auch die Höhe durch zu starken Materialabtrag reduziert, steigt zusätzlich die Belastung der Schaufel. Außerdem verändert sich die Schaufelfrequenz zu höheren oder niedrigeren Werten in Abhängigkeit von der Lage. [15, 16] Die Veränderung der Vorderkantenform hat den größten Effekt auf die Verdichterleistung. Da sich der Radius und die Form der Vorderkante in der Größenordnung von bis zu $0,1\,mm$ befindet, führen schon kleinste geometrische Ungenauigkeiten zur Änderungen der Aerodynamik. In einer Studie von *Wheeler* und *Miller* [17] wurde der Effekt der Vorderkantengeometrie auf die Nachlaufströmung untersucht und bewiesen, dass eine minimale Änderung von einer elliptischen Form zu einer kreisrunden Vorderkantenform bereits zu einem Effizienzverlust führt. Während die Strömung beim Profil mit elliptischer Form laminar entlang der Profilkontur verläuft, löst die Strömung der kreisrunden Vorderkante ab und legt turbulent wieder an, was eine Steigerung des Profilverlusts um 30 % verursacht. *Garzon* [18] analysierte in einer weiteren Studie einen sechsstufigen Verdichter unter Berücksichtigung geometrischer Abweichungen. Die numerische Untersuchung wurde mittels der PCA-Methode durchgeführt. Das Ergebnis dieser Untersuchung besagt, dass alleine die Fertigungsungenauigkeiten einen Gesamtverlust der Effizienz von 1,2 % bewirken. Ungleichmäßig aufgetragene Beschichtungen der Schaufeln können ebenfalls zu einer Formveränderungen der Vorderkante führen. *Elmstrom* [19] zeigt auf, dass einheitlich beschichtete Schaufeln bereits zu Totaldruckverlusten führen, wohingegen nicht einheitlich beschichtete Schaufeln noch höhere Totaldruckverluste aufweisen. Grund hierfür ist, dass die gleichmäßige Beschichtung den Vorderkantenradius um 20 % vergrößert. Bei der ungleichmäßigen Beschichtung verläuft diese im Trocknungsprozess und dickt hinter der Schaufelvorderkante saug- und druckseitig auf, was die Schaufelvorderkante stumpfer werden lässt und den Vorderkantenradius nochmals vergrößert, wie auf Abbildung 4 zu sehen ist. [14]

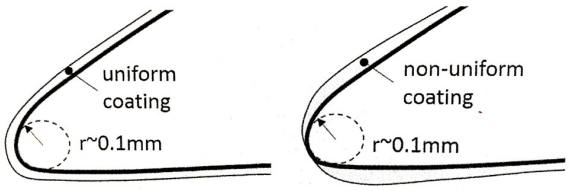


Abbildung 4: Gleichmäßige (links) und ungleichmäßige Beschichtung (rechts) einer Schaufelvorderkante [14]

## 2.4 Technik im Institut für Antriebstechnik

In diesem Kapitel werden neben dem Fertigungsfahren der Verdichterschaufeln im *DLR*, der Prüfstand sowie die im Rahmen dieser Ausarbeitung zu untersuchenden Verdichterprofile vorgestellt.

### 2.4.1 Fertigung des Verdichtergitters

Die industriellen Fertigungsverfahren von Verdichterschaufeln unterscheiden sich grundsätzlich von jenem, welches zur Fertigung der Verdichterschaufeln für den Prüfstand angewandt wird. Dies ist dadurch begründet, dass hierbei der Fokus auf der Untersuchung einzelner Verdichterprofile im Hinblick auf die grundsätzliche Aerodynamik bezüglich Umlenkung, Belastung und Verlusten liegt. Um ein einzelnes Verdichterprofil untersuchen zu können, muss es aus einer rotationssymmetrischen Verdichterbeschaufelung extrahiert werden. Zur Extraktion des Verdichterprofils wird ein koaxialer Umfangsschnitt durchgeführt und auf eine Ebene abgewickelt. Somit entsteht ein ebenes, zweidimensionales Verdichtergitter mit endloser Länge, wie in Abbildung 5(b) dargestellt, welches auch als Kaskade betitelt wird.

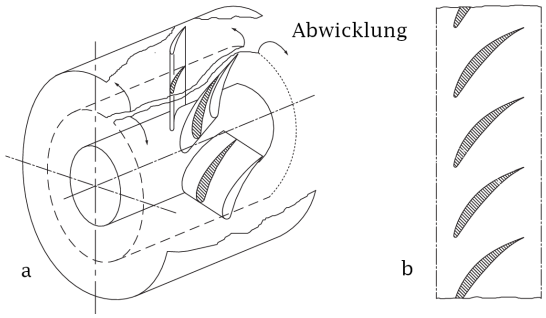


Abbildung 5: Umfangsschnitt zur Erhaltung eines ebenen Verdichtergitters [20]

Zur Einbringung der erforderlichen Messtechnik wird das Verdichtergitter mit konstanter Profilgeometrie in die dritte Dimension ausgetragen. Aufgrund der vergleichsweise einfachen Geometrie durch die konstante Austragung eignet sich besonders das Erodieren als Fertigungsverfahren. Auch im Hinblick auf den geringen Kostenaufwand und Materialverschnitt hat sich dieses Fertigungsverfahren im Institut für Antriebstechnik etabliert. Im Herstellungsprozess werden mehrere Schaufeln mittels Drahterodieren aus einem Metallblock bestehend aus Vergütungsstahl 42CrMo4 herausgeschnitten. Zuvor werden jedoch an zwei Schaufeln seitliche Bohrungen zur Druckmessung mittig der Profilkontur eingebracht, welche bis zur halben Schaufelspannweite ragen. Ein nachträgliches Fertigen dieser Bohrungen wäre hinsichtlich der geringen Schaufelhöhe lediglich mit hohem Aufwand realisierbar. Zudem hat das Bohren in den Metallblock den Vorteil, dass sich die entstehende Wärme gleichmäßig über das Material abgeleitet werden kann. Ein großer Wärmeeintrag auf die dünne Schaufelgeometrie, der ein Verziehen des Materials hervorrufen könnte, ist somit ausgeschlossen. Nach dem Erodiervorgang wird eine der zwei Schaufeln mit weiteren

Bohrungen entlang des Mittelschnitts auf der Saugseite versehen, während in die andere Schaufel Bohrungen auf der Druckseite eingebracht werden. Die Bohrungen von Saug- und Druckseite schließen im Inneren der Schaufel an die seitlich gesetzten Bohrungen an, wodurch Kanäle zur statischen Druckmessung entlang der Profilkontur entstehen.
Beim Drahterodieren kann der Draht nur mit einer begrenzten Vorspannkraft in der Maschine fixiert werden, wodurch es unvermeidlich zu einer geringen Durchbiegung und folglich zu Formabweichungen in Drahtvorschubrichtung kommt. Die stärksten Fertigungsabweichungen werden somit entlang des Mittelschnitts erwartet, wo der Draht die größte Durchbiegung erfährt. Die Formtoleranz beim Drahterodieren beträgt laut Fertigungsabteilung zwischen 10 und 20 $\mu m$. In der Nachbearbeitung werden die Oberflächen der Schaufeln bearbeitet, sodass im Experiment von hydraulisch glatten Oberflächen ausgegangen werden kann. Zur Oberflächenglättung werden die Schaufeln manuell geschliffen und poliert, wodurch jedoch kein einheitlicher Materialabtrag erreicht wird. Dies hat einen weiteren Einfluss auf die Formgenauigkeit. Die Schaufel darf laut Vorgabe nach dem Fertigungsprozess eine maximale Formtoleranz von $\pm 50\,\mu m$ aufweisen. Zur einfacheren Handhabung und dem Einsatz im Prüfstand wird, abhängig von der Teilung, eine bestimmte Anzahl von gefertigten Kaskadenschaufeln parallel zueinander zwischen zwei Wänden eingefasst. Die Wände sind aufgrund der optischen Zugänglichkeit transparent gehalten und enthalten Absaugschlitze (engl. suction slots) zur Einstellung eines AVDRs, wie in Abbildung 6 dargestellt. Weitere Informationen diesbezüglich sind dem Kapitel 2.4.2 und 3.5 zu entnehmen.

### 2.4.2 Prüfstand

Zur aerodynamischen Untersuchung auftretender Strömungsphänomene in Verdichtern werden im Transsonischen Gitterwindkanal Köln (kurz TGK) Experimente an Verdichterprofilen zur Grundlagenforschung durchgeführt. Somit können Einflüsse der Profilgeometrie auf die Strömungsvorgänge analysiert und Aussagen über aerodynamische Leistung beziehungsweise über Leistungsverluste getroffen werden.

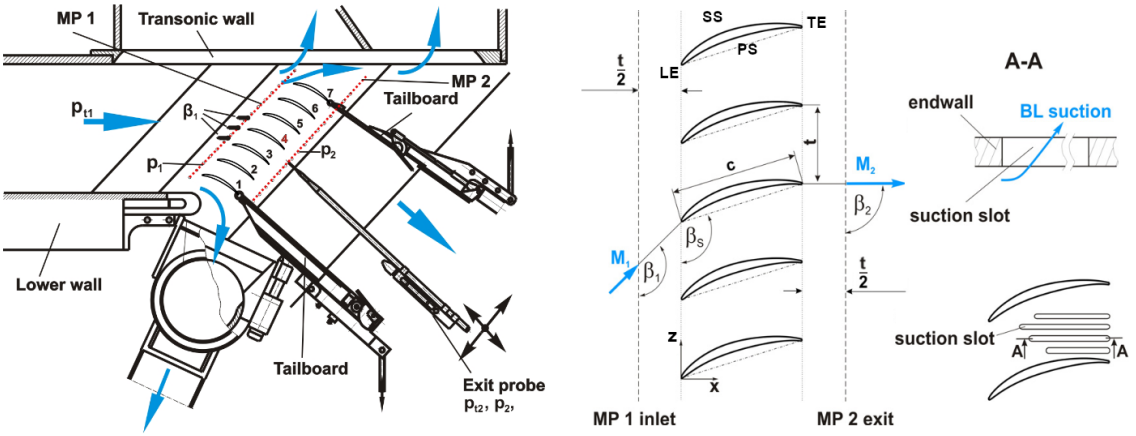


Abbildung 6: Ausschnitt des Transsonischen Gittterwindkanals Köln (links) mit Gitterdefinition (rechts) [21]

Der TGK, auszugsweise dargestellt im linken Bereich von Abbildung 6, erlaubt Versuche mit einer Zuströmmachzahl im transsonischen Bereich von bis zu $M_1 = 1,4$ mit stabilen Betriebsverhalten zu fahren. Dabei ist eine Variation der Reynoldszahl durch den geschlossenen Luftstromkreislauf unabhängig von der Machzahl möglich. Zudem verfügt der Prüfstand über eine variable Höhe der Messstrecke, welcher entsprechend der eingesetzten Kaskade eingestellt werden kann. Der Einfluss der Seitenwandgrenzschicht auf den Strömungsquerschnitt (= Kontraktion) im Bereich der Kaskade wird durch ein spezielles Absaugsystem kontrolliert. Somit ist es möglich, beliebige Kontraktion einzustellen. Eingesetzt ist die Kaskade zwischen zwei Scheiben, durch deren Rotation der Anströmwinkel definiert wird. In Tabelle 1 sind die charakteristischen Parameter des Prüfstandes zusammengefasst. [21]

Tabelle 1: Charakteristische Parameter des TGK-Prüfstands [21]

| Charakteristische Parameter | | |
|---|---|---|
| Machzahl | $M_1$ | $0,2 - 1,4$ |
| Reynoldszahl | $Re$ | $1 * 10^5 - 3 * 10^6$ |
| Zuströmwinkel | $\beta_1$ | $80 - 160\,°$ |
| Turbulenzgrad | $Tu$ | $0,6 - 4,0\,\%$ |
| Totaldruck | $p_{t1}$ | $0,1 - 1,3\,bar$ |
| Totaltemperatur | $T_{t1}$ | $300 - 325\,K$ |
| Höhe Messstrecke | $h$ | $150 - 300\,mm$ |
| Breite Messstrecke | $b$ | $168\,mm$ |

In Abbildung 6 ist im rechten Bereich die Messstrecke des Prüfstandes zur Erläuterung relevanter geometrischer Parameter vergrößert dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass der Abstand zwischen den Schaufeln konstant ist. Dieser Abstand ist durch die Teilung $t$ definiert. Je eine halbe Teilung vor und hinter der Kaskade befinden sich die Messebenen, an denen Druckmessdaten aufgezeichnet werden. Weitere Druckmessdaten werden entlang der Profilkontur in der Schaufelpassage zwischen der dritten und der darüberliegenden vierten Schaufel aufgezeichnet. Dementsprechend ist die dritte Schaufel mit statischen Druckbohrungen auf der Saugseite und die vierte Schaufel auf der Druckseite versehen. Die Schaufeln sind in der Kaskade mit dem Staffelungswinkel $\beta_s$ eingefasst und deren Sehnenlängen sind durch den Parameter $c$ definiert. $\beta_1$ ist der Zuströmwinkel der Luft und bestimmt demnach den Rotationgrad der Messstrecke im Prüfstand. Die Abströmung wird durch den Winkel $\beta_2$ beschrieben. Das Messsystem, welches entlang der Messebene 2 (MP2) verfährt, ist eine 3-Loch-Sonde. Diese enthält eine Pitotsonde zur statischen Druckmessung sowie zwei weitere Röhrchen zur Winkelmessung.

### 2.4.3 Untersuchungsobjekte

In der vorliegenden Ausarbeitung werden zwei verschiedene Verdichterprofile untersucht. Zum einen das DLR-SC14-067A und zum anderen das LRN-OGV. Beide Profile sind für den Einsatz im Hochdruckverdichter ausgelegt. Dort können sie als Austrittsleitrad (engl. Outlet Guide Vane) eingesetzt werden, welches der letzten Verdichterstufe vor der

Brennkammer zugehört. Durch deren bestimmte Formgebung sorgen die Profile für eine nahezu axiale Abströmung. Die Umströmung ist dabei subsonisch, was bedeutet, dass die Machzahl unterhalb von eins ($M < 1$) liegt. Ein weiteres Merkmal beider Profile ist, dass sie als aerodynamisch hoch belastbar gelten.

**DLR-SC14-067A**

Das DLR-SC14-067A Profil ist ein Hochleistungsprofil, basierend auf den aerodynamischen Randbedingungen der NACA-65 K48 Reihe. Es wurde im Rahmen einer Forschungsarbeit des DLRs zur Optimierung einer nicht-achsensymmetrischen Endwandkontur zur Reduzierung des Gesamtdruckverlustes und Homogenisierung der Abströmung entwickelt. Hinsichtlich der Aerodynamik hat die optimierte Profilgeometrie einen positiven Effekt auf die Verteilung des Reibungskoeffizienten entlang der Profilkontur. Der Name DLR-SC14-067A ist eine zusammenfassende Kurzform der prägnantesten Merkmale des Profils: DLR Subsonic Cascade entwickelt im Jahr 2014 mit einer Zuströmmachzahl von 0.67. Das A definiert die Variante der Kaskade, welche sich in diesem Fall durch die Einfassung mit Absaugschlitzen auszeichnet. In Tabelle 2 sind die wesentlichen Parameter des DLR-SC14-067A Profils aufgelistet. [22]

**LRN-OGV**

Mit dem LRN-OGV wurde im Zuge einer Forschungsreihe des DLR ein Profil entwickelt, das für speziell für den Einsatz bei niedrigen Reynoldszahlen ausgelegt ist. Daher auch der Name LRN-OGV, welcher für Low Reynolds Number - Outlet Guide Vane steht. Niedrige Reynoldszahlen beeinflussen das Strömungsverhalten dahingehend, dass insbesondere Reibungskräfte einen größeren Einfluss auf die Umströmung haben, was sich negativ auf die Verluste und den Betriebsbereich auswirken kann. Das vorliegende Profil zeichnet sich aufgrund seiner Formgebung jedoch durch einen breiten Betriebsbereich aus. In der nachstehenden Tabelle 2 sind relevante Parameter des LRN-OGV zusammengefasst. [23]

Tabelle 2: Auslegungsparameter des DLR-SC14-067A und LRN-OVG Profils [22, 24]

| | | DLR-SC14-067A | LRN-OGV |
|---|---|---|---|
| | | | |
| Sehnenlänge | $c$ | $70,00\,mm$ | $70,00\,mm$ |
| Spannweite | $h$ | $168\,mm$ | $168\,mm$ |
| Teilung | $t$ | $39,69\,mm$ | $40,39\,mm$ |
| Staffelungswinkel | $\beta_s$ | $107,37\,°$ | $106,04\,°$ |
| Zuströmwinkel | $\beta_1$ | $134\,°$ | $133\,°$ |
| Zuströmmachzahl | $M_1$ | $0,67$ | $0,6$ |
| Reynoldszahl | $Re$ | $9 * 10^5$ | $1,5 * 10^5$ |
| AVDR | $-$ | $1,0$ | $1,03$ |

# 3 Strömungsmechanische Grundlagen

In diesem Kapitel werden grundlegende Theorien der Strömungsmechanik in Bezug auf Verdichterprofile beschrieben, welche für die Untersuchung relevant sind. Dazu gehören unter anderem die verschiedenen Strömungsformen, die Grenzschichtentwicklung und das Transitionsverhalten. Außerdem werden die Aufgaben von CFD-Simulationen erläutert sowie die Theorie zur Navier-Stokes-Gleichung (kurz NSE) vorgestellt. Zum Lösen dieses Gleichungssystems und die Durchführung dieses Projekts wird die Software *TRACE* verwendet, die auf der Finite-Volumen-Methode basiert. Darüber hinaus erfolgt die Darstellung einschließlich aller für die folgende Simulation wichtigen Untersuchungsparameter. Das Kapitel schließt mit der Definition der Untersuchungsparameter nach denen die Simulationen ausgewertet werden und der Vorstellung der GCI-Methode zur Abschätzung von Diskretisierungsfehlern.

## 3.1 Strömungsmechanik in der Verdichterpassage

Die Aufgabe von Verdichterleiträdern liegt in der Druckerhöhung, welche durch eine Geschwindigkeitsreduzierung der Strömung bewirkt wird. Die Geschwindigkeitsreduzierung erfolgt aufgrund der diffusorförmigen Schaufelpassage. Abbildung 7 zeigt den Verlauf von Stromlinien innerhalb der Schaufelpassage, anhand der die Strömungsmechanik mit der Kontinuitäts- und Bernoulligleichung beschrieben werden kann.

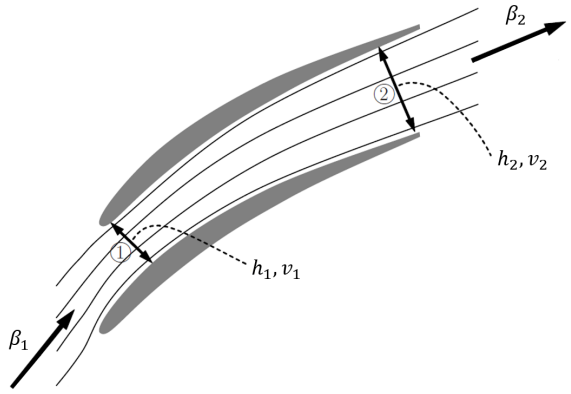


Abbildung 7: Strömungsmechanik in der Verdichterpassage [25]

Die Kontinuitätsgleichung besagt, dass bei einer stationären Strömung der Massenstrom ($\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v$) aufgrund der Massenerhaltung an allen Querschnitten gleich ist. Unter der Annahme, dass die Breite $b$ der Querschnittsflächen ($A = h \cdot b$) konstant ist, gilt somit für die Querschnittflächen 1 und 2, welche orthogonal zur Strömung stehen:

$$\rho_1 \cdot h_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot h_2 \cdot v_2 \tag{1}$$

Abbildung 7 zeigt, dass die Höhe des Strömungsquerschnitts $h_1$ am Eintritt der Schaufelpassage kleiner als am Austritt der Schaufelpassage $h_2$ ist. Mit der vereinfachten Annahme einer inkompressiblen Strömung bedeutet dies für die Strömungsgeschwindigkeit nach der

Kontinuitätsgleichung:

$$v_2 = \frac{h_2}{h_1} \cdot v_1 \qquad \text{für} \quad h_1 < h_2 \tag{2}$$

Die Auswirkung der Strömungsverzögerung von Querschnitt 1 zu 2 auf den Druck kann mit der Bernoulligleichung beschrieben werden.

$$p + \rho \cdot g \cdot h + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = \text{konstant} \tag{3}$$

Die aufgeführte Bernoulligleichung in Gleichung 3 gilt jedoch nur für stationäre, inkompressible und reibungsfreie Strömung und dient hier lediglich als Näherung für die realen Verhältnisse in einer Schaufelpassage. Der Schwereterm $(\rho \cdot g \cdot h)$ kann zudem an Schaufelpassagenein- und -austritt als annähernd identisch angenommen werden, wodurch die Gleichung für die Strömung in Abbildung 7 wie folgt lautet:

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 \tag{4}$$

Aufgrund von Gleichung 2 ist der Term des dynamisches Drucks am Querschnitt 2 kleiner als am Querschnitt 1, woraus das folgende Verhältnis der statischen Drücke resultiert: [25]

$$p_1 < p_2 \qquad \text{für} \quad v_1 > v_2 \tag{5}$$

## 3.2 Strömungsformen

Die Strömung eines Fluids kann in zwei Formen vorliegen. Zum einen als laminare Strömung, bei der sich die Teilchen quasi parallel und geordnet zueinander bewegen und zum anderen als turbulente Strömung, bei der sich die Teilchen verwirbelt und ungeordnet in Strömungsrichtung bewegen. Ob die Strömung turbulent oder laminar ist, hängt von der Strömungsgeschwindigkeit $v$, der charakteristischen Länge der Strömung an einer Oberfläche $l$ sowie von der kinematischen Viskosität $\nu$ des Fluids ab. Dieser Zusammenhang wird durch die Reynolds-Zahl $Re$ ausgedrückt, welche das Verhältnis von Trägheitskräften und Zähigkeitskräften definiert: [4]

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \qquad \text{mit} \quad \nu = \frac{\eta}{\rho} \tag{6}$$

Die kinematische Viskosität $\nu$ setzt sich dabei aus dem Verhältnis der dynamischen Viskosität $\eta$ zur Dichte $\rho$ zusammen. Dabei wird diese sowohl durch die Temperatur, als auch durch die Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst. Das kommt einerseits daher, dass die Dichte $\rho$ eines Fluides bei niedrigen Temperaturen, wie beispielsweise in hohen Flughöhen, ab und andererseits die dynamische Viskosität $\eta$ bei schnellen Strömungsgeschwindigkeiten zunimmt. Dies liegt dem Erwärmen der Luft in der Nähe von umströmten Körpern aufgrund von Kompressibilität und Reibung zugrunde. Infolge einer steigenden kinematischen Viskosität $\nu$ verhält sich das Fluid zäher und die Reynolds-Zahl wird entsprechend der Gleichung 6 kleiner. Dieser Effekt tritt vor allem bei Flughöhen oberhalb von $10.000\,m$ auf. [6]

## 3.3 Grenzschichtentwicklung

Durch die Viskosität beziehungsweise Zähigkeit des Fluids treten zwischen der ungestörten Strömung ($v_\infty$) und einer umströmten Oberfläche Tangentialkräfte beziehungsweise Wandschubspannungen ($\tau_w$) auf, die als Reibung definiert werden. Direkt an der Oberfläche ist die Haftreibung der Fluidteilchen so groß, dass sie nach *Prandtls* Haftbedingung eine Geschwindigkeit von $v(x) = 0\,\frac{m}{s}$ aufweisen. Mit zunehmendem Abstand zur Oberfläche nimmt der Einfluss der Reibungskräfte auf die Teilchen ab, bis deren Geschwindigkeit der ungestörten Strömungsgeschwindigkeit $v_\infty$ entspricht. Somit entsteht zwischen der ungestörten Strömung und der Oberfläche ein Geschwindigkeitsprofil, welches durch die Reibungskräfte zwischen den Teilchen hervorgerufen wird. Die Strömungsschicht zwischen der ungestörten Strömung und der Oberfläche wird als Grenzschicht bezeichnet und deren Dicke mit $\delta(x)$ definiert. Mit zunehmender Lauflänge wächst die Grenzschicht an, da durch die Viskosität beziehungsweise Zähigkeit des Fluids weitere Teilchen der ungestörten Strömung abgebremst werden. In Abbildung 8 sind die Geschwindigkeitsprofile zur wachsenden Grenzschicht schematisch dargestellt. [6, 26]

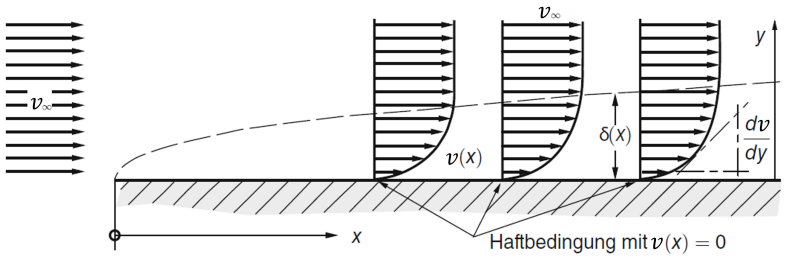


Abbildung 8: Schematische Darstellung zur Entwicklung einer Grenzschicht entlang einer Oberfläche [6]

Bei einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit $v_\infty$ und einer konstanten Lauflänge $x$ ist die Grenzschichtdicke $\delta(x)$ allein von der kinetischen Viskosität $\nu$ des Fluids abhängig. Somit gelten für die Viskosität die in Tabelle 3 aufgelisteten Verhältnisse in Bezug auf die Grenzschicht, die Reynolds-Zahl und die Reibungseffekte.

Tabelle 3: Auswirkung der Viskosität eines Fluids auf die Grenzschicht [6]

| Viskosität $\nu \to 0$ | niedrige Viskosität | hohe Viskosität |
|---|---|---|
| Reynolds-Zahl $Re \to \infty$ | große Reynolds-Zahl | kleine Reynolds-Zahl |
| keine Grenzschicht | dünne Grenzschicht | dicke Grenzschicht |
| reibungsfreie Strömung | geringe Reibungseffekte | große Reibungseffekte |

## 3.4 Transition

Bei der Anströmung eines Verdichterprofils trifft die Strömung auf die Profilvorderkante, wo die Geschwindigkeit im Staupunkt einem Wert von null entspricht. Daraufhin erfährt die Strömung eine Beschleunigung um das Profil, die von einer Strömungsverzögerung

gefolgt wird, wie in Abbildung 9 visualisiert ist. Mit der Strömungsverzögerung geht ein Druckaufbau einher, welcher durch die Abnahme der kinetischen Energie in der Strömung bewirkt wird.

