



Titanium Aluminide Turbine Toolbox

Schlussbericht zum
Verbundprojekt TATT

Teilprojekt DLR



Schlussbericht zum Verbundprojekt TATT

Titanium Aluminide Turbine Toolbox

Teilvorhaben Deutsches Zentrum für Luft-
und Raumfahrt e.V.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Förderkennzeichen: 20T1112B
Laufzeit des Vorhabens: 01.01.2012 – 30.06.2017
Verbundpartner: Access e.V., 52072 Aachen
DLR e.V., 51147 Köln

Projektleiter Prof. Dr. Christian Dresbach

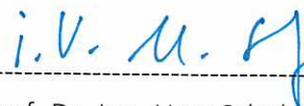
Autoren: Christian Dresbach, DLR-WF Köln
Clemens Buske, DLR-AT Göttingen
Thomas Schmidt, DLR-BT Stuttgart
Sascha Zur, DLR-SC Köln

Der hier vorliegende Schlussbericht zum Projekt TATT gibt eine Darstellung der wissenschaftlich-
technischen Ergebnisse des Projektes TATT wieder.

Köln, 14.12.2017



Prof. Dr.-Ing. Christian Dresbach
Projektleiter



Prof. Dr.-Ing. Uwe Schulz
Stellvertretender Institutsdirektor

Inhaltsverzeichnis

1. Kurzdarstellung des Projektes	4
1.1. Aufgabenstellung.....	5
1.2. Voraussetzungen	6
1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens	8
1.4. Stand der Wissenschaft und Technik.....	8
1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen	10
2. Eingehende Darstellung.....	11
2.1. Verwendung der Zuwendung und erzielte Ergebnisse.....	11
2.1.1. Werkstoffmechanische Charakterisierung und Zuverlässigkeitsmodell	11
2.1.1.1. Mechanische und mikrostrukturelle Charakterisierung	11
2.1.1.2. Zuverlässigkeitsmodell.....	15
2.1.1.3. Mechanische Charakterisierung bauteilnaher Strukturen	17
2.1.2. Softwareweiterentwicklung	19
2.1.2.1. Erweiterung des Generators zur automatischen Erstellung eines FE-Blatt-Modells	19
2.1.2.2. Entwicklung des Zuverlässigkeits-Postprozessors HYPRA.....	20
2.1.2.3. Weiterentwicklung RCE	20
2.1.3. Multidisziplinäre Optimierung einer Niederdruckturbinenschaufel aus TiAl.....	23
2.1.3.1. Auslegung des Basisdesigns einer Niederdruck-Turbinenschaufel.....	23
2.1.3.2. Multidisziplinäre Prozesskette.....	27
2.1.3.3. Multidisziplinäre Analyse des Ausgangsdesigns.....	33
2.1.3.4. Aerodynamische Optimierung und multidisziplinäre Auswertung	34
2.1.3.5. Multidisziplinäre Optimierung und Analyse	37
2.1.4. Aerodynamische Validierung.....	42
2.2. Wichtige Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	68
2.3. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	68
2.4. Nutzen und Verwertbarkeit	68
2.5. Fortschritt anderer Stellen.....	69
2.6. Veröffentlichungen	69

1. Kurzdarstellung des Projektes

Dem weltweiten Luftverkehrsaufkommen wird in den kommenden 20 Jahren eine jährliche Wachstumsrate von 4,7 % bzw. 5,0 % vorhergesagt. Damit verbunden ist eine Verdoppelung des weltweiten Luftverkehrs in den kommenden 15 Jahren. Gleichzeitig steigt die Zahl der transportierten Passagiere von derzeit ca. 2,9 Milliarden/Jahr (2012) auf ca. 6,7 Milliarden/Jahr im Jahr 2032. Um diesem enorm steigenden Aufkommen gerecht zu werden, ist laut einer Marktstudie von Boeing die Auslieferung von ca. 37.000 Flugzeugen mit mehr als 100 Sitzen bis zum Jahr 2033 erforderlich. Dies entspricht einem Gegenwert von 5,2 Billionen US-Dollar. Dabei wird die Hauptnachfrage weiterhin aus dem asiatisch-pazifischen Raum erwartet, mit weiterhin stabilen Bestellungen aus Europa und Nordamerika.

Vor dem Hintergrund des permanent wachsenden Luftverkehrs und der damit verbundenen Umweltbelastung, wurden bereits 2001 in der ACARE VISION 2020 hochgesteckte Ziele zur Verminderung der Schadstoff- und Lärmemissionen formuliert. Da der enorm steigende Luftverkehr signifikant zum globalen CO₂-Ausstoss beiträgt, wird eine Reduzierung der CO₂-Emissionen um 50% bis zum Jahr 2020, basierend auf dem Jahr 2000, angestrebt. Weitere Ziele sind die Reduzierung der Stickoxide (NO_x) um 80% sowie eine Halbierung der Lärmemissionen. Allein durch Optimierung der Flugzeugtriebwerke besteht ein Potential zur Reduzierung der CO₂-Emissionen von 15-20%. Noch einen Schritt weiter geht die 2011 von der Europäischen Union veröffentlichte Vision Flightpath 2050. Diese sieht vor, dass die bis zu diesem Zeitpunkt verfügbaren Technologien und Verfahren eine Reduzierung der CO₂-Emissionen um 75% pro Passagierkilometer und eine NO_x-Verringerung um 90% erlauben, Lärmemissionen sollen um 65%, jeweils bezogen auf das Jahr 2000, reduziert werden. Abgesehen von den dargelegten Umweltaspekten ist auch vom wirtschaftlichen Standpunkt aus eine Verringerung des Treibstoffverbrauchs vor dem Hintergrund steigender Energiepreise erstrebenswert.

Aufgrund dieser Vorgaben sind die Triebwerkshersteller gefordert, die Effizienz und die Umweltverträglichkeit ihrer zukünftigen Triebwerke zu verbessern.

Dabei liegt der Fokus vor allem auf effizienteren höheren Turbineneintrittstemperaturen, Gewichtseinsparungen sowie höheren Drehzahlen. Die herkömmlichen metallischen Systeme, die derzeit in Verwendung sind, wurden in den letzten 50 Jahren bis an die Grenzen ihrer Leistungsfähigkeit entwickelt. Wenn weitere Fortschritte gemacht werden sollen, werden neue Klassen von Materialien erforderlich. Titanaluminid-Legierungen auf der Basis der intermetallischen Phasen γ -TiAl und α 2-Ti3Al haben das weithin anerkannte Potential, um die oben genannten Design-Anforderungen vor allem hinsichtlich Gewichtsreduktion zu erfüllen.

Vor allem durch die Substitution der herkömmlichen Nickel-Basislegierungen in der Niederdruckturbinen (NDT) der Triebwerke durch Titanaluminide kann eine signifikante Reduzierung der CO₂-Emissionen aufgrund ihres um 50% niedrigeren Gewichts erreicht werden.

Vor diesem Hintergrund haben nahezu alle OEM ihre aktuellen Triebwerks-Entwicklungsprogramme angepasst und planen den Einsatz von Niederdruckturbinenschaufeln aus TiAl in der kommenden Triebwerksgeneration.

1.1. Aufgabenstellung

Ziel dieses Projektes ist es, ein vernetztes Auslegungstool (Abbildung 1) für die Herstellung von Niederdruckturbinenkomponenten aus dem Hochleistungswerkstoff TiAl zu entwickeln, mit dem automatisiert eine Schaufelgeometrie generiert werden kann, die das Optimum aus effizienter Aerodynamik, wirtschaftlicher Herstellung, werkstoffgerechter Bauweise und langer Lebensdauer darstellt. Bisher ist diese aero-thermodynamische und strukturdynamische Auslegung von Turbinenschaufeln, insbesondere für den Werkstoff TiAl, von den Fertigungsprozessen aufgrund der Trennung von Turbinen- und Komponentenherstellern entkoppelt. Die ganzheitliche Betrachtung dieses Auslegungsprozesses hat eine Maximierung der Wirtschaftlichkeit im gesamten Lebensdauerzyklus zum Ziel.

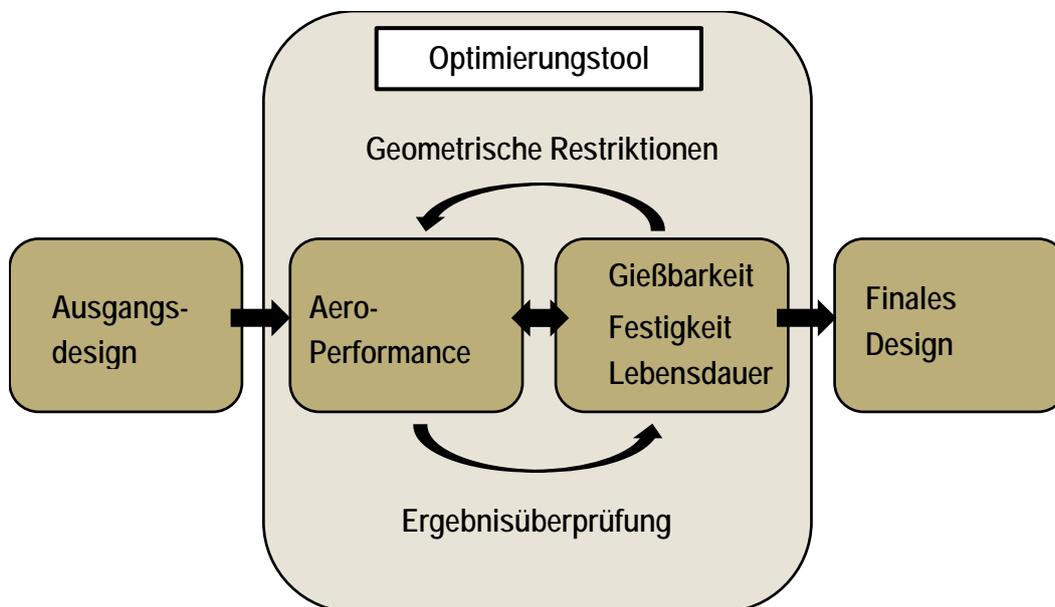


Abbildung 1: Schema des Auslegungstools

1.2. Voraussetzungen

Seitens des **DLR** sind vier Institute bzw. Einrichtungen an dem Projekt beteiligt, das Institut für Antriebstechnik, das Institut für Bauweisen- und Strukturtechnologien, das Institut für Werkstoff-Forschung und die Einrichtung für Simulations- und Softwaretechnik.

Das **Institut für Antriebstechnik (AT)** besitzt Erfahrung in der Schaufelauslegung und Optimierung hinsichtlich aerodynamischer Kriterien unter anderem aus dem Projekt EVITA, in dem in einer Prozesskette eine gesamte Turbine hinsichtlich der geforderten Daten wie Leistung und Massenstrom ausgelegt wurde. In der Prozesskette werden Programme mit immer höherer Detailgenauigkeit verknüpft. Die einzelnen Programme (PrEDiCT, Mises, STAC4T, TRACE) funktionieren bereits alleinstehend, eine Kommunikation zwischen den Programmen ist in dem Projekt in Vorbereitung.

Bereits seit mehreren Jahren wird der vom Institut entwickelte CFD-Code TRACE angewendet, der mittlerweile auch von Teilen der Triebwerksindustrie und von diversen Hochschulen genutzt wird. Ebenso wurde der im Institut entwickelte generische Optimierer AutoOpti bereits mehrfach für diverse Anwendungen eingesetzt, um sowohl einzelne Schaufelschnitte als auch ganze Turbinenstufen inklusive, Endwandkonturierung, Kühlung und 3D Schaufelgeometrie hinsichtlich des (Gesamt-)Wirkungsgrades zu optimieren.

Das **Institut für Bauweisen- und Strukturtechnologien (BT)** hat in der Vergangenheit auch schon institutsübergreifende, gekoppelte aerodynamische / mechanische Optimierungen eingesetzt. Für den Bereich des Verdichters sind hier beispielsweise verschiedene Industrieprojekte sowie das EU-Projekt VITAL zu nennen. Bei dieser kombinierten Optimierung konnten im aerodynamischen Auslegungsprozess die Restriktionen durch die Mechanik gleich mit berücksichtigt werden. Der dabei erreichte Erfolg zeigt die Notwendigkeit die Anzahl der eingebundenen Disziplinen und Parameter zu erhöhen, um alle Optimierungspotentiale nutzen zu können. Es liegen auch Erfahrungen vor, die ausgelegte Geometrie in ein entsprechend genaues CAD Modell zu überführen, damit die Fertigung von Strukturen oder Werkzeugen unmittelbar erfolgen kann. Eine entsprechende Umrechnung der Geometrien erfolgt dabei schon teilweise während des Auslegungsprozesses. Erste Erfahrungen zur Integration von angrenzenden Strukturen, wie beispielsweise der Scheiben in den gekoppelten Optimierungsprozess liegen ebenfalls vor.

Das **Institut für Werkstoff-Forschung (WF)** verfügt über langjährige und umfangreiche Erfahrungen im Bereich der mechanischen Prüfung sowie der mikrostrukturellen Charakterisierung. Die Palette der bisher untersuchten Werkstoffe reicht von Aluminiumlegierungen über Strukturkeramiken bis hin zu hybriden Werkstoffsystemen. Der Werkstoff Titanaluminid wird am Institut ebenfalls seit mehreren Jahren erforscht. Neben der umfangreichen Charakterisierung des Werkstoffes stand dabei der Einfluss des Herstellungsprozesses auf die Eigenschaften und das Versagensverhalten des Werkstoffes unter hohen

Belastungen und Temperaturen im Vordergrund. Gleichzeitig verfügt das Institut über umfangreiche Erfahrungen im Bereich der Simulation des Verhaltens sowohl von spröden als auch duktilen Werkstoffen unter verschiedensten Beanspruchungsarten. Als öffentlich geförderte Projekte im Bereich der Werkstoffmodellierung sind z.B. Optimat (BMBF/WING) und InnoTurb (BMW, LuFo IV-2) zu nennen. Zudem gibt es mit beiden Triebwerksherstellern in Deutschland intensive Zusammenarbeit in den Bereichen Charakterisierung, Beurteilung und Simulation von TiAl unter realen Belastungen, in Form von direkten Beauftragungen und Patenschaften. Darüber hinaus wurden mit Beginn des LuFo-Projektes HERMET Arbeiten im Bereich der Validierung von Simulationsmodellen unter Berücksichtigung vorhandener Streuungen aufgenommen.

Die Einrichtung **Simulations- und Softwaretechnik (SC)** hat mehrjährige Erfahrung mit der Kopplung und Integration von multidisziplinären Anwendungen. So wird in Projekten aus der Luftfahrt wie TIVA, UCAV-2010, VAMP, EVITA die Integrationsinfrastruktur in Form der multidisziplinären Vorentwurfsumgebung Chameleon entwickelt. Im Raumfahrtprojekt IMENS-3C wird eine multidisziplinäre Entwurfsumgebung für Raumfahrzeugstrukturen realisiert. Als Integrationsframework kommt die Eigenentwicklung RCE (Remote Component Environment) zum Einsatz. In allen Projekten entwirft und realisiert die Einrichtung die Konzepte zur Integration der Anwendungen und Daten und entwickelt dafür neben der Software-Plattform auch Tools wie Geometrie- und Schnittstellenbibliotheken.

Der Verbundpartner **Access** ist seit mehr als 15 Jahren federführend in der Entwicklung von Gießverfahren für Hochleistungskomponenten aus TiAl. Innerhalb der letzten Jahre ist es sowohl durch die Unterstützung öffentlich geförderter Projekte im LuFo-Programm (TANs) als auch in direkten Entwicklungsprogrammen mit den wichtigsten OEM (Safran und Rolls Royce) gelungen, das nötige Gieß-Know-how und eine vollständige Feingussroute aufzubauen, um eine serienfähige Herstellung von near-net-shape und net-shape TiAl-Niederdruckturbinenschaufeln darstellen zu können. Die Guss-Technologie wurde mit der Inbetriebnahme der Leicomelt Gießanlage, welche das Kernstück des Fertigungsprozesses darstellt, sukzessive ausgebaut. Access besitzt aufgrund der geleisteten Vorarbeiten das nötige Know-how zur Erarbeitung einer „Casting Toolbox“ zur gießgerechten Auslegung von TiAl Komponenten. Die bis Ende 2009 aufgebaute systemfähige Plattform für Schmelz- und Gießtechnik metallischer Hochleistungswerkstoffe, an der nationale Unternehmen der Gießereibranche (TITAL, GfE, u.a.) beteiligt sind, sowie das LuFo-Projekt TANs unterstützten die Umsetzung dieses Vorhabens maßgeblich. Sämtliche Gießversuche werden mit der Feingusstechnologie durchgeführt. Dies ist die Prozessroute, nach der heute komplexe Bauteile verschiedenster Werkstoffklassen für die Luftfahrtindustrie gefertigt werden und die auch im LuFo TANs Projekt zur Anwendung kommt. Access verfügt über ein TechCenter, an dem für die spezielle Werkstoffgruppe des Titanaluminid bereits eine Feingussroute für Turbinenschaufeln bis zu einer Länge von 300 mm aufgebaut worden ist. Dieses TechCenter wurde mit Mitteln des Landes NRW und der Industrie in Höhe von 5 Mio. € zu einer Plattform für Schmelz- und Gießtechnik für hochreaktive Werkstoffe erweitert.

1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens

Für die multidisziplinäre Optimierung von TiAl-Niederdruckturbinenschaufeln liegt das zentrale Augenmerk dieses Berichtes auf den Weiterentwicklungen der für die Optimierung relevanten Disziplinen, der Integration der jeweiligen Simulations-Tools und der Anwendung im Rahmen einer beispielhaften multidisziplinären Optimierung einer Niederdruckturbinenschaufel. Darüber hinaus werden die Ergebnisse der aerodynamischen Validierungsexperimente vorgestellt und bewertet.

Die durch den Partner Access ermittelten geometrischen Grenzen, die bei den schwer zu vergießenden TiAl-Schaufeln zu beachten sind, wurden ebenfalls in der multidisziplinären Optimierungsprozesskette implementiert. Hierzu wurde ein Baustein zur gießgerechten Auslegung von TiAl Komponenten erarbeitet, in dem geometrische Zusammenhänge in Abhängigkeit vom Gießprozess für die reproduzierbare und kosteneffektive Herstellung von qualitativen NDT-Komponenten definiert sind.

1.4. Stand der Wissenschaft und Technik

Bisher wird die Auslegung von Turbinenschaufeln in den drei Disziplinen Aerodynamik, Strukturmechanik und Herstellbarkeit größtenteils voneinander entkoppelt vorgenommen. Das aerodynamisch optimierte Design wird aus strukturmechanischer Sicht geprüft und dem Gießer übergeben. Häufig ist jedoch die Gießbarkeit der Schaufel durch die hohen Anforderungen aus dem so festgelegten Design nicht gewährleistet, so dass ein unter Umständen häufiges manuelles Redesign der Schaufel vorgenommen werden muss. Im Bereich des Verdichters ist die Koppelung von Strukturmechanik und Aerodynamik im DLR schon eingeführt und wird erfolgreich für die Auslegung von integral gefertigten Rotoren genutzt. Dieser Stand der Arbeiten ist die Basis für die Erweiterung der Technologie auf die Turbine. Für die Turbine ergeben sich derzeit noch Einbußen im theoretisch zu erreichenden Wirkungsgrad, da die Optimierung nicht unter (quasi-)simultaner Berücksichtigung aller Randbedingungen erfolgt bzw. der Herstellungsprozess nicht berücksichtigt wird. Folglich wird das Ergebnis einer solchen seriellen Optimierung meist ein lokales Optimum darstellen, womit eher ein allseitiger Kompromiss denn eine optimale Lösung vorliegt. Im kritischsten Fall ist eine Rückkoppelung vom Gießer zum Blattdesigner gar nicht vorhanden, was dazu führt, dass Werkstoffpotentiale nicht umfassend genutzt werden können.

Die Innovation des Vorhabens besteht unter anderem in der Zusammenführung des Expertenwissens verschiedener Fachrichtungen und dessen direkter Anwendung durch vernetzte Simulationswerkzeuge in einer flexiblen multi-physikalischen Toolbox. Hierdurch wird eine simultane Optimierung in allen beteiligten Disziplinen ermöglicht.

Durch die Einbindung der aerodynamischen Auslegungs- und Optimierungstools in diese umfassende Toolbox soll die Anzahl der Redesigns verringert werden. Dies führt zu einem effizienteren universalen Auslegungsprozess. Zudem werden erstmals auch fertigungsrelevante

Restriktionen in den Optimierungsprozess der Schaufelform direkt eingebunden. Somit kann während der Optimierung bereits in der ersten Auslegungsphase, dem aero- und thermodynamischen Design, die Machbarkeit der Fertigung berücksichtigt und damit der Optimierungsprozess von vornherein in die richtige Richtung gelenkt werden. Des Weiteren können die in dem Projekt gewonnenen Erkenntnisse auch bei zukünftigen aerodynamischen Auslegungs- und Optimierungstätigkeiten verwendet werden, so dass stets parallel eine Einschätzung der Fertigbarkeit vorgenommen werden kann.

Mit der geplanten Lebensdauerbewertung beinhaltet die Toolbox einen weiteren wesentlichen Baustein, der eine erste Einschätzung der zu erwartenden Zuverlässigkeit der gegossenen Schaufel erlaubt. Dies eröffnet nicht nur die Möglichkeit, die direkten überwiegend geometrischen Einflussfaktoren verschiedener Designs auf die Lebensdauer zu untersuchen, sondern auch die damit einhergehenden durch den Gießprozess bestimmten Änderungen in der lokal vorliegenden Mikrostruktur zu berücksichtigen. Da verschiedene Mikrostrukturen durchaus unterschiedliche Schädigungsmechanismen aufweisen können, fließt bei dieser Vorgehensweise ein weiterer wesentlicher Einflussfaktor in die Lebensdauerbewertung mit ein [Bayraktar2007], [Chakraborty1998], [Punnet1999]. Folglich liegt somit erstmals ein ganzheitlicher Ansatz zur Bewertung des Designs einer Schaufel bezüglich der zu erwartenden Zuverlässigkeit im Betrieb vor.

Durch den modularen Aufbau der Toolbox sind weitere Aspekte integrierbar, um auf geänderte herstellungs- und materialspezifische sowie wirtschaftliche Randbedingungen zu reagieren. Schließlich wird ein „Guss-Regelwerk-Handbuch für TiAl“ erstellt, welches erste Ergebnisse der zusammengeschlossenen Softwaretools für das Gießen von TiAl darstellt. Hierbei können für ein Parameterfeld von bspw. Blattlänge, Sehnenlänge, Wölbung und Kantenradien die Designgrenzkurven der Herstellbarkeit von Turbinenschaufeln aus TiAl erstellt werden.

Literatur

- [Bayraktar2007] Bayraktar, E., H. Xue, C. Bathias., Damage mechanisms of Ti-Al intermetallics in three point ultrasonic bending fatigue, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, 24,1 (2007) 153-161
- [Chakraborty1998] Chakraborty, A., J.C. Earthman, The Numerical Analysis of Creep Deformation and Cavitation in TiAl Intermetallic Alloys, *JOM*, 50, 8 (1998)
- [Punnet1999] Punnet, F. C., A.-M. Ronaee, The fatigue damage mechanisms of gamma titanium aluminide Ti-4722, Ph.D. thesis, Univ. of Sheffield, 1999

1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Innerhalb des Projektes sind zusätzlich folgende Firmen beteiligt gewesen:

- SGA GmbH, Geisingen, Schleifen/Polieren der Hochdruckschaufeln
- AWB Aviation GmbH, Lampertheim, Fräsen der Hochdruckschaufeln
- Bodycote Belgien und Bodycote HIP N.V. als führender Anbieter von Wärme- und HIP-Behandlungen
- Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH, Durchführung des Schleudertests der Hochdruckschaufeln
- Fraunhofer IWM Halle, Durchführung von registrierenden Kugel-Eindruckprüfungen

2. Eingehende Darstellung

2.1. Verwendung der Zuwendung und erzielte Ergebnisse

Im Folgenden werden die erzielten Ergebnisse institutsübergreifend dargestellt.

2.1.1. Werkstoffmechanische Charakterisierung und Zuverlässigkeitsmodell

Im Rahmen des Projektes TATT wurden zunächst die mechanischen Eigenschaften der verwendeten γ -TiAl-Legierung untersucht und die Mikrostruktur charakterisiert. Aufbauend auf den Ergebnissen der werkstoffmechanischen Untersuchungen wurde ein Zuverlässigkeitsmodell für die verwendete Legierung entwickelt und in einer effizienten Postprozessorsoftware umgesetzt. Einflüsse des Gießprozesses wurden durch die Charakterisierung von Proben mit bauteilnahen Geometrieaspekten untersucht und bei der anschließenden multidisziplinären Optimierung berücksichtigt.

2.1.1.1. Mechanische und mikrostrukturelle Charakterisierung

Zur Charakterisierung der makroskopischen mechanischen Eigenschaften wurden statische Zugversuche und zyklische Ermüdungsversuche durchgeführt. Zur Abschätzung der lokalen Variationen der mechanischen Eigenschaften wurden Mikrostrukturuntersuchungen und registrierende Kugel-Eindruckversuche herangezogen. Im Folgenden werden die Ergebnisse dieser Untersuchungen dargestellt.

Probengeometrie

Für die Charakterisierung der statischen und zyklischen mechanischen Eigenschaften wurden zunächst geeignete Probengeometrien mit Hilfe von FEM-Analysen ermittelt. Hierzu wurde ein parametrisiertes axialsymmetrisches FE-Halbmodell der Rundproben erstellt und der Übergang vom parallelen Bereich zum Einspannbereich mit Hilfe eines b-Splines optimiert. Es wurden drei unterschiedliche Probengrößen vorgesehen, damit ebenfalls ein möglicher Größeneffekt untersucht werden konnte. Die äußeren Abmaße sind in Tabelle 1 und Abbildung 2 aufgeführt.

Tabelle 1: Abmaße der verwendeten Rundproben.

D [mm]	l_{ges} [mm]	l_g [mm]	$l_{prüf}$ [mm]	$V_{prüf}$ [mm²]	Gewinde [mm]
2	55	13	8	31	M8x1
4	65	13	10	125	M12x1
6	81	16	15	424	M16x1

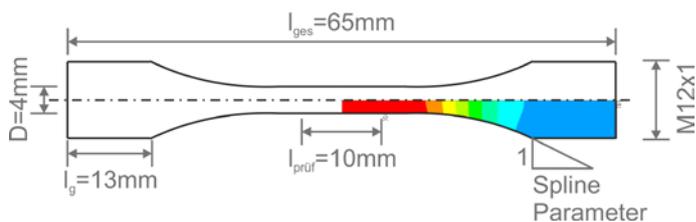


Abbildung 2: Geometrie der mittleren Probengröße $D = 4\text{mm}$ (links); von Access hergestellte Rundprobe aus TiAl mit $D = 4\text{mm}$ (rechts).

Für die Geometrieoptimierung wurde die Steigung des Splines (hier Spline-Parameter genannt) variiert um eine minimale Spannungsüberhöhung (bezogen auf die erste Hauptspannung) zu erzielen. Seitens Access e.V. wurden Rundstäbe aus der Legierung GE48-2-2 gegossen und anschließend gehipt. Anschließend wurden hieraus sowohl bei Access als auch beim DLR Proben mit den optimierten Geometrien hergestellt.

Elastische Eigenschaften

Die makroskopischen elastischen Eigenschaften wurden durch Zugversuche an den Rundproben mit $D = 4\text{mm}$ ermittelt. Die Messungen wurden an einer 100 kN Instron-Spindelprüfmaschine (skaliert auf 30 kN) durchgeführt. Die Dehnung wurde durch ein Fiedler-Laserextensometer ermittelt. Als Marker wurden 6 Streifen in der parallelen Probenlänge von $l_0 = 10\text{mm}$ verwendet, siehe Abbildung 3.

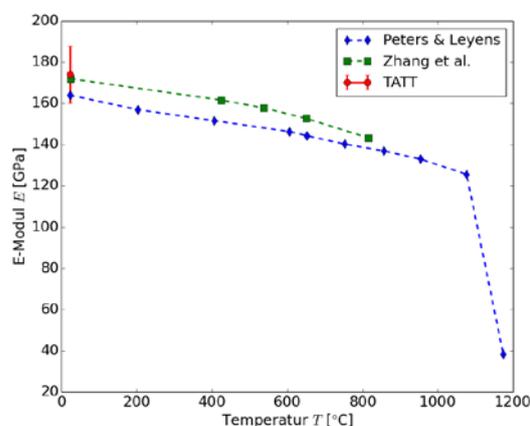


Abbildung 3: In Zugprüfmaschine eingebaute Probe mit Messmarkern (links); gebrochene Probe nach dem Zugversuch (Mitte); ermittelter E-Modul (Mittelwert \pm Standardabweichung) im Vergleich zu Literaturwerten nach [Peters2002] sowie [Zhang2001] (rechts).

Im Gegensatz zu Standard-Zugversuchen wurde ein Entlastungszyklus von 250 MPa auf 25 MPa vorgesehen und der E-Modul aus dem Wiederanstieg des Entlastungszyklus durch Anpassung einer Geraden ermittelt. Insgesamt wurden 20 Versuche durchgeführt, wobei jedoch bei 5 Versuchen statt des Laserextensometers ein externer Dehnungsaufnehmer und bei 5 weiteren Versuche ein Entlastungszyklus von 200 MPa auf 20 MPa verwendet wurde. Beide Variationen

zeigen keinen signifikanten Einfluss auf die ermittelten E-Modul-Werte. Der Mittelwert der gemessenen E-Moduli beträgt 174 GPa und die Standardabweichung 14 GPa, was sehr gut zu den in der Literatur gefundenen Werten passt, siehe Abbildung 3. Tests auf Normalverteilung nach Shapiro-Wilk und Anderson-Darling zeigen, dass die ermittelten Daten aus einer normalverteilten Grundgesamtheit stammen können. Die ermittelten elastischen Eigenschaften werden in den Simulationen der folgenden Arbeitspakete als Eingangsgröße verwendet.

Zugfestigkeit

An den zuvor beschriebenen Rundproben der Durchmesser $D = 2 \text{ mm}$, $D = 4 \text{ mm}$ und $D = 6 \text{ mm}$ wurden Zugversuche zur Ermittlung des elastisch-plastischen Materialverhaltens zur Verwendung in Finite Elemente Simulationen und zur Untersuchung eines möglichen Größeneffektes der Zugfestigkeit durchgeführt. Die Versuche zeigten, dass sich die untersuchte Legierung mit einer Bruchdehnung von ca. 1,5% relativ spröde verhält, jedoch auch einen gewissen Anteil an Verfestigung aufweist. Die Legierung kann somit als semi-spröde bezeichnet werden. Die ermittelten Verfestigungseigenschaften werden in den Simulationen der folgenden Arbeitspakete als Eingangsgröße verwendet. Die Ergebnisse der Zugversuche zeigen darüber hinaus, dass die Legierung einen Größeneffekt der Zugfestigkeit aufweist; das heißt, je größer das belastete Volumen, desto geringer die messbare Zugfestigkeit des Werkstoffs.

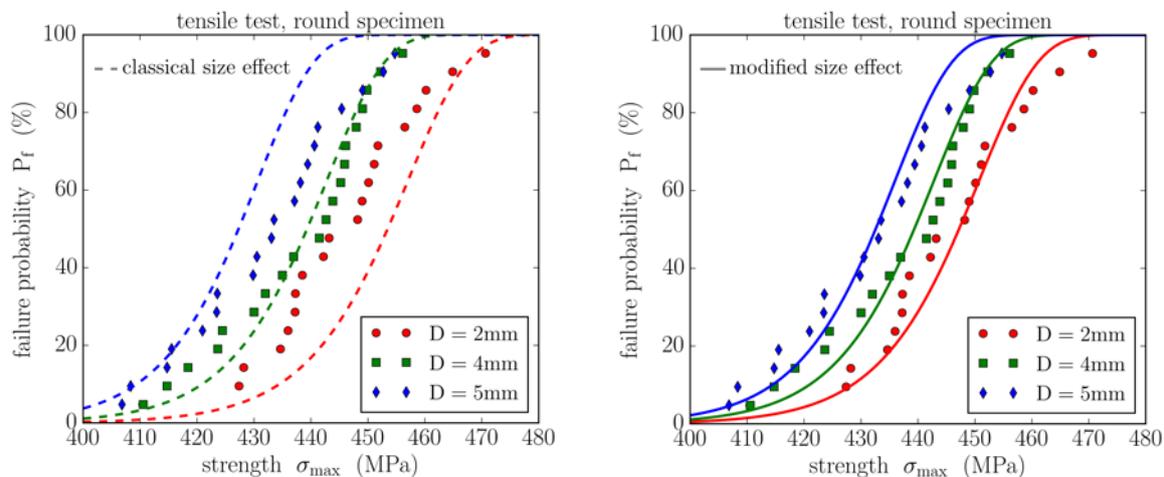


Abbildung 4: Kumulative Verteilungsfunktion der Zugfestigkeit für verschiedene Probengrößen; im Vergleich zum klassischen Größeneffekt (links); im Vergleich zum modifizierten Größeneffekt (rechts).

Der experimentell ermittelte Größeneffekt der Festigkeit fällt jedoch geringer aus, als die Weakest-Link Theorie nach Weibull („classical size effect“ in Abbildung 4) vorhersagt. Durch die Einführung eines Skalierungsexponenten nach dem Vorbild von [Padgett1995] und [Curtin1999] lässt sich der verringerte Größeneffekt dahin gegen gut beschreiben („modified size effect“ in Abbildung 4). Die modifizierte Weakest-Link Formulierung lautet dann für den einachsigen homogenen Spannungsfall:

$$P_f = 1 - \exp\left(-\left(\frac{V}{V_0}\right)^\alpha \left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^m\right) \quad \text{mit} \quad 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (2-1)$$

Ermüdungseigenschaften

An den Rundproben des Durchmessers $D = 4$ mm wurden ebenfalls Ermüdungsversuche mit einer servohydraulischen Prüfmaschine und einen Resonanzpulsator mit einem Lastverhältnis von $R = F_{\min}/F_{\max} = 0,1$ bis $1,6 \times 10^7$ Schwingspiele durchgeführt. Die Ergebnisse der beiden Maschinen zeigen ein vergleichbares Ermüdungsverhalten, so dass im Folgenden nicht zwischen den Ergebnissen unterschieden wird. Die Ergebnisse der Ermüdungsversuche zeigen, dass die untersuchte γ -TiAl Legierung nur einen sehr schmalen Ermüdungsbereich (bezogen auf die maximale Spannung) besitzt, dafür in diesem jedoch sehr stark streut, siehe Abbildung 5. Die Auswertung der kumulativen Verteilungsfunktion für 6-Millionen Schwingspiele deutet an, dass die Streuung der Ermüdungsfestigkeit aus der Streuung der Zugfestigkeit abgeschätzt werden kann.

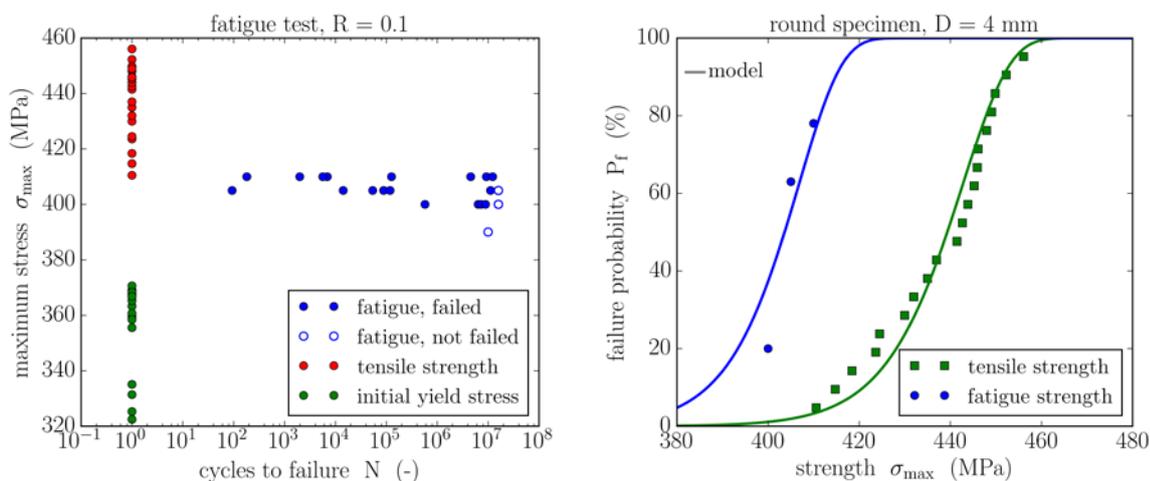


Abbildung 5: Ergebnisse der Ermüdungsversuch von γ -TiAl im Vergleich zu den Zugfestigkeiten und Dehngrenzen (links); kumulative Verteilungsdichte der Ermüdungsfestigkeit für $N = 6 \times 10^6$ im Vergleich zur Zugfestigkeit (rechts).

Basierend auf den Zug- und Ermüdungsfestigkeiten wurde das Goodman-Diagramm für verschiedene Ausfallwahrscheinlichkeiten abgeschätzt und für die Auslegungsarbeiten in den anderen Arbeitspaketen zur Verfügung gestellt.

Lokale mechanische Eigenschaften

An einem Schaufelquerschnitt wurde zudem die Verteilung der elastischen Eigenschaften ausgehend von der mittels EBSD ermittelten Orientierungsverteilung bestimmt (Abbildung 6) und für die Untersuchung des Einflusses streuender elastischer Eigenschaften auf die Bauteil-Ausfallwahrscheinlichkeiten mit Hilfe von Monte-Carlo-Simulationen verwendet, siehe Abschnitt 2.1.1.2.

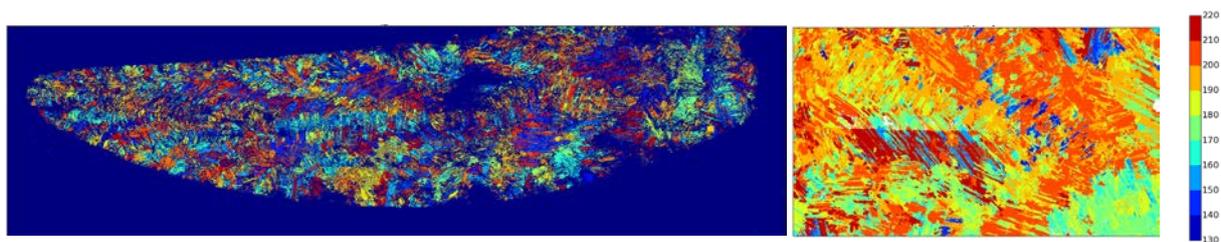


Abbildung 6: Lokale Steifigkeitsverteilung [GPa]; großer Ausschnitt eines Schaufelquerschnitts (links); Detailuntersuchung (rechts).

Zur Abschätzung in wie weit lokale Variationen der elastisch-plastischen Eigenschaften bei einer Zuverlässigkeitsbewertung berücksichtigt werden müssen, wurden Kugel-Eindruckversuche über einen externen Auftrag am Fraunhofer IWM in Halle (Saale) durchgeführt. Verwendet wurde der MTS Nanoindenter G200 mit einem Berkovich-Indenter sowie mit einem Diamant-Kugelindenter mit einem nominellen Radius von $R = 10\mu\text{m}$. Die Verwendung eines Kugelindenters erlaubt prinzipiell die Ermittlung von lokale Dehngrenzen und Verfestigungsmoduln durch inverse Parameteridentifikation mittels FEM. Die Indenterflächenkalibrierung wurde an Corning-Glas durchgeführt.

An Querschliffen an drei verschiedenen Höhenpositionen (unten, Mitte, oben) einer gegossenen Niederdruckturbinenschaufel aus $\gamma\text{-TiAl}$ wurden in jeweils drei verschiedenen Bereichen des Schaufelprofils (vorne, Mitte, hinten) je 20 Eindruckversuche durchgeführt, Eindringmodul und Eindringhärte ermittelt und die Kraft-Verschiebungs-Kurven übermittelt. Die Nanoindentation-Ergebnisse zeigen jedoch keine signifikanten Unterschiede der Härte- und Eindringmodulwerte für die unterschiedlichen Untersuchungsbereiche im Vergleich zu der ausgeprägten Variation von Indent zu Indent. Aus diesem Grund wurde auf eine detaillierte Auswertung der Kugeleindruckversuche mittels numerischer Parameteridentifikation verzichtet.

2.1.1.2. Zuverlässigkeitsmodell

Basierend auf den zuvor dargestellten Ergebnissen der werkstoffmechanischen Versuche wurde ein geeignetes Zuverlässigkeitsmodell entwickelt, das zum Einen den gefundenen reduzierten Größeneffekt der Festigkeit abbilden kann und zum Anderen für die automatisierte Zuverlässigkeitsbewertung im Rahmen einer multidisziplinären Optimierung geeignet ist. Hierzu muss das Modell ebenfalls mit mehrachsigen Spannungszuständen und inhomogenen Spannungsverteilungen zurechtkommen. Als Ausgangsbasis für die Modellentwicklung wurde der Weakest-Link-Ansatz, wie er bei [Nemeth2005] detailliert beschrieben ist, verwendet. Hierbei ergibt sich die Bauteilausfallwahrscheinlichkeit $P_{f,\text{comp}}$ durch Volumenintegration der Spannungsfunktion $g(\sigma)$:

$$P_{f,\text{comp}} = 1 - \exp\left(- \int_{V_{\text{comp}}} g(\sigma) dV\right) \quad (2-2)$$

Als Spannungsfunktionen wurden zunächst das PIA-Modell (**P**rinciple of **I**ndependent **A**ction) und das NSA-Modell (**N**ormal **S**tress **A**veraging) implementiert, siehe [Nemeth2005]. Zur Abbildung

des skalierbaren Größeneffektes wurde der Skalierungsexponent α auf den effektiven Volumenquotient angewandt:

$$P_{f,comp} = 1 - \exp\left(- \int_{V_{comp}} \bar{g}(\sigma) \left(\frac{V_{eff}}{V_0}\right)^\alpha \frac{1}{V_{eff}} dV\right) \quad \text{mit} \quad 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (2-3)$$

Das effektive Volumen V_{eff} ergibt sich analog zur klassischen Definition für spröde Werkstoffe durch die Volumenintegration des Spannungsquotienten [Munz1999]:

$$V_{eff} = \int_{V_{comp}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{max}}\right)^m dV \quad (2-4)$$

Durch die zuvor beschriebene Vorgehensweise ermöglicht sowohl die Berücksichtigung von mehrachsigen Spannungszuständen als auch eine gewichtete Berücksichtigung von geringer belasteten Bereichen. Darüber hinaus ist sichergestellt, dass das Modell keine Netzabhängigkeit direkt impliziert. Das Modell entspricht für $\alpha = 1$ genau der Weakest-Link-Formulierung für spröde Werkstoffe und zeigt für $\alpha = 0$ keinen Größeneffekt. Zwischen 0 und 1 kann der verringerte Größeneffekt direkt eingestellt werden. Zur Anwendung des entwickelten Zuverlässigkeitsmodells für Bauteilbewertungen wurde eine Postprozessorsoftware namens HYPRA entwickelt (siehe Abschnitt 2.1.2.2).

Für die Ermittlung der Modellparameter aus den zuvor beschriebenen werkstoffmechanischen Versuchen wurde zunächst die Entwicklung der Spannungsverteilung im Zugversuch für die drei verwendeten Probengeometrien mittels FEM berechnet und abgespeichert. Anschließend wurde mittels der Optimierungssoftware OptiSLang der Parametersatz identifiziert, der die bestmögliche Übereinstimmung zwischen den experimentell und numerisch ermittelten kumulativen Verteilungsfunktionen der drei Probengeometrien bildet, siehe Abbildung 7. Für ein Referenzvolumen von $V_0 = 125 \text{ mm}^3$ wurden folgende Parameter für die untersuchte γ -TiAl-Legierung identifiziert: $\sigma_0 = 453 \text{ MPa}$, $m = 31$ und $\alpha = 0.3$. Basierend auf den zuvor beschriebenen Ergebnissen der Ausfallwahrscheinlichkeit bei 6-Millionen Schwingspielen wurde σ_0 auf 413 MPa zur Abbildung des Ermüdungsverhaltens skaliert und für erste Bauteiloptimierungen verwendet.

Im Rahmen einer Monte Carlo Untersuchung zur Ausfallwahrscheinlichkeit einer Niederdruckturbinenschaufel zeigte sich, dass die zuvor beschriebenen lokal variierenden elastischen Eigenschaften zwar einen Einfluss auf die Ausfallwahrscheinlichkeit besitzen, Aufwand und Nutzen derzeit jedoch noch in keinem Verhältnis zueinander stehen. Aus diesem Grund wurden die lokal variierenden Eigenschaften in diesem Projekt nicht weiter berücksichtigt. Bei späteren Bauteilauslegungen sollten diese Einflüsse jedoch durch die Methoden der Robust Design Optimierung eingehender untersucht werden.

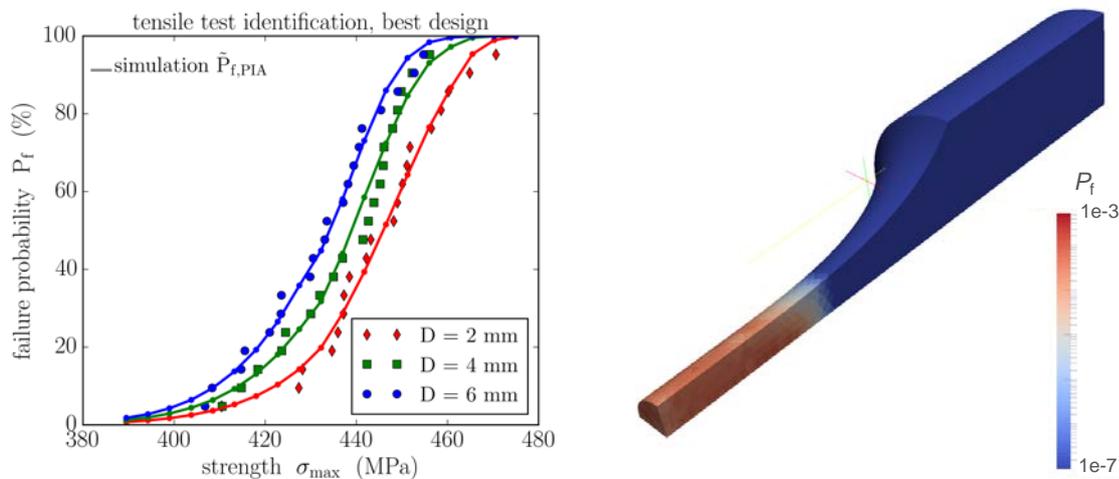


Abbildung 7: Vergleich der experimentellen und berechneten kumulativen Verteilungsfunktion des besten Parametersatzes (links) und Verteilung der lokalen Ausfallwahrscheinlichkeit im Achtelmodell einer Zugprobe (rechts).

Als Ergebnis dieses Arbeitspaketes steht erstmalig ein geeignetes Zuverlässigkeitsmodell für spröde Werkstoffe, eine effiziente Postprozessorsoftware zur Bauteilbewertung und entsprechende Modellparameter für die untersuchte γ -TiAl-Legierung zur Verfügung.