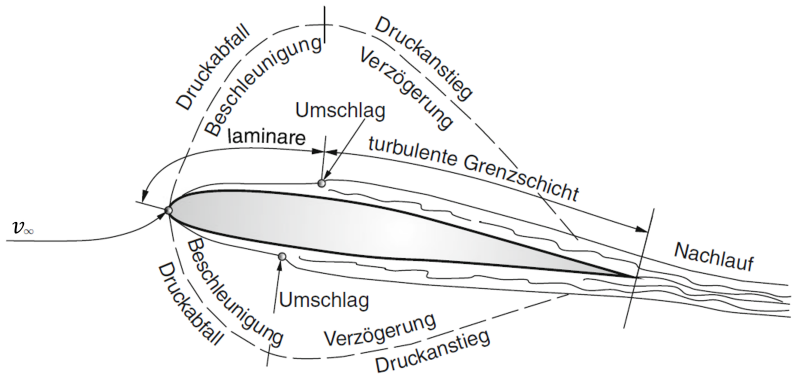


Abbildung 9: Umschlag von laminarer zu turbulenter Grenzschicht am Verdichterprofil [6]

Die an der Profilvorderkante beginnende Grenzschicht entlang der Saug- und Druckseite ist zunächst für eine bestimmte Länge laminar. Mit zunehmender Länge und ansteigendem Druck dickt die Grenzschicht auf, wird instabil und geht in eine turbulente Strömung über, wobei eine dünne laminare beziehungsweise viskose Unterschicht direkt an der Profiloberfläche bestehen bleibt, wie Abbildung 10 zeigt. Für den Bereich, in dem die laminare in die turbulente Strömung übergeht, werden in der Literatur verschiedene Fachbegriffe wie Umschlags-, Übergangs- oder auch Transitionsbereich verwendet. Innerhalb des Transitionsbereichs gelangen die wirbelnden Fluidteilchen in langsamere und wandnahe Schichten, wodurch die Reibungskraft zunimmt. Aufgrund dieses Impulsaustauschs wächst die Grenzschicht im Transitionsbereich deutlich stärker an. Die Lage des Transitionsbereichs ist dabei abhängig von der Reynolds-Zahl sowie dem Turbulenzgrad der Zuströmung. Mit ansteigender Reynolds-Zahl und höherem Turbulenzgrad verschiebt sich der Transitionsbereich in Richtung Vorderkante. Generell lässt sich sagen, dass eine laminare Grenzschicht einen geringeren Reibungsverlust hervorruft als eine turbulente Grenzschicht, wobei bei beiden Grenzschichtformen der Reibungswiderstand mit zunehmender Reynolds-Zahl sinkt. [6, 26]

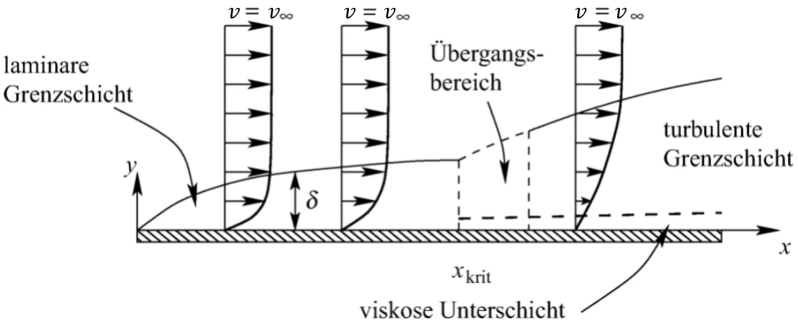


Abbildung 10: Übergang von laminarer zu turbulenter Grenzschicht

Bei den zu untersuchenden Verdichterprofilen, welche in Kapitel 2.4.3 vorgestellt werden,

ist bekannt, dass eine Transition auf der Saugseite des Profils erfolgt. Allerdings handelt es sich bei dieser Transition nicht um eine natürliche Transition, wie zuvor beschrieben, sondern um eine Transition mit laminarer Ablöseblase (siehe Abbildung 14). Eine solche Transitionsform tritt bei Verdichterprofilen durch eine starke Strömungsverzögerung stromab auf, wodurch ein hoher Druckanstieg erfolgt. Infolge des großen Druckgradienten löst die laminare Grenzschicht ab. Die Strömung in wandnahen Bereichen wird so stark abgebremst, dass eine Rezirkulation entsteht. Oberhalb der Blase setzt durch die Störung der Außenströmung die Transition ein, wobei ein laminar-turbulenter Umschlag ,wie bei der natürlichen Transition, erfolgt. Da die turbulente Strömung stärkeren Druckgradienten folgen kann, legt die Strömung wieder an, wodurch die Blase geschlossen wird. Bei weiterem Anstieg des Druckgradient löst auch eine turbulente Strömung ab. [27, 28]

## 3.5 AVDR

An den Seitenwänden des TGK-Prüfstands wächst, ebenso wie entlang der Profilkontur, mit zunehmender Lauflänge eine Grenzschicht an. Durch die Seitenwandgrenzschicht sowie die Eckenablösung in der Kaskade verkleinert sich der Strömungsquerschnitt $b$ vom Kaskadeneintritt zum -austritt. Infolge der Kontraktion ändert sich die Geschwindigkeits-Dichte-Verteilung innerhalb der Kaskade, was auf die Massenerhaltung zurückzuführen ist. Der Einfluss der Kontraktion auf die Strömung wird anhand des AVDR (engl. axial velocity denisty ratio) beschrieben:

$$AVDR = \frac{v_2 \cdot \rho_2 \cdot sin\beta_2}{v_1 \cdot \rho_1 \cdot sin\beta_1} \tag{7}$$

Abbildung 11 zeigt eine Kontraktion mit einem AVDR $> 1$. Ein solches AVDR kann eine bedeutende Auswirkung auf die Schaufelbelastung und das Verlustverhalten haben. Mithilfe eines Systems im Prüfstand zur Absaugung der Grenzschicht kann das AVDR dahingehend beeinflusst werden, dass ein AVDR $= 1$ und somit keine Kontraktion vorliegt. [29, 30]

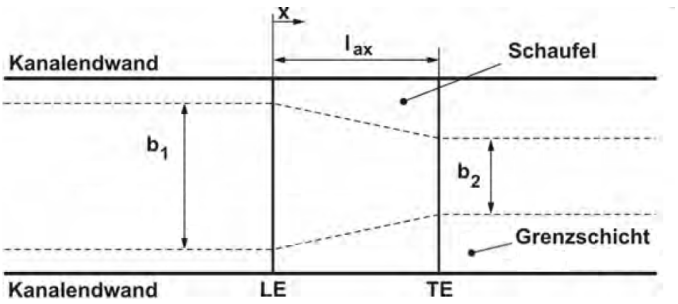


Abbildung 11: Kontraktion mit AVDR $> 1$ [29]

## 3.6 Ansätze zur Grenzschichtberechnung

Zur Berechnung der Grenzschichten in einer numerischen Simulation stehen verschiedene Ansätze zur Verfügung, wie die Wandfunktion (engl. Wall Function Approach) und

die Low-Reynolds-Modelle (Near-Wall Model Approach). Bei den Low-Reynolds-Modellen wird die Grenzschicht durch ein sehr feines Netz aufgelöst, um auch die hohen Gradienten in der viskosen Unterschicht berechnen zu können. Infolge der feinen Netzauflösung steigt jedoch der Rechenaufwand. Beim zweiten Ansatz der Wandfunktion wird die viskose Unterschicht nicht aufgelöst, sondern anhand von Wandfunktionen modelliert. Abbildung 12 zeigt die Netzauflösungen in wandnähe der zwei verschiedenen Ansätze. [31]

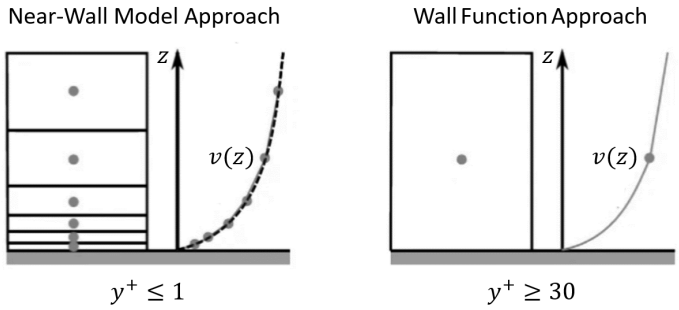


Abbildung 12: Ansätze zur Grenzschichtberechnung [32]

Bei der Verwendung dieser Ansätze ist der dimensionslose Wandabstand $y^+$ zu berücksichtigen. Dieser ist abhängig vom Abstand der ersten Netzzelle bis zur Oberfläche $y$, von der kinematischen Viskosität des Fluids $\nu$ sowie von der Reibungsgeschwindigkeit $u_\tau$, welche durch die Wandschubspannung $\tau_w$ und die Dichte des Fluids $\rho$ definiert ist. Die Formel zur Berechnung des dimensionslose Wandabstands $y^+$ setzt sich wie folgt zusammen:[33]

$$y^+ = \frac{u_\tau \cdot y}{\nu} \qquad \text{mit} \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{8}$$

Für die Berechnung der Grenzschicht mit den Low-Reynolds-Modellen wird ein Wert von $y^+ \leq 1$ und bei der Wandfunktion von $y^+ \geq 30$ empfohlen. Dabei gilt, je geringer der Abstand $y$ der ersten Netzzelle, desto geringer der $y^+$-Wert. [34]

## 3.7 Navier-Stokes-Equation

Die numerische Strömungsmechanik dient der Bewältigung zweier Aufgaben. Die erste befasst sich mit der Modellierung der realen Strömung durch ein mathematisches und physikalisches Modell, das aus Differentialgleichungen und Randbedingungen besteht. Die extrem hohe Komplexität dieses Gleichungssystems führt dazu, dass eine analytische Lösung unmöglich ist. Die zweite Aufgabe besteht somit in der näherungsweisen numerischen Lösung des Gleichungssystems mit Hilfe einer Simulationssoftware, wie beispielsweise dem Strömungslöser *TRACE*, welcher im Rahmen dieser Ausarbeitung verwendet wird. In Kapitel 4.4 ist diese Software näher erläutert. [35]
Zur näherungsweisen Strömungslösung werden die Navier-Stokes-Gleichungen (kurz NSE) verwendet. Die NSE sind mathematische Modelle für lineare viskose (= newtonsche) Flüssigkeiten. Sie gelten als Erweiterungen der Euler-Gleichung und berücksichtigen dabei insbesondere die zusätzlichen Auswirkungen der Viskosität auf die Strömung. Dieses

Gleichungssystem aus gekoppelten partiellen Differentialgleichungen zweiter Ordnung beschreibt die Bewegung eines Fluids und besteht aus fünf jeweils zeitabhängigen Erhaltungsgleichungen: einer Kontinuitätsgleichung zur Erhaltung der Masse, drei Impulserhaltungsgleichungen in x-, y- und z-Richtung und einer Gleichung für die Erhaltung der Energie. [36]
Zur Lösung von Strömungsproblemen mit der NSE stehen verschiedene Methoden zur Verfügung. Die genauste Lösung liefert dabei die direkte numerische Simulation (kurz DNS), wobei selbst kleinste turbulente Schwankungen in Raum und Zeit durch die Navier-Stokes-Gleichungen aufgelöst werden. Da diese Lösung jedoch einen enormen Zeit- und Rechenaufwand bedarf, wird meist die RANS-Methode angewandt, auf der auch die Software *TRACE* basiert. Dabei werden die Navier-Stokes-Gleichungen durch eine zeitliche Mittlung vereinfacht, wodurch die gesamte Instationarität der turbulenten Strömung gemittelt wird. Da diese Methode auf die Idee von *Osborne Reynolds* zurückzuführen ist, heißt sie „Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations“ (kurz RANS). Bei dieser Strömungslösung werden turbulente Schwankungen nicht aufgelöst, sondern anhand von Turbulenzmodellen modelliert. Allerdings macht die Komplexität von Turbulenzen es sehr schwierig sie mit Turbulenzmodellen hinreichend genau zu beschreiben, weshalb Turbulenzmodelle eher als Approximationen einzuordnen sind. Darüber hinaus verwendet *TRACE* zur Strömungslösung die Finite-Volumen-Methode, welche eine numerische Methode zur Diskretisierung der partiellen Differentialgleichungen ist. [34, 37]

## 3.8 Untersuchungsparameter

Im Rahmen dieser Arbeit werden die numerischen Daten des DLR-SC14-067A und des LRN-OGV Profils zur Bewertung der experimentellen Ergebnisse herangezogen. Die Bewertung erfolgt dabei mithilfe bestimmter Untersuchungsparameter, welche im folgenden Verlauf des Kapitels aufgeführt sind. Typische Kriterien zur Beurteilung der aerodynamischen Belastung und Leistung der Verdichterprofile sind der Totaldruckverlustkoeffizient $\omega$, das Verzögerungskriterium nach *DeHaller*, die statische Druckumsetzung $\Theta$ und die Strömungsumlenkung $\theta$. Die jeweiligen Berechnungen basieren auf arithmetisch gemittelten Werten, welche über eine Teilung $t$ an der Messebene 1 und 2 (siehe Abbildung 6) aufgenommen werden. Die Ergebnisse aller Betriebspunkte $\beta_1$ sind als Polare dargestellt. Der Totaldruckverlustkoeffizient $\omega$ setzt sich aus der Totaldruckdifferenz der Zu- und Abströmung zusammen, welche auf den dynamischen Druck der Zuströmung normiert ist.

$$\omega = \frac{p_{t_2} - p_{t_1}}{p_{t_1} - p_1} \tag{9}$$

Der Verlauf des Totaldruckverlustkoeffizienten $\omega$ in Abhängigkeit vom Zuströmwinkel $\beta_1$, wie in Abbildung 13 darstellt, wird Verlustpolare genannt. Anhand dieser Verlustpolaren wird der Arbeitsbereich (AB) des Profils festgelegt, dessen Definition nach *Cumpsty* [38] erfolgt. Demnach gilt, dass der Betriebspunkt mit dem Zuströmwinkel $\beta_1$, bei dem die geringsten Totaldruckverluste $\omega$ entstehen, der aerodynamische Designpunkt (ADP) des

Profils ist. Der Arbeitsbereich setzt sich aus den Betriebspunkten zusammen, bei denen der Verlust maximal doppelt so groß wie der minimale Verlust ist.

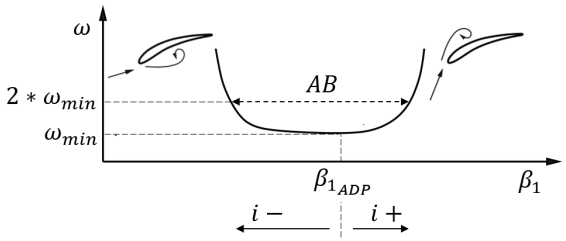


Abbildung 13: Definition des Arbeitsbereichs eines ebenen Schaufelgitters nach Cumpsty [38]

Bei der Arbeitsbereichseingrenzung nach Cumpsty ist zu beachten, dass diese Vorgehensweise lediglich einen groben Richtwert zur Eingrenzung des Arbeitsbereiches gibt. Die Arbeitsbereichsgrenzen müssen daher für jedes Profil individuell überprüft werden, um festlegen zu können bis zu welchem Anströmwinkel ein Profil einsetzbar ist und ab welchem Anströmwinkel das System aufgrund von zu großen Verlusten, beispielsweise durch dicke Grenzschichten und Strömungsablösungen, instabil ist. Ablösungen entstehen bei negativer Inzidenz ($i-$) üblicherweise auf der Druckseite und bei positiver Inzidenz ($i+$) auf der Saugseite des Profils. Als Inzidenz $i$ wird die Differenz zwischen dem Zuströmwinkel $\beta_1$ und dem Zuströmwinkel im ADP $\beta_{1_{ADP}}$ bezeichnet. [29]

$$i = \beta_1 - \beta_{1_{ADP}} \tag{10}$$

Das Verzögerungskriterium nach *DeHaller* stellt das Verhältnis von der Abströmgeschwindigkeit $v_2$ zur Anströmgeschwindigkeit $v_1$ dar. Mit einer stärkeren Verzögerung über das Profil wächst die Grenzschicht an. In der Literatur ist ein Richtwert zur Vermeidung von Strömungsablösungen mit $DeHaller = 0,7$ angegeben, welcher nicht unterschritten werden sollte. [6]

$$DeHaller = \frac{v_2}{v_1} \geq 0,7 \tag{11}$$

Anhand der statischen Druckumsetzung $\Theta$ kann die Leistung des Verdichterprofils beurteilt werden. Sie wird durch die Differenz der statischen Drücke von An- und Abströmung $\Delta p$ in Bezug auf den dynamischen Druck $p_{dyn_1}$ der Anströmung beschrieben.

$$\Theta = \frac{\Delta p}{p_{dyn_1}} = \frac{p_2 - p_1}{p_{t_1} - p_1} \tag{12}$$

Ein weiteres Kriterium ist die Strömungsumlenkung $\theta$, welche durch die Profilkrümmung und die Grenzschichtentwicklung beeinflusst wird. Die Strömungsumlenkung ergibt sich aus der Differenz des Anströmwinkels $\beta_1$ zum Abströmwinkel $\beta_2$. Der Abströmwinkel $\beta_2$ wird entlang einer Teilung aufgenommen und über die Erhaltungssätze gemittelt.

$$\theta = \beta_1 - \beta_2 \tag{13}$$

Neben den zuvor genannten Kriterien werden weitere Parameter untersucht, wobei eine detaillierte Ergebnisbetrachtung in jedem Betriebspunkt stattfindet. Zum einen der Abströmwinkel $\beta_2$ und des statische Druckverhältnis $\Pi$, welche im Profilnachlauf an der Messebene 2 ausgewertet werden und zum anderen die Profilmachzahlverteilung $M_{is}$ und die Wandschubspannung $\tau_w$, welche entlang der saug- und druckseitigen Profiloberfläche aufgenommen werden.
Das statische Druckverhältnis $\Pi$ bestehend aus dem Totaldruck der Abströmung $p_{t_2}$ und dem Totaldruck der Zuströmung $p_{t_1}$ definiert neben dem Totaldruckverlustkoeffizient den Totaldruckverlust des Profils des jeweiligen Betriebspunktes.

$$\Pi = \frac{p_{t_2}}{p_{t_1}} \tag{14}$$

Zur Beschreibung der Profilumströmung wird die isentrope Machzahl herangezogen, welche durch Formel 15 definiert ist. Dabei ist $\kappa$ der Isentropenexponent, $p_{t_1}$ der Totaldruck der Zuströmung und $p(x)$ der statische Druck an der Stelle $x$.

$$M_{is}(x) = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1}\left[\left(\frac{p_{t_1}}{p(x)}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right]} \tag{15}$$

Anhand des Profilmachzahlverlaufs können erste Aussagen über Lage und Ausdehnung der ablöseinduzierten Transition getroffen werden. Die Ablöseblase ist im Profilmachzahlverlauf am Druckplateau zu erkennen, welches durch einen Druckanstieg beim laminar-turbulenten Umschlag verursacht wird. Abbildung 14 veranschaulicht das Strömungsverhalten am Profil sowie den schematischen Verlauf der Profilmachzahlverteilung.

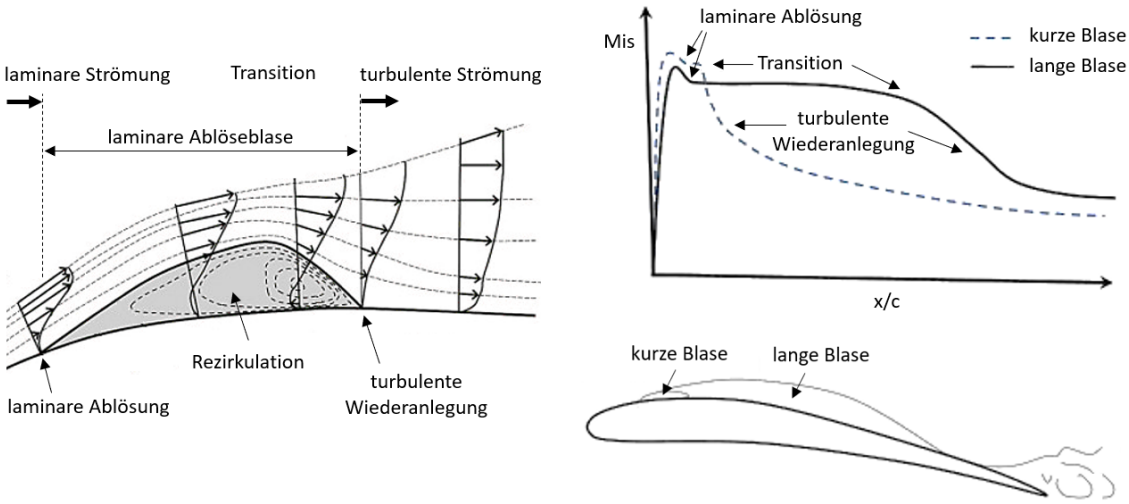


Abbildung 14: Transition mit laminarer Ablöseblase (links) und Druckplateau im Profilmachzahlverlauf (rechts) [39]

Zur genaueren Analyse der Ablöseblase wird neben der Profilmachzahl die Wandschubspannung $\tau_w(x)$ betrachtet, anhand derer die genaue Lage und Ausbildung einer Ablöseblase abgelesen werden kann. Die Wandschubspannung berechnet sich unter Berücksichtigung

der dynamischen Viskosität $\eta$ und der Geschwindigkeit $v(x)$ wie folgt:

$$\tau_w(x) = \eta \frac{dv(x)}{dy}\bigg|_{y=0} \tag{16}$$

## 3.9 GCI-Methode

Zur Abschätzung und Kontrolle von numerischen Unsicherheiten wurde eine von der *American Society of Mechanical Engineer* (kurz AMSE) anerkannte Methode nach *Celik* eingeführt. Mit der sogenannten GCI-Methode (engl. Grid Convergence Index method) können Diskretisierungsfehler von numerischen Simulationen abgeschätzt werden, um deren Genauigkeit zu bestimmen. Nach *Ferziger* [37] wird der Diskretisierungsfehler als der Unterschied zwischen der exakten Lösung der Erhaltungsgleichung und der exakten Lösung ihrer diskreten Approximation definiert. Das Vorgehen der GCI-Methode, welche auf der Richardson-Extrapolations-Methode basiert, ist in fünf Schritte eingeteilt, die im folgenden kurz zusammengefasst sind. Für die Durchführung ist die Erstellung von mindestens drei Rechennetzen mit unterschiedlichen Feinheitsgraden notwendig ($1 = fein$, $2 = mittel$, $3 = grob$). [40]

Schritt 1:
Zu Beginn ist die durchschnittliche Zellgröße $h$ der jeweiligen Rechennetze anhand von Formel 17 zu bestimmen, wobei $(\Delta V_i)$ das Volumen der $i$-ten Zelle ist und $N$ die Gesamtzellenanzahl. Der Verfeinerungsfaktor $r = \frac{h_3}{h_1}$ vom gröbsten bis zum feinsten Netz sollte dabei mindestens den Wert 1,3 betragen. Die durchschnittliche Zellgröße $h$ berechnet sich wie folgt:

$$h = \left[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(\Delta V_i)\right]^{\frac{1}{3}} \tag{17}$$

Schritt 2:
Die Strömungslösung wird mit den ausgewählten Netzen durchgeführt und nach der aussagekräftigen Kenngröße $\phi$ ausgewertet.

Schritt 3:
Die scheinbare Ordnung mit $p$ wird mit den Formeln 18 bis 20 berechnet. Dabei entspricht $\epsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2$ und $\epsilon_{32} = \phi_2 - \phi_1$. Ein negatives Ergebnis der Signum-Funktion $s$ ist ein Indiz für eine oszillierende Konvergenz.

$$p = \frac{1}{ln(r_{21})}\left|ln\left|\epsilon_{32}/\epsilon_{21}\right| + q\left(p\right)\right| \tag{18}$$

$$q\left(p\right) = ln\left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s}\right) \tag{19}$$

$$s = 1 \cdot sgn\left(\epsilon_{32}/\epsilon_{21}\right) \tag{20}$$

Schritt 4:
Mit dem extrapolierten Wert $\phi_{ext}$ wird eine theoretisch exakte Lösung der Kenngröße ermittelt. In Formel 21 ist die Berechnung beispielhaft für $\phi_{ext}^{21}$ aufgeführt

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{r_{21}^{p}\phi_1 - \phi_2}{r_{21}^{p} - 1} \tag{21}$$

Schritt 5:
Die Berechnung der Fehlereinschätzung ist als relativer Fehler $e_a$ in Formel 22 und als extrapolierten relativen Fehler $e_{ext}$ in Formel 23 dargestellt. Im letzten Schritt wird der Konvergenzindex (GCI) mit Formel 24 ermittelt. Die Berechnung für $e_a^{32}$, $e_{ext}^{ew}$ und $GCI_{mittel}^{32}$ erfolgt analog zu den folgenden Formeln: [40]

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \tag{22}$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{12} - \phi_1}{\phi_{ext}^{12}} \right| \tag{23}$$

$$GCI_{fein}^{21} = \frac{1.25 e_a^{21}}{r_{21}^{p} - 1} \tag{24}$$

# 4 Simulation

Bei der Durchführung einer CFD-basierten Untersuchung werden von der Geometrieerstellung bis zum finalen Ergebnis verschiedene Schritte durchlaufen. Die zugehörige Prozesskette, bestehend aus den typischen Schritten einer numerischen Simulation vom Preprocessing über die Berechnung bis zum Postprocessing, ist mit den in dieser Arbeit verwendeten Programmen in Abbildung 15 zusammengefasst. Der generelle Prozessablauf ist wie folgt: Zu Beginn einer Simulationsarbeit wird eine Geometrie erstellt, welche anschließend vernetzt wird. Daraufhin wird das numerische Setup für die Berechnung eingerichtet. Nach der Strömungslösung erfolgt die Aufbereitung und Auswertung der gewonnenen Daten. Durch eine Ergebnisvalidierung und einen Vergleich mit der Literatur oder experimentellen Daten kann das Ergebnis auf Plausibilität geprüft werden. Sind die Daten mangelhaft, ist das Preprocessing zu überarbeiten beziehungsweise zu optimieren und eine erneute Berechnung durchzuführen. Mögliche Ursachen für ein unzureichendes Ergebnis, können beispielsweise ein für das vorliegende Strömungsproblem nicht optimales Setup oder eine zu grobe Vernetzung sein. Die Einrichtung des Preprocessings ist meist ein iterativer Prozess. Die Prozesskette endet in der Ergebnisdokumentation. Im weiteren Verlauf des Kapitels ist die Umsetzung der einzelnen Prozessschritte detailliert dargelegt.

## 4.1 Geometrieerstellung

Zur Untersuchung des Einflusses von Fertigungsungenauigkeiten auf die Aerodynamik werden pro Verdichterprofil mehrere geometrische Modelle erstellt. Eine Geometrie, die den

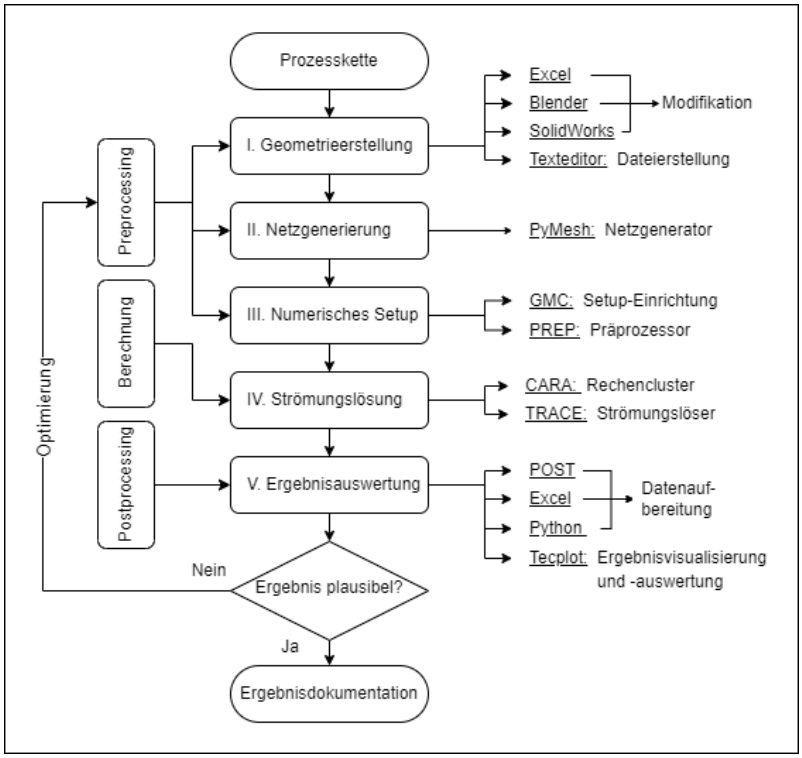


Abbildung 15: Prozesskette zur numerischen Untersuchung mit verwendeten Programmen

Auslegungsparametern entspricht und als ideal betrachtet werden kann (= Auslegungsgeometrie), eine Geometrie die Fertigungsungenauigkeiten enthält (= Fertigungsgeometrie) und eine weitere Geometrie, die durch verstärkte Fertigungsungenauigkeiten gezeichnet ist (= Modifikationsgeometrie). Wie bereits in Kapitel 2.4.3 vorgestellt, werden im Rahmen dieser Arbeit zwei verschiedene Verdichterprofile analysiert. Die Daten für die Auslegungsgeometrie resultieren aus den Auslegungen dieser Profile. Diese Datensätze sowie die aller weiterer Geometrien werden zu textbasierten DAT-Dateien aufbereitet und in Form von Koordinaten zur Visualisierung in *Tecplot 360* eingelesen. *Tecplot 360* ist eine auf CFD-Simulationen spezialisierte Visualisierungs- und Analysesoftware. Für die Fertigungsgeometrie wurden je zwei Schaufeln der DLR-SC14-067A und LRN-OGV Kaskaden mit einem taktilem Messverfahren an je drei Querschnitte der Schaufeln vermessen: im Mittelschnitt sowie an beiden Rändern. Da die Fertigungsungenauigkeiten der Schaufeln, wie erwartet, im Mittelschnitt am stärksten ausgeprägt sind, was dem Fertigungsverfahren zugrunde liegt, wird für die Simulation jeweils die Mittelschnittsvermessung der Schaufel mit den stärkeren geometrischen Abweichungen ausgewählt. Aufgrund der niedrigen Abtastrate des Verfahrens von $0,33\,mm$ kann die Geometrie der Schaufel im Bereich der Vorder- und Hinterkante nicht originalgetreu aufgezeichnet werden. Nachteilig ist dies vor allem an der Vorderkante, die oftmals über einen Radius von etwa $0,1\,mm$ verfügt und einen großen Einfluss auf die Leistung des Profils hat. Als *Tecplot*-Ausgabe sind die Geometrien des DLR-SC14-067A und LRN-OGV Profils in Abbildung 16 und 17 im Vergleich dargestellt: in blau die Auslegungsgeometrie, in orange die Fertigungsgeometrie, wobei die orange-gestrichelte Linie die taktile Vermessung und die grüne Linie die Modifikationsgeometrie wiedergibt. Diese Farbzuordnung wird im weiteren Verlauf der Ausarbeitung konstant beibehalten. Bei Betrachtung der Vermessungsgeometrien ist zu erkennen, dass deren Kontur aufgrund der geringen Abtastrate mit circa 600 Abtastpunkten sehr kantig verläuft. Vor allem die Ausprägung der Vorder- und Hinterkanten ist nicht realitätsgetreu und für die Auswertung und den Vergleich der numerischen Ergebnisse nicht brauchbar. Daher werden die Punktkoordinaten der Vermessungsgeometrie mithilfe der CAD Software *SolidWorks* interpoliert. Das Ergebnis der Interpolation zeigt die durchgehende orange Linie der Fertigungsgeometrie. Zur Erstellung der Modifikationsgeometrie wird die lizenzfreie Freiform-Software *Blender* genutzt mit der 3D-Netz-Modelle modelliert, texturiert und animiert werden können. In diese Software werden jeweils die ersten beiden Geometrien der Profile geladen und die dritte Geometrie, also die Modifikationsgeometrie auf Basis der Fertigungsgeometrie manuell entworfen. Dabei werden die Fertigungsungenauigkeiten der Fertigungsgeometrie in Bezug auf die Auslegungsgeometrie verdoppelt.
In der Gesamtdarstellung des DLR-SC14-067A Profils der Abbildung 16 sind, neben den leichten Schwankungen im Profilverlauf, welche als marginal angesehen werden, kaum Differenzen zwischen den drei Simulationsgeometrien festzustellen. Bei genauerer Betrachtung des DLR-SC14-067A Profils wird jedoch deutlich, dass sich Fertigungsungenauigkeiten besonders an der schlanken Vorder- und Hinterkante ausprägen. Die Fertigungsgeometrie liegt sowohl mit der saugseitigen Vorderkante als auch mit der gesamten Hinterkante entgegen der Vorgabe außerhalb der Fertigungstoleranz von $\pm\,0,05\,mm$, welche in den Abbil-