2.1.1.3. Mechanische Charakterisierung bauteilnaher Strukturen

Da die resultierende Mikrostruktur und Defektverteilung in einem Bauteil von den Erstarrungsbedingungen und thermischen Nachbehandlungen abhängt, wurden Plattenproben (195 mm x 36 mm x 2,3 mm) in Anlehnung an das Aspekt- und Größenverhältnis der Hinterkante einer Niederdruckturbinenschaufel vom Projektpartner Access hergestellt und das Festigkeitsverhalten beim DLR experimentell ermittelt. Die Plattenproben wurden im gegossenen und anschließend gehipten Zustand ohne weitere maschinelle Nachbearbeitung getestet. Vor dem Testen wurden die Proben jedoch geometrisch vermessen und die Geometrieabweichungen bei der Auswertung berücksichtigt. Zusätzlich zu den reinen Plattenproben wurden auch Proben mit seitlichen Kerben (Radius: $R = 6$ mm und $R = 10$ mm) untersucht. Für die Auswertung der Versuche wurden Finite Elemente Modelle erstellt, die die reale Geometrie der Proben inkl. Wölbung und Kerbversatz berücksichtigen. Die maximale im Versuch aufgetretene Last wurde in 26 einzelnen Lastschritten aufgebracht und die jeweiligen Spannungsverteilungen abgespeichert. Mit Hilfe der Optimierungssoftware OptiSLang konnte nun der Parametersatz des Zuverlässigkeitsmodells identifiziert werden, der die beste Übereinstimmung der experimentell und numerisch bestimmten Zuverlässigkeitswerte für alle drei Probengeometrien gleichzeitig aufweist. Abbildung 8 zeigt, dass das entwickelte Zuverlässigkeitsmodell das mechanische Verhalten der γ -TiAl Gusslegierung sehr gut abbilden kann. Folgende Modellparameter wurden für das Festigkeitsverhalten der Plattenstrukturen identifiziert: $\sigma_0 = 382$ MPa, $m = 28$ und $\alpha = 0.74$.

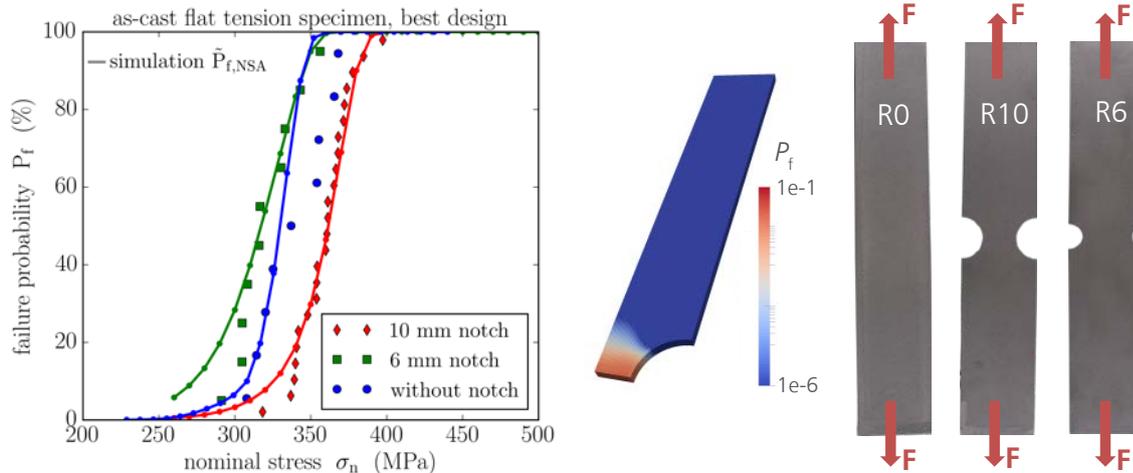


Abbildung 8: Vergleich der experimentellen und berechneten kumulativen Verteilungsfunktionen des besten Parametersatzes der Plattenproben (links), Verteilung der lokalen Ausfallwahrscheinlichkeit im Viertelmodell der Geometrie R10 (Mitte) und Darstellung der drei untersuchten Probengeometrien (rechts).

Darüber hinaus zeigte sich, dass die experimentellen Ergebnisse mit einem klassischen Versagenskriterium, z.B. von Mises-Kriterium in Kombination mit einer Normalverteilung der Festigkeit, nicht annähernd so gut beschrieben werden können, wie mit dem neu entwickelten Versagenskriterium. In Analogie zu den zuvor beschriebenen Auswertungen der Ermüdungsversuche an den Rundproben, konnte ebenfalls das Ermüdungsverhalten der Plattenproben bei 1-Million Schwingspielen durch Skalierung des Festigkeitswertes auf $\sigma_0 = 331\text{MPa}$ abgebildet werden.

Die aus den Plattenversuchen ermittelten Parameter des Zuverlässigkeitsmodells bilden somit das streuende Festigkeitsverhalten und den verringerten Größeneffekt der untersuchten γ -TiAl-Legierung ab und berücksichtigen hierbei auch die Einflüsse des Gießvorgangs. Bei der im Folgenden beschriebenen multidisziplinären Optimierung wurden die skalierten Modellparameter des Ermüdungsverhaltens der Plattenproben verwendet.

Literatur

- [Zhang2001] W. J. Zhang, B. V. Reddy und S. C. Deevi, Physical properties of TiAl-base alloys, Scripta Materialia, 45, 6, 645-651, 2001
- [Peters2002] M. Peters und C. Leyens, Titan und Titanlegierungen, Wiley-VCH Verlag, 3. Auflage, 2002
- [Padgett1995] W.J. Padgett, S.D. Durham, A.M. Mason, Weibull Analysis of the Strength of Carbon Fibers Using Linear and Power Law Models for the Length Effect, Journal of Composite Materials 29, 14: 1873-1884, 1995
- [Curtin1999] W.A. Curtin, Tensile Strength of Fiber-Reinforced Composites: III. Beyond the Traditional Weibull Model for Fiber Strengths, Journal of Composite Materials 34, 15: 1301-1332, 2000

- [Nemeth2005] N.N. Nemeth, O.M. Jadaan, J.P. Gyekenyesi, Lifetime Reliability Prediction of Ceramic Structures Under Transient Thermomechanical Loads, NASA/TP 2005-212505, 2005
[Munz1999] D. Munz, T. Fett, Ceramics: Mechanical Properties, Failure Behaviour, Materials Selection, Springer, 1999

2.1.2. Softwareweiterentwicklung

Im Rahmen des Projektes wurden verschiedene Skripte und Programme entwickelt bzw. weiterentwickelt. Die wesentlichen werden im Folgenden kurz erläutert.

2.1.2.1. Erweiterung des Generators zur automatischen Erstellung eines FE-Blatt-Modells

Die DLR Institute AT und BT arbeiten seit vielen Jahren auf dem Gebiet der Triebwerksentwicklung für die Luftfahrt zusammen. Für einen schnellen Austausch von Daten wurde ein Generator programmiert, der aus der aerodynamisch vorgegeben Blattgeometrie ein komplettes FE-Modell mit allen Lasten (Druckverteilung und Rotation) und notwendigen Randbedingungen erstellt. Wie in Abbildung 9 zu sehen ist, liegt die Trennfläche des alten Schaufelblattes (links) am Ende des Übergangsbereiches zwischen Blatt (blau) und Scheibe/Fuß (schwarz). Aufgrund der Inkompatibilität der FE-Netze werden diese über sogenannte „Multiple Point Constraints“ gekoppelt. Allerdings kann es in der Nähe dieser Koppelungsfläche zu falschen Ergebnissen kommen. Dies ist besonders unbefriedigend, da im Übergangsbereich die Belastung häufig grenzwertig ist. Aus diesem Grund wurde eine Erweiterung für den Generator programmiert, der die Koppelungsfläche vom kritischen Übergangsbereich in einen unkritischen Bereich verschiebt. Das Prinzip wird im rechten Bild gezeigt. Die Erweiterung ermöglicht eine freie radiale Verschiebung der Kontaktfläche. Außerdem kann in radialer Richtung die Anzahl der Elementebenen vorgegeben werden.

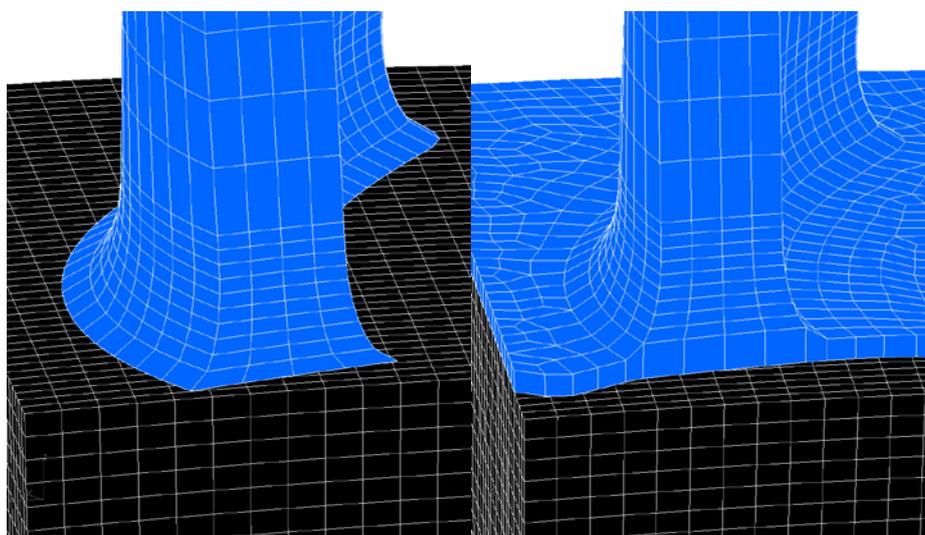


Abbildung 9: Altes FE-Modell (links) und neues FE-Modell (rechts) des Schaufelblattes.

2.1.2.2. Entwicklung des Zuverlässigkeits-Postprozessors HYPRA

Zur Anwendung des entwickelten Zuverlässigkeitsmodells (Abschnitt 2.1.1.2) für Bauteilbewertungen wurde eine Postprozessorsoftware namens HYPRA (**H**ybrid **P**robabilistic **A**nalysis) entwickelt und das Zuverlässigkeitsmodell implementiert. HYPRA besitzt Schnittstellen zu den Ergebnisausgaben der kommerziellen FEM-Programme ANSYS und PERMAS, so dass auf den Ergebnissen der strukturmechanischen Simulationen die Zuverlässigkeitsbewertung durchgeführt werden kann. Hierzu werden die Elementzusammenhänge, die Knotenpositionen sowie die Element- und Knotenlösungen importiert und die Bauteilausfallwahrscheinlichkeit entsprechend des zuvor beschriebenen Volumenintegrals berechnet. Anschließend wird die Verteilung der lokalen Ausfallwahrscheinlichkeit im VTK-Format zur Visualisierung der Ergebnisse abgespeichert. Je nach verwendeter Modellgröße werden für die Postprozessoranalyse nur wenige Sekunden bis Minuten Rechenzeit benötigt, wodurch auch dieser Postprozessor bestens zur Anwendung im Rahmen der angedachten multidisziplinären Optimierung geeignet ist.

2.1.2.3. Weiterentwicklung RCE

Im Bereich der Softwareentwicklung gab es die Aufgabe, das Integrationsframework RCE (Remote Control Environment) für den Aufbau der TATT-Prozesskette weiterzuentwickeln. Ein Großteil der Arbeiten konzentrierte sich auf die Integration der verschiedenen Simulationstools in RCE. In mehreren Arbeitstreffen wurden die Tools HYPRA, BladeGen, G3DMesh, GMC, Trace und Post, sowie der Optimierer AutoOpti vorgestellt und an SC übergeben. Auf Basis dieser Tools wurde ein Konzept zu einer generischen Integration von Tools in RCE erstellt und anschließend implementiert, siehe Abbildung 10. Durch diese generische Integration ist es möglich, beliebige kommandozeilenbasierte Tools mit Hilfe einer grafischen Oberfläche in RCE zu integrieren. Darüber hinaus ist es möglich, diese Tools in einem RCE-Netzwerk anderen Nutzern zur Verfügung zu stellen, ohne dass diese die Tools auf ihrem persönlichen Rechner installiert haben müssen. Von den jeweiligen Tools werden die Schnittstellen als In- und Outputs für die zu erstellende Komponente definiert und die integrierten Tools können in einem Workflow gekoppelt werden. Nach Fertigstellung der Implementierung wurden die bis dahin von AT und WF erhaltenen Tools erfolgreich in RCE integriert.

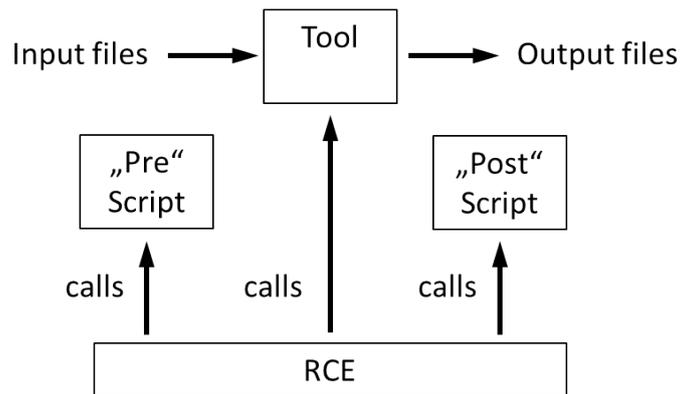


Abbildung 10: Tool-Integrations-Konzept.

Für Berechnungen auf einem Cluster innerhalb von Prozessketten, gibt es in RCE die Cluster-Komponente. Damit RCE effizient mit dem AT-Cluster arbeiten kann, wurde für die Cluster-Komponente ein weiteres Queuing-System (Torque) integriert.

Für die Optimierung der Prozesskette wurde entschieden, den Optimierer AutoOpti für die Bestimmung der Designwerte zu nutzen und dann verschiedene Instanzen von RCE aufzurufen. Um RCE aus AutoOpti heraus aufrufen zu können, wurde ein Batch-Modus in RCE integriert, welcher die Ausführung eines Workflows mittels Kommandozeilenaufruf ermöglicht. Später wurde dieser Batch-Modus noch erweitert, um ein robusteres Zusammenarbeiten mit AutoOpti zu ermöglichen. Konkret wurde eine Option eingefügt, die sicherstellt, dass Workflows und RCE in jedem Falle, also auch beim Ausfall eines Tools, beendet werden. Ansonsten kann es passieren, dass die Optimierung von AutoOpti wartet und hängen bleibt. Für den Aufbau der Kette wurde zunächst die RCE interne Optimierer-Komponente genutzt. Da im Projekt TATT eine multi-disziplinäre Optimierung ausgeführt wird, musste die bereits bestehende Optimierer-Komponente angepasst werden. Dabei sind neue Optimierungsalgorithmen und Möglichkeiten zur Erweiterung des Optimierers in RCE integriert worden.

Weiterhin wurde in RCE die Script-Komponente integriert, eine Workflow-Komponente zur Ausführung von benutzer-geschriebenen Skripten. Diese wird zur Metasteuerung der TATT-Prozesskette eingesetzt, z.B. zur Zusammenführung parallel laufender Teilprozessketten. Bei dieser Komponente wurde darauf geachtet, dass sie in einem automatisierten Workflow (im zuvor eingeführten Batch-Modus) ohne weitere Angaben externer Ressourcen lauffähig ist. Dies ist notwendig, da AutoOpti mehrere Instanzen des Workflows auf verschiedenen Rechenknoten startet und nicht garantiert werden kann, dass eventuell benötigte externe Ressourcen vorhanden oder immer über den gleichen Pfad erreichbar sind.

Eine weitere Verbesserung wurde zur Kommunikation zwischen der Workflow Engine und den Skripten in der Tool Integration sowie den Skripten aus der Script-Komponente eingeführt. Diese Script-API enthält u.a. Schnittstellen für eine bessere Steuerung von Workflows, sowie Methoden

zum Abrufen von Informationen aus dem Workflow. Außerdem wurde die Möglichkeit hinzugefügt, Variablen in Skripten über mehrere Komponentenaufrufe hinweg abzuspeichern. Diese Script-API, welche in der Script-Komponente und den Pre-/Post-Skripten der Toolintegration zum Einsatz kommt, wurde später noch um einige Methoden erweitert und robuster gestaltet. Darunter fällt auch eine Verbesserung der Ordnerstruktur, die erstellt wird, wenn integrierte Tools oder die Script-Komponente Dateien oder Ordner über Inputs erhalten, wie es in der TATT-Toolkette der Fall ist.

Im Laufe des Projekts wurden verschiedene Erweiterungen für die Robustheit von RCE, dem Handling von RCE und dem Erstellen von Workflows vorgenommen. Die neuen Anforderungen haben sich durch die praktische Nutzung von RCE in TATT und durch User Feedback ergeben. In der Oberfläche von RCE war das Handling von Workflows mit sehr vielen Komponenten und Verbindungen unübersichtlich, was im TATT Workflow, welcher sehr viele Komponenten und Verbindungen hat, zu erkennen war, siehe Abbildung 11. Dafür wurden neue Wege zum Ziehen und Löschen von Verbindungen eingeführt und die Ansicht auf die bestehenden Verbindungen optimiert. Auch an der Netzwerkschicht wurden diverse Verbesserungen durchgeführt.

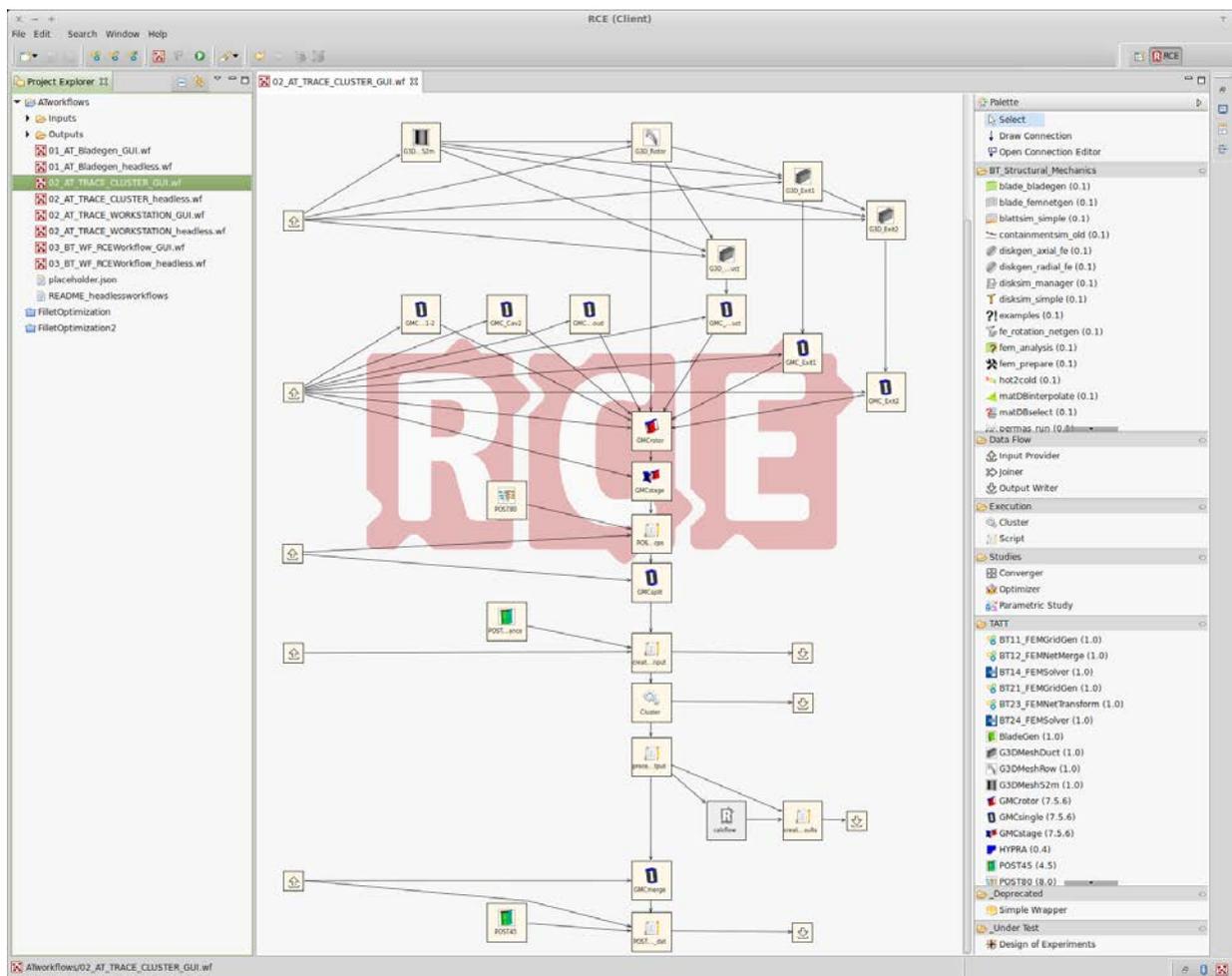


Abbildung 11: Die TATT-Prozesskette in RCE

2.1.3. Multidisziplinäre Optimierung einer Niederdruckturbinenschaufel aus TiAl

Die verschiedenen Tools, die aus Sicht der einzelnen Disziplinen notwendig für das Design einer Turbinenschaufel sind, müssen in eine gemeinsame Prozesskette integriert werden. Zur Kommunikation untereinander müssen Schnittstellen zwischen den einzelnen In- und Outputs der Programme definiert werden. Nachdem die Prozesskette stabil und automatisiert durchlaufen werden kann, kann diese in einen Optimierer verwendet werden. Im Folgenden ist der Designprozess am Beispiel einer konkreten Niederdruckturbinenschaufel dargestellt, beginnend bei den Spezifikationen, über die Zusammenstellung der multidisziplinären Prozesskette und den Optimierungsprozess bis hin zu einer ganzheitlich optimierten neuen Schaufelgeometrie.

2.1.3.1. Auslegung des Basisdesigns einer Niederdruck-Turbinenschaufel

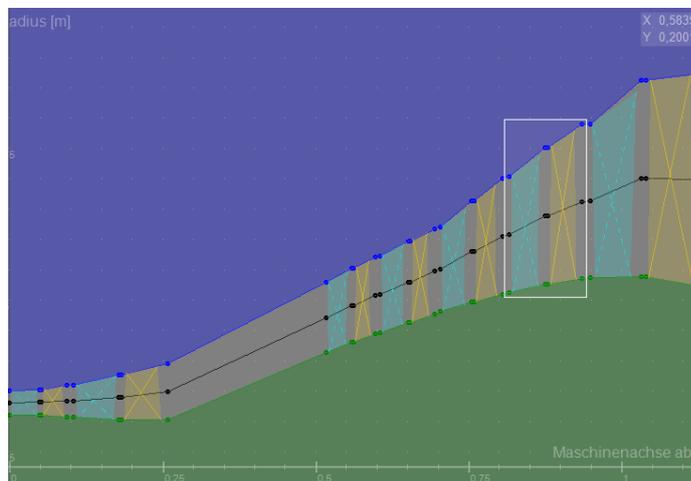
Da am Anfang des Projekts keine frei verfügbare, ungeschützte NDT-Schaufelgeometrie als Untersuchungsobjekt verfügbar war, musste zunächst eine vollständig neue Basisgeometrie generiert werden, die im Verlauf des Projektes als Ausgangsgeometrie für den Auslegungs- und Optimierungsprozess eingesetzt und getestet werden konnte. Von Vorteil ist dabei, dass die ganzheitliche Auslegung in den Händen der Projektpartner liegt, und somit notwendige und gewünschte Anpassungen am Design problemlos durchgeführt werden können. Außerdem sind die Schaufeleigenschaften und die zugrunde liegenden Designprinzipien vollständig bekannt und das Basisdesign sowie die optimierten Designs unterliegen keinen industriellen Geheimhaltungsvorschriften oder patentrechtlichen Beschränkungen, wodurch eine Veröffentlichung im Sinne des Open Access ermöglicht wird.

Bei der Auslegung mit dem Vorauslegungsprogramm PrEDiCT (Performance Prediction and Early Design Code for axial Turbines) [Krumme2016], welches beim DLR in der Turbinenabteilung entwickelt wurde, wurde darauf geachtet, dass die Geometrie für ein übliches High Bypass Ratio (BPR) Triebwerk geeignet ist. Die Randdaten für die Vorauslegung sind:

- 2-wellige Turbinenauslegung mit gegenläufigen Wellen
- Massendurchsatz, Drehzahlen und Hochdruckturbinen (HDT)-Eintrittsradius orientiert an großen 2-welligen Triebwerken mit $BPR \approx 10$
- HDT Eintrittsdruck ungefähr passend zu high altitude Bedingungen, d. h. der Betriebspunkt im Reiseflug
- Leistungsabgaben von Hochdruck- und Niederdruckwelle angelehnt an den projektierten Triebwerkstyp
- 5 Stufen für NDT
- Frei endende Schaufeln in der HDT, Deckband an den NDT Schaufeln

Zunächst wurde die komplette Hoch- und Niederdruck-Turbinensektion der Gasturbine in einem 1D Vorauslegungsprozess berechnet. Dabei wurden die Kontur des Strömungskanals sowie

grundlegende Eigenschaften der Schaufeln, wie z.B. Zu- und Abströmwinkel, Sehnenlänge und Staffelungswinkel, so bestimmt, dass die Vorgaben eingehalten werden. Abbildung 12 zeigt die komplette Gasturbine im axial-radialen Querschnitt.



Hochdruckwelle	Niederdruckwelle
Leistung = 26 MW	Leistung = 35 MW
RPM = 12.000 U/min	RPM = 5.000 U/min
Massenstrom 60 kg/s	

Abbildung 12: Vorauslegung der vollständigen Turbinensektion (axial-radiale Schnittdarstellung).

Für die weiteren Untersuchungen wurde die 4. Niederdruckturbinen-Stufe ausgewählt (in Abbildung 12 weiß umrandet), da diese als typische, möglichst allgemeingültige mittlere Niederdruckturbinenstufe angesehen werden kann, die ohne signifikante Beeinflussung der für dieses Projekt irrelevanten Hochdruckturbinen, des Übergangs zwischen Hoch- und Niederdruckturbinen sowie des Turbinenaustrittsdrucks ist. Zur weiteren Verfeinerung dieser Stufe wurden die Profilformen des Stators und Rotors in verschiedenen Höhen mit dem blade-to-blade Code MISES detailliert. Dabei wurde auf dünne Profile und Konturen, wie sie üblicherweise in Niederdruckturbinen eingesetzt werden, geachtet. Die Profile wurden so ausgelegt, dass die gewünschte Umlenkung und Beschleunigung bei geringen Verlusten erreicht werden kann.

Schließlich wurden die einzelnen Profile zu einer dreidimensionalen, gewundenen Schaufel gefädelt und mit Details wie dem Deckband und den fließenden Übergängen, den sogenannten Fillets, zwischen Schaufelblatt und Schaufelfuß sowie zwischen Schaufelblatt und Deckband ergänzt. Außerdem wurden Leckagegeometrien der Stufe hinzugefügt und ein generischer Schaufelfuß für die Rotorschaukel generiert. Die so erzeugte Ausgangsgeometrie der Rotorschaukel sowie das Berechnungsmodell der 4. NDT-Stufe ist in Abbildung 13 dargestellt.

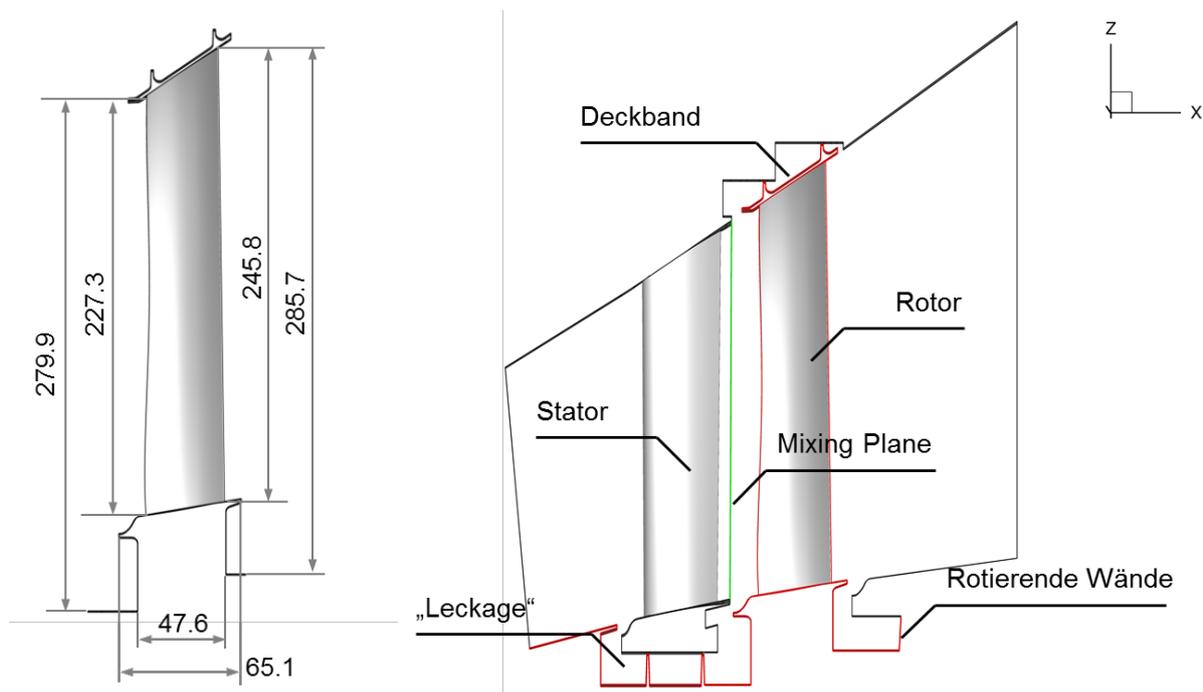


Abbildung 13: Geometrie der Basis-Rotorschaukel (Maße in mm) sowie der Berechnungsmodell 4. NDT Stufe.

Für dieses detaillierte Stufenmodell konnte die realistische Strömung simuliert und dadurch die realen Kennwerte für das Ausgangsdesign bestimmt werden. Dafür wurde der vom DLR Institut für Antriebstechnik entwickelte Turbomaschinen Computational Fluid Dynamics (CFD) Code TRACE (Turbomachinery Research Aerodynamics Computational Environment) [Becker2010] verwendet, der bereits mehrfach validiert wurde und auch in der Triebwerksindustrie eingesetzt wird. Die charakteristischen Größen der Rotorschaukel sowie die wesentlichen Kennwerte der NDT Stufe sind in Tabelle 2 aufgelistet.

Tabelle 2: Größen und Kennwerte der Ausgangsturbinenstufe.

Rotorschaukel	4. NDT Stufe
Deckband mit 2 seals	84 Statorschaufeln
Naben-Sehnenlänge 44,12 mm	124 Rotorschaukeln
Gehäuse-Sehnenlänge 61,28 mm	Wirkungsgrad 90,2 %
Naben-Hinterkantendicke 0.75 mm	Leistung 5,283 MW
Gehäuse-Hinterkantendicke 0.70 mm	Massenstrom 53,342 kg/s
Umlenkwinkel 52,5 °	Totaldruck-Verhältnis 1,687

Für die stationäre, d. h. zeitlich gemittelte Strömungsberechnung wurden die Randbedingungen, wie sie in der Vorauslegung ermittelt wurden, vorgegeben. Das strukturierte Multiblock-Berechnungsgebiet der Stufe setzt sich insgesamt aus ca. 2,7 Mio Zellen zusammen. Zwischen den rotierenden und den stationären Teilen der Stufe wurden mixing planes verwendet (s. Abbildung 13), die die umfangsgemittelten thermodynamischen Größen an den angrenzenden Block übergeben. An den Endwänden wurden Wandfunktionen angewendet, an den Schaufeloberflächen wurden die Grenzschichten vollständig aufgelöst. Zur Turbulenzberechnung wurde das $k-\omega$ Modell von Wilcox [Wilcox1994] verwendet und dabei die Transition mit dem $\gamma-Re_\theta$ Modell von Menter [Menter2006] berücksichtigt. Die Berechnung erfolgte auf einem Knoten des high performance computing (HPC)-Clusters des Institut für Antriebstechnik. Dabei wurden 48 parallele Threads verwendet und die Berechnung konvergierte innerhalb von 7 Stunden.

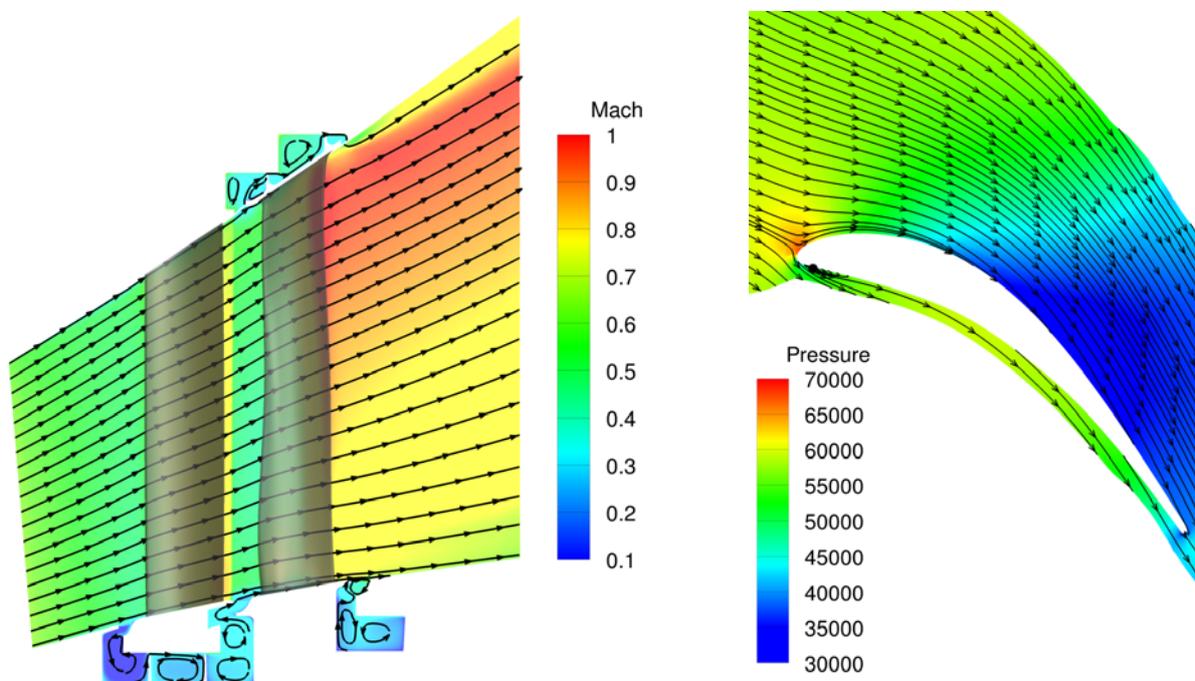


Abbildung 14: Schnitt durch die Simulationslösung des Ausgangsdesigns und entlang des Mittenschnittprofils des Rotors.

Abbildung 14 zeigt einen Schnitt durch das berechnete Strömungsgebiet. Vorteilhaft an der Turbinenstufe ist, dass das Fluid die Turbinenstufe im Wesentlichen gleichmäßig und ohne Ablösung, d. h. mit geringen Leistungseinbußen, in Meridionalrichtung durchströmt. Dies ist insofern bedeutend, dass die Stufe alleine aus niederdimensionalen Vorauslegungsprogrammen erstellt wurde, ohne dass auf dreidimensionale Effekte detailliert Rücksicht genommen wurde. Somit weist bereits die Ausgangsgeometrie ein grundsätzlich zufriedenstellendes Design aus Sicht der Aerodynamik und hinsichtlich der Leistungsbetrachtung auf. Die rechte Darstellung in Abbildung 14 zeigt die Durchströmung durch die Rotorschaufelpassage im Mittenschnitt.

2.1.3.2. Multidisziplinäre Prozesskette

Für die vollständige Analyse des Ausgangsdesigns und neuer Schaufelgeometrien wurde eine komplexe multidisziplinäre Prozesskette unter Beteiligung aller Projektpartner entworfen. Die Prozesskette enthält die Geometrieerzeugung, Überprüfung der Gießbarkeit, Strömungsberechnung (TRACE) und Bestimmung des Wirkungsgrades, Strukturanalyse und Bestimmung der Materialspannungen (PERMAS) sowie Abschätzung der Ausfallwahrscheinlichkeit (HYPRAs, s. Kapitel 2.1.1.2). Damit die Prozesskette in der Optimierung eingesetzt werden kann muss diese automatisiert, stabil und fehlerresistent auch bei ungewöhnlichen Geometrieformen durchlaufen werden können. Mittels Skripte wurden die Ausgabedaten eines Prozesses in das Eingabeformat des jeweils nachfolgenden Prozesses transferiert und die Prozesse automatisch gestartet und überwacht. Abbildung 15 zeigt die komplette multidisziplinäre Prozesskette. Die Einzelheiten der Struktursimulation und der Lebensdauer-Berechnung werden in den nachfolgenden Kapiteln detaillierter dargestellt.

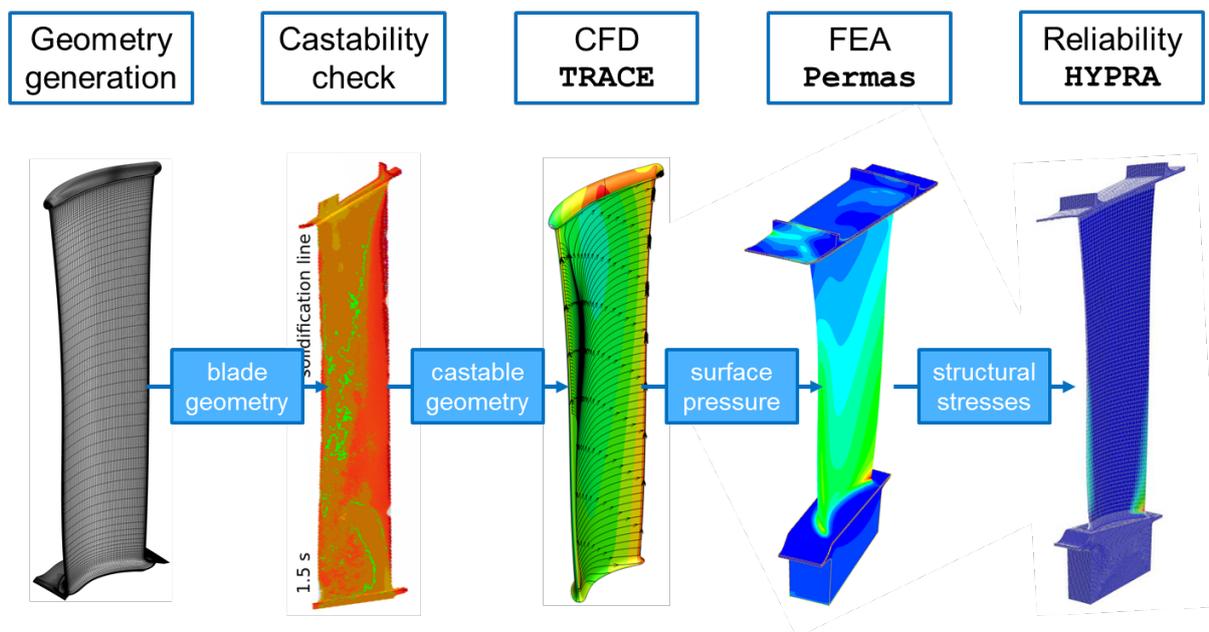


Abbildung 15: Multidisziplinäre Prozesskette

Da die Programme, welche für die unterschiedlichen Analysen notwendig sind, hoch spezialisiert und nur auf den Computing-Ressourcen des jeweiligen Projektpartners verfügbar sind, verteilt sich die komplette Prozesskette über das Wide Area Network des DLR. Zur Erstellung der Prozesskette wurde das Remote Component Environment (RCE) vom DLR verwendet (s. Kapitel 2.1.2.3). Diese Umgebung ermöglicht den Zugriff auf die dezentral verfügbaren Einzelprozessmodule und kann diese zu einem Gesamtprozess zusammenfassen. Abbildung 16 zeigt auf welchen Ressourcen die Analyse der Teildisziplin durchgeführt wurde und dementsprechend in RCE integriert werden musste.

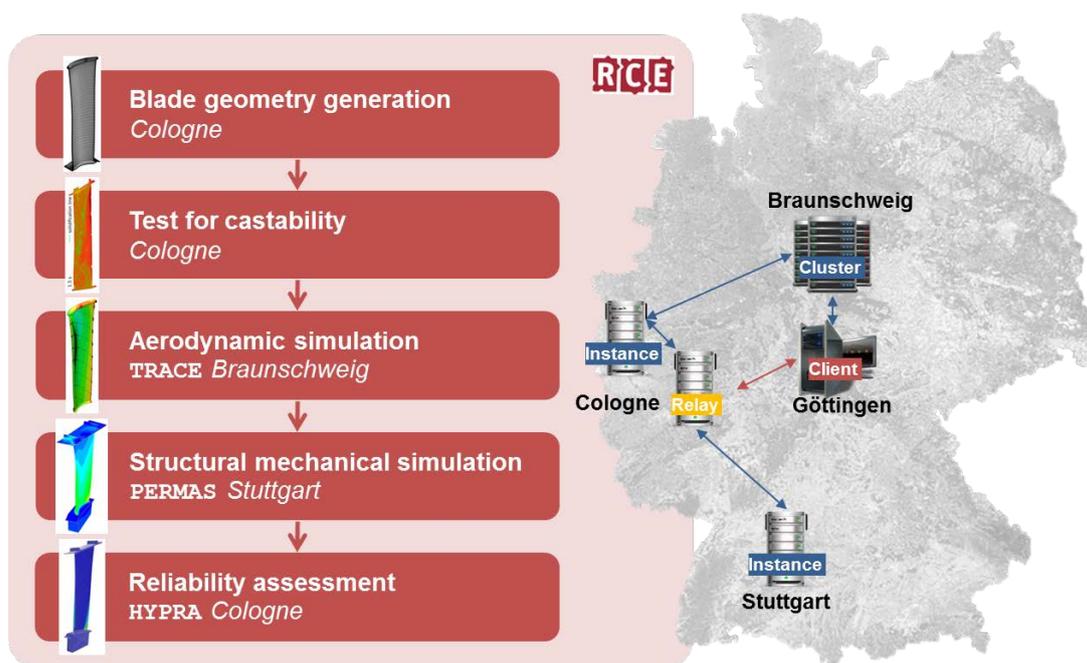


Abbildung 16: Prozessverteilung in RCE zur Analyse einer Geometrie in der jeweiligen Teildisziplin.

Es wurde ein Relay-Knoten installiert, der die Verbindungen zu allen anderen Ressourcen im Netz aufbaut und aufrecht erhält. Zum Aufbau einer eigenen Prozesskette in RCE oder zum Monitoring einer laufenden Prozesskette kann ein Client ebenfalls eine Verbindung zum Relay herstellen und damit Zugang zu allen im Netz verfügbaren Modulen erhalten. Im aktuellen Projekt befindet sich der Relay Knoten auf der TATT Workstation in Köln. Dort wurden ebenfalls die Programme zur Geometrieerzeugung, zur Gießbarkeitsüberprüfung, zum Pre- und Post-Processing der CFD-Simulationen sowie zur Bestimmung der Ausfallwahrscheinlichkeit installiert. Auf dem HPC Cluster in Braunschweig wurden die CFD Berechnungen durchgeführt. In Stuttgart wurden die strukturmechanischen Simulationen mit dem FEA Löser PERMAS durchgeführt.

Die Gesamtprozesskette wurde zur besseren Steuerung in 3 Teil-Prozessketten aufgeteilt. Die erste Teil-Prozesskette erzeugt die Schaufelgeometrie, prüft die Gießbarkeit der Geometrie und schätzt ab, ob eine FEA Berechnung mit dieser Geometrie erfolgreich durchgeführt werden kann. Der letzte Schritt dient der Steigerung der Optimierungseffizienz. Der aufwändigste Prozess in der Gesamtprozesskette ist die CFD Simulation. Der Prozesslogik folgend erfolgt anschließend die strukturmechanische Berechnung mit der aus der CFD Simulation berechneten Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche. Die vorangestellte schnelle Überprüfung, ob der FEA Löser mit dem automatisch generierten FE Netz valide Ergebnisse berechnet, dient dazu, unnötig aufwendige CFD Simulationen zu vermeiden. Die Gesamtprozesskette kann im Fall eines schlechten, degenerierten FE Netzes vorzeitig abgebrochen werden und die nächste Konfiguration analysiert werden. Abbildung 17 zeigt den Aufbau der ersten Teilprozesskette in RCE.

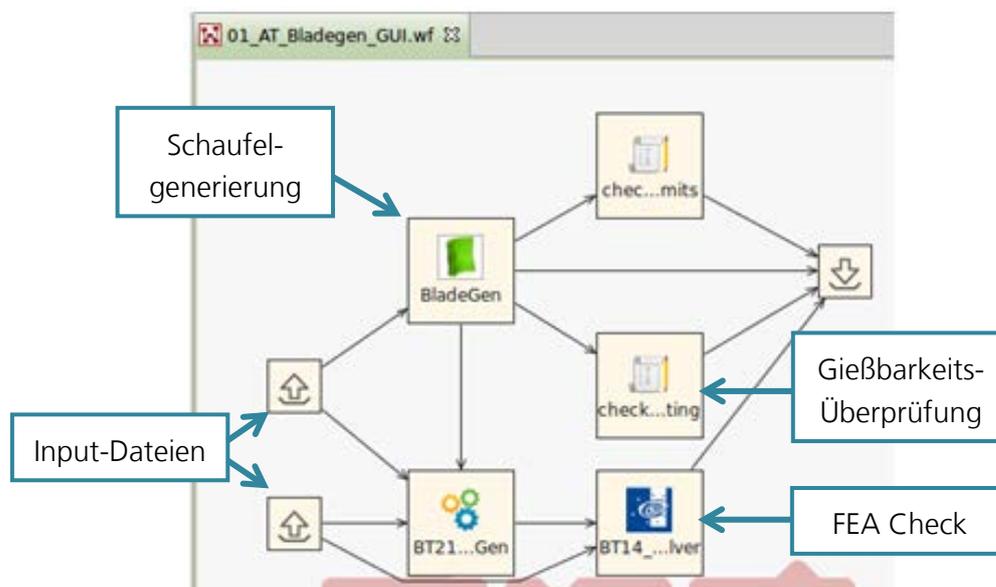


Abbildung 17: Erste Teilprozesskette: Schaufelgenerierung, Gießbarkeitsüberprüfung, Check der Lauffähigkeit der FEA-Simulation.

Neue Schaufelgeometrien wurden mit dem Programm BladeGen [Voß2008], welches vom DLR Institut für Antriebstechnik entwickelt wurde, erstellt. Das Programm ermöglicht eine Parametrisierung der Schaufelgeometrie, wodurch unterschiedliche Programme auf die selbe Geometrie zurückgreifen können, die jedoch unterschiedlich hoch aufgelöst sein kann. Im Vergleich zur FEA Berechnung benötigt die CFD Simulation eine höhere Auflösung an der Schaufelgeometrie, um z.B. auch Grenzschichteffekte der Strömung berücksichtigen zu können.

Wesentliche Parameter der Schaufel-Parametrisierung sind in Abbildung 18 dargestellt. Dies umfasst die Vorder- und Hinterkantendicke, der Metallwinkel an der Vorder- und Hinterkante und den Staffelungswinkel. Die Profilkontur an der Druck- und Saugseite wird über eine Spline repräsentiert, bei der die De Boor Punkte – die Basispunkte der Spline – ebenfalls parametrisiert sind. Insgesamt wird jedes Profil mit 28 Parametern beschrieben. Die Schaufel besteht aus insgesamt 5 Profilen in den relativen Schaufelhöhen 0 %, 20 %, 50 %, 80 % und 100 %. Das Fädeln der Profile in radialer Richtung wird mit 14 weiteren Parametern beschrieben. Durch die Fädelung werden verdrehte und geneigte Schauffelformen ermöglicht.