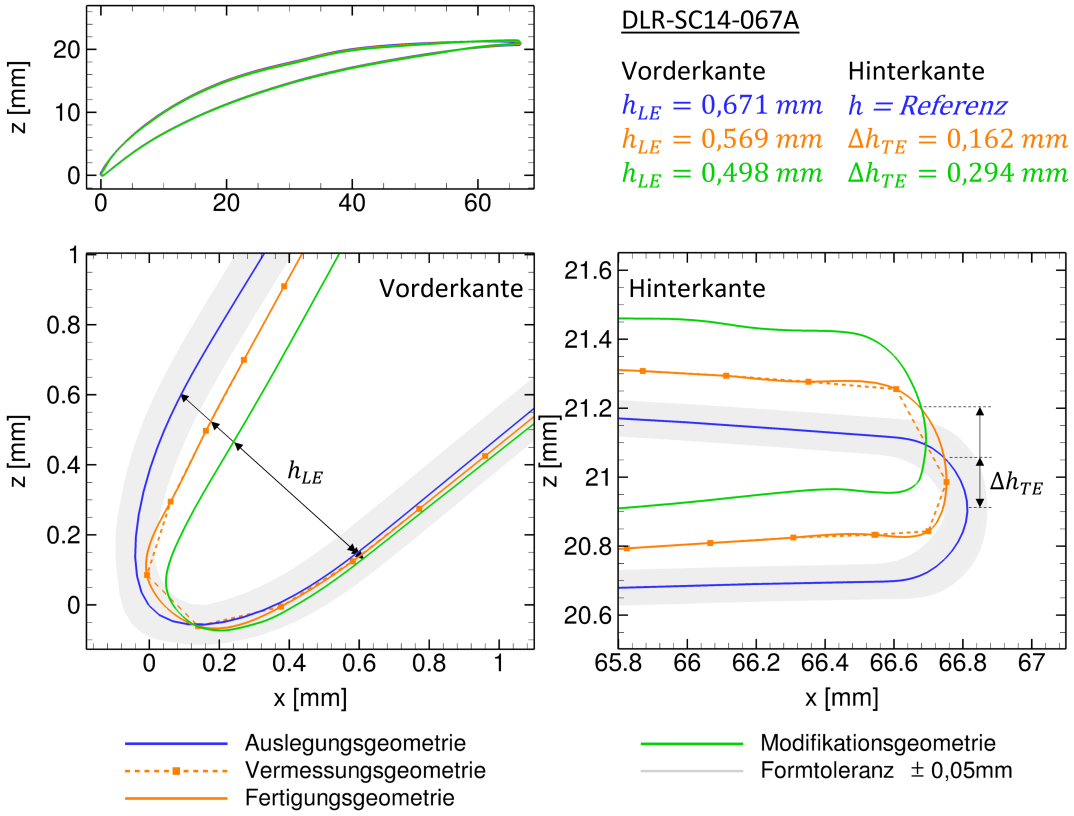


Abbildung 16: Untersuchungsgeometrien des DLR-SC14-067A

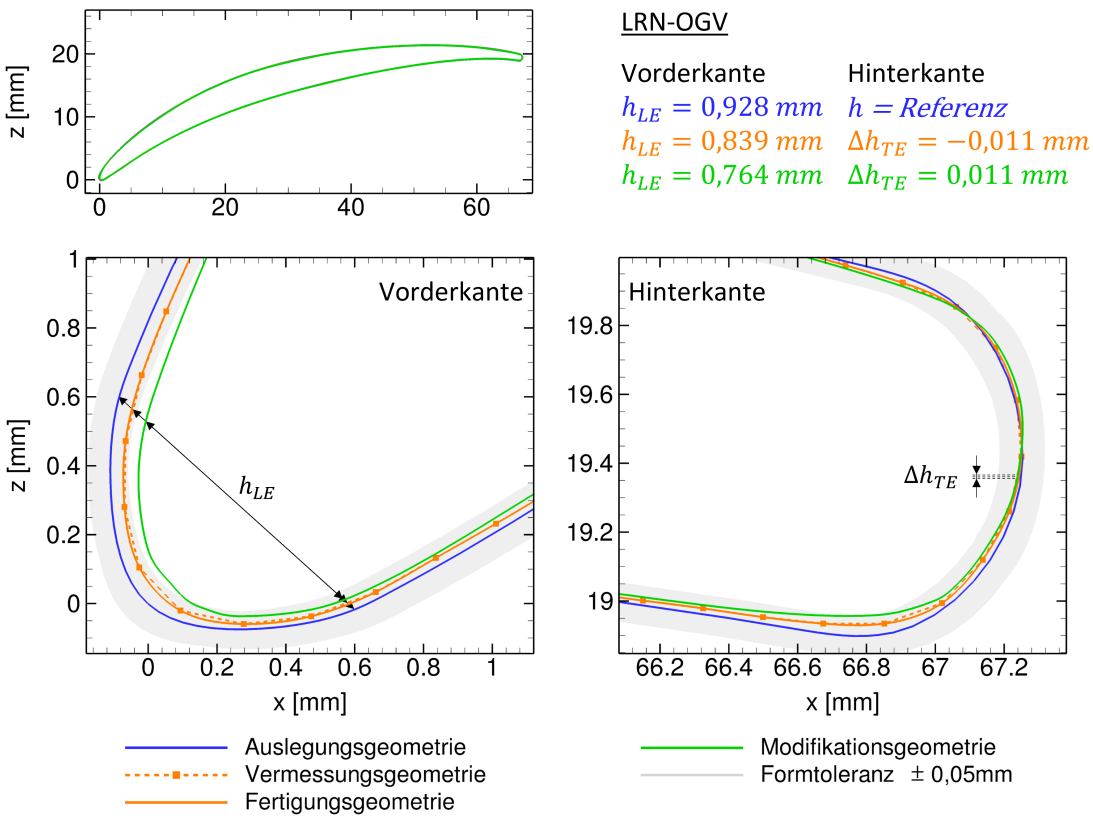


Abbildung 17: Untersuchungsgeometrien des LRN-OGV

dungen 16 und 17 als graue Hüllkurve eingezeichnet ist. Folglich liegt auch die verstärkte Modifikationsgeometrie außerhalb der Toleranz. Im Hinblick auf die elliptische Vorderkante lässt sich sagen, dass diese mit Zunahme an geometrischen Abweichungen auf der Saugseite weniger ausgewölbt und dementsprechend schmaler und spitzer ausgebildet ist. Während die Auslegungsgeometrie an der Stelle der größten Differenz (Siehe Abbildung 16 - Vorderkante) eine Profilhöhe von $0,671\,mm$ aufweist, ist die Vorderkante der Fertigungsgeometrie mit einer Profilhöhe von $0,569\,mm$ um etwa $15\,\%$ und die Vorderkante der Modifikationsgeometrie mit einer Profilhöhe von $0,498\,mm$ um etwa $25\,\%$ schmaler als die der Auslegungsgeometrie. Dabei liegt die Fertigungsgeometrie um $0,046\,mm$ und die Modifikationsgeometrie um $0,129\,mm$ außerhalb der Toleranz. Die Differenzen im hinteren Bereich des Profils äußern sich durch eine vertikale Verschiebung der Hinterkante, was eine geringere Profilkrümmung zur Folge hat und dementsprechend eine geringere Umlenkung erwarten lässt. Die Hinterkantenverschiebung der Fertigungsgeometrie beträgt $0,162\,mm$ und die der Modifikationsgeometrie $0,294\,mm$ in Bezug auf die Auslegungsgeometrie. Zudem fällt auf, dass die Hinterkanten ausgehend von der Auslegungsgeometrie stumpfer und kürzer werden. Darüber hinaus sind die Saug- und Druckseiten der Fertigungs- und Modifikationsgeometrie ab circa $x = 66,2\,mm$ Richtung stromab deformiert, wodurch die Hinterkanten nicht dem natürlichen Profilverlauf folgen, sondern etwas nach unten versetzt sind.

Im Vergleich zu den Geometrien des DLR-SC14-067A Profils sind die geometrischen Abweichungen des LRN-OGV Profils insgesamt deutlich geringer ausgeprägt, wie an Abbildung 17 zu sehen ist. Trotz der geringen Ungenauigkeiten sind auch hier die vorderen und hinteren Bereiche der Fertigungsgeometrie am stärksten betroffen, welche allerdings innerhalb der Toleranz von $\pm\,0,05\,mm$ liegt. Die Vorderkante wird ausgehend von der Auslegungs- über die Fertigungs- bis zur Modifikationsgeometrie kürzer, schmaler und stumpfer, während der Hinterkantenbereich weniger ausgewölbt ist und leicht in vertikaler Richtung verschoben ist. Die Vorderkante der Fertigungsgeometrie ist um $9,6\,\%$ und die der Modifikationsgeometrie um $17,7\,\%$ schmaler als die der Auslegungsgeometrie. Zu erkennen ist, dass lediglich die verstärkte Modifikationsgeometrie an der saugseitigen Vorderkante um $0,033\,mm$ außerhalb der Toleranz liegt. Die jeweiligen Differenzwerte können Abbildung 17 entnommen werden.

In Bezug auf die Ergebnisauswertung in Kapitel 5 ist zu betonen, dass die auf einer Schaufelvermessung basierende Fertigungsgeometrie für die Simulation und jene Geometrie des Experiments zur Messdatenaufzeichnung nicht identisch sind und demnach in dieser Ausarbeitung vier Geometrien in einen Vergleich gestellt werden. Sprich, die drei Simulationsauswertungen und die Experimentauswertung liegen verschiedenen Geometrien zugrunde. Dies ist zum einen der Tatsache geschuldet, dass jeweils zwei beliebige Schaufeln der Kaskaden vermessen wurden. Zum anderen werden die Messdaten im Experiment, wie bereits in Kapitel 2.4.2 beschrieben, nicht an einem Profil aufgenommen, sondern in einer Schaufelpassage. Das bedeutet, dass die Messdaten von der Druckseite der oberen Schaufel und der Saugseite der darunterliegenden Schaufel beeinflusst werden. Davon abgesehen, ist das taktile Messverfahren geringfügig toleranzbehaftet. Laut der Fertigungsabteilung wird die

Genauigkeit der Maschine über eine Anstastabweichung des Messkopfes von $1,4\,\mu m$ pro gemessenen $0,5\,mm$ und einer Längenabweichung von $1,4\,\mu m \cdot Lauflänge\ (in\,mm) : 333$ definiert. Hinzu kommt, dass die Profilkontur der Vermessungsgeometrie aufgrund der niedrigen Abstastrate interpoliert werden muss, wodurch die Profilform der vermessenen Schaufel lediglich angenähert werden kann.

## 4.2 Netzgenerierung

Qualität und Feinheit eines Netzes bestimmen über die Genauigkeit einer numerischen Lösung sowie über das Konvergenzverhalten. Infolgedessen ist bei der Netzgenerierung auf möglichst rechteckige und quadratische Netzzellen zu achten und Areale großer Gradienten fein aufzulösen.[41]
Die Vernetzung der Geometrien wird mit der Software *PyMesh* durchgeführt. Diese Software ist eine Entwicklung des Instituts für Antriebstechnik (DLR) und demzufolge auf Turbomaschinen zugeschnitten. Es handelt sich hierbei um einen strukturierten Multiblock-Vernetzer, wobei die Netzgenerierung mithilfe von Parameter-Templates basierend auf der Programmiersprache *Python* erfolgt. Generell ergeht die dreidimensionale Netzerzeugung über die Definition zweier Stromflächen, welche in Abbildung 18 exemplarisch für ein Verdichterrad veranschaulicht werden. Während die S1-Stromfläche das Gitter von Schaufel zu Schaufel (engl. blade to blade) beschreibt, bestimmt die S2- beziehungsweise Meridianstromfläche die Fläche von Schaufelnabe zu Schaufelspitze (eng. hub to tip).

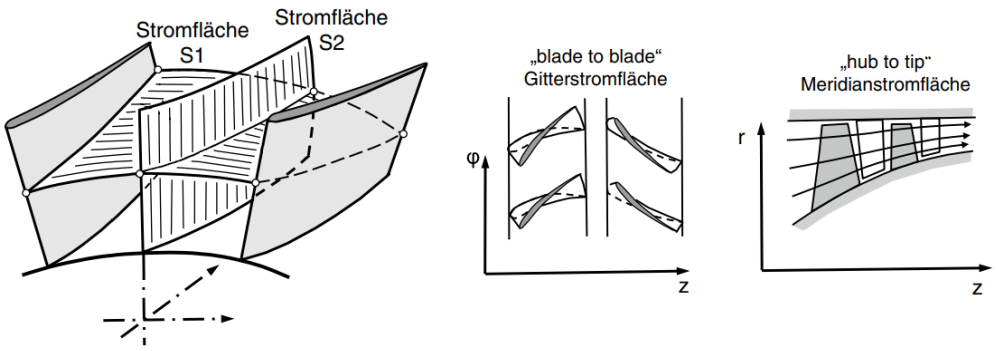


Abbildung 18: Definition der S1-Fläche in Umfangsrichtung und S2-Fläche in Meridianrichtung [7]

Für die Vernetzung der Kaskadenschaufeln mit konstanter Austragung über die Spannweite sind die S1- und S2-Stromflächen zweidimensionale Ebenen, wie in Abbildung 19 zu sehen ist. Aufgrund der konstanten Spannweite und der daraus resultierenden Symmetrie der Strömung kann das Netz der S2-Stromfläche dahingehend vereinfacht werden, dass der Mittelschnitt als Symmetrieebene definiert wird, wodurch die Hälfte an Netzknoten und -zellen eingespart wird. Zudem wird das S2-Netz nicht über die halbe Spannweite ausgetragen sondern auf sieben Stromlinien reduziert. Neben der Anzahl an Stromlinien bestimmt das S2-Netz die Einlauf- und Auslauflängen des Rechennetzes in x-Richtung. Erfahrungswerten zugrundeliegend, beträgt die Einlauflänge das $1,5$-fache und die Auslauflänge das 2-fache der Profilsehnenlänge $c$. Somit wird gewährleistet, dass sich vor dem

Profil kein Strömungsrückstau bildet, welcher bis aus dem Rechengebiet ragt und dass sich hinter dem Profil genügend Auslauflänge für die Ausmischung der Strömung befindet. In den Auslegungsparametern für das LRN-OGV Profil ist ein AVDR von 1,03 angegeben. Um diese Kontraktion zu berücksichtigen fällt die Breite (y-Richtung) des S2-Netzes über die Länge des Profils um drei Prozent linear ab. Da für das DLR-SC14-067A ein AVDR von 1 eingesetzt ist, verfügt das S2-Netz über eine konstante Breite von Einlauf bis Auslauf. Auf der S1-Ebene wird ein O-C-H Multiblocknetz bestehend aus sieben Blöcken erstellt. Um die Profilkontur herum liegt ein O-Netz (schwarz) mit verhältnismäßig kleinen Zellen zur Auflösung der Grenzschicht entlang der Profilkontur. Umschlossen ist das O-Netz vom C-Netz (grün), welches einen weichen Übergang der Zellgrößen vom feinen O-Netz zu den gröberen H-Netzen bildet. Diese Netze bilden den Einlauf (blau), die Schaufelpassage (beige) und den Auslauf (orange). Auf Basis der Netztopologien der S1- und S2-Flächen wird ein dreidimensionale Rechennetz generiert, wie beispielhaft in Abbildung 21 dargestellt. [29]

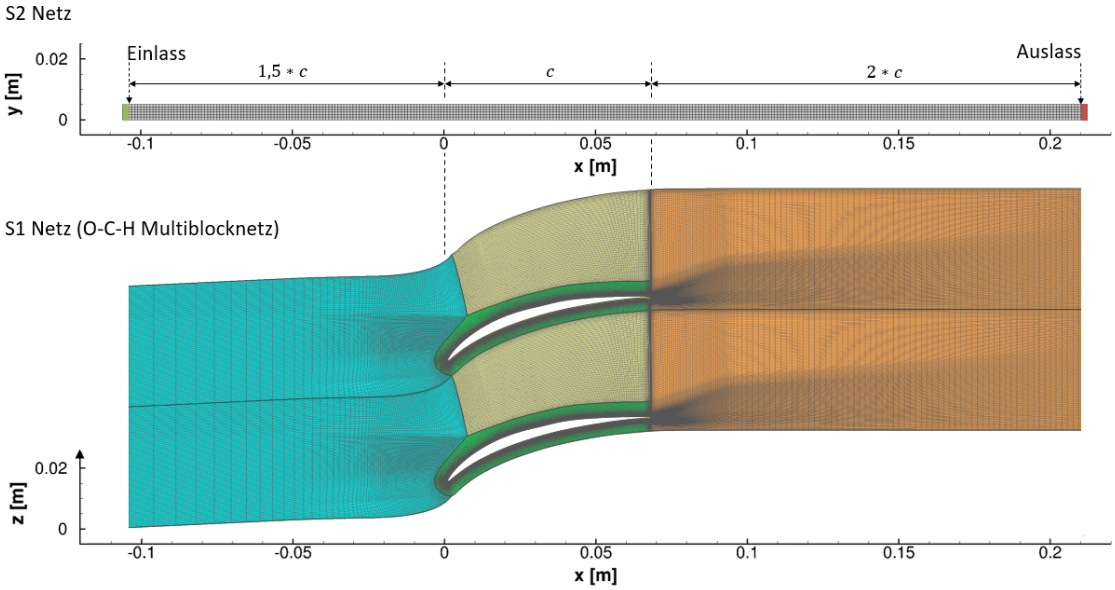


Abbildung 19: Netztopologie der S2-Stromfläche (oben) und der S1-Stromfläche (unten, Darstellung zweier Passagen)

Grundsätzlich führt ein fein aufgelöstes Rechennetz zu einem genaueren Ergebnis als ein grobes Rechennetz. Dem steht jedoch gegenüber, dass der numerische Aufwand mit zunehmendem Feinheitsgrad ansteigt. Somit ist für jede Strömungslösung die Balance zwischen Ergebnisgenauigkeit und Rechenleistung zu finden. Infolgedessen wird zur Beurteilung der Diskretisierung im Hinblick auf die Netzdichte und -qualität eine Netzstudie durchgeführt. Untersuchungsobjekt dieser Studie ist die Auslegungsgeometrie des DLR-SC14-067A Profils. Wie der Tabelle 4 zu entnehmen, werden im Rahmen dieser Studie drei Netze unterschiedlicher Netzauflösung (grob, mittel, fein) gegenübergestellt. Das grobe Netz verfügt über eine Knotenanzahl von 170.000 Knoten, das mittlere über 320.000 Knoten und das feine Netz über 680.000 Knoten. Ausgehend vom groben Netz liegt demnach ein Verfeine-

rungsfaktor beim mittleren Netz von circa zwei und beim feinen Netz von circa vier vor. Zur Bewertung der Netze werden verschiedene Bewertungskriterien herangezogen, anhand derer überprüft wird, welche Netze den gesetzten Anforderungen gerecht werden und ob deren Auflösung hinreichend ist. Insofern sollte eine maximal Schiefe von 0,5 und ein maximaler Streckungsfaktor zwischen benachbarten Zellen von 1,25 nicht überschritten werden. Darüber hinaus sollte der maximale Wert für den dimensionslosen Wandabstand $y^+$ entlang der Profilkontur unterhalb eines Wertes von 1 liegen, um auch die Effekte in der viskosen Unterschicht der Grenzschicht auflösen zu können. Für das letzte Kriterium ist als vergleichende Kenngröße $\phi$ der Totaldruckverlustkoeffizient $\omega$ aufgeführt. [34]

Tabelle 4: Netzstudie an Auslegungsgeometrie des DLR-SC14-067A Profils

| DLR-SC14-067A | | | |
|---|---|---|---|
| Netz | grob | mittel | fein |
| Netzknoten $i$ [-] | $2,0 * 10^5$ | $3,7 * 10^5$ | $7,8 * 10^5$ |
| Netzzellen $N$ [-] | $1,7 * 10^5$ | $3,2 * 10^5$ | $6,8 * 10^5$ |
| Durchschnittliche Zellgröße $h$ [m] | 0.001451 | 0.001139 | 0.000909 |
| Verfeinerungsfaktor (Netzzellen) $r$ [-] | Referenz | 1,9 | 4 |
| Schiefe$_{max}$ [-] | 0,48 | 0,48 | 0,49 |
| Streckung$_{max}$ [-] | 1,38 | 1,42 | 1,25 |
| Dimensionsloser Wandabstand $y^+_{max}$ [-] | 1,22 | 1,01 | 0,80 |
| Totaldruckverlustkoeffizient $\omega$ [-] | 0,01574 | 0,01554 | 0,01531 |

Anhand der Werte in Tabelle 4 wird deutlich, dass ausschließlich die feinste Diskretisierung alle Kriterien trifft. Bei Betrachtung des Totaldruckverlustbeiwertes ist ein Trend vom groben zum feinen Netz erkennbar. Der Totaldruckverlustbeiwert sinkt mit Zunahme des Netzfeinheitsgrades, wodurch die Lösung des feinen Netzes voraussichtlich den geringsten Diskretisierungsfehler hat.

Zur Bestimmung des Diskretisierungsfehlers wird die Grid-Convergence-Index-Methode (kurz GCI-Methode) nach *Celik* [40] angewandt. Die Methode basiert auf der Richardson Extrapolation, bei welcher eine Approximation der exakten Strömungslösung eines Gitters mit unendlicher Feinheit durchgeführt wird. Auf diese Weise werden numerische Unsicherheiten abgeschätzt. Die Methodik zur GCI-Methode ist in Kapitel 3.9 beschrieben. In

Tabelle 5: GCI-Methode

| GCI - DLR-SC14-067A | | |
|---|---|---|
| Verfeinerungsfaktor$_{mittel-fein}$ (Zellgröße) | $r_{21}$ [-] | 1.25 |
| Verfeinerungsfaktor$_{grob-mittel}$ (Zellgröße) | $r_{32}$ [-] | 1.27 |
| Signumwert | $s$ [-] | 1 |
| Konvergenzordnung | $p$ [-] | 1.06 |
| Extrapolierter Totaldruckverlustkoeffizient | $\omega^{21}_{ext}$ [-] | 0.01446 |
| Relativer Fehler | $e^{21}_{a}$ [%] | 1,50 |
| Extrapolierter relativer Fehler | $e^{21}_{ext}$ [%] | 5,88 |
| Konvergenzinidex des feines Netzes | $GCI^{21}_{fine}$ [%] | 6,94 |

Tabelle 5 sind die auf Basis von Tabelle 4 resultierenden Ergebnisse der GCI-Methode zusammengefasst. Anhand der Simulationsergebnisse des Totaldruckverlustkoeffizienten $\omega$ und der durchschnittlichen Zellgröße $h$, werden unter anderem die Konvergenzordnung $p$, der extrapolierte Wert $\omega_{ext}^{21}$ sowie der Konvergenzindex $GCI_{21}$ ermittelt. Ein negatives Ergebnis der Signumfunktion $s$ ist ein Indiz für ein oszillierendes Konvergenzverhalten. In diesem Fall ist $s$ jedoch positiv, wodurch eine asymptotische Konvergenz vorliegt. Abbildung 20 zeigt das Konvergenzverhalten der Kenngröße $\omega$ bezogen auf die Zellgrößen der drei untersuchten Netze $h_{grob}, h_{mittel}, h_{fein}$ sowie der unendlich kleinen Zellgröße ($h \to 0$). Der Verlauf veranschaulicht, dass sich der Totaldruckverlustkoeffizient mit feiner werdendem Netz dem theoretisch exakten Wert annähert.

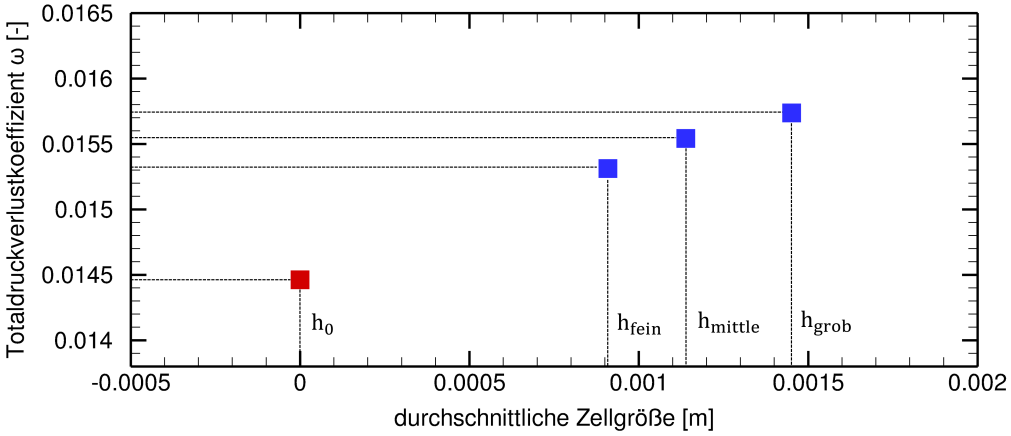


Abbildung 20: Richardson-Extrapolation

Der Konvergenzindex $GCI_{fine}^{21}$ deutet mit $6,94\,\%$ auf einen relativ hohen Diskretisierungsfehler hin. Diesem wird allerdings keine starke Aussagekraft zugeteilt. Grund hierfür ist zum einen, dass ein Verfeinerungsfaktor $r = h_{grob}/h_{fein}$ aufgerundet von $1,6$ vorliegt, wobei nach *Celik* ein Verfeinerungsfaktor von $1,3$ die unterste Anwendungsgrenze für die GCI-Methode darstellt. Zum anderen gilt, dass die Ergebnisse der GCI-Methode am aussagekräftigsten sind, wenn ein konstanter Verfeinerungsfaktor bezüglich der Zellgröße von 2 eingehalten wird. Somit basiert die GCI Untersuchung auf nicht optimalen Startbedingungen, was dazu führt, dass sich in der Ergebnisdiskussion in Kapitel 5 nicht auf diesen Diskretisierungsfehler gestützt wird. Dennoch bringt die Untersuchung hervor, dass die Lösung des feinen Netzes dem theoretisch exakten Wert am nächsten liegt, wodurch das Ergebnis der vorherigen Netzbewertung verstärkt wird. Aus diesen Gründen wird das feine Netz ausgewählt.

In Abbildung 21 ist das feine Netz der Auslegungsgeometrie des DLR-SC14-067A dargestellt. In Bezug auf das Netz für die Fertigungs- und Modifikationsgeometrie werden die gleichen Parametereinstellungen verwendet. Die Vernetzung der LRN-OGV Geometrien wird nahezu analog vollzogen und unterscheidet sich abgesehen von der Profilgeometrie nur unwesentlich von dem hier gezeigten Rechennetz. Die Netzstudie steht stellvertretend für alle sechs Geometrien, da die geometrischen Abweichungen für die Netzerstellung als marginal betrachtet werden und das Resultat somit übertragbar ist.

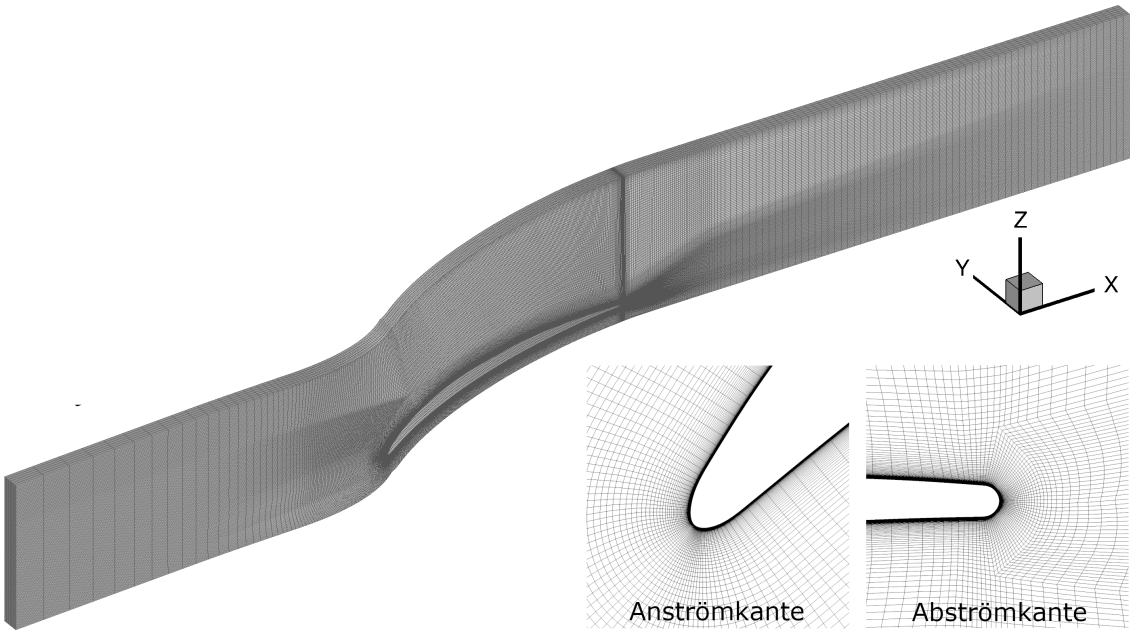


Abbildung 21: 3D-Rechennetz des DLR-SC14-067A Profils

## 4.3 Preprocessing

Im Preprocessing wird das numerische Setup für die jeweiligen Simulationen definiert. Es enthält alle zur Lösung notwendigen Randbedingungen, Solvereinstellungen und Konvergenzkriterien. Aufgesetzt wird das Setup mit der *General Mesh Conncetor*-Software (kurz *GMC*). Diese Software ist eine Entwicklung der Firma *MTU Aero Engines AG*, welche in Kooperationsarbeit mit dem DLR auf den Strömungslöser *TRACE* zugeschnitten ist. Sie ergänzt die CGNS-Datei des generierten Rechennetzes um das Setup zur Strömungslösung. [34]
Im Rahmen dieser Arbeit werden für das DLR-SC14-067A Profil acht und für das LRN-OGV Profil fünf Betriebspunkte von vorangegangen experimentellen Versuchsreihen simuliert, welche in Tabelle 6 aufgeführt sind.

Tabelle 6: Versuchsreihen des DLR-SC14-067A und LRN-OGV Profils

| | DLR-SC14-067A | LRN-OGV |
|---|---|---|
| Zuströmmachzahl $M_1$ [-] | 0,67 | 0,6 |
| Reynoldszahl $Re$ [-] | $9 * 10^5$ | $1,5 * 10^5$ |
| AVDR [-] | 1,0 | 1,03 |
| Zuströmturbulenz $Tu_1$ [-] | ungestört | ungestört |
| Zuströmwinkel $\beta_1$ [°] | 127, 128, 130<br>132, 134, 136,<br>137, 138 | 128, 130, 133<br>136, 138 |

Die diesbezüglich gesetzten Randbedingungen sind Abbildung 22 zu entnehmen. Auf der linken Seite des Rechennetzes ist die Eintrittsebene (grün) definiert sowie die Austrittsebene (rot) auf der rechten Seite des Rechennetzes. Als Eintrittsrandbedingung wird der

Totaldruck, die Totaltemperatur sowie der Zuströmwinkel bestimmt. Diese Werte geben die Einstellungs- und Messwerte des zugehörigen Experiments wieder. An der Austrittsebene wird der statische Druck eingestellt, welcher im Experiment im Nachlauf an der Messebene 2 auf halber Schaufelspannweite über eine statische Druckmesssonde aufgenommen wurde. Der Druckunterschied in der Simulation von Messebene 2 bis Austrittsebene des Rechennetzes wird als vernachlässigbar gering behandelt. Über das Verhältnis von Einlasstotaldruck und statischem Auslassdruck wird sowohl die Profilmachzahl als auch die Reynolds-Zahl bestimmt. [29]
Aufgrund der geometrischen Vereinfachung des Netzes, wie in Kapitel 4.2 beschrieben, wird die Stromfläche 1 im Mittelschnitt bei $y = 0$ als Symmetrieebene bestimmt. Hingegen ist die gegenüberliegende Abgrenzung des Rechennetzes (Stromfläche 7) als reibungsfreie Wand deklariert. Die Oberflächen der Kaskadenschaufel auf Saug- und Druckseite werden mit dem Low-Reynolds-Ansatz berechnet. Im Gegensatz zur Wandfunktion, welche bei grober Netzauflösung Grenzschichteffekte bloß mit vereinfachtem Funktionsverfahren berücksichtigt, wird die Grenzschicht beim Low-Reynolds-Verfahren im Wandbereich aufgelöst und berechnet. Dazu ist der Literatur nach eine Netzauflösung entlang der Profilkontur mit einem dimensionslosem Wandabstand von $y^+ \leq 1$ erforderlich. [34]

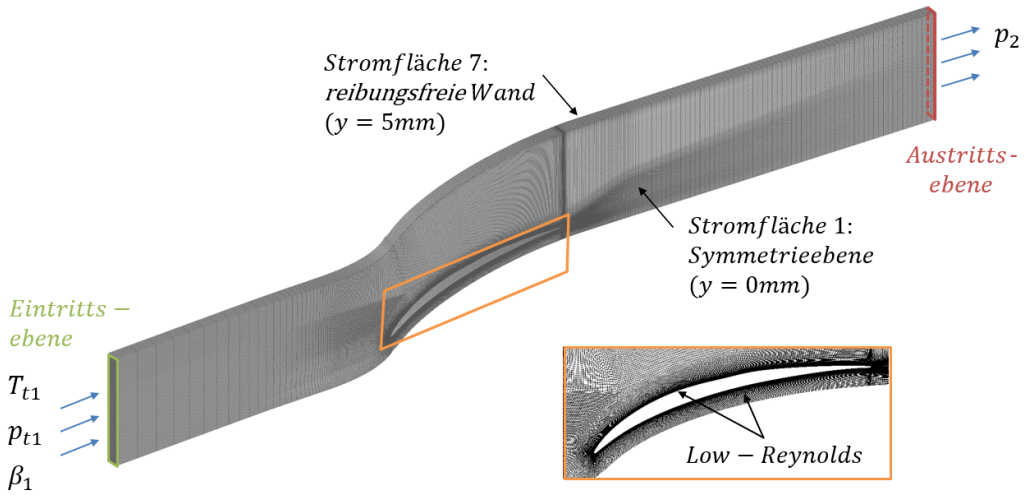


Abbildung 22: Einstellung der Randbedingungen

Die Solvereinstellungen erfolgen nach den „Best Practice Guidelines “ des *TRACE* User Guides. Demzufolge werden die Simulationen der strukturierten Netze mit einer Genauigkeit zweiter Ordnung gelöst. Dazu wird als räumliches Diskretisierungsschema das Fromm-Schema verwendet, was sich durch einen guten Kompromiss aus Stabilität und Genauigkeit auszeichnet, und als Zeitschrittverfahren das PredictorCorrector-Schema. Das Fluid wird als ideales Gas behandelt. Zur Auflösung von Turbulenzen wird das Turbulenzmodell SST $k$-$\omega$ nach Menter angewandt. Es bildet eine Kombination aus dem $k$-$\omega$-Modell, was sich besonders für Simulationen von Strömungen in wandnahen Bereichen, also zur Auflösung viskoser Unterschichten, eignet und dem $k$-$\epsilon$-Modell, welches ideal für die Vorhersage des Strömungsverhaltens in freien Strömungen ist. Als Transitionsmodell zur Berechnung von Transition und Relaminarisierung wird Menters $\gamma$-$Re$-$\theta$-Modell verwendet. Der Vorteil die-

ses Modells ist, dass es beispielsweise im Vergleich zum Multi-Mode-Modell nicht anfällig bei der Unterteilung des Rechennetz, dem sogenannten Blocksplitting, ist. Das Blocksplitting wird nach Fertigstellung des numerischen Setups mit der Anwendung *PREP* durchgeführt, welche zur Software *TRACE* gehört. Hierbei werden die einzelnen Blocknetze unter Angabe der zur Verfügung stehenden Prozessorkerne in weitere Blöcke unterteilt. Ziel ist es, die Netzzellen zur parallelen Berechnung möglichst gleichmäßig auf die Prozessorkerne zu verteilen, um die Recheneffizienz zu erhöhen und folglich eine Einsparung von Rechenzeit zu erlangen. Das Blocksplitting hat dabei keine Auswirkung auf die Simulationsergebnisse. Nach der Berechnung werden die Blöcke per Blockmerging zum ursprünglichen Rechennetz verschmolzen. Zur Einsparung von Rechenzeit werden zur Initialisierung Zuström- und Abströmparameter des entsprechenden Experiments übernommen. Bezüglich der Konvergenz wird als Abbruchkriterium eine maximale Anzahl von 14.000 Zeitschritten mit je 20 Subiterationen gesetzt. Da möglicherweise ab einem bestimmten Iterationsschritt keine signifikante Ergebnisänderung mehr vorliegt und demzufolge eine gewisse Genauigkeit erreicht wurde, werden Werte bezüglich der Abbruchgenauigkeit eingerichtet, welche die iterative Strömungslösung dementsprechend beenden. Diese und weitere Einstellungen können Tabelle 7 entnommen werden. [34]

Tabelle 7: Solver- und Konvergenzeinstellungen für TRACE-Rechnungen

| | Kriterium | Einstellung |
|---|---|---|
| simulation mode | option | steady |
| | max. time-steps | 14.000 |
| | sub-iterations per time-step | 20 |
| spatial scheme | scheme | Fromm Scheme |
| | accuracy | 2nd order |
| | limiter | VanAlbadaSqr |
| time scheme | solution method | PredictorCorrector |
| turbulence | model | SST $k$-$\omega$ |
| transition | model | $\gamma$-$Re$-$\theta$ |
| Gas | model | ideal |
| convergence control | massflow | 0,01 % |
| | efficiency | 0,01 % |
| | pressure Ratio | 0,01 % |
| | residual L1 | $10^{-5}$ |

## 4.4 Berechnung

Zur Berechnung der Simulationen wird der 3D-RANS-Strömungslöser *TRACE* verwendet. Der Name *TRACE* steht für „Turbomachinery Research Aerodynamic Computational Environment“. Hierbei handelt es sich um eine Entwicklung des Instituts für Antriebstechnik (DLR), welche in Zusammenarbeit mit der *MTU Aero Engines AG* und *Siemens Energy AG* kontinuierlich weiterentwickelt wird. Die Software ist auf die Berechnung komplexer Strömungen in Turbomaschinen ausgerichtet, wobei die Strömungsprobleme mit dreidimensionalen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (kurz 3D-RANS) gelöst

werden. Ausgeführt werden die Rechnungen auf dem Supercomputer *CARA* („Computer for Advanced Research in Aerospace“), welcher an der TU Dresden mit rund 150.000 Recheneinheiten installiert ist. [42, 43]
Sowohl die Simulationen des DLR-SC14-067A Profils als auch die des LRN-OGV Profils haben die in Tabelle 7 definierten Genauigkeitskriterien getroffen und sind zwischen circa 3.000 und 10.000 Iterationsschritten konvergiert. Im Diagramm der Abbildung 23 ist beispielhaft die Konvergenz der Originalgeometrie des DLR-SC14-067A Profils dargestellt. Hier ist der Wert der $L_1$-Norm, welche nach Ferziger als die Summe der Absolutwerte der vorliegenden Residuen definiert ist, über die Zeitschritte angetragen und zu erkennen, dass die Rechnung nach 3.213 Zeitschritten konvergiert ist. Zusätzlich ist zur Validierung der Rechnung der ins Rechennetz eingehende und ausgehende Massenstrom normiert auf die Zeitschritte aufgetragen. Ein erstes Indiz für plausible Simulationsergebnisse ist, wenn der Absolutwert des eingehenden Massenstroms gleich dem des ausgehenden Massenstroms ist, was hier bestätigt werden kann ($\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 0,00538\,\frac{kg}{s} - 0,00538\,\frac{kg}{s} = 0$). [37, 44]

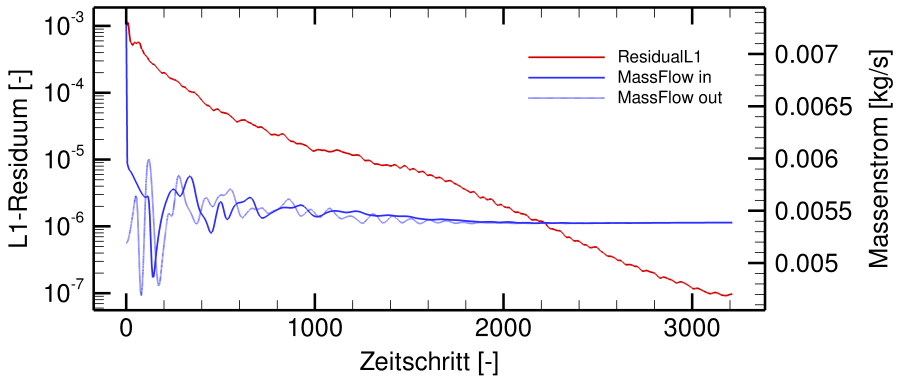


Abbildung 23: Konvergenzverhalten der Simulation des DLR-SC14-Profils (Originalgeometrie - ADP = 134 °)

## 4.5 Postprocessing

Die Datenaufbereitung und Auswertung der gelösten Strömungsprobleme wird im Zuge des Postprocessings mit der Software *Tecplot 360* und dem Tool *POST*, welches der Software *TRACE* angehört, verrichtet. Da POST auf die Auswertung von Strömungen in rotierenden Bezugssystemen ausgelegt ist, können nur wenige Anwendungen genutzt werden. Daher erfolgt das Postprocessing im Rahmen dieser Ausarbeitung hauptsächlich mit *Tecplot 360*. Über Python-Skripte wird der Ablauf vom Datenimport, über die Auswertung und Gestaltung der visuellen Darstellung bis hin zum Export in einem beliebigen Ausgabeformat automatisiert. Die Verbindung zwischen Python-Skript und *Tecplot 360* wird per *PyTecplot* aufgebaut. Im Hinblick auf die Einwirkung der Kontraktion auf die Strömung wird die Auswertung der Strömungslösung am Mittelschnitt beziehungsweise an der Stromfläche 1 durchgeführt. Die detaillierte Ergebnisdarstellung und -diskussion wird im folgenden Kapitel näher erläutert. [34, 44]

# 5 Ergebnisdiskussion

Folgend werden die Ergebnisse der Simulationen zum DLR-SC14-067A und LRN-OGV Profil dargestellt und diskutiert, sowie ein Vergleich zu den experimentellen Daten gezogen. Die Simulationen beider Profile werden nach den in Kapitel 3.8 erläuterten Parametern ausgewertet. Dabei erfolgen einige Auswertungen über den gesamten Arbeitsbereich, während sich andere gezielter auf bestimmte Betriebspunkte, wie den aerodynamischen Designpunkt und die Arbeitsbereichsgrenzen, fokussieren. Die Ergebnisdiskussion wird für beide Profile separat durchgeführt. Abgeschlossen werden die Diskussionen mit einem kurzen Fazit, in dem die Ergebnisse der Untersuchungen zusammengefasst werden. Da die Ergebnisse beider Profile charakteristisch sehr ähnlich sind, werden die strömungsmechanischen Phänomene bei der Auswertung des ersten Profils detailliert erläutert und beim zweiten Profil aufgrund von Wiederholung nicht erneut behandelt. Die Auswertung des zweiten Profils konzentriert sich darauf, ob gleiche Effekte erkannt werden können oder wesentliche Unterschiede, insbesondere wegen der niedrigeren Reynolds-Zahl, bestehen. Im Hinblick auf eine Kontinuität bei der Ergebnisdarstellung werden die Ergebnisse, wie in Tabelle 8 aufgelistet, über die gesamte Ausarbeitung hinweg dargestellt.

Tabelle 8: Farbgebung zur Ergebnisdarstellung

| Untersuchungsart | Geometrie | Darstellung |
|---|---|---|
| Experiment | Saugseite Schaufel 3 + Druckseite Schaufel 4 | rote Linie + quadratische Symbole |
| Simulation | Auslegungsgeometrie | blaue Linie |
| Simulation | Fertigungsgeometrie | orange Linie |
| Simulation | Modifikationsgeometrie | grüne Linie |

## 5.1 DLR-SC14-067A

### 5.1.1 Verhalten über dem Arbeitsbereich

Anhand des Verhaltens über einen Arbeitsbereich können Aussagen bezüglich der Leistung und Belastung eines Gitters getroffen werden. Dabei werden zum einen die Verluste betrachtet, anhand derer die Eingrenzung des Arbeitsbereiches stattfindet, und zum anderen bestimmte Gitterkennzahlen wie die *DeHaller*-Zahl, die statische Druckumsetzung und die Umlenkung.

**Eingrenzung des Arbeitsbereiches**

Abbildung 24 zeigt die Totaldruckverlustkoeffizienten $\omega$ der jeweiligen Betriebspunkte von experimentellen und numerischen Untersuchungen. Aufgetragen sind die Betriebspunkte der Zuströmwinkel $\beta_1 = 127\,^\circ$ bis $138\,^\circ$. Die Ergebnisse von Experiment und Simulationen entsprechen dem typischen Verlauf einer Verlustpolaren. Während die Verluste um den aerodynamischen Designpunkt (kurz ADP) am geringsten sind, steigen sie, wie erwartet, zu den Arbeitsbereichsgrenzen hin an. Dies wird durch die stärkere saugseitige Anströmung

bei negativer Inzidenz und die druckseitige Anströmung bei positiver Inzidenz bedingt, wodurch eine größere Reibung entsteht, welche zum Aufbau einer dickeren Grenzschicht führt.

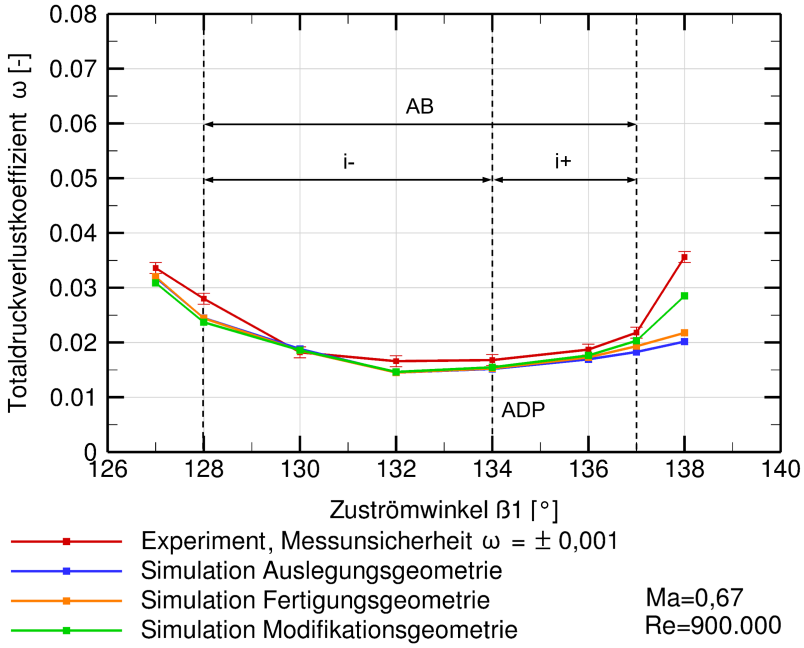


Abbildung 24: Eingegrenzter Arbeitsbereich des DLR-SC14-067A Profils

Absolut betrachtet weichen die numerischen und experimentellen Ergebnisse nur geringfügig voneinander ab. Beim Vergleich der einzelnen Polaren ist zu erkennen, dass die Verluste der Simulation über den gesamten Arbeitsbereich, ausgenommen dem Betriebspunkt $\beta_1 = 130\,°$, niedriger vorausgesagt werden und die Ergebnisse des Experiments nicht exakt treffen. Der experimentell bestimmte Totaldruckverlustkoeffizient beim Inzidenzwinkel von $\beta_1 = 130\,°$ ist als Ausreißer deklariert und wird daher nicht gewertet. Der Grund für die insgesamt niedrigeren Ergebnisse der Simulationen liegt darin, dass die viskosen Effekte bei dem verwendeten RANS-Verfahren mithilfe von Turbulenz- und Transitionsmodellen modelliert und approximiert werden und dabei oftmals zu gering vorhergesagt werden. Diese Auswirkung zeigt sich am deutlichsten bei sehr niedrigen und hohen Inzidenzwinkeln, da hier die viskosen Effekte einen stärkeren Einfluss haben. Die dadurch bedingten Ergebnisabweichungen zwischen den Simulationen und dem Experiment sind auch in allen folgenden Auswertungen des DLR-SC14-067A Profils sichtbar.
Abgesehen von den geringeren Verlusten der Simulationen sind an deren Polaren weitere Unterschiede zu erkennen, welche auf die unterschiedlichen Profilkonturen der drei Simulationsgeometrien zurückzuführen sind. Während die Differenzen der Simulationsergebnisse im ADP minimal sind, driften sie in Richtung negativer und positiver Inzidenz auseinander. Insbesondere ist dies im Bereich der positiven Inzidenz zu beobachten. Der Verlust der Auslegungsgeometrie im Betriebspunkt $\beta_1 = 138\,°$ ist mit $\omega = 0,0202$ recht niedrig, wohingegen der der Fertigungsgeometrie mit $\omega = 0,0218$ etwas höher und der der Modifikationsgeometrie mit $\omega = 0,0285$ deutlich höher ist. Daraus lässt sich schließen, dass

der Totaldruckverlustkoeffizient mit zunehmender Fertigungsungenauigkeit größer wird. Die Vermutung liegt nahe, dass dies auf die Form der Vorderkante zurückzuführen ist und somit die schmalere Vorderkante größere Verluste über das Profil bewirkt. In Bezug auf das Experiment bedeutet dies, dass Fertigungsungenauigkeiten an der Schaufelvorderkante die Ergebnisse dahingehend beeinflussen, dass diese bei hohen beziehungsweise niedrigen Zuströmwinkeln größere Verluste verursachen als bei einer idealen Geometrie. Dies spiegelt auch den Effekt wieder, dass die Form der Vorderkante den möglichen Arbeitsbereich erheblich beeinflusst. Wie in Abbildung 16 zu sehen, ist die Vorderkantenform der Fertigungsgeometrie schmaler als es die vorgegebene Fertigungstoleranz zulässt. Einerseits hätte diese Schaufel nicht im Prüfstand eingesetzt werden dürfen und andererseits ist bei Schaufelvorderkanten, welche entsprechend der Formtoleranz gefertigt sind, zu erwarten, dass die Verlustdifferenz zwischen Auslegung und Fertigung kleiner ist als im Diagramm 24 zu sehen. Die Auswirkung einer sehr schmalen Schaufelvorderkante weit außerhalb der Formtoleranz lässt sich anhand des Verlustverhaltens der Modifikationsgeometrie erahnen.

Zur Eingrenzung des Arbeitsbereiches wird der Ansatz nach *Cumpsty* angewandt, bei dem der Betriebspunkt mit den geringsten Verlusten als aerodynamische Designpunkt definiert ist (siehe Kapitel 3.8). Darüber hinaus bestimmt der doppelte Wert des geringsten Totaldruckverlustkoeffizienten die Arbeitsbereichsgrenzen in Richtung positiver und negativer Inzidenz und demzufolge den Arbeitsbereich (kurz AB). Die Arbeitsbereichseingrenzung wird auf Basis der experimentellen Daten durchgeführt. Bei Betrachtung der Polaren in Abbildung 24 ist jedoch zu erkennen, dass die geringsten Totaldruckverlustkoeffizienten nicht im markierten ADP auftreten, sondern im Betriebspunkt bei $\beta_1 = 132\,^\circ$ mit $\omega = 0,0166$. Die Erklärung hierzu ist, dass die Auslegung des DLR-SC14-067 Profils unter Berücksichtigung einer Kontraktion durch eine Seitenwandgrenzschicht durchgeführt wurde, sprich mit einem AVDR $> 1$. Im Rahmen dieser Ausarbeitung wird jedoch, wie bereits im Kapitel 2.4.3 beschrieben, die „A“-Variante des Gitters verwendet, wobei die Seitenwandgrenzschicht abgesaugt wird und somit keinen Einfluss auf die Strömung hat. Folglich führt dies zu einem abweichendem Verlauf der Verlustpolaren. Auch wenn der Totaldruckverlustkoeffizient bei $\beta_1 = 132\,^\circ$ um $\Delta\omega = -0,002$ etwas geringer ist, wird für die vorliegende Diskussion der ADP der ursprünglichen Auslegung ($\rightarrow \beta_1 = 134\,^\circ$) übernommen. Das Ergebnis des experimentell ermittelten Totaldruckverlustkoeffizienten von $\beta_1 = 134\,^\circ$ liegt bei $\omega = 0,0168$. Dies bedeutet nach *Cumpstys* Ansatz, dass alle Betriebspunkte mit einem Totaldruckverlustkoeffizient von $\omega \leq 0,034$ innerhalb des Arbeitsbereichs liegen. Somit wird der Arbeitsbereich für die vorliegende Diskussion vom negativen Inzidenzwinkel von $\beta_1 = 128\,^\circ$ bis zum positiven Inzidenzwinkel von $\beta_1 = 137\,^\circ$ eingegrenzt.

**Gitterkennzahlen**

Bezüglich der Gitterkennzahlen werden nachfolgend das Verzögerungskriterium nach DeHaller, die statische Druckumsetzung sowie die Gitterumlenkung diskutiert. Diese sind in Abbildung 25 dargestellt. Die jeweiligen Parameter zur Ermittlung der Kennzahlen

werden im Nachlauf an der Messebene 2 entlang einer Teilung erhoben und mit der arithmetischen Mittelung ein Mittelwert bestimmt. Verrechnet werden diese Werte mit den zugehörigen Eintrittsparametern der Zuströmung. Die Gitterkennzahlen sind, wie auch der Totaldruckverlustkoeffizient zuvor, zu jedem Betriebspunkt angeben.

**Verzögerungskriterium nach DeHaller**

Das Verzögerungskriterium nach *DeHaller* ist im oberen Diagramm von Abbildung 25 dargestellt. Es wird durch das Verhältnis der Austrittsgeschwindigkeit zur Eintrittsgeschwindigkeit beschrieben und zeigt bei allen vier Polaren einen nahezu linearen Verlauf, bei dem die *DeHaller*-Zahl mit steigendem Anströmwinkel sinkt. Dieser Effekt ist auf den kleineren Zuströmquerschnitt im Gittereintritt bei höheren Anströmwinkeln zurückzuführen und kann anhand der Kontinuitätsgleichung erläutert werden. Denn wie durch Abbildung 23 belegt, sind die Werte für den ein- und ausgehenden Massenstrom gleich groß ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2$). Da die Tiefe des Zu- und Abströmquerschnitts über die Schaufelspannweite definiert und somit für alle Geometrien der Simulationen identisch ist, wird die Größe der Querschnitte lediglich über die Höhe beeinflusst. Abbildung 39 in Anhang A.2 zeigt, die Höhen der Zu- und Abströmquerschnitte in Abhängigkeit vom Zuströmwinkel. Zu erkennen ist die Höhenabnahme des Zuströmquerschnitts mit steigendem Zuströmwinkel, wobei die Höhe des Abströmquerschnittes über alle Betriebspunkte hinweg nahezu konstant bleibt. Demzufolge sind die Zuströmquerschnitte in jedem Betriebspunkt kleiner als die Abströmquerschnitte ($A_1 < A_2$), was dazu führt, dass neben der Dichteerhöhung vom Gittereintritt zum -austritt ($\rho_1 < \rho_2$) eine Strömungsverzögerung ($c_2 < c_1$) erfolgt.
Generell lässt sich durch den Vergleich von Experiment und Simulationen sagen, dass die Ergebnisse sehr gut übereinstimmen, vor allem im ADP bei einem Zuströmwinkel von $\beta_1 = 134\,°$ und im Betriebspunkt $\beta_1 = 136\,°$. Während die Ergebnisse des Experiments leicht schwankend verlaufen, weichen die Ergebnisse der Simulationen über den gesamten Arbeitsbereich nur unwesentlich voneinander ab. In Bezug auf das Experiment resultiert daraus, dass die Fertigungsungenauigkeiten an der vermessenen Schaufel keinen signifikanten Einfluss auf die Strömungsverzögerung haben.
Im Hinblick auf den Wertebereich der *DeHaller*-Zahl ist zu erkennen, dass der gesamte Arbeitsbereich sehr hohe Werte aufweist. Ein klassischer Grenzwert für Verdichtergitter ist in der Literatur mit $DeHaller = 0,7$ angegeben [6]. Dort heißt es, dass die Strömung von Betriebspunkten, deren *DeHaller*-Wert kleiner als der Grenzwert ist, als ablösegefährdet gilt. Außer im Betriebspunkt $\beta_1 = 128\,°$ weisen alle Betriebspunkte im Arbeitsbereich kleinere *DeHaller*-Werte auf und zwar von etwa $0,69$ im Betriebspunkt $\beta_1 = 130\,°$ bis etwa $0,6$ im Betriebspunkt $\beta_1 = 137\,°$. Da im Arbeitsbereich dieses Gitters jedoch keine Ablösung ohne anschließendes Wiederanlegen stattfindet, wie in den Auswertungen der Profilmachzahlverteilung und der Wandschubspannung diskutiert (siehe Kapitel 5.1.3), kann daraus geschlossen werden, dass das DLR-SC14-067A ein hochbelastetes Profil ist, welches trotzdem verhältnismäßig geringe Verluste ($\omega_{ADP} = 0,0168$) aufweist, wie die Abbildung 24 des Totaldruckverlustkoeffizienten veranschaulicht.

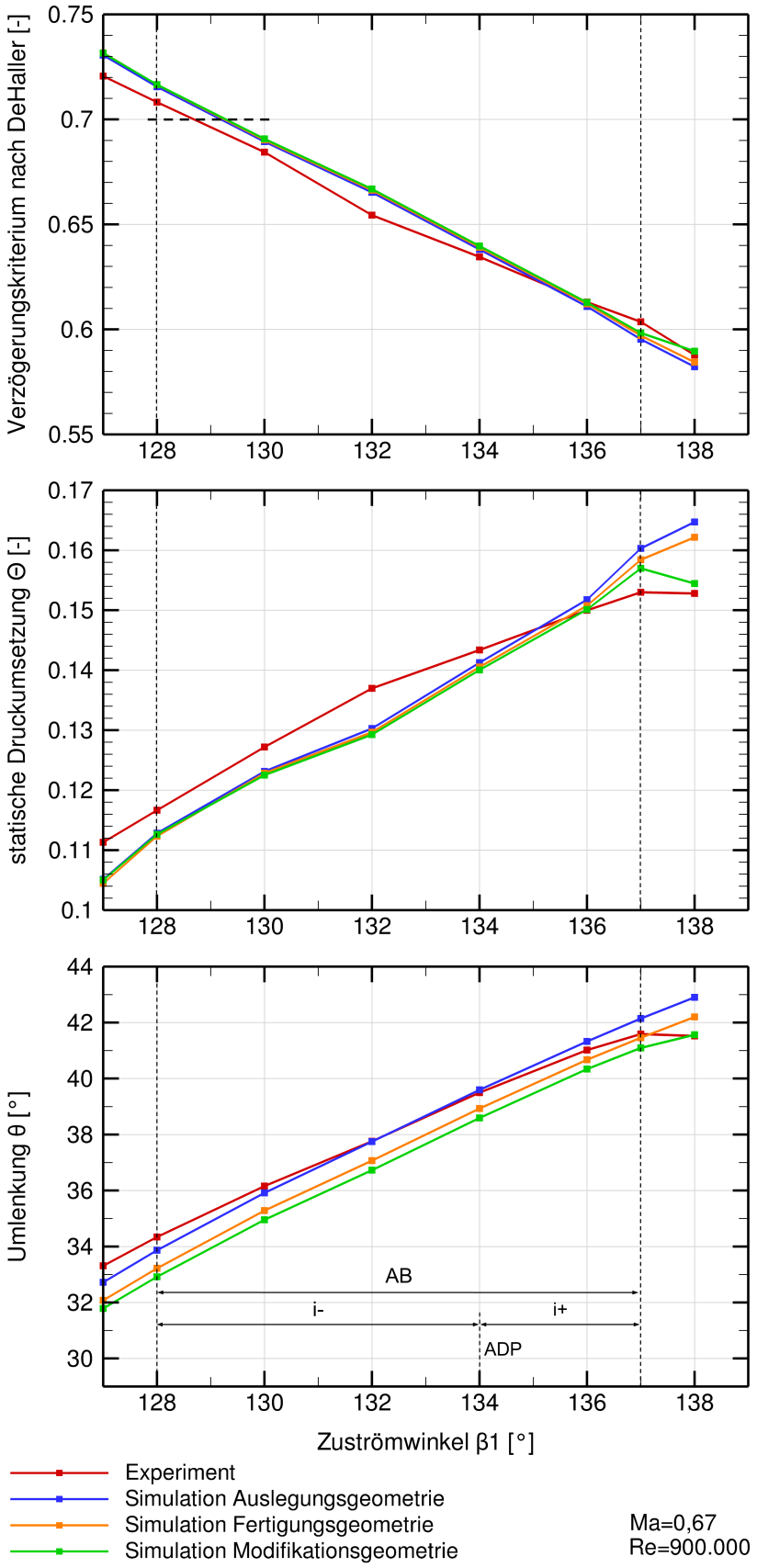


Abbildung 25: Gitterkennzahlen des DLR-SC14-067A Profils

**Statische Druckumsetzung**

Die statische Druckumsetzung, welche durch die statische Druckdifferenz $\Delta p = p_2 - p_1$ normiert auf den dynamischen Druck $p_{dyn_1} = p_{t_1} - p_1$ der Zuströmung definiert ist, stellt einen gegenteiligen Verlauf zur *DeHaller*-Zahl dar, wie beim Vergleich des oberen und mittleren Diagramms von Abbildung 25 zu sehen ist. Während bei der *DeHaller*-Zahl die Werte mit zunehmendem Anströmwinkel sinken, steigen sie bei der statischen Druckumsetzung, was auf die Kontinuitäts-, Bernoulli- und Energiegleichungen zurückzuführen ist. Somit zeigen die Polaren auch hier einen annähernd linearen Verlauf, wobei Experiment und Simulation im ADP ($\beta_1 = 134\,°$) sowie im Betriebspunkt $\beta_1 = 136\,°$ nahezu übereinstimmen.