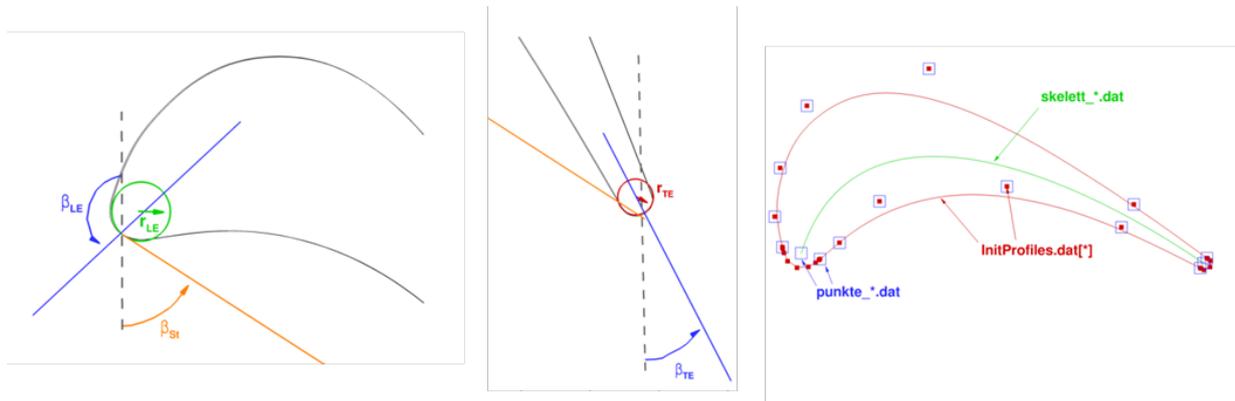


Abbildung 18: Parametrisierung der Schaufelgeometrie. Links: Metallwinkel und Dicke der Vorderkante sowie Staffelungswinkel, Mitte: Hinterkanten-Dicke und -Metallwinkel, rechts: De Boor Punkte der Spline-Repräsentation von Saug- und Druckseite.

Die Gießbarkeit wurde anhand der Einhaltung geometrischer Limits überprüft. Die Gießbarkeit, d. h. die Sicherstellung der vollständigen Formfüllung der Geometrie, wird üblicherweise anhand von Test-Gießprozessen ermittelt, was einen hohen materiellen, personellen und zeitlichen Aufwand erfordert. Der Projektpartner Access entwickelt eine Software, mit der der Gießprozess simuliert werden kann und dadurch auch die Gießbarkeit verifiziert werden kann. Diese zeitaufgelöste Simulation benötigt im Schnitt eine Woche für die Berechnung. Für die multi-disziplinäre Optimierung ist die Dauer der Gießsimulation mehrere Größenordnungen höher als die der ebenfalls aufwändigen CFD Simulation. Die unterschiedliche Skalierung macht es ineffizient, für jede, während der Optimierung erzeugte Schaufelgeometrie eine Gießsimulation durchzuführen.

Daher wurde vom Projektpartner Access eine Parameterstudie durchgeführt, in der die Geometrieparameter untersucht wurden, die relevant für einen erfolgreichen Gießprozess (d. h. weniger als 50 % Ausschuss) sind. Details zu der Studie sind im Abschlussbericht des Projektpartners erläutert. Die wesentlichen Parameter betreffen die Hinterkante, dessen Geometrie kritisch für die vollständige Formfüllung ist. Es wurde festgestellt, dass die Profil-Parallelität x_{para} kleiner als 8 mm sein sollte und die Hinterkantendicke d_{TE} mindestens 1,25 mm breit sein sollte (s. Abbildung 19).

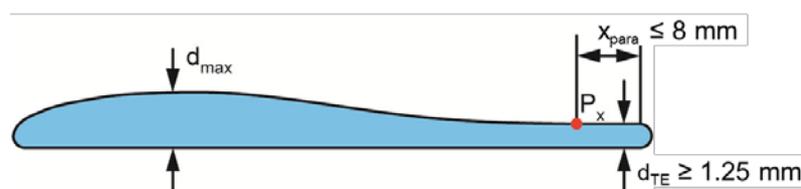


Abbildung 19: Geometrische Limits für einen erfolgreichen Gießprozess.

Die Überprüfung dieser Limits kann direkt nach der Schaufelgenerierung durchgeführt werden, weshalb die Gießbarkeitsüberprüfung auch im ersten Teilprozess integriert wurde. Auch wenn die Überprüfung der Gießbarkeit hier zum Zwecke eines effizienten Optimierungsverlaufs lediglich mit Hilfe von Parameterlimits modelliert wurde, so bietet sie doch eine zufriedenstellende Lösung, um auch fertigungsrelevante Aspekte bereits während der multidisziplinären Optimierung berücksichtigen zu können. Nach der Optimierung wurde die endgültige Überprüfung der Gießbarkeit der optimierten Schaufelgeometrien anhand der aufwändigen Gießsimulation und teilweise sogar durch einen Abguss der Geometrie verifiziert.

Die zweite Teilprozesskette umfasst die Vorbereitung (Meshing und Pre-Processing), die Durchführung (CFD Cluster in Braunschweig) und die Auswertung (Post-Processing) der Strömungssimulation. Abbildung 20 zeigt die Teilprozesskette, wie sie in RCE aufgestellt wurde. Hierfür wurden eigene Module in RCE erstellt, die die einzelnen Programme ansteuern.

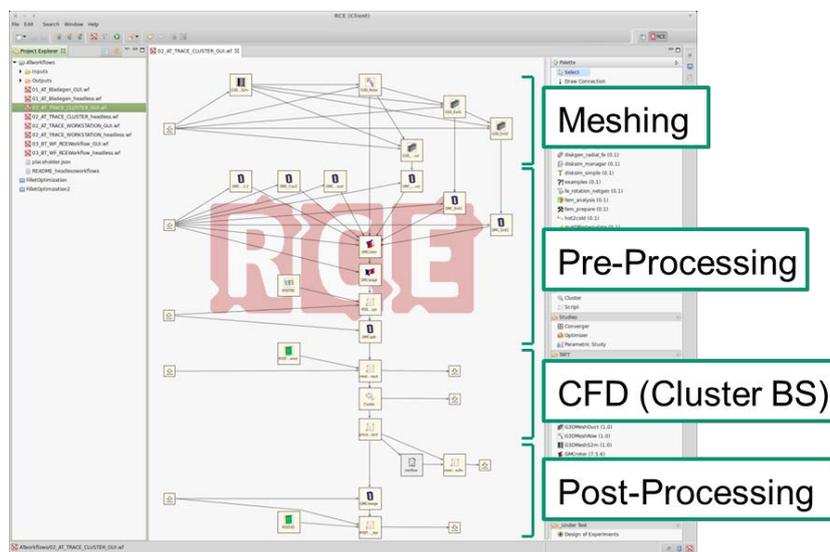


Abbildung 20: Zweite Teilprozesskette: Vorbereitung, Durchführung und Auswertung der CFD Simulation.

Für die Vernetzung wurde das vom DLR Institut für Antriebstechnik entwickelte Programm G3DHexa [Weber 2012] verwendet. Die CFD Simulation wurde mit dem Pre-Processor GMC, welches von MTU entwickelt wurde, vorbereitet. Damit wurden das Turbulenzmodell, die Randbedingungen und die Strömungs-Initialisierung definiert. Die CFD Simulation wurde anschließend mit einem Cluster-Modul, welches speziell für dieses Projekt von DLR Simulations- und Softwaretechnik entwickelt wurde, gestartet. Das Modul kopiert die Daten auf den HPC, setzt die Simulation als Job in die Berechnungs-Queue des Clusters ab, überprüft den Status des Jobs, und lädt die Daten nach Beendigung des Jobs automatisch vom HPC herunter. Die CFD Simulation wurde, wie bereits oben erläutert mit TRACE durchgeführt. Schließlich wurde die Strömungslösung mit POST ausgewertet. Die wesentlichen Ergebnisgrößen sind der isentrope Wirkungsgrad η_{is} der Turbine und der Stufe sowie der Massenfluss durch die Turbine und die

Leistungsabgabe. Für die anschließende FEA Simulation wurden außerdem die Drücke auf der Schaufeloberfläche extrahiert und dem folgenden Teilprozess zur Verfügung gestellt.

Die dritte und letzte Teilprozesskette berechnet die Spannungen im Bauteil und die Versagenswahrscheinlichkeit der einzelnen Schaufelkonfigurationen (Abbildung 21). Basierend auf der parametrisierten Schaufelgeometrie und der Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche wird das FEA Modell für PERMAS vorbereitet. Dies beinhaltet auch den Schaufelfuß sowie die parametrisch variable Umfangspositionierung des Deckbandes. Für jede neue Blattgeometrie wird vor der eigentlichen strukturmechanischen Analyse noch eine sogenannte Hot-to-Cold Transformation durchgeführt. Die von der Aerodynamik erzeugte Blattgeometrie entspricht der „heißen“, unter Last stehenden, Geometrie. Mittels eines iterativen Verfahrens kann die „kalte“ unbelastete Geometrie ermittelt werden. Auf Basis dieser „kalten“ unbelasteten Geometrie wird dann die strukturmechanische FE-Analyse durchgeführt. Diese liefert die Materialspannungen in der Schaufel, im Schaufelfuß und im Deckband. Üblicherweise werden die Maximalspannungen mit den Dehngrenzen des Materials verglichen, um das Versagen eines Bauteils bewerten zu können. In diesem Projekt erfolgte allerdings die Bewertung anhand einer Abschätzung der Versagenswahrscheinlichkeit, die auf Basis der statischen Schaufelblattspannungen mit dem Programm HYPRA ermittelt wurde. Als Ergebnis der Teilprozesskette werden die maximale Materialspannung σ_{\max} und die Ausfallwahrscheinlichkeit P_f der aktuellen Schaufelgeometrie an den Gesamtprozess zurückgegeben.

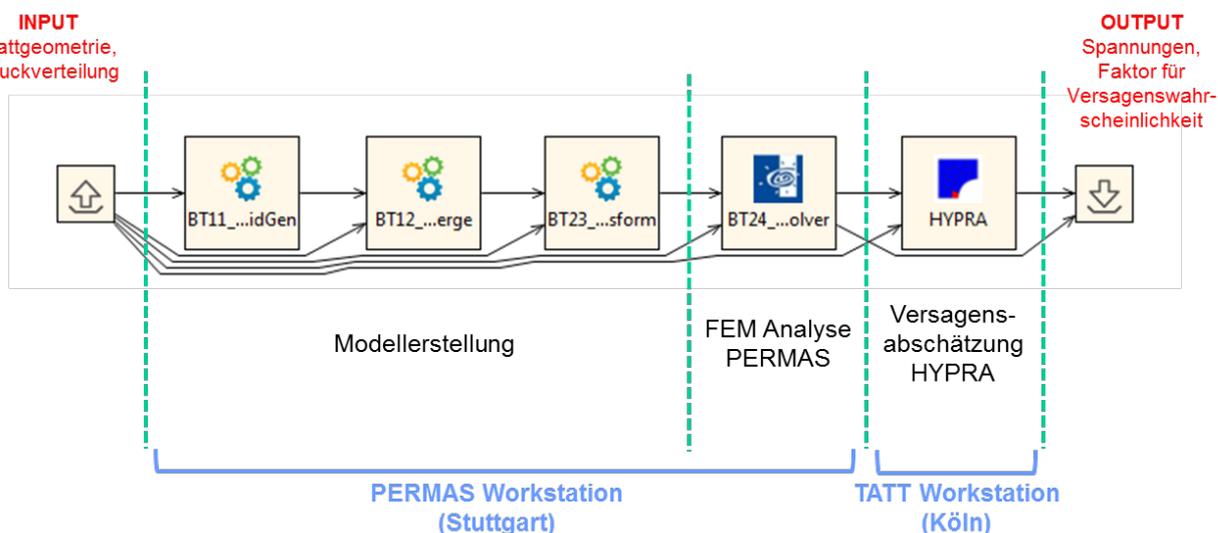


Abbildung 21: Dritte Teilprozesskette: FEA Analyse und Lebensdauerberechnung.

2.1.3.3. Multidisziplinäre Analyse des Ausgangsdesigns

Die multidisziplinäre Prozesskette wurde außerhalb der Optimierung anhand des Ausgangsdesigns aufgestellt und getestet. Ziel war es, ein Benchmark für die anschließenden Optimierungen zu erhalten und kritische Design-Merkmale bereits im Vorfeld zu identifizieren. Die Ergebnisse sind in Abbildung 22 dargestellt. Für die vorausgelegte Ausgangsgeometrie ergibt sich ein Wirkungsgrad von 90,2 %. Ursächlich für die Leistungsminderung sind Rückströmungen und die damit einhergehenden Wirbelstrukturen. In der linken Abbildung sind die Verläufe der Stromlinien zusammen mit den rot dargestellten Rückströmgebieten dargestellt, die an der druckseitigen Vorderkante auftreten. Die Rückströmgebiete wurden mit Hilfe der negativen Wandschubspannungen detektiert. Durch geeignete Anpassung der Schaufelprofilform können diese Gebiete minimiert und dadurch der Wirkungsgrad gesteigert werden. Weiterhin ergaben sich maximale Materialspannungen in Höhe von 473 MPa. Die zulässige Grenzspannung für Titanaluminid wurde, aufbauend auf den zuvor beschriebenen werkstoffmechanischen Versuchen, auf 290 MPa festgelegt und liegt somit unterhalb der berechneten Spannungen. Demzufolge beträgt auch die Ausfallwahrscheinlichkeit der Geometrie 100 %. Kritisch ist dabei der Übergang der Schaufel zum Schaufelfuß (hub-fillet) als auch der Bereich an der Hinterkante nahe des Schaufelfußes, die insgesamt zu klein dimensioniert wurden. Die Gießbarkeit kann ebenfalls nicht gewährleistet werden, da die erforderliche Mindestdicke der Hinterkante bei der Ausgangsgeometrie nicht eingehalten wurde. Das Ausgangsdesign wurde zusätzlich in einem realen Gussprozess hergestellt und weist Defekte an der Hinterkante auf, was die Gießbarkeits-Abschätzung über die Limitierung der Hinterkantengeometrie unterstützt.

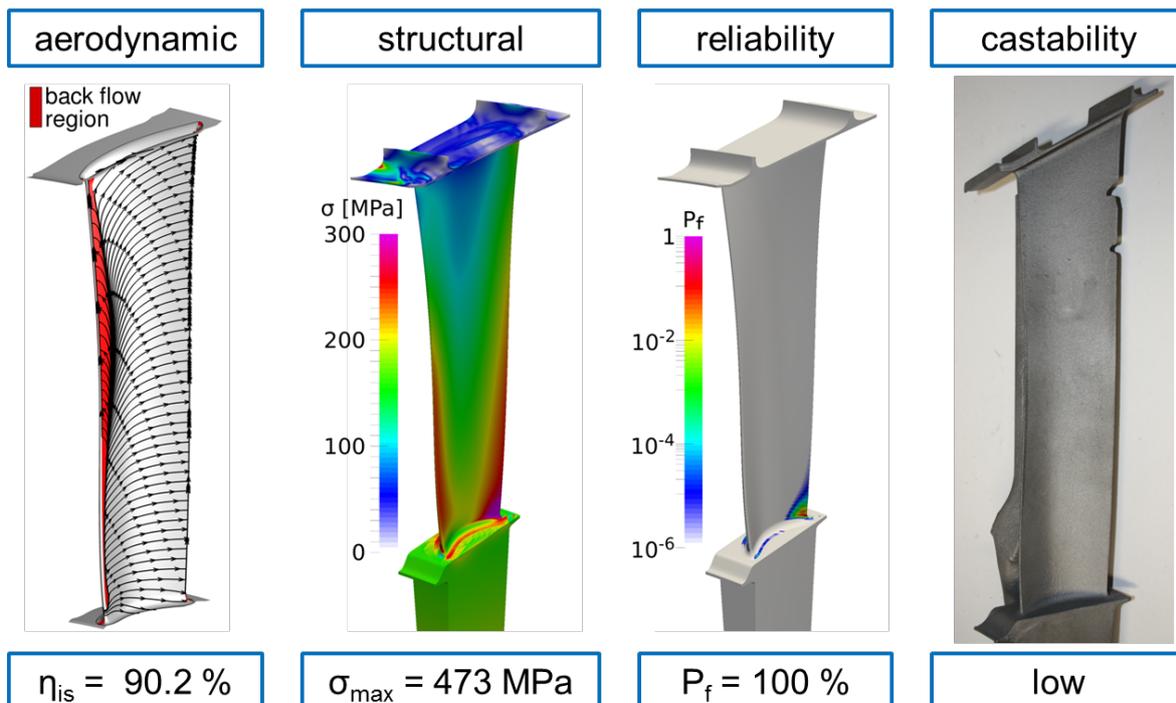


Abbildung 22: Multidisziplinäre Analyse des Ausgangsdesigns.

2.1.3.4. Aerodynamische Optimierung und multidisziplinäre Auswertung

Vor der eigentlichen multidisziplinären Optimierung wurde, in einer Voruntersuchung, eine rein aerodynamische Optimierung durchgeführt. Das Ausgangsdesign sollte einen ersten Benchmark für die ganzheitliche Optimierung liefern, wohingegen die rein aerodynamische Optimierung einen neuen Benchmark bezüglich des Turbinenwirkungsgrades liefern soll. Die Schaufelgeometrie wurde hinsichtlich nur einer Zielfunktion, nämlich der Maximierung des isentropen Turbinenwirkungsgrades, optimiert. Als Randbedingungen wurde eine erfolgreiche Strömungssimulation, d.h. eine konvergierte CFD Lösung, eine Abweichung des Massenflusses von unter 0,1 % in Bezug auf das Ausgangsdesign sowie eine Limitierung der minimalen Vorderkantendicke festgesetzt. Die Bedingung an die Vorderkantendicke ergibt sich daraus, dass nur ein Betriebspunkt berechnet wird, für den eine spitze Vorderkante optimal ist. Da jedoch eine Turbine mehrere Betriebspunkte im Verlauf eines Fluges durchfährt, sollten die Wirkungsgrade der anderen Betriebspunkte nicht zu stark durch eine auf einen Punkt fokussierte Optimierung verschlechtert werden. Eine dickere Vorderkante reduziert generell die Sensitivität der Geometrie auf die Zuströmrichtung, ohne zu starke Einbußen auf den Wirkungsgrad zu bewirken.

Für die automatische Optimierung wurde das vom DLR Institut für Antriebstechnik entwickelte Programm AutoOpti verwendet [Voß2006]. Dieses ist ein automatischer Mehrziel-Optimierer, der zum einen genetische Algorithmen einsetzt, um neue Schaufelgeometrie-Konfigurationen, sogenannte Member, zu generieren. Diese Member werden basierend auf den besten, bereits erfolgreich gerechneten Konfigurationen erstellt, indem einzelne Parameter leicht verändert werden. Zum anderen verwendet AutoOpti Metamodelle [Voß2014]. Das sind mathematische Ersatzmodelle für die Prozesskette, die die Abhängigkeit der Zielfunktion und der Randbedingungen von den Parametern modellieren. Somit stellen die Metamodelle eine mathematische Antwortfläche über den Parameterraum hinsichtlich der Zielfunktionen und Randbedingungen dar. Als Metamodell wird in diesem Projekt das Kriging Ersatzmodell verwendet. Auf den mathematischen Ersatzmodellen wird eine Metamodell-Optimierung durchgeführt, um den optimalen Member für das Ersatzmodell zu erhalten. Da die Metamodelle nur eine mathematische Abbildung der Zielfunktionen von den Parametern ist, ist die Metamodell-Optimierung viel schneller als diejenige, bei der die tatsächliche Prozesskette durchlaufen werden muss. Andererseits liefern die Metamodelle nur erfolgsversprechende Member. Die vom Metamodell optimierten Member werden daher als neu generierte Member dem Hauptprozess zur Verfügung gestellt und müssen somit zur Überprüfung der tatsächlichen Zielwerte ebenfalls die gesamte Prozesskette durchlaufen.

Die genetischen Algorithmen sind sehr schnell in der Generierung neuer Member, da diese lediglich durch Mutation vorhergehender Member entstehen. Andererseits ist die Erfolgsrate, neue bessere Member zu finden, bei dieser Methode nicht sehr hoch, weshalb die Optimierung nur langsam voranschreitet. Metamodelle müssen anhand der Datenbasis zunächst ressourcenintensiv trainiert werden. Wenn neue Member der Datenbasis hinzugefügt werden, wird das

Training erneut gestartet, was mit Vergrößerung der Datenbasis zunehmend aufwändiger wird. Somit geschieht die Generierung neuer Member hier viel langsamer als bei den genetischen Algorithmen. Andererseits sind die Member, die mit Metamodellen generiert wurden, auch erfolgsversprechender, was das Finden besserer Konfigurationen betrifft. Daher schreitet die Optimierung selbst zügiger voran. Generell empfiehlt es sich, bei nur einer Zielfunktion, wie es bei der aerodynamischen Optimierung der Fall ist, am Anfang einer Optimierung die genetischen Algorithmen zu verwenden. Bei mehreren Zielfunktionen und Randbedingungen, wie bei der späteren multidisziplinären Optimierung, können die Metamodelle eingeschaltet werden, sobald die Datenbank ausreichend viele Member enthält.

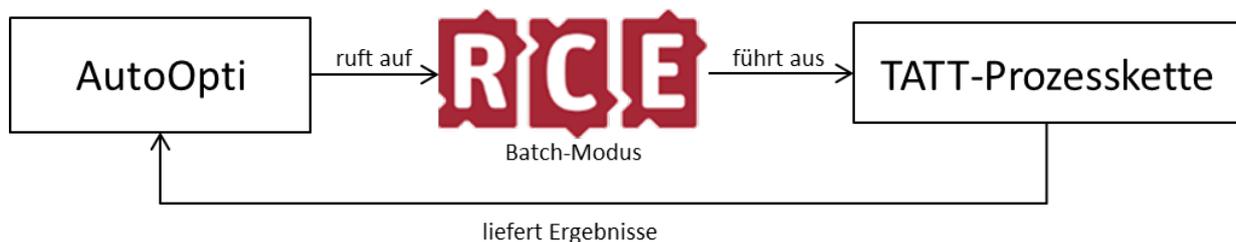


Abbildung 23: Verknüpfung von AutoOpti und der RCE Prozesskette.

In AutoOpti steuert ein Master Prozess die Generierung neuer Member in parallel laufenden Slave Prozessen, aus denen die RCE Instanzen gestartet werden, welche wiederum die Prozesskette ausführen. Nach erfolgreichem Ablauf werden die Member hinsichtlich den Zielfunktionen und zusätzlichen Randbedingungen vom Masterprozess bewertet (s. Abbildung 23). Die Member werden in eine Datenbank einsortiert, wobei alle bereits vorhandenen Member entsprechend ihrer Bewertung einen neuen Paretorank erhalten. Der Paretorank gibt an, wie gut der Member im Vergleich zu den anderen Membern in der Datenbasis ist. Ein Paretorank von eins bedeutet dabei, dass der Member die Zielfunktion optimal erfüllt. Für die aerodynamische Optimierung wurde keine FEA Berechnungen durchgeführt, d. h. die dritte Teilprozesskette wurde nicht während dieser Optimierung, sondern nur für die abschließende Evaluierung des optimalen Members verwendet.

Die aerodynamische Optimierung wurde mit einem Design-of-Experiment initialisiert. D. h. es wurden 200 möglichst gleichverteilte Parameterkonfigurationen ausgewählt, die den Parameterraum weit aufspannen. Während der Optimierung wurden insgesamt 154 Parameter verändert, die sowohl die Profilformen als auch die Fädelung beschreiben. Insgesamt wurden 1300 Member durchgerechnet, wovon 514 Member erfolgreich ausgewertet werden konnten. 181 Member wurden vom Kriging Ersatzmodell generiert. Mit 10 parallelen Slave-Prozessen, wovon jeder Prozess ca. 2,5 h benötigte bzw. 120 CPU-Stunden, dauerte die Optimierung insgesamt ca. sieben Tage bzw. 80.000 CPU Stunden. Die Hauptlast trug der HPC Cluster in Braunschweig, auf dem die CFD Simulationen parallel ausgeführt wurden. Die kurze Prozessdauer ergibt sich daraus, dass die CFD Berechnungen nicht jeweils neu initialisiert wurden, sondern dass der neue Member

von der konvergierten Lösung des Ausgangsdesigns aus weitergerechnet wurde. Die Geometrie neuer Member unterscheidet sich meist nur im Detail von bereits berechneten Konfigurationen. Das prinzipiell passende Strömungsfeld beschleunigte daher die CFD Simulation signifikant.