Der Vergleich der statischer Druckumsetzung zwischen den Simulationsergebnissen zeigt eine minimale Profilformabhängigkeit. Zu der Tatsache, dass die Auslegungsgeometrie beim Totaldruckverlustkoeffizient in Abbildung 24 die geringsten Verluste aufweist, leistet diese auch den größten statischen Druckumsatz über den Arbeitsbereich. Durch die geometrischen Ungenauigkeiten in der Fertigungsgeometrie wird bei negativen Inzidenzwinkeln eine marginal schwächere statische Druckumsetzung erreicht, wobei die Ergebnisabweichung zwischen Fertigungs- und Auslegungsgeometrie von negativer zu positiver Arbeitsbereichsgrenze leicht zunimmt. Dieser Trend ist auch bei der künstlich erzeugten Modifikationsgeometrie, bei der die geometrischen Ungenauigkeiten verstärkt ausgeprägt sind, zu erkennen. Die gleiche Entwicklung spiegelt sich in geringeren Maße auch in der *DeHaller*-Zahl wieder. Da bei der statischen Druckumsetzung wie beim Verzögerungskriterium nach *DeHaller* lediglich geringe Ergebnisabweichungen vorliegen, kann bei einer Einhaltung der Formtoleranz in der Fertigung davon ausgegangen werden, dass sich vorhandene geometrische Ungenauigkeiten unwesentlich auf die Ergebnisse auswirken.

Der Ergebnisverlauf des Experiments über den Arbeitsbereich zeigt ausgehend vom Betriebspunkt $\beta_1 = 132\,°$ einen Abfall der Steigung hin zu höheren Inzidenzwinkeln. Dies deutet auf eine Aufdickung der saugseitigen Grenzschicht mit zunehmendem Anströmwinkel. Daraus lässt sich ableiten, dass stärkere viskose Effekte die Dämpfung der statischen Druckumsetzung herbeiführen. Mit Blick über die positive Arbeitsbereichsgrenze hinaus zum Betriebspunkt $\beta_1 = 138\,°$ ist sowohl beim Experiment als auch an den Simulationen ein starker Abfall der Steigung zu sehen, was auf die Ausbildung einer stark aufgedickten Grenzschicht schließen lässt. Dieser Effekt ist auch an der Strömungsumlenkung im unteren Diagramm der Abbildung 25 zu erkennen, die durch die aufgedickte Grenzschicht deutlich geringer ausfällt. Der Verlauf der Modifikationsgeometrie bei der statischen Druckumsetzung verzeichnet in diesem Betriebspunkt sogar einen Abfall, was auf einen Strömungsabriss hindeutet. Dies scheint zu bestätigen, dass bei der Eingrenzung des Arbeitsbereiches die Grenze bei positiver Inzidenz im Betriebspunkt $\beta_1 = 137\,°$ in Bezug auf die Auslegungs- und Fertigungsgeometrie gut gewählt ist.

**Strömungsumlenkung**

Die Strömungsumlenkung errechnet sich aus der Differenz des Zuströmwinkels $\beta_1$ zum Abströmwinkel $\beta_2$. Am unteren Diagramm der Abbildung 25 kann festgestellt werden, dass

die Strömungsumlenkung mit ansteigendem Anströmwinkel linear zunimmt. Die Differenz zwischen den Polaren der Simulationen lässt auf eine Profilformabhängigkeit schließen. Zu erkennen ist, dass die Strömungsumlenkung mit Zunahme der geometrischen Abweichungen, ausgehend von der Auslegungsgeometrie, in allen Betriebspunkten geringer ausfällt. Die Polare des Experiments stimmt im Betriebspunkt $\beta_1 = 132\,°$ sowie im ADP mit dem Simulationsergebnis der Auslegungsgeometrie überein, verläuft aber über den gesamten Arbeitsbereich mit einer abweichenden Steigung. Das ist eine Konsequenz der druckseitigen Grenzschichtablösung bei negativer Inzidenz und einer saugseitigen Grenzschichtaufdickungen bei zunehmender positiver Inzidenz. Da die viskosen Effekte in den Simulationsergebnissen nicht in der experimentell ermittelten Größenordnung vorausgesagt werden, verursacht dies das unterschiedliche Steigungsverhalten von Experiment und Simulation. In Kapitel 5.1.2 wird die Strömungsumlenkung beziehungsweise das Abströmverhalten detaillierter analysiert.

### 5.1.2 Nachlauf

In diesem Kapitel wird das Strömungsverhalten im Nachlauf entlang der Messebene 2 an einzelnen Betriebspunkten näher beleuchtet. Dabei liegt der Fokus jeweils auf dem aerodynamischen Auslegungspunkt sowie auf den negativen und positiven Arbeitsbereichsgrenzen. Als Auswertungsparameter werden der Abströmwinkel und das Totaldruckverhältnis herangezogen. Gemessen wird der Abströmwinkel und der Totaldruckverlust über eine Teilung $t$. Dabei werden die Messwerte nicht innerhalb einer Schaufelpassage aufgenommen, sondern von der Mitte einer Schaufelpassage zur nächsten, wie in Abbildung 26 eingezeichnet. Darüber hinaus ist die Nullposition der Messsonde (MS) im Experiment, ausgehend von der Profilhinterkante (TE), um $4\,°$ verschoben, was zugunsten der Ergebnisvergleichbarkeit in die Simulation übernommen wurde. Dies führt dazu, dass die Lage der Hinterkante in den Nachlaufdiagrammen nicht bei $z/h = 0$, sondern leicht versetzt zur negativen z-Richtung bei $z/h = -0,035$ liegt.

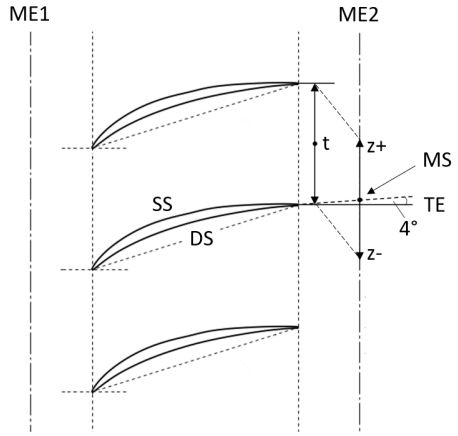


Abbildung 26: Position der Messsonde in der Versuchsreihe des DLR-SC14-067A Profils

**Abströmwinkel**

In Abbildung 27 ist das Abströmverhalten des DLR-SC14-067A Profils der Betriebspunkte mit den Zuströmwinkeln von $\beta_1 = 128\,°$ ($i = -6\,°$), $\beta_1 = 134\,°$ (ADP) und $\beta_1 = 137\,°$ ($i = +3\,°$) veranschaulicht. Dabei ist jeweils die Laufkoordinate $z$ entlang der Teilung $t$ auf der x-Achse und der Abströmwinkel $\beta_2$ auf der y-Achse angetragen.

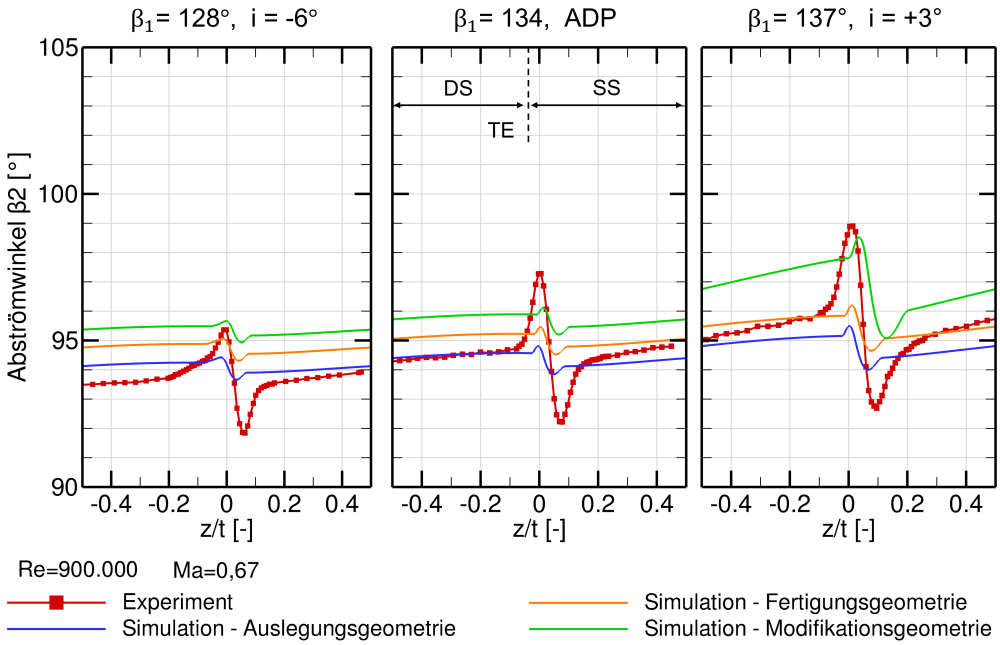


Abbildung 27: Abströmwinkel des DLR-SC14-067A Profils im Nachlauf an den Betriebspunkten des aerodynamischen Designpunkts sowie an den positiven und negativen Arbeitsbereichsgrenzen

Auf den ersten Blick lässt sich beim Vergleich der drei Betriebspunkte allgemein sagen, dass ein größerer Zuströmwinkel einen geringfügig größeren Abströmwinkel bewirkt. Bei genauerer Betrachtung der Betriebspunkte ist zu erkennen, dass die Abströmwinkel im Bereich der Passage relativ konstant sind, während diese im Schaufelnachlauf schwankend verlaufen. Bei $z/t = 0$ treten höhere und in positiver z-Richtung bei etwa $z/t = 0,05$ bis $z/t = 0,1$ niedrigere Winkel auf. Die druckseitige Strömung hat im Allgemeinen einen höheren Druck. Daher und aufgrund der Scherströmung in der Grenzschicht wird die Abströmung an der Hinterkante nach oben zur saugseitigen Strömung gelenkt. Im Kontrast dazu bildet die saugseitige Umströmung der Hinterkante eine Abströmung in entgegengesetzter Richtung. Somit resultiert die Schwankung im Verlauf aus den Scherströmungen in der Ausmischung im Nachlauf des Profils.

Bei allen drei Betriebspunkten sticht besonders das Ergebnis des Experiments heraus. Die Abströmungen von Saug- und Druckseite bewirken eine stärkere Winkeländerung als in den Simulationen vorhergesagt wird, was abermals durch die zu geringe Modellierung der viskosen Effekte seitens der Simulation begründet ist. Generell ist die Winkelmessung im Experiment jedoch sehr sensibel. Das verwendete Messsystem hat eine Messunsicherheit von $\pm\,0,25\,°$. Es besteht allerdings die Vermutung, dass die Maxima und Minima der Mess-

werte innerhalb der Scherschichten aufgrund der großen Winkeldifferenz, beispielsweise im ADP von $\Delta\beta_2 \approx 5,4\,°$, fehlerbehaftet sind. Die Abweichungen in den Messungen könnte durch die endliche Größe des Sondenkopfs des Messsystems bedingt sein. Für die experimentelle Auswertung ist die Ausprägung der Extrema jedoch nicht bedeutsam, da hier üblicherweise mit dem gemittelten Abströmwinkel über eine Teilung, wie beispielsweise in Abbildung 28 dargestellt, gearbeitet wird, wobei sich die Maxima und Minima gegeneinander aufheben.

Wie in der Darstellung der Strömungsumlenkung in Abbildung 25 bereits aufgefallen ist, ist auch an den Einzeldarstellungen der Betriebspunkte in Abbildung 27 im Abströmwinkel eine deutliche Profilformabhängigkeit sichtbar. Der Abströmwinkel der Auslegungsgeometrie im ADP ist über die gesamte Teilung geringer als der Abströmwinkel der Fertigungsgeometrie, welcher wiederum geringer ist als der der Modifikationsgeometrie. Zudem ist, ausgehend von der Auslegungsgeometrie, eine leichte Verschiebung der jeweiligen Maxima in positive z-Richtung zu erkennen. Diese beiden Auswirkungen sind durch die Hinterkantenformen der drei Simulationsgeometrien zu begründen, die in Abbildung 16 gezeigt werden. Es ist zu sehen, dass sich die Fertigungsungenauigkeiten vor allem durch eine Hinterkantenverschiebung auszeichnen, was einen größeren Winkel in der Profilabströmung bewirkt. Folglich wird hiermit die abweichende Strömungsumlenkung über das Profil im Hinblick auf die Simulationsergebnisse erklärt. Diese Auswirkungen treten am stärksten bei der Modifikationsgeometrie auf, welche die größten geometrischen Abweichungen enthält.

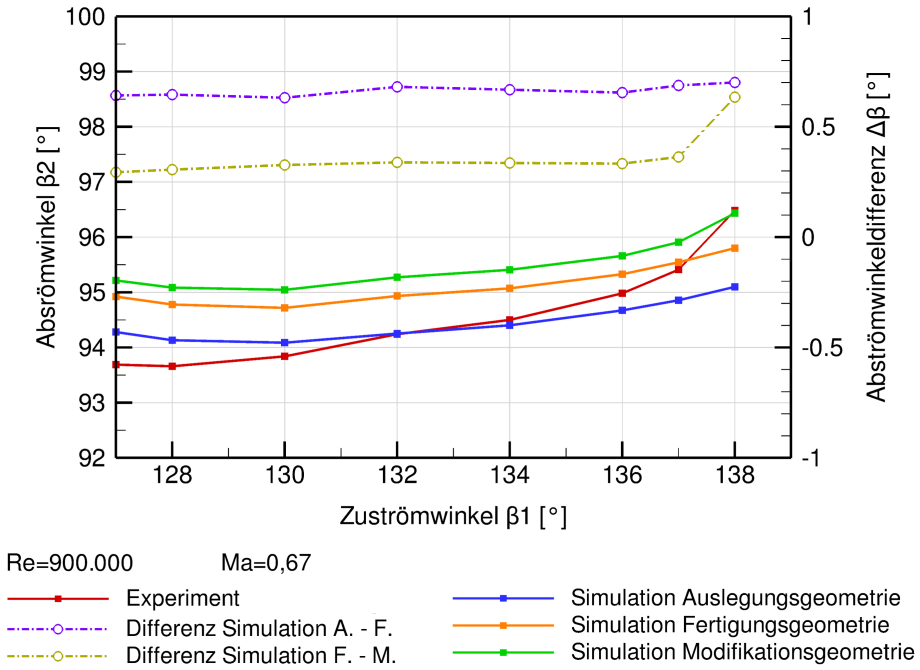


Abbildung 28: Abströmwinkel des DLR-SC14-067A Profils über den Arbeitsbereich

Anhand der Abströmpolaren in Abbildung 28 wird deutlich das die Simulationsergebnisse eine nahezu konstante Abweichung über den gesamten Arbeitsbereich zueinander haben.

Zu erkennen ist dies vor allem anhand der $\Delta\beta_{2_{A-F}}$- und $\Delta\beta_{2_{F-M}}$-Polaren, welche die Differenzen von gemitteltem Abströmwinkel der Auslegungsgeometrie zu Fertigungsgeometrie beziehungsweise von Ferigungsgeometrie zu Modifikationsgeometrie zeigen. Demzufolge hat die Modifikationsgeometrie zur Fertigungsgeometrie eine Abweichung von etwa $0,33\,^\circ$ (in gelb dargestellt) bei einer Hinterkantenverschiebung von $0,132\,mm$, die Fertigungsgeometrie zur Auslegungsgeometrie eine Abweichung von etwa $0,66\,^\circ$ (in lila dargestellt) bei einer Hinterkantenverschiebung von $0,162\,mm$ und die Modifikationsgeometrie zur Auslegungsgeometrie sogar eine Abweichung von etwa $1\,^\circ$ bei einer Hinterkantenverschiebung von $0,294\,mm$. Die Verschiebungen der Hinterkante führt zwar zur Veränderung des Abströmwinkels, jedoch scheint dies in keinem linearen Verhältnis mit der Verschiebung zu stehen. Vermutlich hat hier neben der Verschiebung der Hinterkanten die Ausprägung der zusätzlichen Hinterkantendeformation der Modifikationsgeometrie einen Einfluss auf die Abströmung, sodass diese noch etwas weiter nach unten abgelenkt wird.
Die Werte der Abströmwinkelpolaren von der Auslegungsgeometrie der Simulation und des Experiments stimmen in den Betriebspunkten $\beta_1 = 132\,^\circ$ und $\beta_1 = 134\,^\circ$ recht gut überein, wie auch anhand der Strömungsumlenkung in Abbildung 25 zu sehen ist. Zu erwarten wäre, dass das Ergebnis des Experiments eher mit dem der Ferigungsgeometrie statt mit der Auslegungsgeometrie der Simulation übereinstimmt. Der Grund hierfür kann darin liegen, dass für die Fertigungsgeometrie der Simulation die Vermessungsgeometrie mit der stärksten geometrischen Ungenauigkeit gewählt wurde. Alle anderen Vermessungsgeometrien weisen deutlich geringere geometrische Ungenauigkeiten in der Hinterkante auf und liegen zudem innerhalb oder zumindest nah an der Formtoleranz.
An der Auswertung des Abströmwinkels, wie auch zuvor bei der Auswertung des Totaldruckverlustkoeffizienten in Abbildung 24 wird deutlich, welche Relevanz die Einhaltung der Fertigungstoleranz hat. Am Abströmverhalten ist die direkte Auswirkung einer Hinterkantenverschiebung festzustellen und muss somit bei der Validierung des Experiments berücksichtigt werden.

**Totaldruckverhältnis**

Das Totaldruckverhältnis $\Pi$ ergibt sich aus dem Verhältnis des Totaldrucks der Abströmung $p_{t_2}$ zum Totaldruck der Zuströmung $p_{t_1}$. In den Diagrammen der Abbildung 29 ist das Totaldruckverhältnis $\Pi$ über die y-Achse und die Laufkoordinate $z$ über die Teilung $t$ an der x-Achse angetragen. Im linken Diagramm ist die Nachlaufdelle der negativen Arbeitsbereichsgrenze ($i = -6\,^\circ$), im rechten Diagramm der positiven Arbeitsbereichsgrenze ($i = +3\,^\circ$) und in der Mitte des ADP gezeigt. Die Ausprägung der Nachlaufdelle gibt Auskunft über Strömungsverluste im Nachlauf. Anhand der Breite der Nachlaufdelle können Rückschlüsse auf viskose Verluste und die Ausprägung von Grenzschichten im Vergleich der einzelnen Datensätze gezogen werden.
Die Nachlaufdelle des ADP gibt einen typischen Verlauf wieder. Zudem zeigen das Experiment sowie alle drei Simulationen annähernd das gleiche Ergebnis. Lediglich zwei kleine Unterschiede sind zu erkennen. Zum einen weichen die Nachlaufdellen der Simulationsergebnisse in der z-Richtung leicht voneinander ab, was auf die Hinterkantenverschiebung

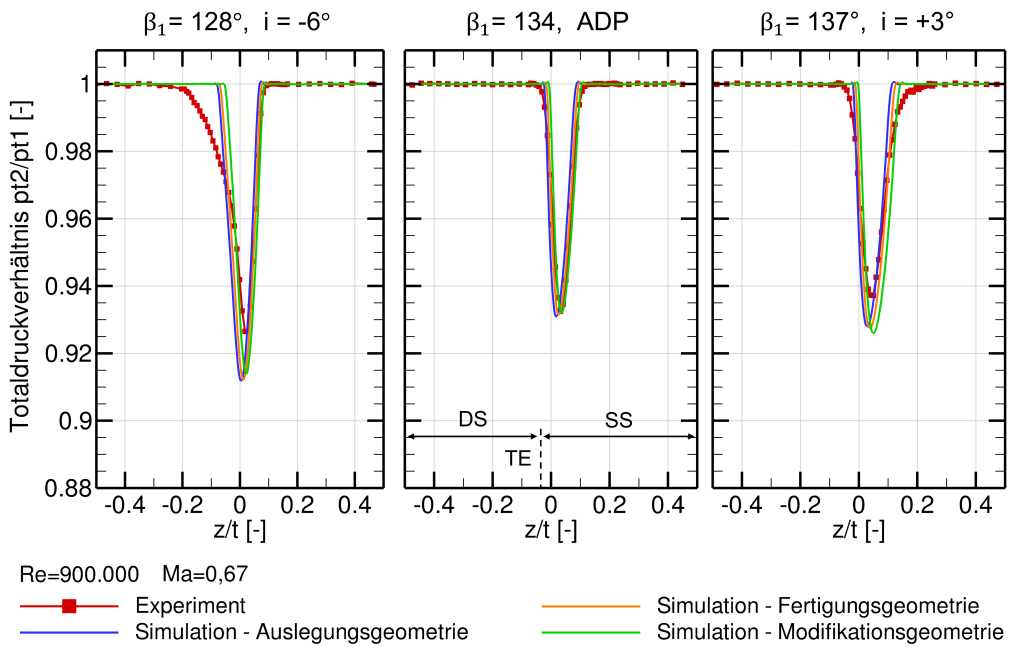


Abbildung 29: Totaldruckverhältnis des DLR-SC14-067A Profils im Nachlauf an den Betriebspunkten des aerodynamischen Designpunkts sowie an den positiven und negativen Arbeitsbereichsgrenzen

zurückzuführen ist (siehe Kapitel 5.1.2 - Abströmwinkel). Zum anderen weisen die Ergebnisse der Simulation geringere viskose Verluste auf. Dies ist im oberen Bereich der Nachlaufdellen sichtbar. Die linke und rechte Flanke der Nachlaufdelle des Experiments verläuft mit einer geringeren Steigung. Die Flanken der Nachlaufdellen der Simulationsergebnisse hingegeben sind steiler, wodurch die Nachlaufdellen auch in der Breite schmaler sind. Somit zeigt sich auch hier wieder ein Unterschied in den viskosen Effekten seitens der Simulation. Reibungseffekte und Turbulenzen werden zu gering kalkuliert, was zur Vorhersage dünnerer Grenzschichten führt. Insbesondere ist dies an den Arbeitsbereichsgrenzen zu beobachten. Bei negativer Inzidenz mit einem Zuströmwinkel von 128° hat die linke Flanke der Nachlaufdelle des Experiments eine viel geringere Steigung. Dies deutet entweder auf eine starke, druckseitige Grenzschichtaufdickung oder sogar eine Strömungsablösung hinter der Schaufelvorderkante hin. Grund hierfür ist, dass die Schaufel bei einer Inzidenz von $i = -6\,^\circ$ sehr stark von der Saugseite angeströmt wird. Demnach muss die Strömung um die Vorderkante herum zur Druckseite strömen, wodurch hohe Reibungswerte entstehen und eine dicke Grenzschicht aufgebaut wird, die gegebenenfalls ablöst. Bei positiver Inzidenz von $i = +3\,^\circ$ ist eine flachere Steigung an der rechten Flanke zu erkennen, wodurch auf höhere viskose Verluste auf der Saugseite geschlossen werden kann. Aufgrund der schmaleren Nachlaufdellenbreite wird hier keine Strömungsablösung vermutet. Sowohl an der positiven als auch an der negativen Arbeitsbereichsgrenze wird von den Simulationen die Höhe des Totaldruckverhältnisses überschätzt und die Grenzschichtausbildung unterschätzt.

Beim Vergleich der drei Geometrien aus der numerischen Untersuchung sind im ADP nur

sehr geringe Ergebnisabweichungen vorhanden. An der negativen Arbeitsbereichsgrenze liegen etwas höhere Ergebnisabweichungen vor und an der positiven Arbeitsbereichsgrenze hingegen wird deutlich, dass die Tiefe und Breite der Nachlaufdelle durch die schmalere Vorderkante der Fertigungsgeometrie etwas mehr beeinflusst wird. Die Strömung um die Fertigungsgeometrie ist bei hohen positiven Inzidenzwinkeln durch eine aufgedickte saugseitige Grenzschicht, welche auf höhere Reibungseffekte zurückzuführen ist, mit höheren Verlusten behaftet. Daraus lässt sich schließen, dass in diesem Fall die saugseitige Fertigungsungenauigkeit eine größere Auswirkung auf das Verlustverhalten bei positiven als auf das bei negativen Inzidenzwinkeln zeigt. Dieser Effekt kann ebenso in Kapitel 5.1.1 an den Polaren des Totaldruckverlustkoeffizienten festgestellt werden.

### 5.1.3 Profil

Entlang der saug- und druckseitigen Profiloberfläche wird der statische Druck im Experiment über statische Druckbohrungen aufgenommen, aus dem die isentrope Profilmachzahlverteilung berechnet wird, wie in Kapitel 3.8 aufgeführt. Neben der Profilmachzahlverteilung werden die Simulationsergebnisse zusätzlich in Bezug auf die Wandschubspannung ausgewertet. Anhand dieser beiden Auswertungen können Aussagen über Transitionen und Strömungsablösungen getroffen werden. Da sich die beiden Auswertungen in dieser Hinsicht ergänzen, sind sie zusammen in Abbildung 30 aufgeführt. Während die isentrope Profilmachzahlverteilung und die Wandschubspannung jeweils an der y-Achse angetragen sind, ist auf der x-Achse die Laufkoordinate $x$ über die Sehnenlänge $c$ des Profils zu sehen beziehungsweise die Profillänge von 0 bis 100 %. Darüber hinaus ist das Profil mit der Geometrie der Auslegung eingefügt, um die Profilform an der jeweiligen Stelle $x/c$ anschauen zu können. Wie zuvor werden die drei Betriebspunkte $\beta_1 = 128\,^\circ$ ($i = -6\,^\circ$), $\beta_1 = 134\,^\circ$ ($i = +3\,^\circ$) und $\beta_1 = 137\,^\circ$ (ADP) diskutiert.

**Profilmachzahlverteilung und Wandschubspannung**

Die Ergebnisse der Profilmachzahlverteilung aus der Numerik liegen in allen Betriebspunkten sehr nahe an denen des Experiments. Auffällig an den Ergebnissen der Wandschubspannung ist das oszillierende Verhalten der Fertigungs- und Modifikationsgeometrie. Die Auswirkung ist besonders im Bereich starker Profilkrümmungen beispielsweise bei 0 % bis 10 % Sehnenlänge im ADP zu beobachten. Grund hierfür sind die Profilkonturen, die leichte Krümmungsänderungen von Punkt zu Punkt aufweisen und folglich eine verhältnismäßig starke Beeinflussung des Wandschubspannungsverlaufs herbeiführen. Diese Wirkung ist bei der Modifikationsgeometrie durch die manuell erstellte Geometrie stärker ausgeprägt als bei der Fertigungsgeometrie. In der Diskussion werden diese Effekte daher nicht berücksichtigt.