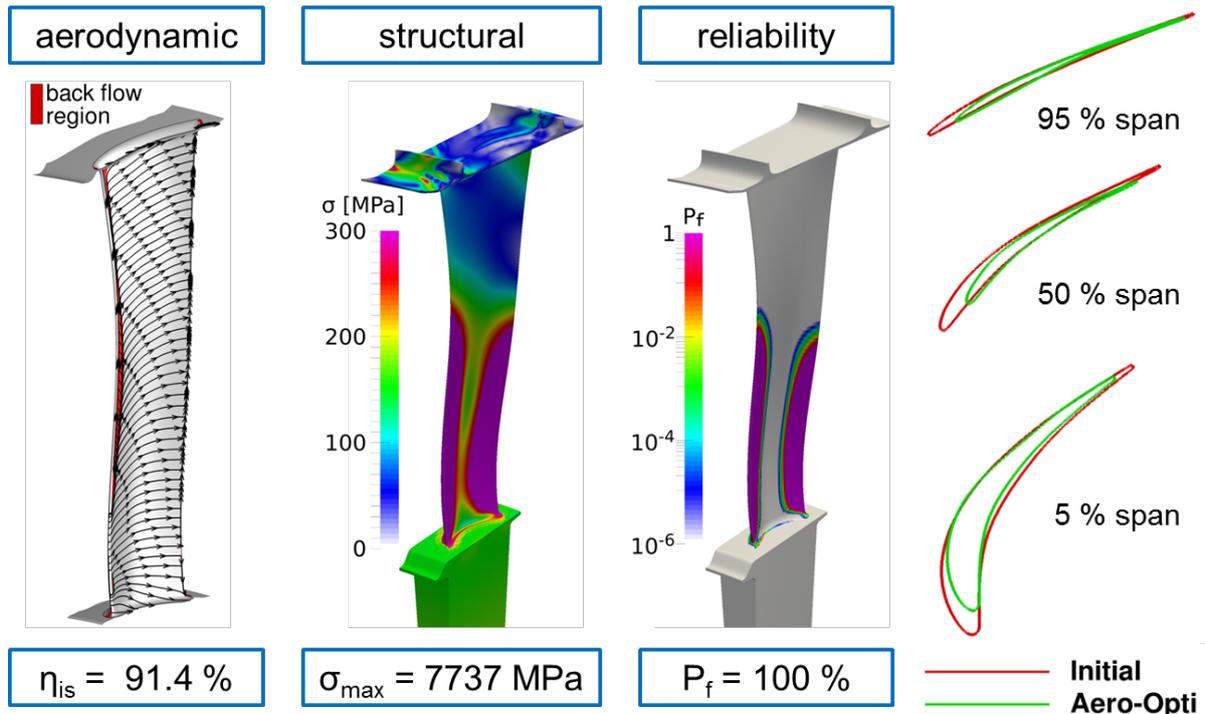


Abbildung 24: Multidisziplinäre Analyse der aerodynamischen Optimierung.

Abbildung 24 zeigt die aerodynamisch optimierte Schaufel und die multidisziplinären Ergebnisse. Hinsichtlich der Aerodynamik konnten die Rückströmgebiete an der Vorderkante durch eine Anpassung der Schaufelform an die Zuströmung minimiert werden. Die Gegenüberstellung der Ausgangsprofile mit den optimierten Profilen in Abbildung 24 rechts zeigt außerdem, dass die Sehnenlänge verkürzt wurde, wodurch die Strömung weniger Reibungsfläche an der Schaufel aufweist und dadurch die Profilverluste sinken. Insgesamt steigt der Wirkungsgrad um 1,2 Prozentpunkte auf 91,4 %. Außerdem zeigt die aerodynamisch optimierte Schaufel ähnliche Charakteristiken hinsichtlich Massendurchfluss, Reaktionsgrad und Druckverhältnis wie das Ausgangsdesign.

Da in dieser Optimierung die Strukturmechanik nicht berücksichtigt wurde, ergeben sich Einbußen in den Materialspannungen und der Zuverlässigkeit. Die maximalen Materialspannungen steigen auf 7737 MPa. Insbesondere an der Vorder- und Hinterkante ergeben sich hohe Spannungen durch die starke Schaufelkrümmung im unteren Schaufelbereich. Folgerichtig konnte auch die Ausfallwahrscheinlichkeit nicht verbessert werden. Schließlich wurden auch die Gießbarkeitsbedingungen nicht eingehalten, so dass diese Schaufel keine verwendbare Lösung darstellt.

Die aerodynamische Optimierung zeigt damit sehr anschaulich, dass eine monodisziplinäre Optimierung sehr unbefriedigend für einen schnellen Auslegungsprozess neuer Turbinenschaufeln ist. Häufige Iterationen zwischen den einzelnen Disziplinen sind notwendig, damit sich ein für alle Seiten akzeptables Design ergibt. Eine getrennte Optimierung wird mit großer Wahrscheinlichkeit nicht zu einem Ergebnis führen, das die Grenzen aller Disziplinen optimal auslotet. Die Berücksichtigung aller Disziplinen in einer vereinten Prozesskette sollte die aufwändigen Iterationen vermeiden und somit den Schaufeldesign-Prozess insgesamt deutlich beschleunigen. Außerdem wird dadurch ein Design ermittelt, dass zwar für keine der Disziplinen auf sich bezogen optimal ist, aber als Gesamtheit aller Designkriterien ein insgesamt optimales Ergebnis darstellt.

2.1.3.5. Multidisziplinäre Optimierung und Analyse

Die multidisziplinäre Optimierung verwendete dieselbe Prozesskette und dasselbe Programmlayout zwischen AutoOpti und RCE wie bisher, siehe Abbildung 25. Neben der Maximierung des aerodynamischen Wirkungsgrades als Zielfunktion wurde nun auch hinsichtlich der Minimierung der Ausfallwahrscheinlichkeit optimiert. Dabei wurde die Zielfunktion als der natürliche Logarithmus der Ausfallwahrscheinlichkeit formuliert, um dem exponentiellen Charakter der Wahrscheinlichkeitsfunktion Rechnung zu tragen.

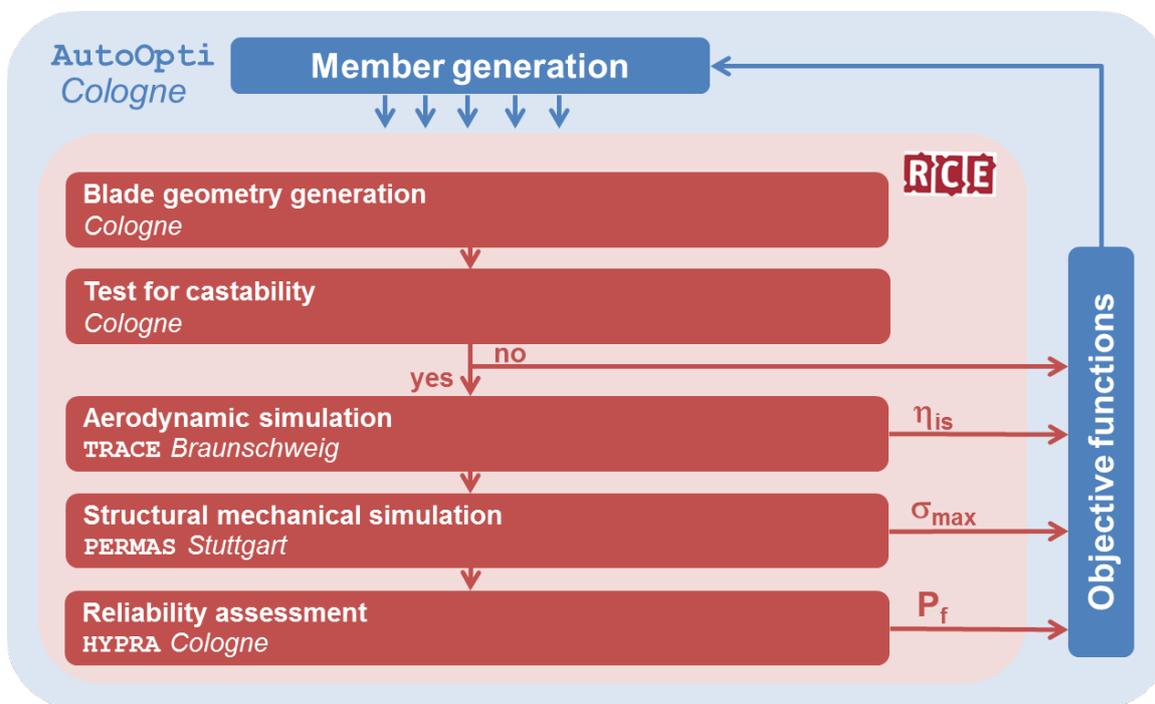


Abbildung 25: Schema der multidisziplinären Optimierung.

Die Ausfallwahrscheinlichkeit wurde als Zielfunktion gewählt, da die maximale Spannung nur eine lokal bezogene Beurteilung der Schaufelbelastung wiedergibt, wohingegen die Ausfallwah-

scheinlichkeit die gesamte Spannungsverteilung berücksichtigt und daher aussagekräftiger für das Gesamtdesign ist. Außerdem wird dadurch die Optimierung stabilisiert und die Optimierungsergebnisse reagieren weniger sensitiv auf lokal sprunghaft auftretende Spannungsspitzen. Trotzdem wurden die maximale Materialspannung als Randbedingung der Optimierung hinzugefügt. Erfolgreiche Member durften keine Materialspannungen oberhalb der zulässigen Grenzspannung von Titanaluminid (290 MPa) aufweisen. Neben den bereits in der aerodynamischen Optimierung verwendeten Randbedingungen (Massenstromabweichung unter 0,1 %, konvergierte Strömungslösung, Limitierung der Vorderkantedicke) wurde hier zusätzlich die Gießbarkeit des Designs gefordert. Neben den 154 Designparametern der aerodynamischen Optimierung wurde die Umfangsposition des Deckbandes als zusätzlich optimierbarer Parameter für eine Minimierung der Schaufelbelastung hinzugefügt.

Initialisiert wurde die Optimierung erneut mit der Design-of-Experiment Methode mit 250 initialen Membern. Insgesamt wurden 1768 Member untersucht wovon 1687 erfolgreich die Prozesskette durchliefen. Davon wurden 600 mit dem Kriging-Metamodell generiert. Die Anzahl paralleler Slaves musste auf 5 heruntergeregelt werden, da die Stuttgarter Workstation, auf der die FEA Strukturanalysen mit PERMAS durchgeführt wurden, mit mehr parallelen Prozessen überlastet gewesen wäre und den gesamten Optimierungsprozess verlangsamt hätte. Der Durchlauf eines Slave Prozesses dauerte ca. 3 h bzw. 72 CPU-Stunden. Die gesamte Optimierung benötigte 42 Tage bzw. etwa 121.000 CPU-Stunden.

Abbildung 26 gibt den Optimierungsfortschritt der multidisziplinären Optimierung wieder. Der Wert „Cumulative volume gain“ ist ein Maß für die Konvergenz der Optimierung. Das Paretdiagramm stellt die Zielfunktionen aller berechneten Member gegenüber. Gesucht sind Member, die möglichst weit links (hoher Wirkungsgrad, die negative Skalierung ergibt sich daraus, dass AutoOpti nur Minimierungsprobleme löst) und unten (niedrige Ausfallwahrscheinlichkeit) liegen. Die optimalen Member bilden die Paretofront (grau). Die Einfärbung der Member gibt die maximal auftretende Materialspannung im Schaufelblatt wieder. Offensichtlich gibt es eine starke Korrelation zwischen der Ausfallwahrscheinlichkeit und der maximalen Materialspannung. Allerdings gibt es vereinzelt auch Member mit Materialspannungen über 300 MPa, die trotzdem eine niedrige Ausfallwahrscheinlichkeit aufweisen. D.h. die Wahl der Ausfallwahrscheinlichkeit als Zielfunktion reduziert die Anfälligkeit der Optimierung auf isolierte Spannungsspitzen.

Bei der Auswahl des optimalen Members wurde ein konservativer Ansatz verfolgt. Da jeder Member der Paretofront bereits einen besseren Wirkungsgrad als das Ausgangsdesign aufweist, konnte sich auf die strukturelle Integrität der Schaufel konzentriert werden. Titanaluminid ist ein sehr sprödes Material, d. h. bei Materialspannungen oberhalb der Dehngrenze verformt sich die Schaufel nur wenig und es entstehen sofort Risse im Material. Daher wurde der Member mit der niedrigsten Ausfallwahrscheinlichkeit ausgewählt um genügend Abstand zur zulässigen

Grenzspannung von Titanaluminid sicherzustellen. Der ausgewählte optimale Member ist in Abbildung 26 rot eingekreist (MDO member).

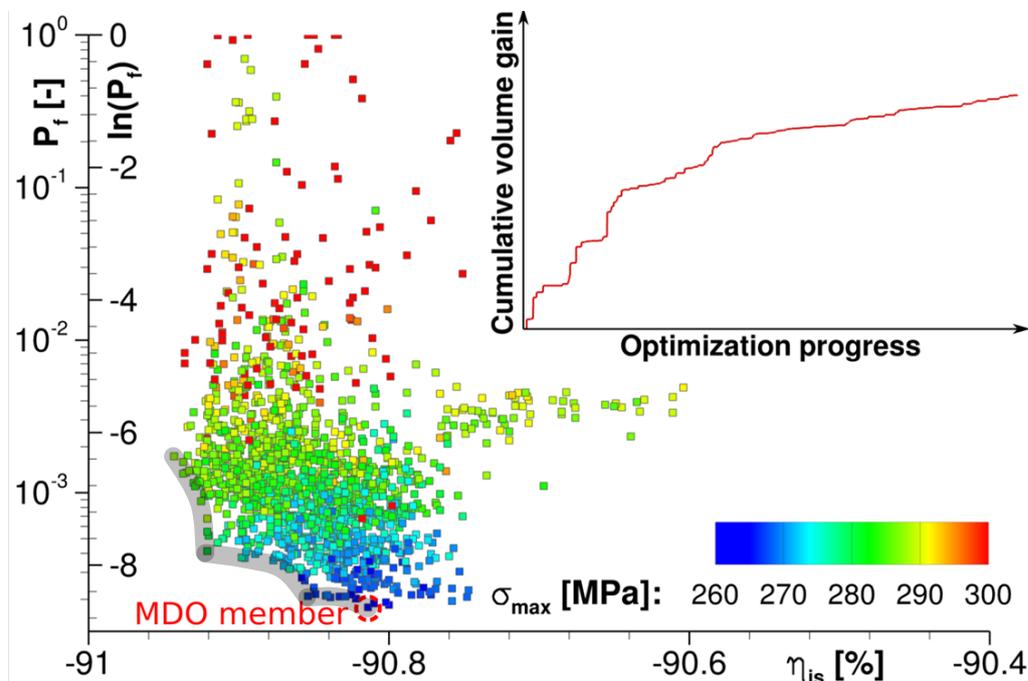


Abbildung 26: Pareto diagramm und Fortschritt der multidisziplinären Optimierung sowie Auswahl des optimalen Members.

Die Analyse des optimalen Members in Abbildung 27 zeigt, dass das neue Schaufeldesign die Ablösung an der Vorderkante und die Rückströmgebiete beseitigen. Im Vergleich zum Ausgangsdesign wird eine Wirkungsgradsteigerung um 0,6 Prozentpunkte auf 90,8 % erreicht. Der hohe Wirkungsgrad des aerodynamisch optimierten Members konnte nicht erreicht werden, da die Hinterkante auf Grund der Gießbarkeitsbedingung dicker gestaltet werden muss, was zu erhöhten Hinterkantenverlusten führt. Auch hinsichtlich der maximalen Materialspannungen und der Ausfallwahrscheinlichkeit sind Verbesserungen zu erkennen. Die maximale Materialspannung reduziert sich auf 262 MPa, wobei auch die Spannungsverteilung gleichmäßiger als beim Ausgangsdesign über die Schaufel verteilt ist. Spannungsspitzen werden so vermieden. Die niedrigeren Materialspannungen ergeben sich u.a. aus einer ausbalancierten Position des Deckbandes und eines dickeren Naben- und Gehäuse-Profiles, wie aus der Gegenüberstellung der Profilschnitte in Abbildung 26 rechts zu erkennen ist. Folgerichtig ist auch die Ausfallwahrscheinlichkeit auf den akzeptablen Wert von 0,018 % gesunken. Da die Form der Übergänge zwischen Schaufelblatt und Schaufelfuß bzw. Schaufelblatt und Deckband bei der Optimierung nicht berücksichtigt wurden, treten an diesen Stellen die höchsten Spannungen auf.

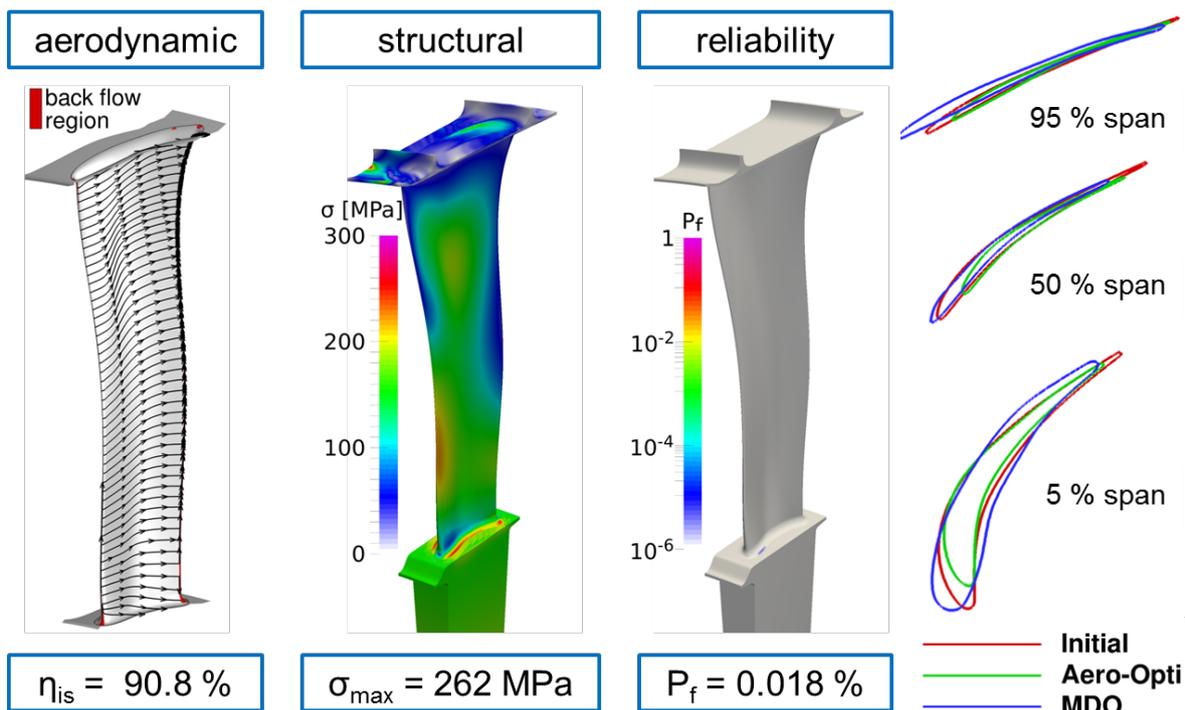


Abbildung 27: Analyse des optimalen Members der multidisziplinären Optimierung

Schließlich erfüllt der optimale Member die Gießbarkeits-Randbedingung, die durch die geometrische Limitierung der Hinterkantenform sichergestellt wird. Eine abschließende Simulation des Gießprozesses seitens Access ergab, dass die Schaufelform vollständig gefüllt wird. Abbildung 28 zeigt einen Zeitschritt am Ende der Gießsimulation, in der die Erstarrungsgrenze in grün dargestellt ist. Es sind keine Defekte an der Hinterkante zu erkennen, wie sie noch beim Ausgangsmodell aufgetreten sind.

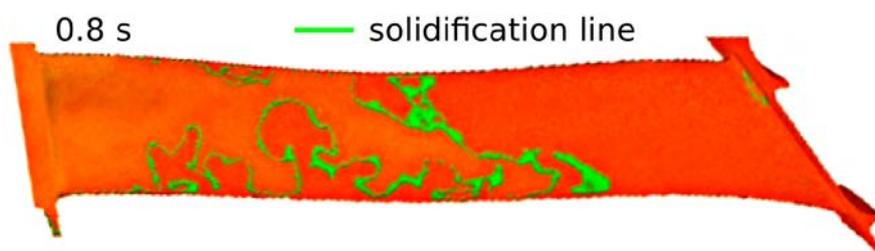


Abbildung 28: Gießsimulation des optimalen MDO Members

Tabelle 3 fasst nochmals die Kennwerte der einzelnen Disziplinen für die unterschiedlichen Schaufelgeometrien zusammen. Das Ausgangsdesign und der aerodynamisch optimierte Member weisen eine geringe Gießbarkeit auf und sind strukturell unzureichend, da sie Materialspannungen aufweisen, die höher als die Dehngrenze von Titanaluminid sind, und die Ausfallwahrscheinlichkeit 100% beträgt. Der multidisziplinär optimierte Member ist sowohl gießbar als auch hinsichtlich der mechanischen Beanspruchung zufriedenstellend. Die

Ausfallwahrscheinlichkeit erreicht einen akzeptabel niedrigen Wert. Erwartungsgemäß ist der Wirkungsgrad unterhalb des aerodynamisch optimierten Members, konnte in Bezug auf das Ausgangsdesign jedoch trotz Berücksichtigung der anderen Disziplinen gesteigert werden.

Tabelle 3: Vergleich der Zielfunktionswerte für das Ausgangsdesign, den aerodynamisch optimierten Member und den multidisziplinär optimierten Member.

	Initial design	Aerodynamic optimization	Multidisciplinary optimization
Efficiency	90.2 %	91.4 %	90.8 %
Max. blade stress	473 MPa	7737 MPa	262 MPa
Failure probability	100 %	100 %	0.018 %
Castability	Low	Low	High

Literatur

- [Becker 2010] "Recent Progress In A Hybrid-Grid CFD Solver For Turbomachinery Flows". Becker, K., Heitkamp, K., and Kügeler, E., In V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD, 2010
- [Krumme2016] "Performance Prediction and Early Design Code for Axial Turbines and its Application in Research and Predesign", A. Krumme, Proc. ASME. 49712; Volume 2C: Turbomachinery, V02CT39A003, June 13, 2016, GT2016-56082
- [Mente2006] "A Correlation-Based Transition Model Using Local Variables - Part I: Model Formulation", Menter, F. R., Langtry, R. B., Likki, S. R., Suzen, Y. B., Huang, P. G., and Volker, S., AIAA Journal, 32(2), pp. 247–255, 2006
- [Voß2008] "Automatische Optimierung von Verdichterstufen.", C. Voß, E. Nicke, Köln, DLR Forschungsbericht 2008
- [Voß2006] "Automated Multiobjective Optimisation in Axial Compressor Blade Design", Voß, C., Aulich, M., Kaplan, B., and Nicke, E., In Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, Paper No. GT2006-90420, 2006
- [Voß2014] "Metamodel Assisted Aeromechanical Optimization of a Transonic Centrifugal Compressor", Voß, C., Aulich, M., and Raitor, T., In Proceedings of ISROMAC-15, 2014
- [Weber2012] "G3DHexa-3D structured grids for multistage/multipassage turbomachines and linear cascades, Version 1.0", A. Weber, DLR-IB-325-08-12, 2012
- [Wilcox1994] "Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model", D. Wilcox, AIAA Journal, 32(2), pp. 247–255, 1994

2.1.4. Aerodynamische Validierung

Auswahl der Validierungsschaufel

Um die Ergebnisse, die mit der TATT Toolbox erzielt werden, validieren zu können, wurden experimentell Versuche mit einer multidisziplinär optimierten Rotorschaufel bei real auftretenden Drehzahlen im Turbinenprüfstand RGG (Windkanal für Rotierende Gitter Göttingen [Kost2004]) des DLR durchgeführt. Der Fokus der Validierung liegt auf der aerodynamisch optimierten Auslegung, d. h. im Prüfstand wurden ausschließlich die Ergebnisse der aerodynamischen Simulation experimentell überprüft.