**ADP**

Bei genauer Betrachtung der numerisch ermittelten Profilmachzahlverteilung im ADP ist die Transition mit laminarer Ablöseblase auf der Saugseite des Profils am Druckplateau zu

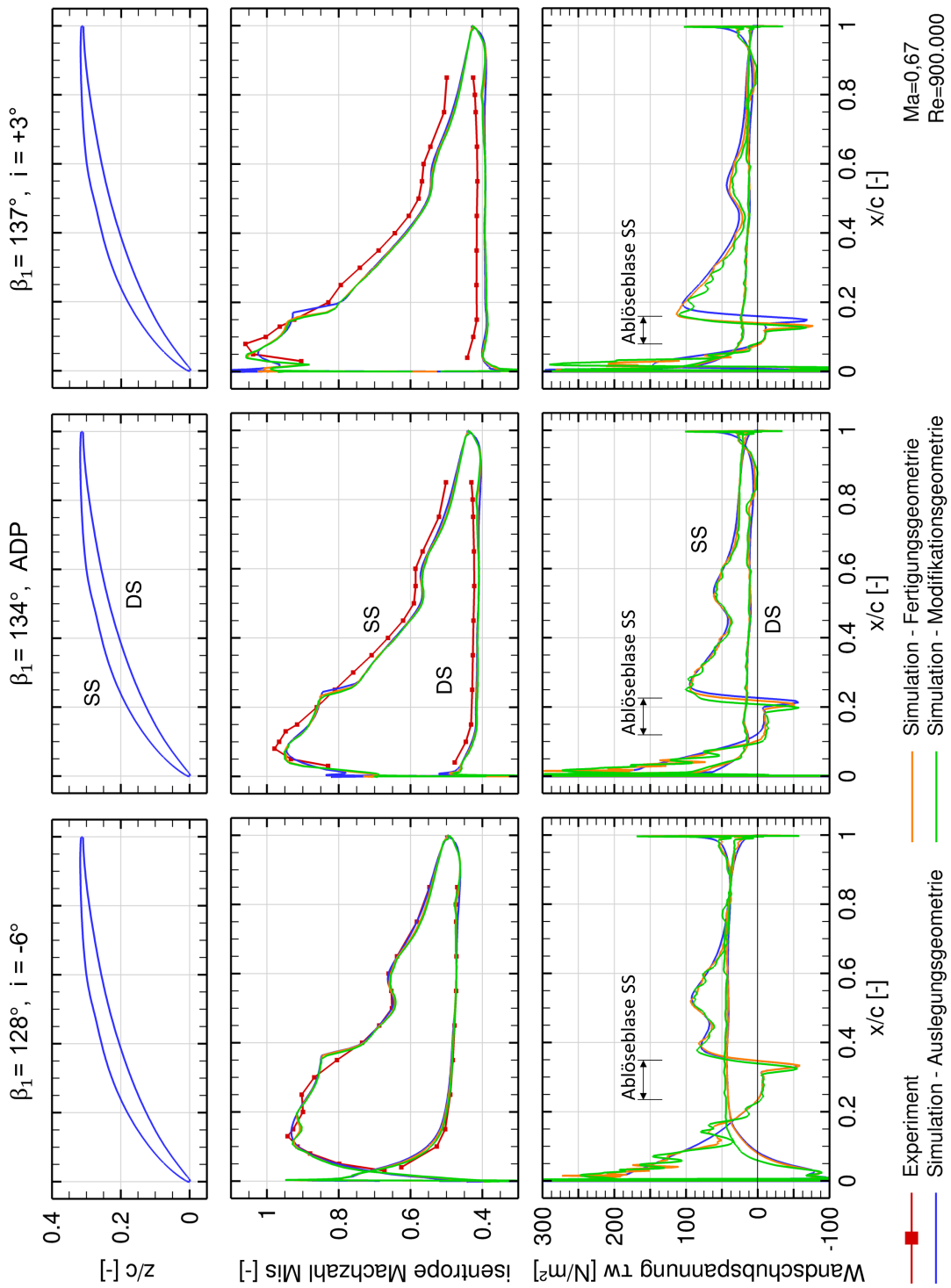


Abbildung 30: Profilmachzahlverteilung und Wandschubspannung des DLR-SC14-067A Profils an den Betriebspunkten des aerodynamischen Designpunkts sowie an den positiven und negativen Arbeitsbereichsgrenzen

erkennen, wie im Kapitel 3.8 erläutert. Das für die Transition typische Druckplateau liegt in Bezug auf die Auslegungsgeometrie zwischen circa 15 % und 24 % der Sehnenlänge. In diesem Bereich findet somit der laminar-turbulente-Umschlag statt. Anhand der Verteilung der Wandschubspannung kann die genaue Position der Ablöseblase erkannt werden, da diese durch die Rezirkulation unter der abgelösten Strömung einen negativen Wert annimmt ($\tau_w < 0$). Demnach dehnt sich die Ablöseblase im Falle der Auslegungsgeometrie von circa 11 % bis 23 % der Sehnenlänge aus.
Beim Vergleich der drei Simulationsergebnisse im ADP ist auffällig, dass die Transition an unterschiedlichen Positionen ($x/c$) einsetzt. Bei der Auslegungsgeometrie tritt die Transition am spätesten ein, während sie bei der Modifikationsgeometrie, also der Geometrie mit den künstlich verstärkten Ungenauigkeiten, am frühesten eintritt. Dies ist sowohl am isentropen Profilmachzahlverlauf als auch an der Wandschubspannung ersichtlich. Der Grund hierfür wird im Vorderkanteneffekt vermutet. Wie bei circa 7 % bis 9,5 % der Sehnenlänge zu erkennen ist, startet die Verzögerung der Geometrien mit schmaleren Vorderkanten, also bei der Fertigungs- und Modifikationsgeometrie bereits um 2,5 % früher als bei der Auslegungsgeometrie, was mit der gleichermaßen früher einsetzenden Transition einhergeht. Welche Verlust- beziehungsweise Reibungseffekte an dieser Stelle dazu führen, dass eine schmalere Vorderkante zu einer früheren Transition führen, kann von den vorliegenden Auswertungen nicht abgeleitet werden.
Im Gegensatz zu den Simulationsergebnissen ist an der Profilmachzahlverteilung des Experiments kein Druckplateau und somit kein Transitionsbereich zu erkennen. Zurückzuführen ist dies auf die begrenzte Anzahl an statischen Druckbohrungen, die mit einem bestimmten Abstand im Profil eingebracht sind. Zur Auflösung einer möglichen Transition wäre ein geringerer Abstand notwendig. Erste Messungen mit Ölanstrichbildern zeigen im Experiment eine vergleichsweise kleine Ablöseblase. Hierzu wurde jedoch noch keine Detailuntersuchung durchgeführt, sodass eine Bewertung im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgenommen werden kann.
Weiter stromabwärts ist bei circa 40 % bis 55 % der Sehnenlänge auf der Saugseite eine Besonderheit des Profils zu erkennen. Die hier bewusst eingebrachte konkave „Delle“ bewirkt eine Entspannung der Grenzschicht, wie an den Verläufen der Profilmachzahl und der Wandschubspannung zu sehen ist. Durch die erneute Zunahme der Steigung in der Profilform bei circa 48 % der Sehnenlänge erfährt die Strömung gegen den ansteigenden Druck stromabwärts eine Beschleunigung, wodurch sich wiederum der Wert der Wandschubspannung erhöht. Dies hat den positiven Effekt, dass die Strömung nicht so schnell ablöst und infolgedessen der mögliche Arbeitsbereich vergrößert wird.

**Arbeitsbereichsgrenzen**

Beim Vergleich der negativen ($i = -6\,°$) und positiven ($i = +3\,°$) Arbeitsbereichsgrenze mit dem ADP ($\beta_1 = 134\,°$) ist zu erkennen, dass sich die saug- und druckseitigen Profilmachzahlverläufe bei negativer Inzidenz nahe der Profilvorderkante kreuzen, wohingegen sie bei positiver Inzidenz relativ weit auseinander liegen. Zudem weist die saugseitige Profilmachzahl bei positiver Inzidenz ein höheres Maximum auf, welches nahe der Vorderkante

auftritt. Dies sind typische Erkennungsmerkmale für die Profilmachzahlverteilung von negativen und positiven Arbeitsbereichsgrenzen.
Im Hinblick auf die saugseitige Transition fällt auf, dass diese bei negativer Inzidenz deutlich später einsetzt und länger anhält. Zudem wird das Auftreten und Andauern der laminaren Ablöseblase kaum durch den Vorderkanteneffekt beeinflusst. Bei der Auslegungsgeometrie wie auch bei der Fertigungsgeometrie setzt die laminare Ablöseblase bei circa $23,5\,\%$ der Sehnenlänge ein und erstreckt sich bis circa $34,5\,\%$. Lediglich bei der Modifikationsgeometrie ist sie um etwa $1\,\%$ in Richtung stromauf verschoben. Im Gegensatz dazu tritt die Transition bei positiver Inzidenz allgemein früher ein und verläuft schneller als im ADP. Hier beginnt die laminare Ablöseblase bereits bei $8\,\%$ und schließt sich bei circa $14\,\%$ der Sehnenlänge im Fall der Fertigungs- und Modifikationsgeometrie, wohingegen die Ablösung bei der Auslegungsgeometrie um $2\,\%$ länger anhält. Anders als bei einer negativer Inzidenz haben die Fertigungsungenauigkeiten bei der positiver Inzidenz einen deutlichen Einfluss auf das Transitionsverhalten. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass eine schmalere saugseitige Vorderkante mit ansteigendem Zuströmwinkel zu einer früher einsetzenden und kürzeren Transition führt. Eine frühere und kürze Transition bewirkt eine längere turbulente Lauflänge über das Profil, wodurch die Grenzschicht am Profil mit ansteigenden Druck stromabwärts immer weiter aufdickt. Daraus resultieren die größeren Verluste, welche auch in Abbildung 24 des Totaldruckverlustkoeffizienten sowie in Abbildung 29 der Nachlaufdellen zu sehen sind. Im Gegensatz dazu werden die erhöhten Verluste an der negativen Arbeitsbereichsgrenze nicht durch eine lange turbulente Grenzschicht, sondern durch eine zusätzliche Ablösung im Bereich der Vorderkante auf der Profildruckseite verursacht. Am Wandschubspannungsverlauf ist zu erkennen, dass sich eine zweite Ablöseblase auf der Druckseite direkt hinter der Schaufelvorderkante zwischen $0,5\,\%$ und $6\,\%$ beziehungsweise $0,5\,\%$ und $8,5\,\%$ der Sehnenlänge befindet. Diese Vermutung ist bereits in Kapitel 29 anhand der Ausbildung der Nachlaufdelle bei negativer Inzidenz aufgestellt wurden und kann hiermit bestätigt werden.

**Experiment**

Der Vergleich von Simulation und Experiment in allen drei Betriebspunkten der Profilmachzahlverteilung zeigt, dass die Ergebnisse der Simulation bei negativer Inzidenz sehr nah an denen des Experimentes liegen, wohingegen die Ergebnisse der Simulation im ADP und bei positiver Inzidenz zwar den charakteristischen Verlauf der Profilmachzahlverteilung des Experiments wiedergeben, aber um einen annähernd konstanten Wert niedriger liegen. Im ADP liegt die durchschnittliche Differenz der isentropen Profilmachzahl zwischen Experiment und Simulation bei circa $\Delta M_{is} = 0,013$ und an der positiven Arbeitsbereichsgrenze bei circa $\Delta M_{is} = 0,025$. Die Vermutung liegt nahe, dass die Intensität der Ergebnisabweichungen in Abhängigkeit des Zuströmwinkels auf die Reibung entlang der Profiloberfläche zurückzuführen ist, welche die gewählten Turbulenz- und Transitionsmodelle mit Zunahme des Zuströmwinkels unterschätzen.
Hinsichtlich der Bewertung des Experiments kann festgehalten werden, dass die Form der Vorderkante einen Einfluss auf die Transition hat. Eine schmalere Vorderkante bewirkt

eine früher einsetzende Transition, welche schlussendlich zu höheren Verlusten führt. Der Effekt äußert sich mit zunehmendem Inzidenzwinkel stärker. Da die Vorderkante beim gefertigten DLR-SC14-067A Profil auf der Saugseite schmaler ist als die Formtoleranz zulässt, ist bei toleranzgerechter Fertigung eine geringere Abweichung in der Lage der Transition zwischen Auslegung und Fertigung zu erwarten, als in Abbildung 30 zu sehen ist.

**Weitere Abweichungen**

Neben den zuvor geschilderten Ergebnisabweichungen zwischen den drei Simulationsgeometrien und des Experiments fällt jeweils auf der Saug- und Druckseite des Profils eine weitere Abweichung auf, welche jedoch nur anhand der Simulationsergebnisse zu erkennen ist. Dabei ist die Auswirkung bei der modifizierten Geometrie deutlicher ausgeprägt als bei der Fertigungsgeometrie. Auf der Saugseite des Profils befindet sich die Abweichung in der Profilmachzahl bei negativer Inzidenz im Bereich von circa 12 % bis 19,5 %, beim ADP im Bereich von circa 5 % bis 7 % und bei positiver Inzidenz im Bereich von circa 4 % bis 5 % der Sehnenlänge. Hier kann kein direkter Zusammenhang mit den fertigungsbedingten Abweichungen identifiziert werden. Eine weitere Abweichung, die sich in der Profilmachzahlverteilung zeigt, ist auf der Druckseite des Profils bei allen drei Betriebspunkten gleichermaßen zwischen circa 65 % bis 90 % der Sehnenlänge sichtbar. Doch auch hier ist kein Zusammenhang identifizierbar.

### 5.1.4 Ergebniszusammenfassung

Zum Abschluss der Diskussion des DLR-SC14-067A Profils werden die bedeutendsten Ergebnisse in Bezug auf die Gitterkennzahlen kurz zusammengefasst. Dabei werden die Auswirkung der Fertigungsungenauigkeiten auf die Ergebnisse der numerischen Simulation und die generelle Abweichung zwischen Simulation und Experiment separat betrachtet.

**Auswirkung der Fertigungsungenauigkeiten**

Die Fertigungsgeometrie des DLR-SC14-067A Profils ist, wie in Abbildung 16 zu sehen, nicht entsprechend der vorgegebenen Formtoleranz von $50\,\mu m$ gefertigt. Anhand des Totaldruckverlustkoeffizienten ist zu erkennen, dass die Abweichungen in den Verlusten trotz der ungenauen Fertigung sehr gering sind. Bedingt werden die Verluste durch das Transitionsverhalten. Insbesondere die schmalere Vorderkante wirkt sich auf die Änderung der Position der laminaren Ablösung und die Ausdehnung der Blase bis zur turbulenten Wiederanlegung der Strömung aus. Die höchste Ergebnisdifferenz des Totaldruckkoeffizienten liegt an der positiven Arbeitsbereichsgrenze ($i = -6\,°$) vor. Dies trifft ebenfalls auf die Auswertungen der statischen Druckumsetzung sowie der $DeHaller$-Zahl zu. Abgesehen von der positiven Arbeitsbereichsgrenze werden diese Parameter jedoch kaum durch die geometrischen Abweichungen beeinflusst. Aus der vertikal verschobenen Hinterkante resultiert eine geringe Strömungsumlenkung über das Profil, welche in jedem Betriebspunkt gleichermaßen auftritt. Schlussfolgernd kann aufgrund der geringen Auswirkungen der zu

großen geometrischen Abweichungen festgehalten werden, dass bei der gewählten Formtoleranz keine große Beeinflussung der Aerodynamik durch Fertigungsungenauigkeiten zu erwarten ist. Die Ergebnisse der drei untersuchten Geometrien sind abschließend in Tabelle 9 zusammengefasst.

Tabelle 9: Ergebniszusammenfassung des DLR-SC14-067A Profils

| Ergebniszusammenfassung - DLR-SC14-067A | | | | |
|---|---|---|---|---|
| geo. Abweichung durch Vorderkantenverschmälerung, Hinterkantenverschiebung ↑ | | | | |
| | | Geometrie | | |
| Parameter | Betriebspunkt | Auslegung (Referenzwert) | Fertigung (Abweichung) | Modifikation (Abweichung) |
| Totaldruckverlustkoeffizient $\omega$ [-] | $i = -6\,°$ | 0,02446 | -0,00004 | -0,00076 |
| | ADP 134 ° | 0,01517 | 0,00011 | 0,00031 |
| | $i = +3\,°$ | 0,01826 | 0,00107 | 0,00206 |
| *DeHaller*-Zahl [-] | $i = -6\,°$ | 0,71554 | 0,00097 | 0,00104 |
| | ADP 134 ° | 0,63803 | 0,00106 | 0,00169 |
| | $i = +3\,°$ | 0,59526 | 0,00179 | 0,00303 |
| Statische Druckumsetzung $\Theta$ [-] | $i = -6\,°$ | 0,11283 | -0,00052 | -0,00021 |
| | ADP 134 ° | 0,14125 | -0,00071 | -0,00120 |
| | $i = +3\,°$ | 0,16031 | -0,00189 | -0,00333 |
| Umlenkung $\theta$ [°] | $i = -6\,°$ | 33,87 | -0,65 | -0,95 |
| | ADP 134 ° | 39,06 | -0,67 | -1,00 |
| | $i = +3\,°$ | 42,14 | -0,69 | -1,05 |

**Ergebnisvergleich von Simulation und Experiment**

Generell liegen die Ergebnisse von Simulation und Experiment sehr nah beieinander. Jedoch sind zwei Effekte hervorzuheben, welche unter anderem zur Ergebnisabweichung beitragen. Die numerischen Untersuchungen sind an der Profilvermessung einer Schaufel durchgeführt worden, von der nicht die experimentellen Ergebnisdaten stammen, die im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurden. Des Weiteren ist anhand der Diskussion aufgefallen, dass der Strömungslöser in Kombination mit den gewählten Turublenz- und Transitionmodellen insbesondere Schwächen bei der Berechnung von Reibungskräften und Grenzschichten an den Arbeitsbereichsgrenzen zeigt, was besonders an der Auswertung des Totaldruckverhältnisses sowie der Profilmachzahlverteilung und am Wandschubspannungsverlauf deutlich wurde.

## 5.2 LRN-OGV

Das LRN-OGV Profil ist für den Einsatz bei niedrigen Reynolds-Zahlen ausgelegt, bei denen viskose Effekte einen starken Einfluss auf die Aerodynamik haben, wie in Kapitel 3.3 erörtert. In diesem Kapitel wird direkt auf die Ergebnisdiskussion eingegangen, wobei die grundsätzlichen Diagrammbeschreibungen dem Kapitel 5.1 zu entnehmen sind.

### 5.2.1 Verhalten über dem Arbeitsbereich

Nachfolgend wird der Arbeitsbereich anhand des Totaldruckverlustkoeffizienten vorgestellt. Im Anschluss daran werden die Auswertung der Gitterkennzahlen in Bezug auf die statische Druckumsetzung, die *DeHaller*-Zahl und die Umlenkung über den Arbeitsbereich diskutiert.

**Arbeitsbereich**

In Abbildung 31 ist der Arbeitsbereich des LRN-OGV Profils dargestellt. Wie zu erwarten, weist das LRN-OGV Profil aufgrund der niedrigen Reynolds-Zahl von $Re = 1,5 * 10^5$ über den gesamten Arbeitsbereich deutlich höhere Verluste auf als das DLR-SC14-067A Profil mit einer Reynolds-Zahl von $Re = 9 * 10^5$. Zum Vergleich zeigt das LRN-OGV Profil im ADP in Bezug auf das Experiment einen Totaldruckverlustkoeffizienten von $\omega = 0,0331$ und das DLR-SC14-067A Profil von $\omega = 0,0168$. Begründet ist dies durch die niedrigen Reynolds-Zahlen, welche zu hohen viskosen Verlusten führen. Da das LRN-OGV Profil jedoch für den Einsatz in niedrigen Reynoldszahlen ausgelgt ist, sind die Verluste verhältnismäßig gering und der Arbeitsbereich ist mit einer Spanne von $\beta_1 = 128\,°$ bis $138\,°$ groß.

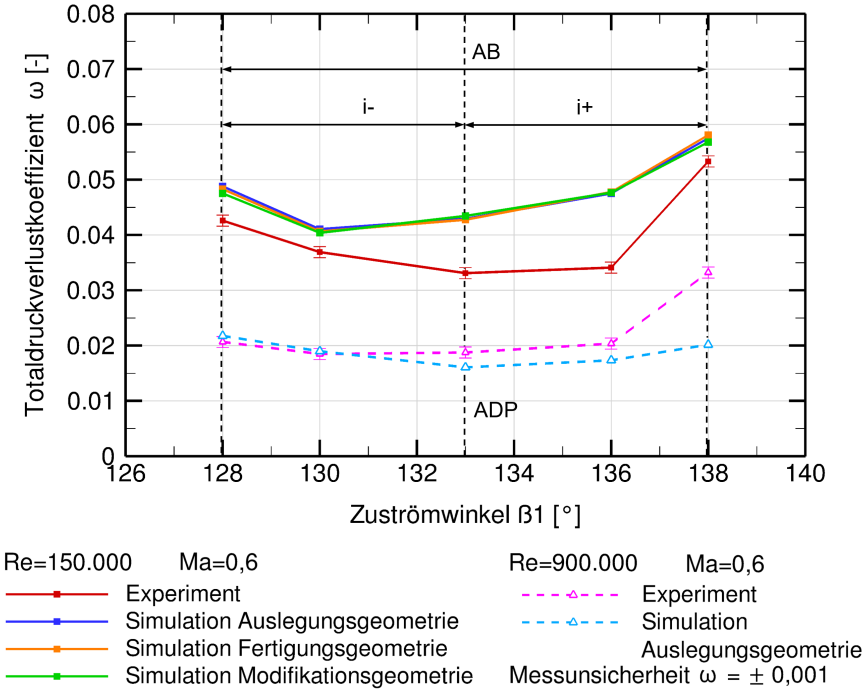


Abbildung 31: Arbeitsbereich des LRN-OGV Profils

Beim Vergleich der Polaren fällt auf, dass die Simulationsergebnisse des LRN-OGV Profils durchweg höhere Verluste ausgeben als im Experiment gemessen werden. Die Vermutung liegt nahe, dass dies auf eine Schwäche der Turbulenz- und Transitionsmodellierung im RANS-Verfahren zurückzuführen ist, wodurch die Simulationsergebnisse bei niedrigen Reynolds-Zahlen insgesamt stark überschätzt werden. Um diese Annahme zu überprüfen,

wird eine weitere Versuchsreihe herangezogen, in der das LRN-OGV Profil unter gleichen Bedingungen, allerdings mit einer höheren Reynolds-Zahl von $Re = 9 * 10^5$, untersucht wird. Die Ergebnisse der experimentellen und numerischen Untersuchung sind ebenfalls in Abbildung 31 aufgeführt. Hierbei basiert die numerische Untersuchung auf der Auslegungsgeometrie. Das Ergebnis der Experiments ist anhand der pink gestrichelten Linie und das der Simulation anhand der blau gestrichelten Linie erkennbar. Am Verlauf der Polaren ist zu sehen, dass Simulation und Experiment hier deutlich besser übereinstimmen und nur geringe Abweichungen zeigen. Dies ist ein Nachweis dafür, dass zum einen das numerische Setup gut eingerichtet ist und zum anderen die Numerik Schwierigkeiten hat den Anforderungen bei niedrigen Reynolds-Zahlen nachzukommen, was zu größeren Abweichungen in den Ergebnissen führt.
An den Polaren der Reynolds-Zahl von $Re = 1,5 * 10^5$ sind die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment an den negativen sowie positiven Arbeitsbereichsgrenzen am kleinsten, wobei die geringste Abweichung üblicherweise im ADP zu erwarten ist. Dies ist allerdings nicht unbedingt damit zu erklären, dass die Ergebnisse hier besser zusammenpassen. Die Ursache hierfür liegt vielmehr darin, dass die Numerik an den Arbeitsbereichsgrenzen oftmals zu geringe Verluste vorhersagt und dadurch die Polare der Simulation über den Arbeitsbereich flacher verläuft als die des Experiments. Beim vorliegenden LRN-OGV sowie auch beim DLR-SC14-067A Profil ist dies vor allem an der positiven Arbeitsbereichsgrenze zu beobachten. Ein Beispiel hierfür ist der Betriebspunkt $\beta_1 = 138\,°$ in Abbildung 31, der in beiden experimentellen Ergebnissen hohe Verluste aufzeigt und der Abreißgrenze nahe liegt, was von der Numerik nicht in gleichem Maße wiedergegeben wird. Der Effekt der niedrigen Reynolds-Zahl auf das Verlustverhalten wird auch in Kapitel 5.2.2 an Totaldruckverhältnis nochmals ersichtlich.
Entgegen der Annahme, dass Fertigungsungenauigkeiten bei niedrigen Reynolds-Zahlen einen starken Einfluss auf die Aerodynamik haben, weisen die Auslegungs-, Fertigungs- und Modifikationsgeometrie marginale Abweichungen auf. Begründet ist dies durch die geringen Fertigungsungenauigkeiten des Profils, welche innerhalb der Formtoleranz liegen. Im Gegensatz dazu sind die Fertigungsungenauigkeiten des DLR-SC14-067A Profils deutlich ausgeprägter, besonders im Bereich der Vorder- und Hinterkante (vgl. Abbildung 16 und 17). Der geringe Einfluss der Fertigungsungenauigkeiten auf die Leistung und Arbeitsweise des LRN-OGV Profils wird ebenso in allen weiteren Auswertungen deutlich, weshalb der Fokus vermehrt auf die Ergebnisabweichungen zwischen Simulation und Experiment gerichtet ist, welche durch die niedrigen Reynolds-Zahlen bedingt sind.

**Gitterkennzahlen**

In den Diagrammen der Gitterkennzahlen ist neben der Messreihe der niedrigen Reynolds-Zahl auch die Messreihe der hohen Reynolds-Zahl dargestellt, um weiterhin die Effekte der Reynolds-Zahl auf die Simulationsergebnisse analysieren zu können. Die Abbildung 32 zeigt im oberen Diagramm die $DeHaller$-Zahl, im mittleren Diagramm die statische Druckumsetzung und im unteren Diagramm die Strömungsumlenkung des LRN-OGV Profils.

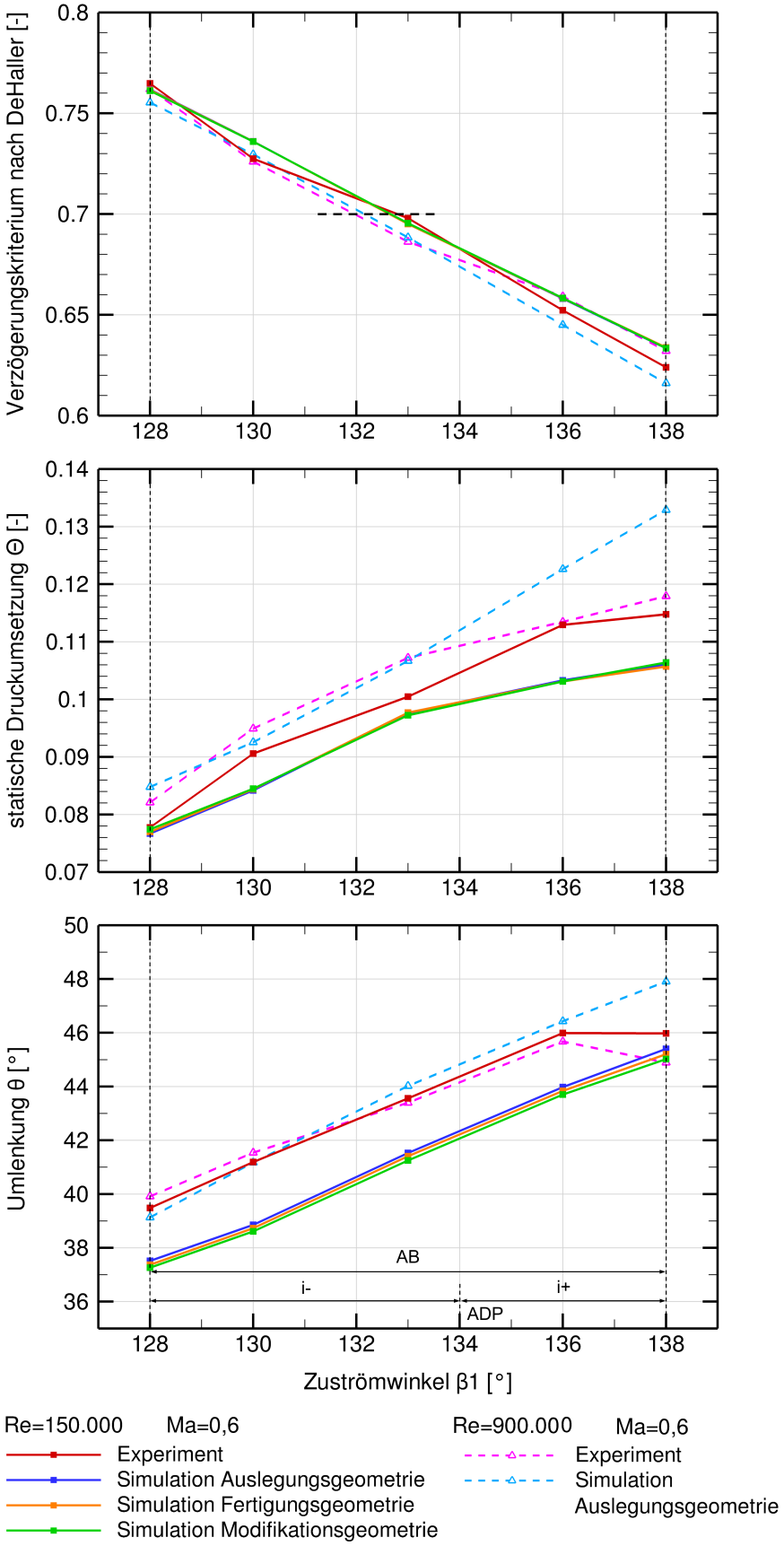


Abbildung 32: Gitterkennzahlen des LRN-OGV Profils

**Verzögerungskriterium nach DeHaller**

Am Verzögerungskriterium nach $DeHaller$ ist anhand des Verlaufs der Polaren sowohl bei der Messreihe mit niedrigen Reynolds-Zahlen als auch bei der mit hohen Reynolds-Zahlen ein nahezu linearer Verlauf über den Arbeitsbereich festzustellen. Der leicht schwankende Verlauf der Experimente ist auf die Messunsicherheiten zurückzuführen. Generell weichen die Ergebnisse vernachlässigbar wenig von einander ab. Daraus lässt sich schließen, dass der Wert der Reynolds-Zahl keinen besonderen Effekt auf die Strömungsverzögerung hat. Die Polaren der $DeHaller$-Zahl erstrecken sich über den Arbeitsbereich von hohen Werten bei negativer zu niedrigeren Werten bei positiver Inzidenz. Dies bedeutet, dass die Geschwindigkeit mit Anstieg des Zuströmwinkels stärker verzögert wird, was wiederum auf die Zu- und Abströmquerschnitte der diffusorförmigen Schaufelpassage zurückzuführen ist. Im Hinblick auf die durchschnittliche $DeHaller$-Zahl von circa $0,76$ an der negativen Arbeitsbereichsgrenzen ($\beta_1 = 128\,°$) und circa $0,62$ an der positiven Arbeitsbereichsgrenze ($\beta_1 = 138\,°$) handelt es sich hier ebenso wie beim DLR-SC14-067A ($DeHaller = 0,71$ bis $0,6$) um ein hochbelastetes Gitter. Auch wenn die $DeHaller$-Zahl ab dem ADP ($133\,°$) in Richtung positiver Inzidenz niedriger als der Grenzwert von $DeHaller = 0,7$ (siehe Kapitel 3.8) liegt, tritt im festgelegten Arbeitsbereich an keinem Betriebspunkt eine Ablösung ohne nachfolgende Wiederanlegung auf, wie anhand der Wandschubspannung in Kapitel 5.2.3 deutlich wird.

**Statischen Druckumsetzung**

Wie am Verlauf der $DeHaller$-Zahl klar zu erkennen ist, verzögert die Strömung bei der niedrigen Reynolds-Zahl von $Re = 1,5 * 10^5$ in der Simulation gleichermaßen wie im Experiment, allerdings erzielen Simulation und Experiment nicht die gleiche statische Druckumsetzung, wie im mittleren Diagramm von Abbildung 32 zu sehen ist. Während die statische Druckumsetzung an der negativen Arbeitsreichsgrenze recht gut übereinstimmt, weicht diese in Richtung positiver Arbeitsbereichsgrenze weiter von einander ab. Dies resultiert im Wesentlichen aus den überschätzten Totaldruckverlusten der Numerik. Deutlich wird dies bei Betrachtung des Totaldruckkoeffizienten in Abbildung 31. Die statische Druckumsetzung wird hier aufgrund der hohen Verluste begrenzt.

Zum Vergleich der experimentellen Daten von niedriger und hoher Reynolds-Zahl lässt sich sagen, dass deren Verlauf tendenziell ähnlich ist, aber bei höherer Reynolds-Zahl eine etwas bessere statische Druckumsetzung über den Arbeitsbereich erzielt wird. Der „gewölbte“ Verlauf der Messdaten entsteht aufgrund von einer stärkeren Aufdickung der Grenzschichten, bei negativer Inzidenz auf der Druckseite und bei positiver Inzidenz auf der Saugseite. Dieser Verlauf spiegelt sich auch in den Totaldruckverlustkoeffizienten wieder.

Das Ergebnis der Simulation bei hoher Reynolds-Zahl von $Re = 9 * 10^5$ zeigt die höchste statische Druckumsetzung über den Arbeitsbereich und einen linearen Anstieg mit zunehmendem Anströmwinkel. Dieser ergibt sich aus dem ebenso nahezu linearen Verlauf des Totaldruckverlustkoeffizienten, bei dem auch an den Arbeitsbereichsgrenzen kein starker Verlustanstieg zu erkennen ist.

Im Gesamtvergleich kann festgehalten werden, dass die numerisch bestimmte statische

Druckumsetzung, ausgehend vom ADP in Richtung positiver Arbeitsbereichsgrenze, bei niedriger Reynolds-Zahl von $Re = 1,5 * 10^5$ zu niedrig und bei hoher Reynolds-Zahl von $Re = 9 * 10^5$ zu hoch berechnet wird.
Die Verläufe der statischen Druckumsetzung bei hoher Reynolds-Zahl von Experiment und Simulation ist mit denen des DLR-SC14-067A vergleichbar. Das DLR-SC14-067ASC14 erreicht mit $\Theta_{i-} \approx 0,117$ bis $\Theta_{i+} \approx 0,153$ im Vergleich zum LRN-OGV mit $\Theta_{i-} \approx 0,077$ bis $\Theta_{i+} = 0,115$ bei gleicher Reynolds-Zahl, gemessen am Experiment, eine allgemein höhere statische Druckumsetzung.
In der Auswertung der statischen Druckumsetzung sowie bei der $DeHaller$-Zahl konnten keine Unterschiede in den Ergebnissen in Abhängigkeit von den Fertigungsungenauigkeiten festgestellt werden.

**Strömungsumlenkung**

Im unteren Diagramm der Abbildung 32 zeigen alle Polaren mit zunehmenden Anströmwinkel einen linearen Anstieg der Strömungsumlenkung. Allerdings ist eine deutliche Abweichung zwischen Simulation und Experiment bei der Untersuchung mit einer Reynolds-Zahl von $Re = 1,5 * 10^5$ sichtbar. Die Simulation zeigt eine um $\Delta\theta \approx 2\,^\circ$ konstant geringe Umlenkung über den gesamten Arbeitsbereich, ausgenommen dem Betriebspunkt $\beta_1 = 138\,^\circ$ an der positiven Arbeitsbereichsgrenze. Bei Betrachtung der Ergebnisse der Reynolds-Zahl von $Re = 9 * 10^5$, welche relativ nah beieinander liegen, kann davon ausgegangen werden, dass die Ergebnisabweichung bei der niedrigeren Reynolds-Zahl durch die Schwierigkeiten der Numerik bei der Auflösung von Strömungen mit niedrigen Reynolds-Zahlen zu begründet ist. Die Vermutung liegt nahe, dass dies auf die stärker aufgedickte, saugseitige Grenzschicht zurückzuführen ist, die bei der niedrigen Reynolds-Zahl infolge der angewandten Turbulenz- und Transitionsmodelle zu groß berechnet wird. Mit der geringen Umlenkung ist wiederum die geringere statische Druckumsetzung zu begründen.
An der positiven Arbeitsbereichsgrenze fällt an den Ergebnissen der Experimente auf, dass die erwartete Umlenkung nicht erreicht wird. Anhand der Polarenverläufe ist ein „Abknicken“ im Betriebspunkt $\beta_1 = 138\,^\circ$ zu sehen. Dies ist ein typisches Indiz für einen Betriebspunkt an der positiven Arbeitsbereichsgrenze. Die Strömung kann dem Profil aufgrund einer starken saugseitigen Grenzschicht nicht weiter folgen. Dies wirkt sich auch auf die Verluste aus, was anhand der hohen Totaldruckverlustkoeffizienten bei $\beta_1 = 138\,^\circ$ ersichtlich ist. Im Gegensatz dazu ist ein Abknicken der Umlenkung an den Ergebnissen der Simulationen nicht festzustellen.
Darüber hinaus ist eine konstante Abweichung in der Umlenkung zwischen den drei verschiedenen Geometrien der Simulationen erkennbar, die auf geringe Fertigungsungenauigkeiten zurückzuführen ist. Im folgenden Kapitel 5.2.2 wird dieser Effekt genauer analysiert.

### 5.2.2 Nachlauf

Im Nachlauf werden jeweils der aerodynamische Designpunkt mit einem Zuströmwinkel von $\beta_{1_{ADP}} = 133\,^\circ$ sowie die zwei Arbeitsbereichsgrenzen mit den Zuströmwinkeln

$\beta_{1_{i-}} = 128\,°$ und $\beta_{1_{i+}} = 138\,°$ in Bezug auf den Abströmwinkel und das Totaldruckverhältnis diskutiert. Im Unterschied zum DLR-SC14-067A ist die Messsonde bei der Nachlaufmessung des LRN-OGV Profils nicht verschoben, sondern liegt axial auf gleicher Höhe wie die Hinterkante des Profils.

**Abströmwinkel**

Beim Vergleich der dargestellten Betriebspunkte in Abbildung 33 ist zu sehen, dass mit Zunahme des Zuströmwinkels auch der Abströmwinkel größer wird. Dies erfolgt in einem nahezu linearen Verhältnis, wie die Abströmpolaren in Abbildung 34 zeigen. In Bezug auf die niedrige Reynolds-Zahl fällt bei negativer Inzidenz ($i = -5$) und im ADP ($\beta_1 = 133\,°$) auf, dass die Ergebnisse der Simulation deutlich höhere Werte aufzeigen als die des Experimentes, was wieder durch den Effekt der niedrigen Reynolds-Zahl zu begründen ist, wobei die Numerik die Reibungskräfte und Grenzschichtentwicklung überschätzt. Die Abweichung des Abströmwinkels zwischen Simulation und Experiment liegt hier, wie auch an den Polaren der Strömungsumlenkung in Abbildung 32 zu sehen, bei circa $\Delta\beta_2 = 2\,°$. Lediglich an der Arbeitsbereichsgrenze von $i = +5$ sind die Ergebnisse nahezu identisch. Der Grund hierfür liegt allerdings darin, dass die Abströmung im Experiment durch eine starke aufgedickte Grenzschicht dem Profil nicht mehr folgt, was in der Simulation nicht wiedergegeben wird. Neben den deutlich höheren Abströmwinkeln, die die numerische Untersuchungen mit niedrigen Reynolds-Zahlen zeigen, sticht die hohe Winkeldifferenz innerhalb des Abströmwinkelverlaufs über die Teilung im Vergleich zur numerischen Un-

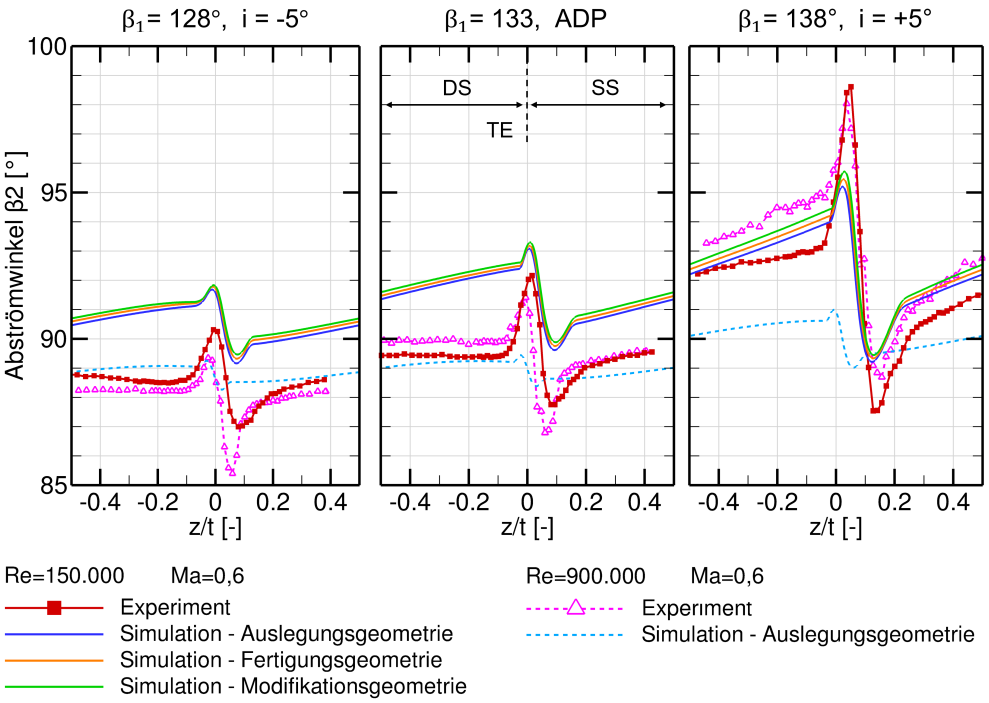


Abbildung 33: Abströmwinkel des LRN-OGV Profils im Nachlauf an den Betriebspunkten des aerodynamischen Designpunktes sowie an den positiven und negativen Arbeitsbereichsgrenzen

tersuchung mit höherer Reynolds-Zahl hervor, wie Abbildung 33 zeigt.
Zum Vergleich, bei niedriger Reynolds-Zahl liegt die Winkeldifferenz im Verlauf über eine Teilung bei etwa $\Delta\beta_{2_{ADP}} = 2\,°$ und bei hoher Reynolds-Zahl bei etwa $\Delta\beta_{2_{ADP}} = 0,6\,°$. Auch diese Auswirkung ist auf die größeren Reibungskräfte bei der Simulation niedriger Reynolds-Zahl zurückzuführen. Die Werte der Maxima und Minima im Kurvenverlauf der Experimente sind auch deutlich größer, was durch das Messprinzip der Messsonde begründet ist, wie bereits im Kapitel 5.1.2 des DLR-SC14-067A Profils erläutert.
Im Gegensatz zur niedrigen Reynolds-Zahl sind die Simulationsergebnisse der Abströmwinkel bei hoher Reynolds-Zahl im ADP und bei $i = +5$ tendenziell kleiner als die des Experimentes. Hier ist der gegenteilige Effekt des RANS-Verfahrens zu beobachten. Während Verluste und Grenzschichtschichtentwicklung bei hoher Reynolds-Zahl deutlich überschätzt werden, werden sie bei niedriger Reynolds-Zahl etwas unterschätzt. Generell ist der Verlauf des LRN-OGV Profils bei hoher Reynolds-Zahl dem Verlauf des DLR-SC14-067A Profils charakteristisch sehr ähnlich. Die gemittelten Abströmwinkel von Simulation und Experiment über den Arbeitsbereich (siehe Abbildung 34) weichen nur wenig von einander ab, ausgenommen am Betriebspunkt $\beta_1 = 138\,°$. Die Abweichung entsteht durch die unterschiedliche Steigung, die die Verläufe aufzeigen. Wie auch beim DLR-SC14-067A Profil werden an den Arbeitsbereichsgrenzen der Simulation aufgrund der Turbulenz und Transitionsmodellierung die druck- und saugseitigen Grenzschichten zu dünn berechnet, wodurch der Verlauf der Simulation eine geringe Steigung aufweist.

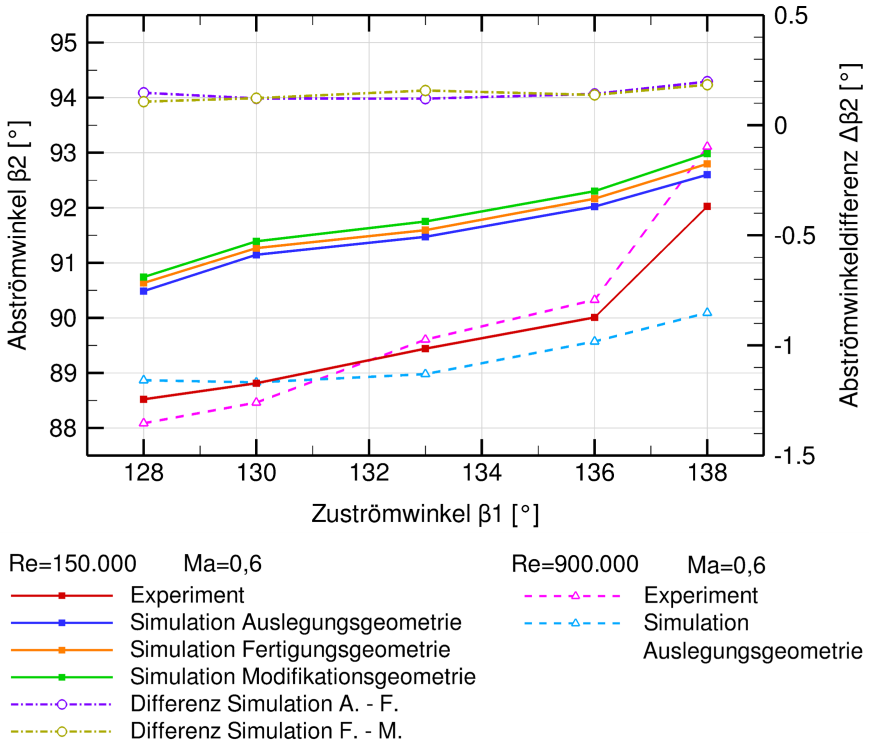


Abbildung 34: Abströmwinkel des DLR-SC14-067A Profils über den Arbeitsbereich

Wie bereits an den Polaren der Umlenkung festgestellt, ist eine geringe Profilformabhängigkeit in Bezug auf den Abströmwinkel zu erkennen, die durch die Hinterkantenverschie-

bung bei der Fertigungs- und Modifikationsgeometrie bedingt ist. Die Hinterkantenverschiebung von jeweils $0,011\,mm$ zwischen drei Simulationsgeometrien (siehe Abbildung 17) führt zu einer konstanten Änderung des Abströmwinkels über den Arbeitsbereich von je circa $0,15\,°$.

**Totaldruckverhältnis**

Wie auch an den Polaren der Totaldruckverlustkoeffizienten in Abbildung 35 zu erkennen ist, treten im ADP die niedrigsten Verluste auf, während sie zu den Arbeitsreichsgrenzen hin ansteigen. Darüber hinaus kann auch in dieser Auswertung keine besondere Profilformabhängigkeit bezüglich der Fertigungsungenauigkeiten festgestellt werden.

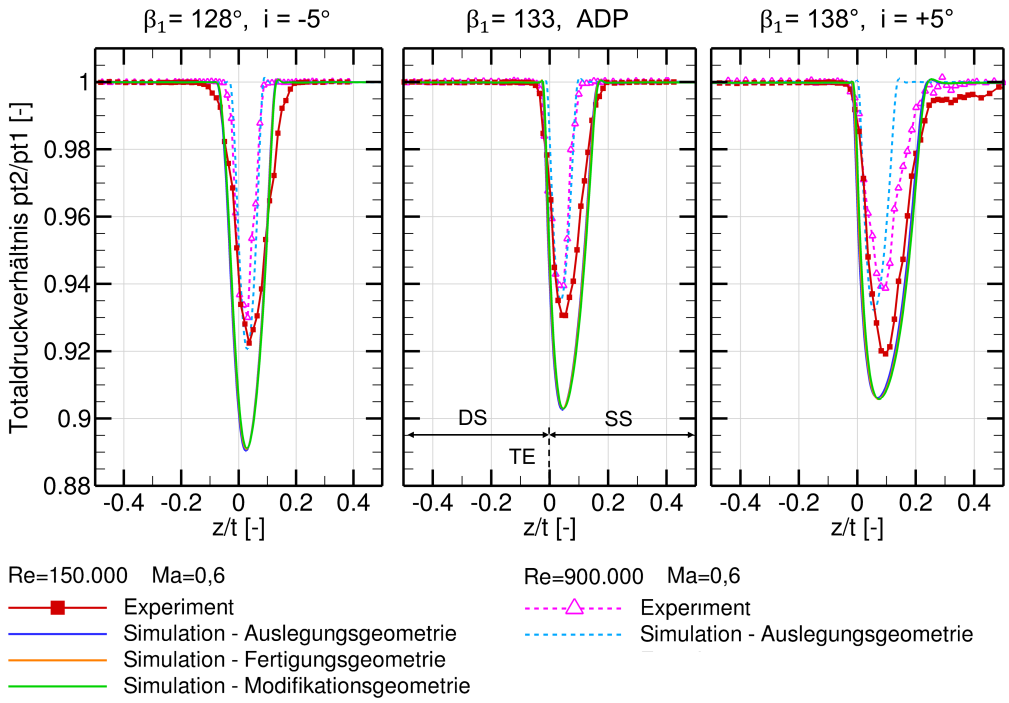


Abbildung 35: Totaldruckverhältnis des LRN-OGV Profils im Nachlauf an den Betriebspunkten des aerodynamischen Designpunkts sowie an den positiven und negativen Arbeitsbereichsgrenzen

An der Nachlaufdelle des ADP mit einem Zuströmwinkel von $\beta_{1_{ADP}} = 133\,°$ ist zu sehen, dass die Ergebnisse der Simulationen mit $Re = 1,5 * 10^5$ deutlich höhere Verluste voraussagen als im Experiment gemessen wurden. Das Totaldruckverhältnisminimum des Experiments liegt bei $\Pi = 0,93$ und das der Simulationen bei $\Pi = 0,902$, was einen Unterschied von circa $28,6\,\%$ ausmacht.

Bei Betrachtung der Ergebnisse der $Re = 9 * 10^5$-Untersuchungen, ist zu sehen, dass das Experiment etwas geringere Verluste aufzeigt als bei der $Re = 1,5 * 10^5$-Untersuchung und der Unterschied des Verlustminimums von Simulation und Experiment liegt bei lediglich $7,7\,\%$. Die Ergebnisse stimmen insgesamt besser überein. Zudem fällt auf, dass das Minimum der Nachlaufdelle bei $Re = 1,5 * 10^5$ etwas in positive z-Richtung verschoben ist, was durch die höheren saugseitigen viskosen Verluste hervorgerufen wird. Daraus lässt

sich schließen, dass die niedrigere Reynolds-Zahl vor allem Einfluss auf die saugseitigen Verluste nimmt.
Die Schwäche des RANS-Verfahrens, dass Nachlaufdellen zu schmal und zu tief kalkuliert werden, ist bereits aus der Auswertung des DLR-SC14-067A Profils ($Re = 9*10^5$) bekannt und kann auch hier wieder bestätigt werden. Der Auswertung zufolge wird der Effekt bei Simulationen mit niedrigeren Reynolds-Zahlen nochmals verstärkt.
An den Arbeitsbereichsgrenzen können die gleichen Effekte beobachtet werden wie im ADP. Die Abweichung im Verlustminimum am Betriebspunkt $\beta_1 = 128\,^\circ$ zwischen Simulation und Experiment beträgt hier circa $27,3\,\%$ während sie bei der höheren Reynolds-Zahl lediglich bei circa $8,8\,\%$ liegt. Neben der saugseitigen Grenzschichtaufdickung kommt bei negativer Inzidenz die Aufdickung der druckseitigen Grenzschicht hinzu, die auch hier bei beiden Untersuchungen deutlich erkennbar ist. Bei positiver Inzidenz weichen die Ergebnisse von Simulation und Experiment etwas weniger von einander ab, was auch schon aus den vorherigen Auswertungen hervorgegangen ist und diskutiert wurde. Dennoch ist ein ähnliches Verhalten zu beobachten wie im ADP und an der negativen Arbeitsbereichsgrenze. Die Ergebnisse der hier diskutierten Betriebspunkte finden sich auch in den Polaren der Totaldruckverlustkoeffizienten wieder.

### 5.2.3 Profil

An der Profiloberfläche werden die isentrope Profilmachzahlverteilung sowie die Wandschubspannung untersucht, wodurch Aussagen in Bezug auf das Transitionsverhalten getroffen werden und Rückschluss auf das Verlustverhalten gezogen werden können beziehungsweise dieses bestätigt werden kann.

#### Profilmachzahlverteilung und Wandschubspannung

Allgemein lässt sich beim Vergleich der drei Betriebspunkte von Abbildung 36 sagen, das mit Anstieg des Zuströmwinkels, das Maximum der isentropen Machzahl zunimmt und sich in Richtung Vorderkante verschiebt. Daraus resultiert eine stärkere Verzögerung auf der Saugseite, die eine frühere Transition bewirkt. Mit Zunahme der turbulenten Lauflänge über die Profilsaugseite wächst die Grenzschicht stärker an, wodurch größere Verluste resultieren. Die großen Verluste im negativen Betriebspunkt ergeben sich durch die zusätzliche Ablöseblase auf der Druckseite, die in der Simulation sehr stark ausgeprägt ist. Anhand der Ergebnisse des Experiments kann auf der Druckseite keine Ablösung festgestellt werden. Bezüglich der Transitionen auf der Saugseite kann beobachtet werden, dass das Druckplateau der Simulationen in jedem Betriebspunkt etwas später auftritt als im Experiment. Genaue Aussagen über die Verschiebung des Druckplateaus können aufgrund der begrenzten Messpunkte im Experiment nicht getroffen werden. Darüber hinaus ist ein Einfluss der Fertigungsungenauigkeiten auf die Profilmachzahl zu erkennen. Während die Abweichungen beim ADP marginal sind, sind sie beim Betriebspunkt $i = -5$ im Ablösebereich auf der Druckseite nahe der Vorderkante sowie beim Betriebspunkt $i = +5$ im

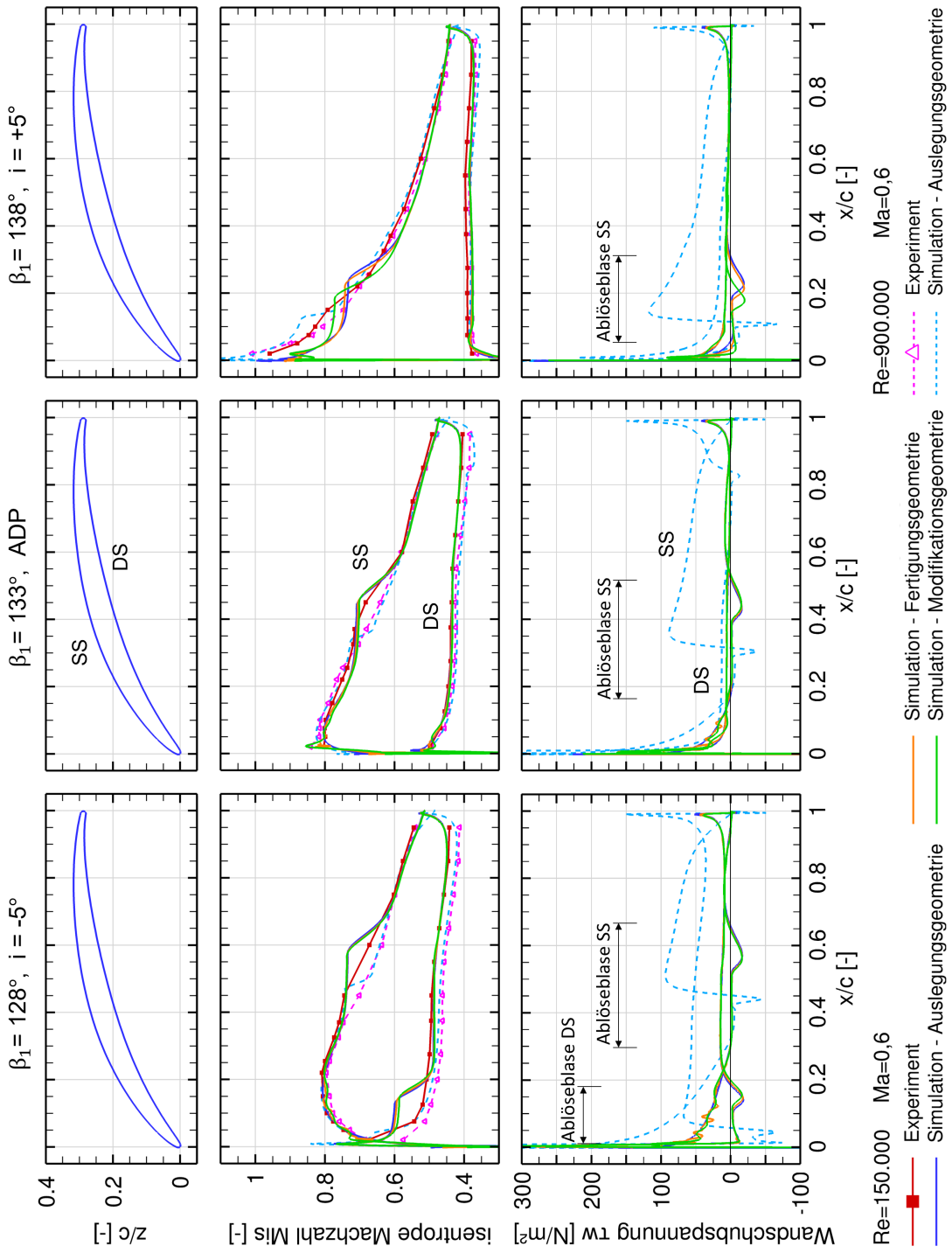


Abbildung 36: Profilmachzahlverteilung und Wandschubspannung des LRN-OGV Profils im Nachlauf an den Betriebspunkten des aerodynamischen Designpunkts sowie an den positiven und negativen Arbeitsbereichsgrenzen

Ablösebereich auf der Saugseite deutlicher ausgeprägt, was sowohl an der Profilmachzahlverteilung sowie an der Wandschubspannung zu erkennen ist. Begründet ist dies durch die Fertigungsungenauigkeiten an der Profilvorderkante. Am Beispiel der saugseitigen Transition des Betriebspunktes $i = +5$ wird ersichtlich, dass der Umschlag durch eine kleinere Vorderkante früher stattfindet. Abgesehen von den zuvor genannten Unterschieden liegen die Ergebnisse der Simulationen in allen drei Betriebspunkten im Vergleich zu den vorherigen Auswertungen sehr nah an denen des Experiments. Zur Untersuchung der höheren Reynolds-Zahl von $Re = 9 * 10^5$ kann festgehalten werden, dass auch hier die Ergebnisse von der Simulation und des Experiments sehr nahe beieinander liegen. Im Vergleich zu der Untersuchung mit der niedrigeren Reynolds-Zahl von $Re = 1,5 * 10^5$ ist zu erkennen, dass zum einen die Werte der Wandschubspannung bei der niedrigeren Reynolds-Zahl deutlich geringer sind und zum anderen setzen die laminaren Ablöseblasen später ein und erstrecken sich über eine größere Länge, was die höheren Verluste der niedrigen Reynolds-Zahl über den gesamten Arbeitsbereich begründet. Grund dafür ist, dass die Position und Ausprägung der Ablöseblase sowie die Reibung entlang der Saugseite den Großteil der Verluste bestimmen. Letztlich kann gesagt werden, dass die Numerik die viskosen Verluste aus Reibung und Ablösung mit abnehmender Reynolds-Zahl überschätzt.

### 5.2.4 Ergebniszusammenfassung

Zum Abschluss der Diskussion werden die Einflüsse der Fertigungsungenauigkeiten sowie die Abweichung zwischen numerischer und experimenteller Untersuchung zusammengefasst.

Tabelle 10: Ergebniszusammenfassung des LRN-OGV Profils

| Ergebniszusammenfassung - LRN-OGV | | | | |
|---|---|---|---|---|
| geo. Abweichung durch Vorderkantenverschmälerung, Hinterkantenverschiebung ↑ | | | | |
| | | Geometrie | | |
| Parameter | Betriebspunkt | Auslegung (Referenzwert) | Fertigung (Abweichung) | Modifikation (Abweichung) |
| Totaldruckverlustkoeffizient $\omega$ [-] | $i = -5°$ | 0,04879 | -0,00050 | -0,00129 |
| | ADP 133° | 0,04291 | -0,00015 | 0,00052 |
| | $i = +5°$ | 0,05750 | 0,00057 | -0,00072 |
| *DeHaller*-Zahl [-] | $i = -6°$ | 0,76177 | -0,00021 | -0,00062 |
| | ADP 133° | 0,69510 | -0,00005 | 0,00032 |
| | $i = +3°$ | 0,63342 | 0,00036 | 0,00002 |
| Statische Druckumsetzung $\Theta$ [-] | $i = -6°$ | 0,07669 | 0,00027 | 0,00072 |
| | ADP 133° | 0,09761 | 0,00008 | -0,00037 |
| | $i = +3°$ | 0,10612 | -0,00042 | 0,00028 |
| Umlenkung $\theta$ [°] | $i = -6°$ | 37,51 | -0,15 | -0,25 |
| | ADP 133° | 41,53 | -0,12 | -0,28 |
| | $i = +3°$ | 45,40 | -0,20 | -0,38 |

**Auswirkung der Fertigungsungenauigkeiten**

Entgegen der Annahme, dass niedrige Reynolds-Zahlen zur Verstärkung der Effekte geometrischer Ungenauigkeiten beitragen, ist anhand der Ergebnisse der Gitterkennzahlen, welche Tabelle 10 auflistet, zu erkennen, dass lediglich eine geringfügige Abweichung beim toleranzgerecht gefertigtem LRN-OGV Profil (siehe Abbildung 17) über den gesamten Arbeitsbereich in jeder Parameterauswertung auftritt. Da auch die Ergebnisse der modifizierten Geometrie, welche nahe an der Grenze zur Fertigungstoleranz liegt, keine bedeutenden Abweichungen zeigen, sorgt die gewählte Toleranz für einen guten Kompromiss zwischen Fertigungs- und Ergebnisgenauigkeit. Die schmalere Vorderkante und die Verschiebung der Hinterkante führen bei diesem Profil zu ähnlichen Effekten wie beim DLR-SC14-067A Profil.

**Ergebnisvergleich von Simulation und Experiment**

Anhand der Diskussion stellt sich heraus, dass die Ergebnisse von Simulation und Experiment zwar einen tendenziell ähnlichen Verlauf aufweisen, die Ergebnisabweichung jedoch durchweg groß ist. Mithilfe der Untersuchung einer weiteren Versuchsreihe bei einer höheren Reynolds-Zahl konnte festgestellt werden, dass dies auf einen numerischen Effekt zurückzuführen ist. Das bedeutet, der Strömungslöser $TRACE$ weist bislang deutliche Defizite in der Berechnung von Strömungen mit niedrigen Reynolds-Zahlen auf, wodurch die Dringlichkeit der Bereitstellung hochgenauer Validierungsdaten nochmals deutlich wird.