Die TATT Prozesskette ist für das Material Titanaluminid ausgelegt, welches aufgrund der Materialeigenschaften nur in Niederdruckturbinen angewendet werden kann. Da die NDT-Schaufeln aufgrund ihrer Dimensionierung jedoch nicht im RGG untersucht werden können, wurde für die Validierung ersatzweise eine Schaufel für eine Hochdruckturbinen (HDT) verwendet. Als Ausgangsdesign wurde die Rotorschaufel einer einstufigen HDT ausgewählt, die bereits in dem Projekt ADTurB (EU-Projekt „IMT Area 3 Turbine Project AER2-CT-92-0044“) und RobustTurb (LuFo IV/Call 2-Projekt) ausführlich experimentell untersucht wurde. Die vorliegenden experimentellen Daten ermöglichen die qualitative und quantitative Validierung der numerischen Ergebnisse und können das tatsächliche Optimierungspotenzial durch den direkten Vergleich mit den experimentellen Daten der optimierten Schaufel überprüfen. Durch Verwendung derselben Teilkomponenten der Versuchsturbinen (Stator, Rotorscheibe, Gehäuse) konnten außerdem die Kosten für die Validierungsversuche minimiert werden, da lediglich die Schaufeln ausgetauscht werden mussten.

Die Validierungsschaufel wurde analog zum Arbeitspaket 2.1.1 multidisziplinär optimiert. Um die Anwendungsnahe der Optimierungsergebnisse zu zeigen, ist die Überprüfung der Ergebnisse bei mehr als nur einem Betriebspunkt unerlässlich. Aus diesem Grund wurde die Schaufel für zwei Betriebspunkte mit jeweils unterschiedlichen Drehzahlen optimiert und die optimierte Geometrie bei beiden Betriebspunkten experimentell validiert.

Turbinenprüfstand RGG und Hochdruckturbinen ADTurB

Abbildung 29 zeigt den Aufbau des DLR Turbinenprüfstands RGG. Der Windkanal ist eine im geschlossenen Kreislauf betriebene, kontinuierlich arbeitende Anlage. Ein von einem drehzahl-geregelten 1 MW Gleichstrommotor angetriebener, vierstufiger Radialverdichter ermöglicht Untersuchungen bei transsonischen Machzahlen in der Messstrecke. Mach- und Reynoldszahl können unabhängig voneinander eingestellt werden. Vor der Messstrecke, in der sich die zu untersuchende Turbinen befindet, ist eine Vorkammer installiert, die zur Beruhigung und Homogenisierung der Turbineneintrittsströmung dient.

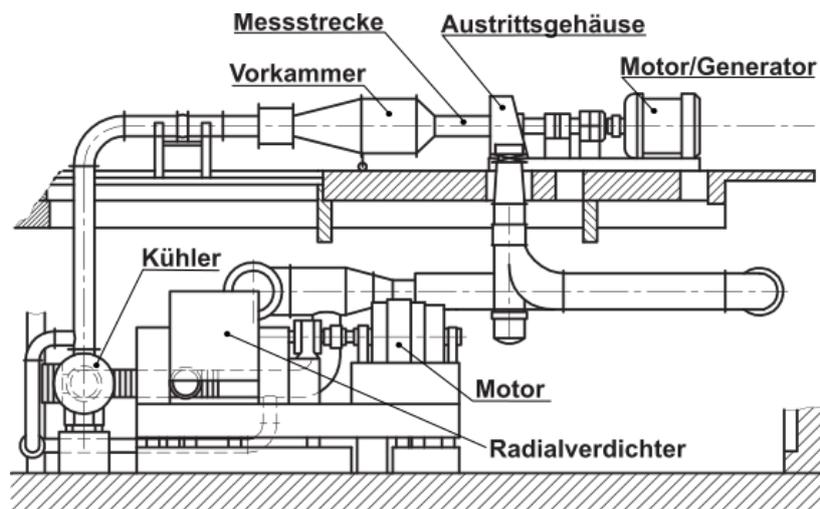


Abbildung 29: Schematische Darstellung des Turbinenprüfstands RGG.

Abbildung 30 zeigt das Gehäuse der Messstrecke des RGG, in dem die Turbine installiert wird. Durch die Öffnungen am Gehäuse wird ein Zugang für die Messtechnik ermöglicht. Links in silbern ist die Vorkammer zu erkennen, in blau ist das Austrittsgehäuse und in rot das Getriebe und der Generator zu sehen.



Abbildung 30: Messstrecke des RGG (gelbes Gehäuse).

Abbildung 31 zeigt die Maße der einstufigen ADTurB Turbine und die Messpositionen. Der Statorring ist drehend gelagert mit einem minimalen Spalt zwischen Gehäuse und Stator. Die Drehung des Stators ermöglicht, bei fest eingebauten Sonden, die Messung der Strömungsgrößen in Umfangsrichtung. Durch zusätzliche Traversierung der Sonden in radialer Richtung ergeben sich Flächentraversen, d. h. ein Querschnitt der Turbine kann experimentell aufgelöst werden. Für einen sicheren Betrieb ist ein Spalt zwischen schnell drehendem Rotor und stehendem

Gehäuse notwendig. Zur Abdichtung des Statorspaltes und aus Sicherheitsgründen, falls der Rotor durch eine Unwucht das Gehäuse streifen sollte, ist ein Anlaufbelag aus Rohacel über Stator und Rotor am Gehäuse angebracht.

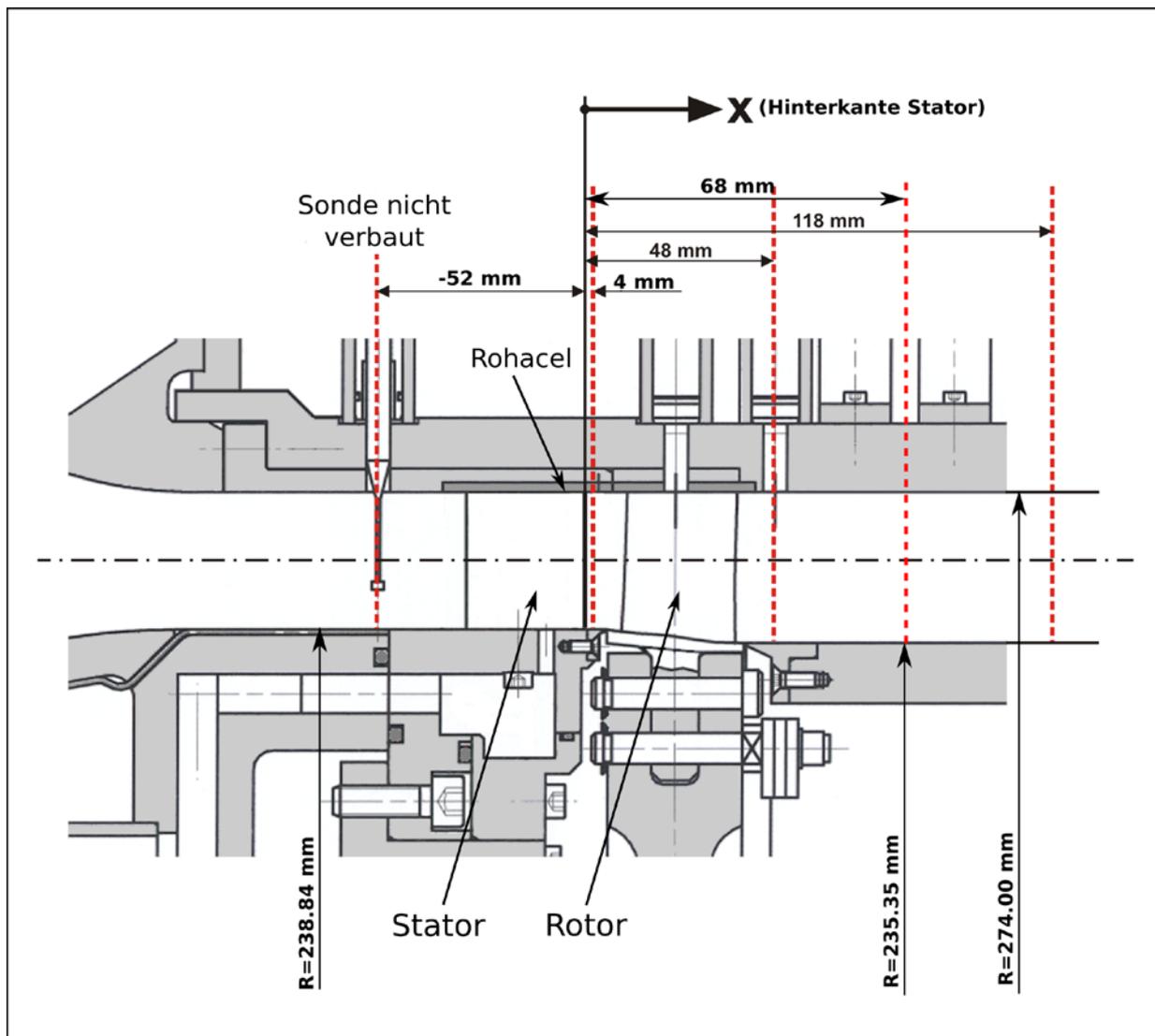


Abbildung 31: Maße der ADTurB-Turbine und der Sondenpositionen.

Für die Messung der Strömungsgrößen zwischen Stator und Rotor sowie stromab des Rotors wurden pneumatische Sonden mit Thermoelementen eingesetzt (Abbildung 32). An Position 118 mm wurden zwei 3-Loch-Sonden an zwei unterschiedlichen Umfangspositionen eingesetzt. Diese Sonden ermöglichen die Messung der totalen Temperatur, des totalen Druckes, der Machzahl und der Umfangsrichtung der Strömung. An Position 68 mm wurde eine 4-Loch-Sonde eingesetzt, die zusätzlich noch die radiale Strömungsrichtung aufzeichnet. An den Positionen 4 mm und 48 mm wurde jeweils eine 5-Loch-Sonde eingesetzt, die für transsonische Strömungen geeignet ist.

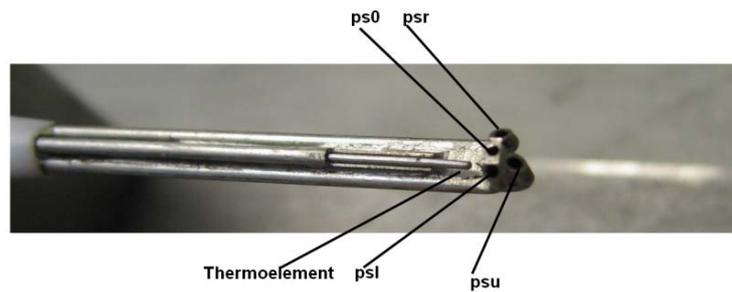


Abbildung 32: Verwendete Drucksonde.

Das Ausgangsdesign der Rotorschaukel, das der ursprünglichen ADTurB Rotorschaukel entspricht und von dem die Optimierung aus gestartet wurde, ist in Abbildung 33 dargestellt.

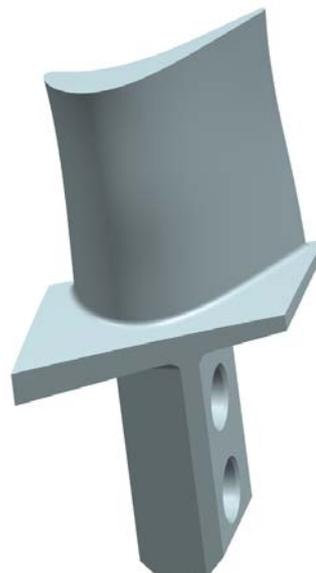


Abbildung 33: Ausgangsdesign der Rotorschaukel (ADTurB).

In Tabelle 4 sind die zwei Betriebspunkte spezifiziert, die bereits in den vorhergehenden Projekten experimentell analysiert wurden und für die nun eine Optimierung durchgeführt wurde.

Tabelle 4: Untersuchte Betriebspunkte.

	Betriebspunkt BP1 (RobustTurb)	Betriebspunkt BP2 (ADTurB)
Drehzahl	6516 U/min	7894 U/min
Zuström-Totaldruck p_{t1}	1,32 bar	1,32 bar
Zuström-Temperatur T_{t1}	40 °C	40 °C
Druckverhältnis p_{t1}/p_{t2}	2,65	2,72
*Massenstrom m	4,73 kg/s	4,78 kg/s
*Leistung P	302,45 kW	322.63 kW
*Wirkungsgrad η	84,53 %	88,8 %

* Werte wurden während der Experimente ermittelt

Multidisziplinäre Optimierung

Die Ausgangsschaufel wurde multidisziplinär hinsichtlich des aerodynamischen Wirkungsgrades η_{is} und der maximalen mechanischen Spannung σ_{max} optimiert. Für jedes Member wurden beide Betriebspunkte vollständig gekoppelt simuliert und multidisziplinär analysiert und bewertet. Für die Optimierung wurden der über beide Betriebspunkte gemittelte Wirkungsgrad und die maximale Materialspannung für den höher belasteten Betriebspunkt BP2 als Zielfunktionen bestimmt. Als Randbedingungen wurde festgelegt, dass die Massenströme bei beiden Betriebspunkten konstant bleiben soll, basierend auf den jeweils gemessenen Massenflüssen, und dass die Position der Vorderkante sich nicht weiter nach vorne stromaufwärts verschieben durfte. Die zweite Randbedingung ergibt sich daraus, dass zwischen Stator und Rotor eine pneumatische Drucksonde eingesetzt werden soll. Der begrenzte Freiraum vor dem Rotor und die festgelegte Position und Ausdehnung dieser Sonde erfordern, dass die Rotorgeometrie sich nicht weiter stromaufwärts erstrecken darf, damit die Rotorscheufeln nicht mit der Sonde kollidieren. Zudem wurde die Gießbarkeit durch Überprüfung der Hinterkantengeometrie sichergestellt. Aus organisatorischen Gründen (zeitliche Berücksichtigung der Dauer der Fertigung, Sicherheitsüberprüfung der optimierten Schaufel) musste die Optimierung der Validierungsschaufel bereits durchgeführt werden, bevor die vollständige Prozesskette aus Kapitel 2.1.3.2 aufgestellt und getestet war. Nur so konnten die Validierungsversuche während der laufenden Projektphase durchgeführt werden. Dadurch konnte die Ausfallwahrscheinlichkeit noch nicht als stabile Zielfunktion, wie in der multidisziplinären Optimierung der NDT-Schaufel, verwendet werden. Sie wurde jedoch als zusätzliche informelle Größe im Nachhinein bestimmt.

Für diese Optimierung wurden 150 Geometrieparameter, die die Strömung und die Struktur definieren, variiert. Die Optimierung dauerte ca. einen Monat und wurde auf 20 Knoten des HPC mit jeweils 24 Threads durchgeführt. Ein kompletter Durchlauf der Prozesskette eines Members dauerte ca. 4 Stunden. Insgesamt wurden 5162 Member berechnet, wovon 2000 die Prozess-

kette erfolgreich durchliefen. Um die Rechenzeit der CFD Simulation für die Optimierung zu verkürzen wurde ein gröberes Netz mit 2,5 Millionen Elementen verwendet. Das Ausgangsdesign und das optimierte Design wurden abschließend noch auf einem feinen Netz mit 7 Millionen Elementen nachberechnet, um die Vorhersagegenauigkeit zu erhöhen.

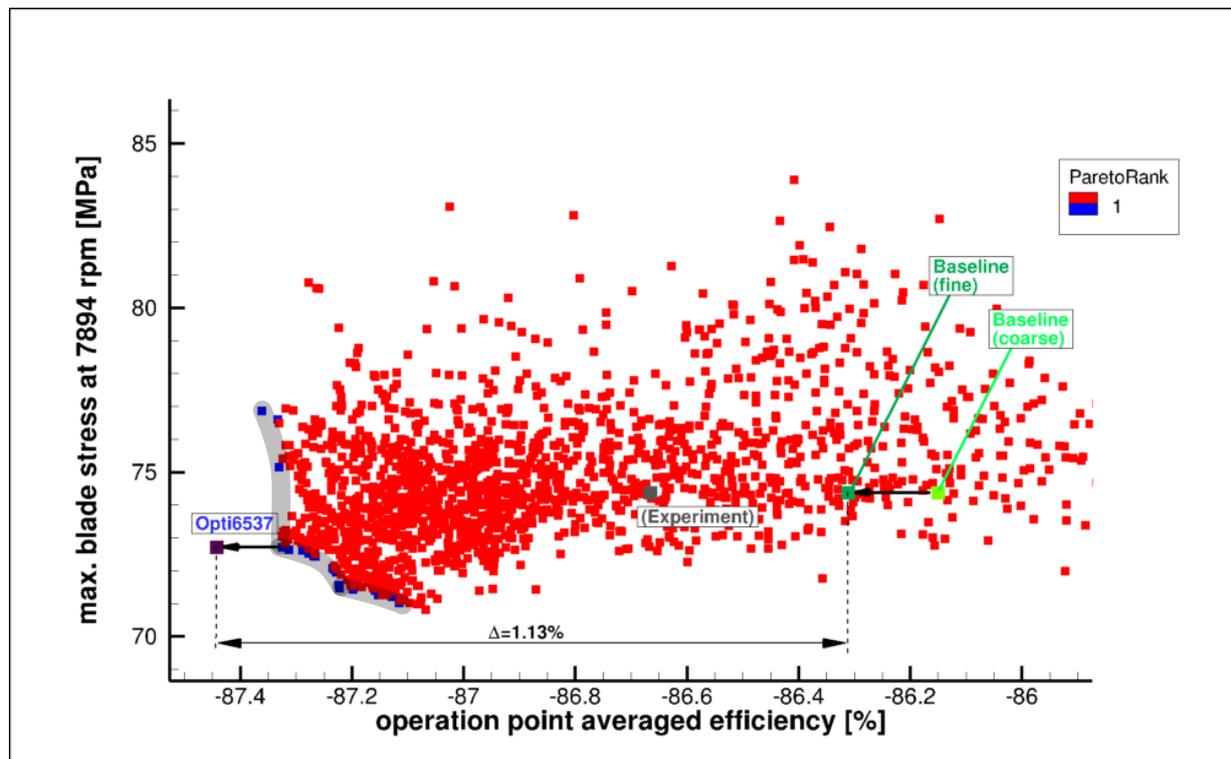


Abbildung 34: Paretodigramm der multidisziplinären Optimierung der Validierungsschaufel.

Abbildung 34 zeigt das entsprechende Paretodigramm, welches den Fortschritt der Optimierung wiedergibt. Auf der x-Achse ist der über beide Betriebspunkte gemittelte Wirkungsgrad und auf der y-Achse die maximale Materialspannung im Betriebspunkt BP2 aufgetragen. In blau sind die optimalen Member, die die Paretofront bilden, dargestellt. Zusätzlich sind die CFD Ergebnisse des Ausgangsdesigns (Baseline) in grün eingetragen. In grau ist außerdem der experimentell ermittelte, gemittelte Wirkungsgrad des Ausgangsdesigns eingetragen. Da die Materialspannungen während der experimentellen Untersuchungen nicht ermittelt wurden, wurde dieselbe maximale Spannung wie aus der FEA Simulation für das Ausgangsdesign angenommen.

Aus der Paretofront wurde der Member 6537 als optimale Konfiguration für die weiteren Untersuchungen ausgewählt. Die Nachrechnung auf dem feineren Rechenetz ergibt eine Verbesserung des gemittelten Wirkungsgrades um 1,13 Prozentpunkte im Vergleich zum Ausgangsdesign, bei etwa gleichbleibend niedriger maximaler Materialspannung. In Abbildung 35 ist die Geometrie der optimierten Schaufel dem Ausgangsdesign gegenübergestellt. Besonders deutlich sind Hügel und Täler an der Vorderkante und der Saugseite zu erkennen, die sich durch

eine Umfangsverschiebung der einzelnen Profile in den verschiedenen radialen Positionen während der Optimierung ergeben haben.

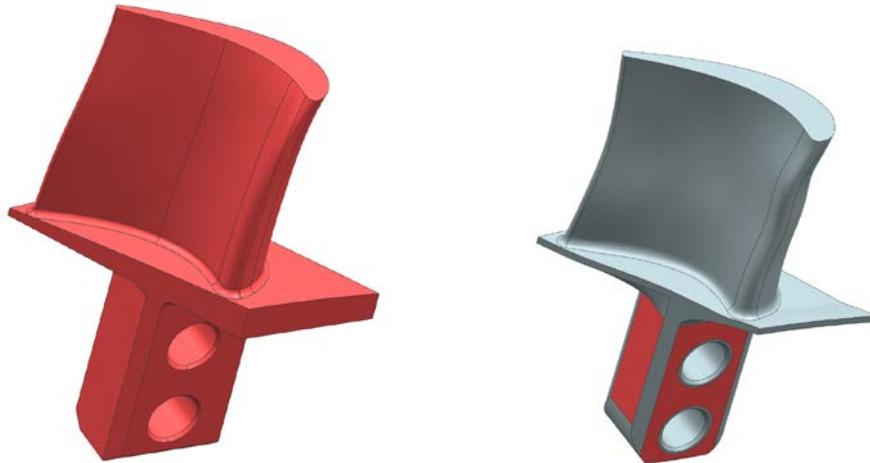


Abbildung 35: Gegenüberstellung der Geometrien der Ausgangsschaufel und der optimierten Schaufel.

Die strömungsmechanische Analyse des Ausgangsdesigns und des optimalen Members ergibt, dass die Optimierung der Rotorgeometrie auch positive Auswirkungen auf die Durchströmung des Stators hat. Durch die Wahl des Turbinenwirkungsgrades als Zielfunktion wurde das Gesamtsystem Turbine verbessert und nicht nur die Rotorströmung. Dies spiegelt die Zielsetzung der Turbinenauslegung und der Abbildung des realen Leistungsgewinns der Komponente Turbine besser wieder, als wenn nur ein Bauteil für sich, namentlich der Rotor, einzeln optimiert worden wäre.

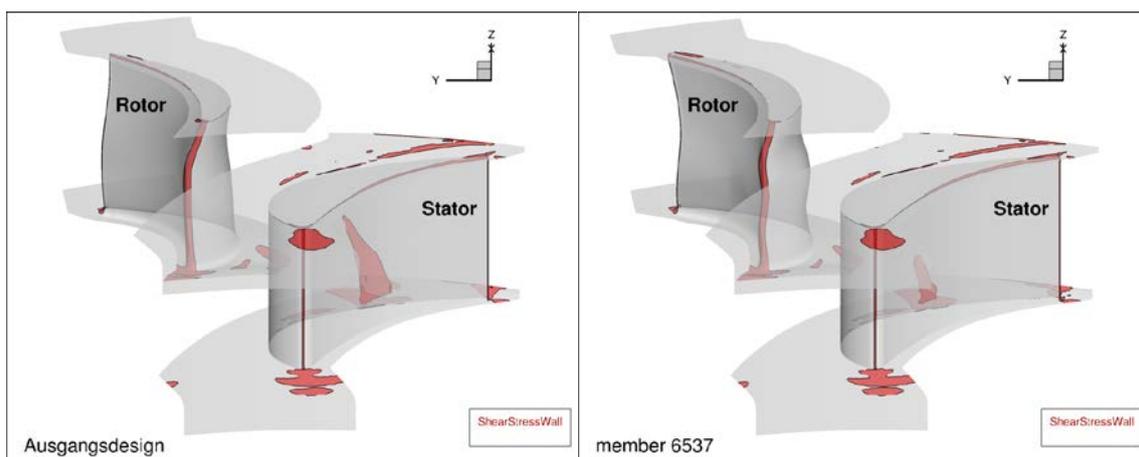


Abbildung 36: Ablösungsgebiete am Ausgangsdesign (links) und der optimierten Geometrie des Member 6537 (rechts).