# 6 Fazit

In diesem Kapitel sind das Vorgehen zur Ausarbeitung sowie die bedeutendsten Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst. Abschließend werden auf Basis einer Reflexion Optionen zur Erhöhung der Ergebnisgenauigkeit zukünftiger numerischer Untersuchungen sowie eine Empfehlung zur Optimierung des generellen Prozessablaufs gegeben.

## 6.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden Untersuchungen zum Einfluss von Fertigungsungenauigkeiten auf die Aerodynamik von subsonischen Verdichterprofilen durchgeführt. Hintergrund der Untersuchung ist die Qualitätssicherung und Bewertung experimenteller Messdaten, in denen die Auswirkungen von Fertigungsungenauigkeiten bislang keine Berücksichtigung finden. Die Untersuchungsobjekte dieser Ausarbeitung sind das DLR-SC14-067A und das LRN-OGV Profil, welche unter Verwendung des 3D-RANS-Strömungslösers *TRACE* numerisch analysiert wurden. Zur Analyse der aus den Fertigungsungenauigkeiten resultierenden Effekte wurde für jedes Profil die ausgelegte, eine gefertigte und eine modifizierte Geometrie betrachtet. Für diese Geometrien wurden strukturierte Rechennetze mit einer O-C-H-Topologie erzeugt und die Strömungslösung mithilfe des SST $k$-$\omega$-Turbulenzmodells sowie des $\gamma$-$Re$-$\theta$-Transitionsmodells berechnet. Um das Strömungsverhalten über den gesamten Arbeitsbereich auswerten zu können, sind die Geometrien in mehreren Betriebspunkten simuliert worden. Während der Fokus der Auswertung auf dem Vergleich experimenteller und numerischer Daten von Auslegungs- und Fertigungsgeometrie liegt, dient die Modifikationsgeometrie mit verstärkten Ungenauigkeiten der Charakterisierung des Einflussverhaltens.
Aus der Untersuchung geht hervor, dass die Fertigungsungenauigkeiten an den vermessenen Schaufeln vor allem im Bereich der Vorder- und Hinterkante auftreten und den größten Einfluss auf das Transitionsverhalten sowie die Strömungsumlenkung über das Profil üben. Dabei bewirkt eine schmalere Vorderkante das frühere Einsetzen der Transition und eine geringe Profilumlenkung einen höheren Abströmwinkel. Beim DLR-SC14-067A Profil führt die $25\,\%$ schmalere Vorderkante im ADP zu einer Verschiebung der laminaren Ablösung um $1,99\,\%$ stromauf, woraus eine Erhöhung des Totaldruckverlustkoeffizienten um $0,00011$ resultiert. Die vertikale Verschiebung der Hinterkante um $0,162\,mm$ bewirkt in allen Betriebspunkten eine um $0,66\,^\circ$ geringere Abströmung. Beim LRN-OGV Profil verursacht die Hinterkantenverschiebung von $0,011\,mm$ eine $0,15\,^\circ$ geringere Umlenkung. Die $9,6\,\%$ schmalere Vorderkante zeigt im ADP eine Verschiebung der laminaren Ablösung um $1,3\,\%$ stromab und eine Verringerung des Totaldruckverlustkoeffizienten um $0,00015$. An den jeweiligen Arbeitsbereichsgrenzen konnten größere Auswirkungen der geometrischen Ungenauigkeiten auf die Aerodynamik beobachtet werden, welche durch die stärkere druck- beziehungsweise saugseitige Anströmung bedingt sind. Doch weder an den Arbeitsbereichsgrenzen der Fertigungsgeometrien noch an denen der Modifikationsgeometrien der zwei Profile konnten bedeutende Einflüsse wie Strömungsabrisse oder enorme Verluste aufgrund der Fertigungsgenauigkeit festgestellt werden.

Die Auswertung der Untersuchungen zeigt, dass die Fertigungsungenauigkeiten am DLR-SC14-067A Profil stärkere Effekte auf die Aerodynamik hervorrufen als die des LRN-OGV Profils. Dies geht mit dem Grad an Ungenauigkeit einher. Während das LRN-OGV Profil toleranzgerecht gefertigt wurde, liegt die Fertigungsgeometrie des DLR-SC14-067A Profils sowohl im Vorder- als auch im Hinterkantenbereich außerhalb der zulässigen Formtoleranz und hätte infolgedessen nicht im Prüfstand eingesetzt werden dürfen. Daher ist bei Einhaltung der Toleranz von einer deutlichen Annäherung der Ergebnisse von Auslegungs- und Fertigungsgeometrie auszugehen.
Abschließend führt die Beachtung aller angeführten Aspekte dazu, dass die gemessenen Fertigungsungenauigkeiten einen Einfluss auf die Aerodynamik haben, dieser jedoch nur geringe Auswirkungen zeigt. Demzufolge kann als Ergebnis der Arbeit festgehalten werden, dass die Formtoleranz mit $50\,\mu m$ für die Fertigung der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Profile ausreichend klein gewählt ist.

## 6.2 Reflexion und Ausblick

Ein großer Teil dieser Ausarbeitung befasste sich mit der Geometrieerstellung, der Netzgenerierung sowie der Einrichtung des numerischen Setups. Im Rückblick auf die Umsetzung lassen sich einige Ansätze ableiten, welche sich bei zukünftigen Arbeiten vorteilhaft im Hinblick auf die Ergebnisgenauigkeit auswirken und somit zur Reduzierung der Differenzen zwischen Simulation und Experiment beitragen können.
Zur Bearbeitung des Themas wurden Profilvermessungen herangezogen, die sich durch starke, geometrische Abweichungen auszeichnen. Um eine bessere Beurteilung bezüglich des Einflusses von Fertigungsungenauigkeiten treffen zu können, ist es sinnvoll die Fertigungsgeometrie der Schaufeln zu simulieren, an denen die Messdaten im Experiment aufgenommen werden. Demnach sollte zum einen die Schaufel vermessen werden, an der die saugseitigen statischen Drücke sowie das Nachlaufverhalten gemessen wird und zum anderen die im Gitter darüberliegende Schaufel, an deren Druckseite die statischen Drücke aufgezeichnet werden. Lediglich auf diese Weise lassen sich genaue Rückschlüsse auf die Beeinflussung der experimentellen Messergebnisse durch die vorhandenen geometrischen Abweichungen ziehen.
Des Weiteren sollte für zukünftige Untersuchungen das Verfahren zur Erstellung der Fertigungs- und Modifikationsgeometrien überdacht werden. An den Simulationsergebnissen der Wandschubspannung zeigte sich vor allem im Bereich großer Gradienten ein oszillierendes Verhalten, welches auf Fehler bei der Interpolation der Punktkoordinaten zurückzuführen ist. Um solchen Fehlern generell vorzubeugen, wäre ein Messverfahren mit feinerer Abtastrate ratsam.
Neben der Netzstudie wurde eine GCI-Analyse zur Bewertung des Konvergenzverhaltens durchgeführt, aus der ein hoher Diskretisierungsfehler hervorging. Zur Reduzierung des Diskretisierungsfehlers könnte eine weitere und intensivere Netzstudie aufgenommen werden, um die Genauigkeit der Simulationsergebnisse zu erhöhen. Unter Berücksichtigung des Verfeinerungsfaktors von $r = 2$ bezüglich der durchschnittlichen Zellgröße, könnte eine

erneute GCI-Analyse aufschlussreichere Ergebnisse hinsichtlich des Diskretisierungsfehlers liefern.
Die Einrichtung des numerischen Setups in Bezug auf die Wahl des Turbulenz- und Transitionsmodells erfolgte nach den Empfehlungen des *TRACE User Guides*. Im Rahmen einer Studie könnte überprüft werden, ob sich diese Modelle am besten für die Lösung des Strömungsproblems eignen oder ob mit anderen Modellen eine bessere Approximation erreicht werden kann.
Zur Überprüfung der gewählten Formtoleranz für die Fertigung der Verdichterschaufeln konnte im Hinblick auf das DLR-SC14-067A und LRN-OGV Profil festgestellt werden, dass diese ausreichend klein ist. Um diese Toleranz allgemeingültig auf andere Profile anwenden zu können, sollte zuvor eine größere Untersuchungsreihe mit einer Vielzahl an Schaufelvermessungen verschiedener Profile unter verschiedenen Randbedingungen durchgeführt werden. Hintergrund ist, dass im Rahmen dieser Arbeit zwei Fertigungsgeometrien untersucht wurden, an denen sich die geometrischen Abweichungen durch eine schmalere Vorderkante und eine geringere Profilumlenkung auszeichnen. Daher ist es aktuell nicht möglich, Schlüsse über die Auswirkung anderer geometrischer Ungenauigkeiten zu ziehen. Mithilfe einer größeren Untersuchungsreihe wäre es außerdem möglich, bestimme Muster herauszufinden, anhand derer erste Aussagen über die Auswirkung und Intensität spezieller geometrische Abweichung getroffen werden können.
Die Erkenntnis der Ergebnisauswertung ist, dass auch geringe geometrische Ungenauigkeiten einen Einfluss auf die Aerodynamik haben. Diese sollte genutzt und zukünftig in die Auswertung der experimentellen Messdaten einbezogen werden, da diese Messdaten unter anderem zur Optimierung der Software *TRACE* genutzt werden, wobei es von großer Bedeutung ist, auf detaillierte und hochgenaue Validierungsdaten zurückgreifen zu können. Gerade bei der Bereitstellung von Validierungsdaten sollte es daher zwingend erforderlich sein, den Einfluss der Fertigungsungenauigkeiten auf die Aerodynamik zu berücksichtigen, sodass diese Daten möglichst nur die Strömungsphysik der idealen Auslegungsgeometrie widerspiegeln. Infolgedessen ist es sinnvoll, den Arbeitsablauf bei Untersuchungen von Verdichterprofilen anzupassen. Als Handlungsempfehlung wird daher die zukünftige Durchführung der in Abbildung 37 skizzierten Prozesskette vorgeschlagen.

Der optimierte Prozessablauf sieht, wie bisher üblich, die Fertigung der Verdichterschaufeln auf Basis der Auslegungsgeometrie der zu untersuchenden Profile vor. Nach der Fertigung der Verdichterschaufeln sollen diese zukünftig stets vermessen werden, um einerseits die toleranzgerechte Fertigung zu überprüfen und dadurch den Einsatz freizugeben und andererseits die Ausprägung der Fertigungsungenauigkeiten erkennen zu können. Daraufhin sollte standardmäßig die numerische Untersuchung der Saugseitenschaufeln durchgeführt werden, an der im Experiment der Abströmwinkel, die Verluste sowie das saugseitige Transitionsverhalten gemessen wird. In Abhängigkeit vom Kostenaufwand kann optional die Simulation der Druckseitenschaufel erfolgen. Mittels numerischer Untersuchungen werden anschließend, wie in dieser Arbeit, das Strömungsverhalten in Bezug auf die Auslegungs- und Fertigungsgeometrie berechnet und eine Auswertung zur Ermittlung des Einflusses

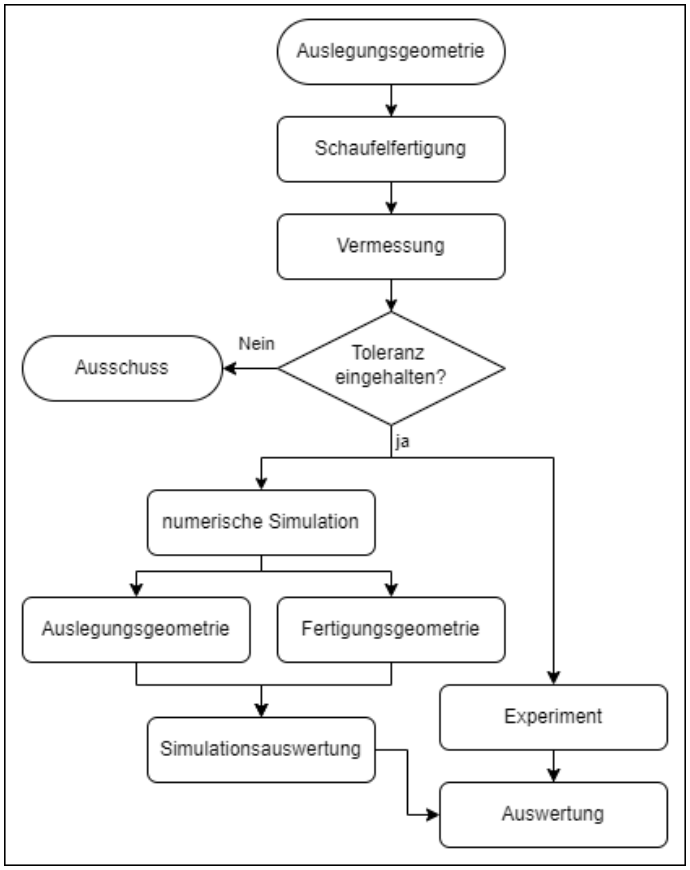


Abbildung 37: Optimierung des Prozessablaufs

von Fertigungsungenauigkeiten auf die Aerodynamik durchgeführt. Das Resultat der Simulationsauswertung kann nach der Durchführung des Experiments direkt mit in die experimentelle Ergebnisauswertung einfließen.
Durch die Anwendung des optimierten Prozessablaufs wird es möglich, die Weiterentwicklung von *TRACE* mit der Bereitstellung einer Datenbasis hochgenauer Validierungsdaten zu unterstützen. Perspektivisch könnte durch eine stetige Optimierung dieser Software die Strömungssimulation das zeit- und kostenintensive Experiment ablösen. Daraus würde die Entwicklung kleinerer, effizienterer und verbrauchsärmerer Triebwerke zur Erreichung eines höheren Nebenstromverhältnisses schneller vorangetrieben werden. Der Luftverkehr, als Motor der Globalisierung, könnte somit auch zukünftig den internationalen Handel sowie die Mobilität der Gesellschaft gewährleisten und dabei klimafreundlicher als je zuvor sein.

# Literaturverzeichnis


[1] F. Dambowsky. „Der globale Luftverkehr trägt 3,5 Prozent zur Klimaerwärmung bei," German Aerospace Center (DLR). (2020), Adresse: https://www.dlr.de/content/de/artikel/news/2020/03/20200903_der-globale-luftverkehr-traegt-3-5-prozent-zur-klimaerwaermung-bei.html (besucht am 21. 04. 2022).

[2] F. Dambowsky. „Weltweiter Luftverkehr steigt in den nächsten 20 Jahren um rund 3,7 Prozent jährlich," German Aerospace Center (DLR). (2019), Adresse: https://www.dlr.de/content/de/artikel/news/2019/04/20191216_fast-zehn-milliarden-flugpassagiere-im-jahr-2040.html#:~:text=In%20den%20n%C3%A4chsten%2020%20Jahren%20erwarten%20die%20Forscher%20eine%20Steigerung,von%201,6%20Prozent%20entspricht (besucht am 21. 04. 2022).

[3] E. Merkl, „UHBR Aero Engines, Technologien für die nächste Triebwerksgeneration (ENOVAL)," MTU Aero Engines AG, 2016.

[4] D.-I. F. Linke, „Ecological and Economical Flying (Eco2Fly)," German Aerospace Center (DLR), 2017.

[5] J. Wang und X. Zheng, „Review of Geometric Uncertainty Quantification in Gas Turbines," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 142, Nr. 7, 2020. DOI: 10.1115/1.4047179. (besucht am 10. 01. 2022).

[6] W. J. G. Bräunling, *Flugzeugtriebwerke*. Springer Berlin Heidelberg, Juni 2015, 2112 S., ISBN: 3642345387. Adresse: https://www.ebook.de/de/product/22109638/willy_j_g_braeunling_flugzeugtriebwerke.html.

[7] H. Rick, *Gasturbinen und Flugantriebe*. Springer Berlin Heidelberg, 2014, 1028 S., ISBN: 354079445X. Adresse: https://www.ebook.de/de/product/7519693/hans_rick_gasturbinen_und_flugantriebe.html.

[8] S. Gülen, „Compressor Aero," in *Gas Turbines for Electric Power Generation*, Cambridge University Press, 2019. DOI: 10.1017/9781108241625.012.

[9] K. Steffens und H. Wilhelm. „Werkstoffe, Oberflächentechnik und Fertigungsverfahren für die nächste Generation von Flugtriebwerken," MTU Aero Engines AG. (2000), Adresse: https://www.yumpu.com/de/document/read/10765536/werkstoffe-oberflachentechnik-und-fertigungsverfahren-mtu-aero- (besucht am 24. 03. 2022).

[10] D. Dilba. „Blisk-Entwicklung: wie sich Schaufeln und Scheibe fanden." (2019), Adresse: https://aeroreport.de/de/aviation/blisk-entwicklung-wie-sich-schaufeln-und-scheibe-fanden (besucht am 23. 03. 2022).

[11] „Verdichter," MTU Aero Engine AG. (2022), Adresse: https://www.mtu.de/de/technologie/kernkompetenzen/verdichter/ (besucht am 23. 03. 2022).

[12] C. von Ammon. „Triebwerksschaufeln wie von Zauberhand,“ Bundesverband der Deutschen Luft- und Raumfahrtindustrie e. V. (2019), Adresse: https://www.bdli.de/innovation-der-woche/triebwerksschaufeln-wie-von-zauberhand (besucht am 23. 03. 2022).

[13] M. Vollmuth. „MTU Aero Engines entwickelt neues Verfahren zur Herstellung von Nickel-Blisks.“ (2016), Adresse: https://www.mtu.de/de/newsroom/presse/pressearchiv/presse-archiv-detail/mtu-aero-engines-entwickelt-neues-verfahren-zur-herstellung-von-nickel-blisks/ (besucht am 17. 03. 2022).

[14] F. Montomoli, *Uncertainty Quantification in Computational Fluid Dynamics and Aircraft Engines*. Springer International Publishing, 2018, 208 S., ISBN: 3319929429. Adresse: https://www.ebook.de/de/product/33036795/uncertainty_quantification_in_computational_fluid_dynamics_and_aircraft_engines.html.

[15] E. Marson, „Effect of manufacturing deviations on performance of axial flow compressor blading,“ in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 1992.

[16] V. E. Garzon, „Probabilistic Aerothermal Design of Compressor Airfoils,“ Diss., Massachusetts Institute of Technology, 2003.

[17] A. P. S. Wheeler, A. Sofia und R. J. Miller, „The Effect of Leading-Edge Geometry on Wake Interactions in Compressors,“ *Journal of Turbomachinery*, Jg. 131, Nr. 4, 2009. DOI: 10.1115/1.3104617.

[18] V. E. Garzon und D. L. Darmofal, „On the Aerodynamic Design of Compressor Airfoils for Robustness Under Geometric Uncertainty,“ in *Volume 5: Turbo Expo 2004, Parts A and B*, ASMEDC, 2004. DOI: 10.1115/gt2004-53581.

[19] M. E. Elmstrom, K. T. Millsaps, G. V. Hobson und J. S. Patterson, „Impact of Non-Uniform Leading Edge Coatings on the Aerodynamic Performance of Compressor Airfoils,“ in *Volume 6: Turbo Expo 2005, Parts A and B*, ASMEDC, Jan. 2005. DOI: 10.1115/gt2005-68091.

[20] K.-H. Grote, *Dubbel, Grundlagen der Strömungsmaschinen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014, ISBN: 9783642388903.

[21] E. Padva. „Transsonischer Gitterwindkanal Köln (TGK),“ DLR. (2013), Adresse: https://www.dlr.de/at/desktopdefault.aspx/tabid-1549/2461_read-3834 (besucht am 15. 03. 2022).

[22] O. Reutter und M. Rozanski, „Advanced Endwall Contouring for Loss Reduction and Outflow Homogenization for Anoptimized Compressor Cascade,“ German Aerospace Center (DLR), Forschungsber., 2015.

[23] A. Hergt, W. Steinert und S. Grund, „Riblet Application in Compressors: Toward Efficient Blade Design,“ German Aerospace Center (DLR), Forschungsber., 2015.

[24] A. Hergt, W. Steinert und S. Grund, „Design and Experimental Investigation of a Compressor Cascade for Low Reynolds Number Conditions,“ German Aerospace Center (DLR), 2013.

[25] L. Sommer, „Geometrieparametrisierungen für die aerodynamische Optimierung von Verdichterschaufelsektionen unter besonderer Berücksichtigung der Krümmung,“ Diss., Aachen, 2012, ISBN: 9783844007435.

[26] F. Dubs, *Aerodynamik der reinen Unterschallströmung*. Springer Basel AG, 5. Okt. 2013, 323 S., ISBN: 9783034852951. Adresse: https://www.ebook.de/de/product/33551203/f_dubs_aerodynamik_der_reinen_unterschallstroemung.html.

[27] W. Österreicher, „Messung des laminar/turbulent-Übergangs anTurbinenschaufeln mittels Heißfilmanemometrie,“ Institut für Thermische Energieanlagen Wien, 2004.

[28] U. Maucher, „Numerische Untersuchungen zur Transition in derlaminaren Ablöseblase einer Tragflugelgrenzschicht,“ Diss., Institut fur Aerodynamik und Gasdynamik der Universität Stuttgart, 2002.

[29] A. Hergt, „Über grenzschichtbeeinflussende Maßnahmen in den Randzonen von Verdichtergittern,“ Diss., German Aerospace Center (DLR), 2011.

[30] T. Eisfeld, „Experimentelle Untersuchung der Aerodynamik einer mit Wassertropfen beladenen Luftströmung in einem ebenen Verdichtergitter,“ de, 2011. DOI: 10.24405/460.

[31] U. Hellwig und H. Nikolaus, „CFD-Simulation zur Untersuchung des Strömungsverhaltensin Strukturrohren,“ *Wissenschaftliche Beiträge 2004*, 2004.

[32] A. Bayón. „Wall functions.“ (), Adresse: https://cfd.blogs.upv.es/turbulence/wall-functions/ (besucht am 25. 04. 2022).

[33] „Dimensionless wall distance (y plus).“ (2014), Adresse: https://www.cfd-online.com/Wiki/Dimensionless_wall_distance_(y_plus) (besucht am 16. 04. 2022).

[34] E. Kügeler. „TRACE User Guide,“ German Aerospace Center (DLR). (2022), Adresse: http://www.trace-portal.de/userguide/trace/index.html (besucht am 22. 03. 2022).

[35] L. Keller und M. Pesch, „Modelling and simulation of flows around bodies in the wind tunnel of the University of Applied Sciences Cologne,“ Technische Hochschule Köln, 2021.

[36] N. Hall. „Navier-Stokes-Equation.“ N. Aeronautics und S. A. (NASA), Hrsg. (2021), Adresse: https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/nseqs.html (besucht am 15. 04. 2022).

[37] J. H. Ferziger und M. Peric, *Numerische Strömungsmechanik*. BerlinHeidelberg: Springer Verlag, 2008, ISBN: 3540675868.

[38] N. A. Cumpsty, *Compressor Aerodynamics*. 2004.

[39] A. Choudhry, M. Arjomandi und R. Kelso, „A study of long separation bubble on thick airfoils and its consequent effects,“ *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2015.

[40] „Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications,“ *Journal of Fluids Engineering*, S. 078 001, 2008. DOI: 10.1115/1.2960953.

[41] S. Lecheler, *Numerische Strömungsberechnung*. Springer-Verlag GmbH, 2017, ISBN: 3658191910. Adresse: https://www.ebook.de/de/product/30023333/stefan_lecheler_numerische_stroemungsberechnung.html.

[42] E. Kügeler. „Numerische Methoden,“ German Aerospace Center (DLR). (2013), Adresse: https://www.dlr.de/at/desktopdefault.aspx/tabid-1519/ (besucht am 20. 03. 2022).

[43] F.-U. Schaich. „Supercomputer CARA.“ (2020), Adresse: https://www.dlr.de/content/de/bilder/2020/01/supercomputer-cara.html (besucht am 10. 03. 2022).

[44] I. Tecplot, *CFD Visualization and Analysis Tools*, 2022. Adresse: https://www.tecplot.com.

[45] R. Royce, *The Jet Engine*. John Wiley und Sons Ltd, 14. Aug. 2015, 288 S., ISBN: 1119065992. Adresse: https://www.ebook.de/de/product/23545907/rolls_royce_the_jet_engine.html.

# Anhang

## A.1 Triebwerk

Die gegenwärtig meisteingesetzten Triebwerke in der zivilen als auch in der militärischen Luftfahrt sind Strahltriebwerke. Der Antrieb erfolgt aufgrund des Schubs durch den Fan sowie durch einen thermisch beschleunigten Gasstrahl des Kerntriebwerks. In der zivilen Luftfahrt werden heutzutage fast ausschließlich Strahltriebwerke der Art Turbofan eingesetzt. Ein großer Vorteil der Turbofantriebwerke ist im Vergleich zu anderen Strahltriebwerken der enorme Schub, den das Triebwerk bei geringer Betriebslautstärke generiert. Das Turbofantriebwerk ist auch als Zweikreis- oder Bypasstriebwerk bekannt, denn neben dem Kerntriebwerk verfügt es über einen Bypasskanal, der das Kerntriebwerk ringförmig umschließt. [6, 45]

### A.1.1 Triebwerksaufbau

Im Kerntriebwerk sind die drei Hauptkomponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine angeordnet. Wie Abbildung 38 zeigt sind, der Verdichter und die Turbine über eine Welle miteinander verbunden. Die Brennkammer sitzt zwischen Verdichter und Turbine und ummantelt die Welle. Je nach Triebwerkskonfiguration variiert die Anzahl an Wellen. Große Turbofantriebwerke besitzen bis zu drei Wellen. Eine dreiwellige Turbofantriebwerkskonfiguration enthält einen Niederdruck-, einen Mitteldruck- und einen Hochdruckverdichter. Jeder Verdichter rotiert mit der zugehörigen (ND-, MD-, HD-) Turbine auf der entsprechenden (ND-, MD-, HD-) Welle. Die lange ND-Welle (hellgrau) ist von der MD-Welle (dunkelgrau) umhüllt, welche wiederum von der kurzen HD-Welle (schwarz) umgeben ist. [6, 45]

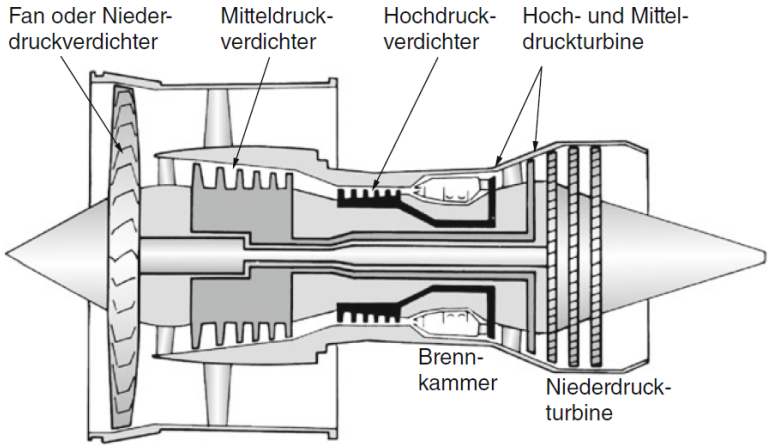


Abbildung 38: Flugzeugtriebwerk Prinzipieller Aufbau eines modernen Mehrwellen-Turbofan-Triebwerks mit Nieder-, Mittel- und Hochdruckteil

### A.1.2 Prozess

Der Niederdruckverdichter, auch Fan genannt, sitzt hinter dem Triebwerkseintritt und saugt stetig große Luftmassen an. Im Triebwerk wird die angesaugte Luft in zwei Luftströme aufgeteilt. In den Primärstrom, der durch das Kerntriebwerk strömt, und den Sekundärstrom, der am Kerntriebwerk vorbei durch den Bypasskanal geleitet wird. Der Sekundärstrom ist dabei deutlich größer als der Primärstrom. Das Verhältnis von Sekundärstrom zu Primärstrom nennt sich Nebenstromverhältnis. Modernste Turbofantriebwerke verfügen über Nebenstromverhältnisse von 12:1. Während der Sekundärstrom durch den Bypasskanal in Richtung Triebwerksaustritt beschleunigt wird, passiert der Primärstrom den Mittel- und Hochdruckverdichter. Dabei wird der Primärstrom bis zu einem Fünfzigstel seines vorherigen Volumens komprimiert. In der Brennkammer wird zum komprimierten Primärstrom der Brennstoff Kerosin eingespritzt und das Kraftstoff-Luft-Gemisch verbrannt. Aus der Verbrennung entsteht Abgas und Energie in Form von Wärme. Mit der Temperaturerhöhung dehnt sich das heiße Gas um ein Vielfaches seines Volumens aus und strömt mit hoher Geschwindigkeit aus der Brennkammer durch die Turbinen in Richtung Triebwerksaustritt. Aufgrund der schnellen Durchströmung werden die Turbinen angetrieben und übertragen die Leistung über die Wellen auf die entsprechenden Verdichter. Die Verdichter saugen demzufolge fortlaufend Luft an. Circa 75% der durch den Verbrennungsprozess entstanden Energie werden für den Verdichterantrieb benötigt. Der heiße Primärstrom und der verhältnismäßig kalte Sekundärstrom werden schlussendlich aus der querschnittsverengten Schubdüse heraus beschleunigt. Aufgrund der Austrittsgeschwindigkeiten der Luftströme wird eine Schubkraft erzeugt, die das Flugzeug vorantreibt. Der Großteil der Schubkraft entsteht hierbei aus dem massenstromreicheren Sekundärstrom. [6]

## A.2 Strömungsquerschnitte der Schaufelpassage

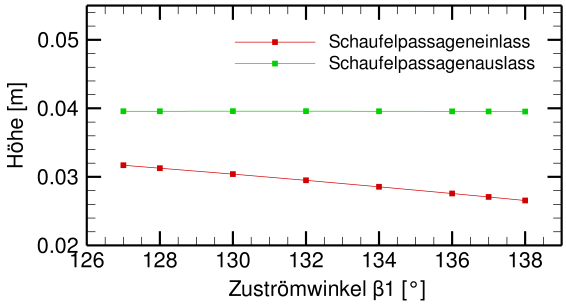


Abbildung 39: Querschnitthöhen einer Schaufelpassage in Abhängigkeit des Zuströmwinkels