Abbildung 36 stellt die Ablösegebiete (dargestellt als rote Flächen, welche die negative Wand-schubspannung eingrenzen) des Ausgangsdesigns und des optimierten Designs beim Betriebspunkt BP1 dar. Da der Rotor in der Ausgangsgeometrie keine Ablösungen gezeigt hat, konnten diesbezüglich keine Verbesserungen erzielt werden. Da die Rotorgeometrie aber auch die Strömung im stromaufliegenden Stator beeinflusst, konnten hier die Ablösungen auf der Stator-Saugseite verringert werden. Diese Ablösungen ergeben sich üblicherweise durch Überschallstöße des transsonisch durchströmten Stators.

Die genauere Betrachtung der Strömung im Naben-, Mitten- und Gehäuseschnitt zeigt, dass durch die Optimierung die Belastung innerhalb der Turbine vom Stator auf den Rotor verlagert wurde. In Abbildung 37 sind die Machzahlkonturen für das Ausgangsdesign und das optimierte Design dargestellt. Durch die Optimierung konnte das Machzahlniveau im Stator gesenkt werden. Da der Stator weiterhin im engsten Querschnitt sperrt konnte der Massenfluss konstant gehalten werden und die weiteren Turbinenkennwerte verändern sich dadurch nur unwesentlich. Im Gegenzug wurde der Rotor schneller durchströmt, was sich in der höheren Machzahlverteilung im Rotor widerspiegelt.

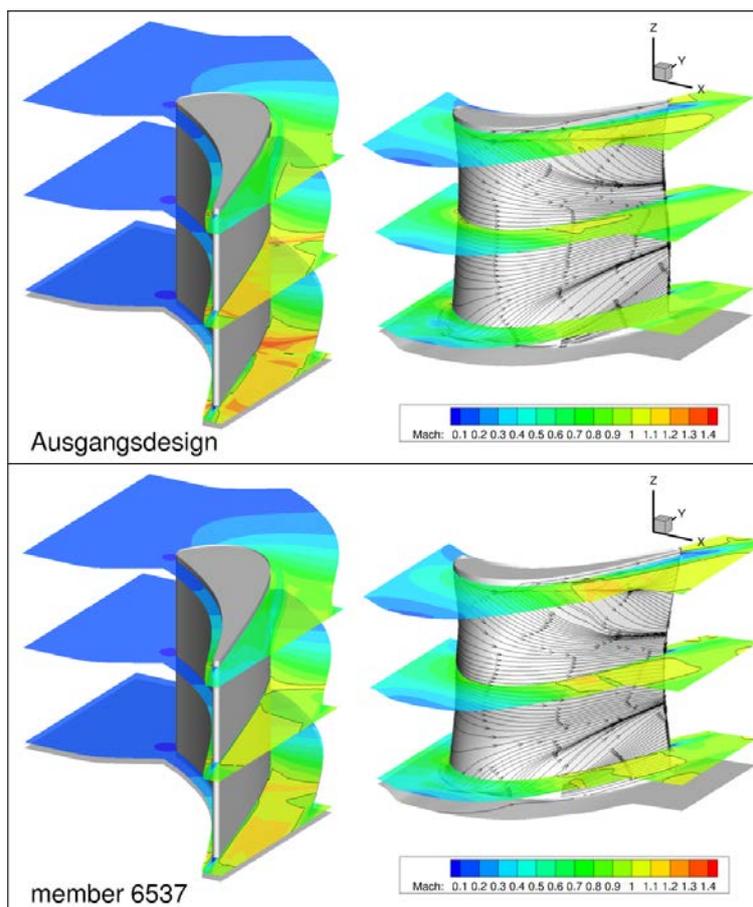


Abbildung 37: Machzahlverteilung der Turbine für das Ausgangsdesign (oben) und das optimierte Design (unten).

Hinsichtlich der Materialspannungen im Rotorblatt ergeben sich nur unwesentliche Verbesserungen. Bereits im Paretdiagramm (Abbildung 34) wurde ersichtlich, dass sich die maximalen Materialspannungen nur um 1,5 MPa verringert haben. Insgesamt sind die Spannungen jedoch auch schon im Ausgangsdesign sehr niedrig. Durch die Optimierung konnte somit sichergestellt werden, dass das aerodynamische Design nicht die Festigkeit der Schaufel beeinträchtigt. In Abbildung 38 sind die Materialspannungen für den Betriebspunkt BP2 (höhere mechanische Belastung) dargestellt. Der Vergleich der Spannungsverteilung zwischen dem Ausgangsdesign und der optimierten Schaufel zeigt auch nur unwesentliche Unterschiede. In beiden Fällen treten die maximalen Spannungen im Übergangsbereich zwischen Schaufel und Plattform auf, allerdings auf niedrigem Niveau.

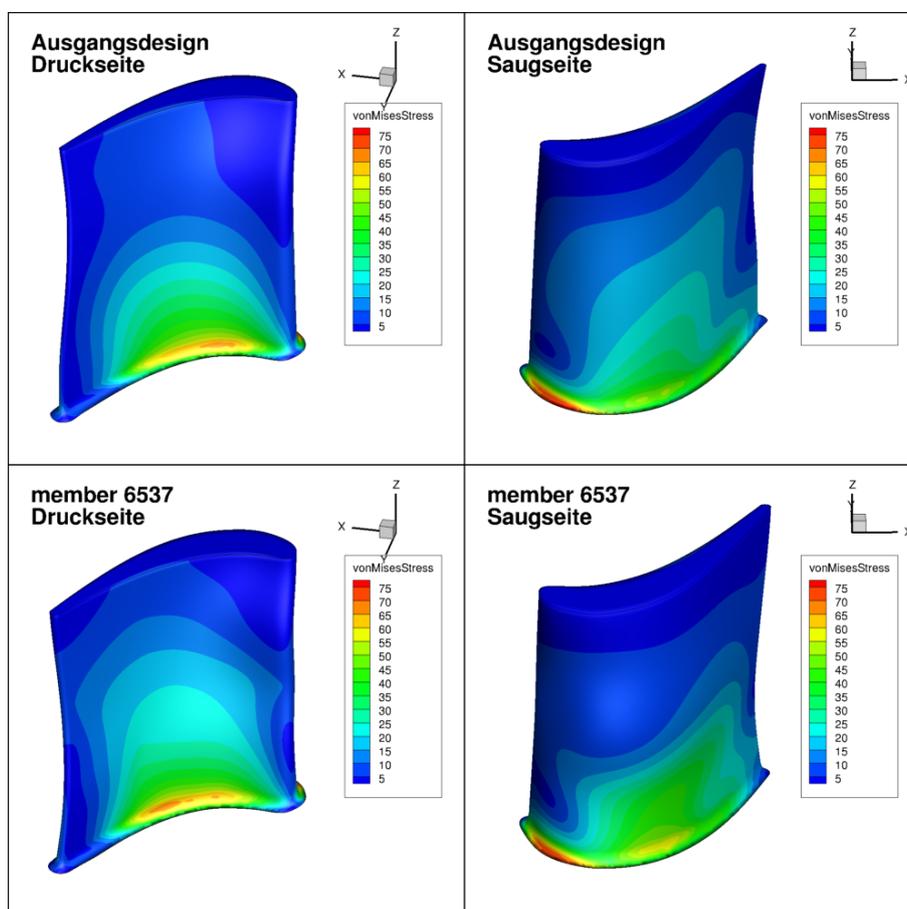


Abbildung 38: Materialspannungen des Ausgangsdesigns (oben) und des optimierten Designs (unten).

Validierung der Betriebssicherheit

Im Vergleich zur ursprünglichen Schaufel (Inconel 718) hat die aus Titanaluminid (TiAl) gefertigte Schaufel geringeres Gewicht. Allerdings zeigte sich, dass aufgrund der deutlich niedrigen Dehngrenze von TiAl die auftretenden Spannungen an der Bolzenanbindung grenzwertig sind und damit ein sicherer Betrieb nicht gewährleistet werden kann. Aus diesem Grund wurden

verschiedene Anpassungen an der Plattform sowie an der Bolzenanbindung vorgenommen. Durch Gewichtsreduzierung an der Plattform und der Bolzenanbindung sowie durch Verwendung einer „weichen“ Aluminium-Buchse, um eine flächigere Lastübertragung zwischen den Bolzen und dem Schaufelfuß zu erreichen, konnten die Spannungen reduziert werden. Mit den Modifizierungen beträgt die maximale Spannung 128 MPa im Betriebspunkt BP1 und 189 MPa im Betriebspunkt BP2 (siehe Abbildung 36). Mit einer minimalen Dehngrenze von 300 MPa für TiAl ergeben sich Sicherheitsfaktoren von 2,3 (BP1) bzw. 1,6 (BP2), womit dies für den 2. Betriebspunkt als kritisch zu bewerten ist. Aufgrund des geringen Sicherheitsabstandes und des spröden Materialverhaltens von TiAl bei niedrigen Temperaturen ist ein Einsatz im Betriebspunkt 2 nicht zu empfehlen.

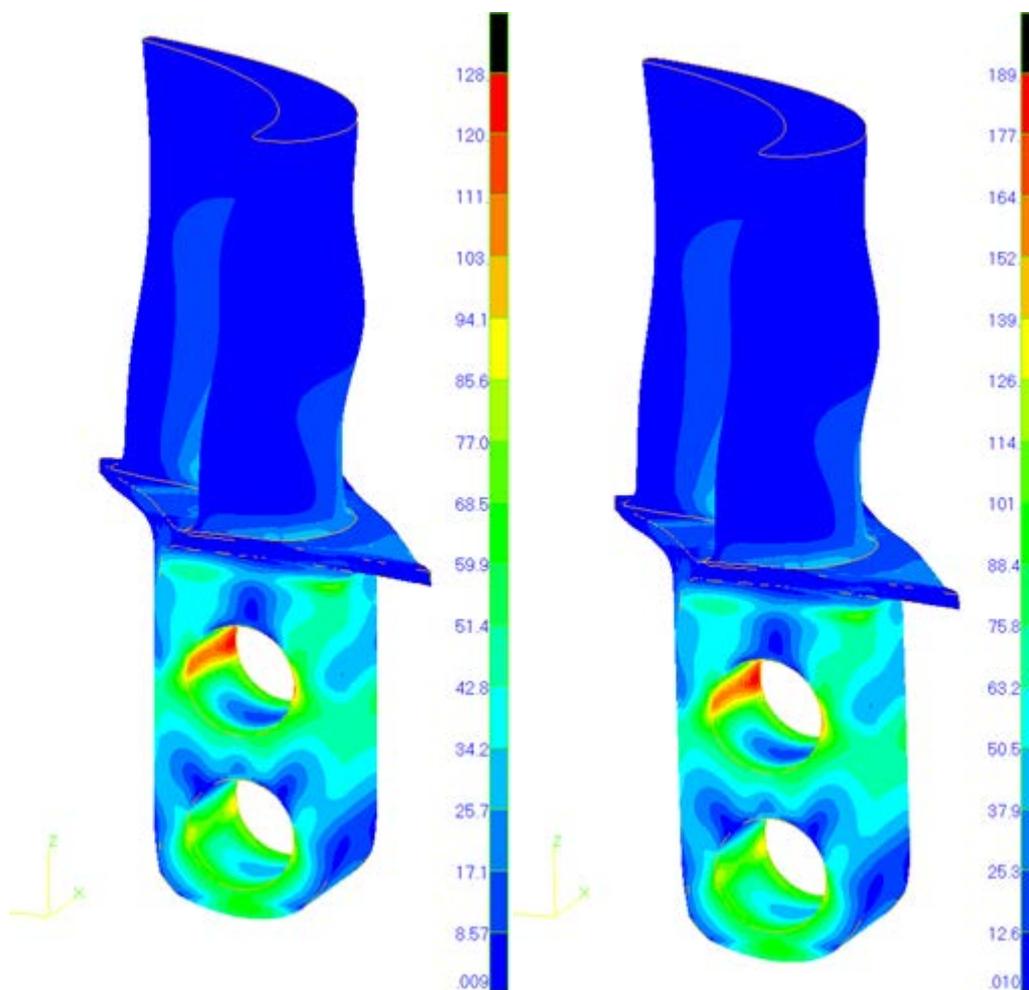


Abbildung 39: Spannungsanalyse der optimierten Schaufel inklusive Schaufelfuß bei Betriebspunkt BP1 (links) und BP2 (rechts).

Zur Überprüfung der Festigkeit und der Betriebssicherheit wurden die optimierten Schaufeln aus TiAl in einem Schleudertest überprüft. Der Schleudertest wurde am Leichtbau-Zentrum Sachsen in Dresden an einer Schleuderprüfmaschine der Firma Schenk durchgeführt (s. Abbildung 40). Dafür

wurde eine Schleuderscheibe von der Firma Hebo Zerspanungs GmbH gefertigt, die an die Aufnahme des Schleuderprüfstands angepasst wurde und in die die TiAl-Schaufeln eingesetzt wurden (s. Abbildung 41).



Abbildung 40: Schleuderprüfstand des Leichtbau-Zentrum Sachsen



Abbildung 41: links: Schleuderscheibe bestückt mit optimierten TiAl-Schaufeln, rechts: eingebaut in den Schleuderprüfstand

Die Schleuderuntersuchung wurde für die Prüfdrehzahl 6516 U/min durchgeführt. Es wurde zunächst auf die Drehzahl 6000 U/min beschleunigt und zur Stabilisierung die Drehzahl für eine Minute konstant gehalten. Danach wurde auf die Prüfdrehzahl beschleunigt und für fünf Minuten konstant gehalten, um abschließend die Schleuderscheibe wieder bis zum Halt abzubremesen. In Abbildung 42 ist der Verlauf der Schleuderuntersuchung dargestellt. Es ist die Drehzahl (rot) und die Auslenkung der Drehachse (blau) über die Prüfzeit aufgetragen. Es sind keine Unwuchten z.B. durch Schaufelbruch zu erkennen und die Auslenkung ist relativ konstant

über die Prüfzeit. Der Schleudertest konnte erfolgreich durchgeführt werden und dadurch strukturelle Integrität der TiAl-Schaufeln verifiziert werden.

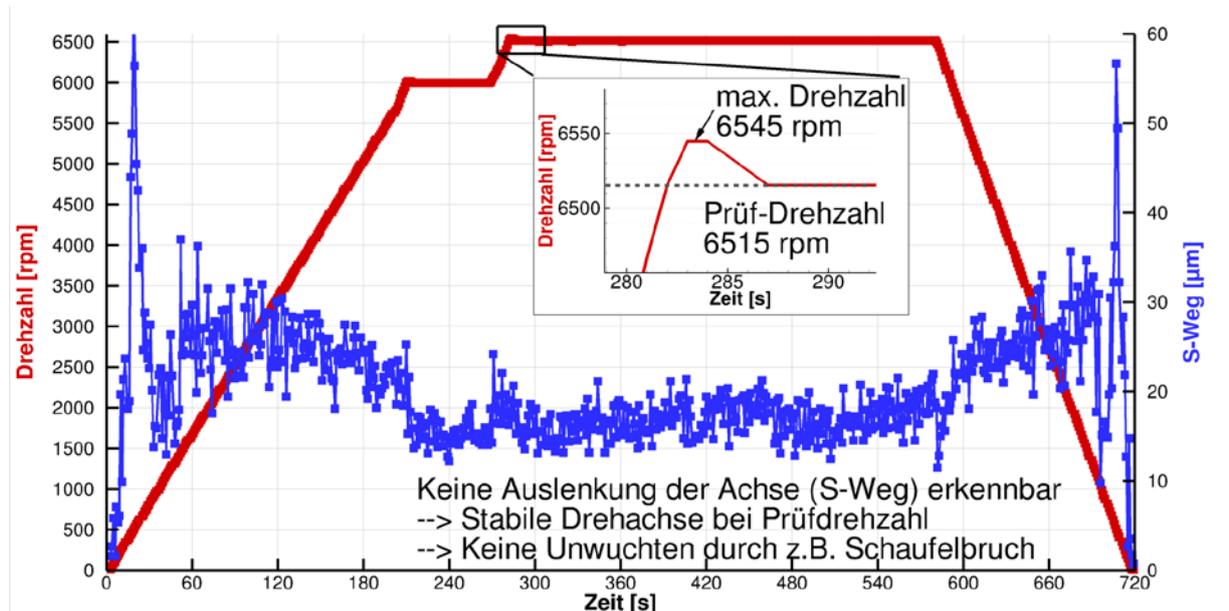


Abbildung 42: Verlauf der Schleuderuntersuchung.

Messaufbau

Einige der aus Titanaluminid hergestellten Schaufeln wiesen Defekte im Inneren des Materials auf oder wurden fehlerhaft dimensioniert, so dass die Schaufeln nicht in die vorhandene Rotorscheibe eingesetzt werden konnten. Aus Zeitgründen konnten nicht ausreichend neue Schaufeln gefertigt werden, um sie im Turbinenprüfstand untersuchen zu können. Da die Festigkeit der optimierten TiAl-Schaufeln bereits im Schleudertest erfolgreich verifiziert werden konnte, und da für die aerodynamische Validierung nur die Form der Schaufel, nicht aber das Material ausschlaggebend ist, wurde ein vollständiger Satz Aluminiumschaufeln für die Untersuchung im Turbinenprüfstand beauftragt. Das eingesetzte Aluminium 3.4365 besitzt eine Dehngrenze von 534,7 MPa und erhöht dadurch den Sicherheitsfaktor für beide Betriebspunkte, was die Betriebssicherheit der experimentellen Untersuchung gewährleistet. Die Aluminiumschaufeln wurden von der Firma AWB Aviation GmbH durch Fräsen gefertigt. Die Form der Aluminiumschaufeln entspricht exakt der optimierten Geometrie.

In Abbildung 43 ist der vollständig mit Aluminiumschaufeln bestückte Rotor dargestellt, der in den Turbinenprüfstand zur experimentellen Validierung der aerodynamischen Kennwerte eingebaut wurde.



Abbildung 43: Optimierte Aluminiumschaufeln installiert in die Rotorscheibe (links) und in den Prüfstand (rechts).

Abbildung 44 zeigt den Einbau der Turbine bestehend aus dem mit Messingschaufeln bestückten Stator und dem mit Aluminiumschaufeln bestückten Rotor. Durch die Öffnung wurde die Drucksonde, die zwischen Stator und Rotor positioniert ist (Position 4 mm), eingesetzt. Für die experimentelle Untersuchung musste sichergestellt werden, dass die Sonden nicht mit den drehenden Teilen der Turbine kollidieren. Daher war eine boroskopische Kontrolle über die Sondenstellung notwendig. Die rechte Abbildung 44 zeigt die Position der Sonde zwischen Statorschaufeln (links im Bild) und Rotorscheufeln (rechts im Bild), die auf Grund ihrer Ausmaße und der Turbinendimension nur wenig Abstand zum drehenden Rotor aufweist.



Abbildung 44: links: Blick durch die Gehäuseöffnung des Prüfstands, rechts: Boroskopische Untersuchung der Sondenpositionierung zwischen Stator und Rotor.

In Abbildung 45 ist der instrumentierte Prüfstand dargestellt, in dem die Prüfturbine eingebaut ist. Insgesamt wurden fünf Sonden parallel an unterschiedlichen Umfangspositionen eingesetzt. Zu erkennen sind vier der fünf Sondenverschiebegeräte, die in das Turbineninnere ragen.

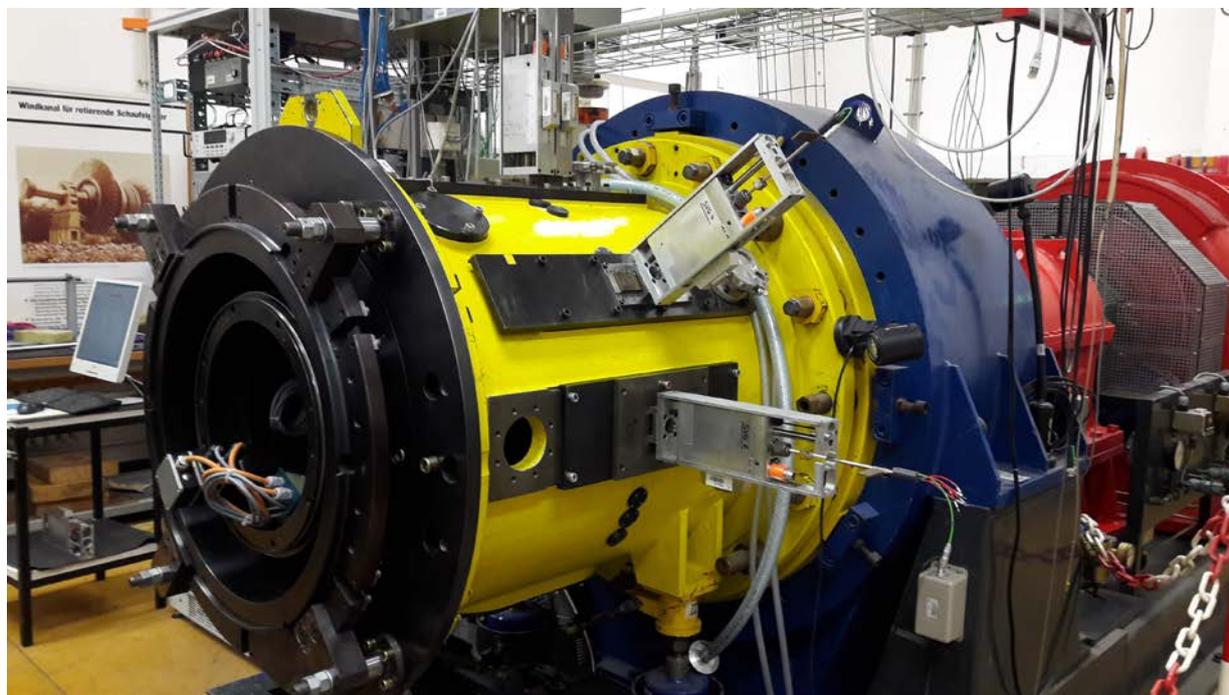


Abbildung 45: Instrumentierter Turbinenprüfstand mit eingebauter Turbine.

Die Sondenarten und -positionen sind in Tabelle 5 angegeben. Dabei ist die axiale Nullposition die Statorhinterkante. Die Umfangsrichtung weist bei stromab Blickrichtung im Uhrzeigersinn. Die Umfangsnullposition wurde bei 12 Uhr definiert.

Tabelle 5: Setup der Drucksonden der Validierungsversuche.

Sonde	Typ	Aximale Position	Umfangsposition
RRT8	5-Loch	4 mm	90 °
RRT7	5-Loch	48 mm	55 °
RRT6	4-Loch	68 mm	0 °
RRT3	3-Loch	118 mm	0 °
RRT2	3-Loch	118 mm	-55 °

Während der Versuche wurden alle Sonden simultan in radialer Richtung verfahren und mit Hilfe der Winkelautomatik in die Strömung ausgerichtet. Dadurch ist es möglich sowohl die Totaldrücke, Totaltemperaturen und Machzahlen als auch die Strömungswinkel zu ermitteln. Zur

Messung von Flächentraversen wurde der Stator in 0.5 ° Schritten verdreht. Insgesamt wurden so viele Verschiebungen für beide Betriebspunkte vorgenommen, dass 2 Statorteilungen vollständig aufgelöst werden konnten.

Experimentelle Validierung der Aerodynamik im Betriebspunkt BP1

Da aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht alle Messdaten und abgeleitete Größen dargestellt werden können, wird im Folgenden auf die wesentlichen Erkenntnisse des Betriebspunkts BP1 eingegangen. Besonderheiten für den Betriebspunkt BP2 werden im Anschluss erläutert.

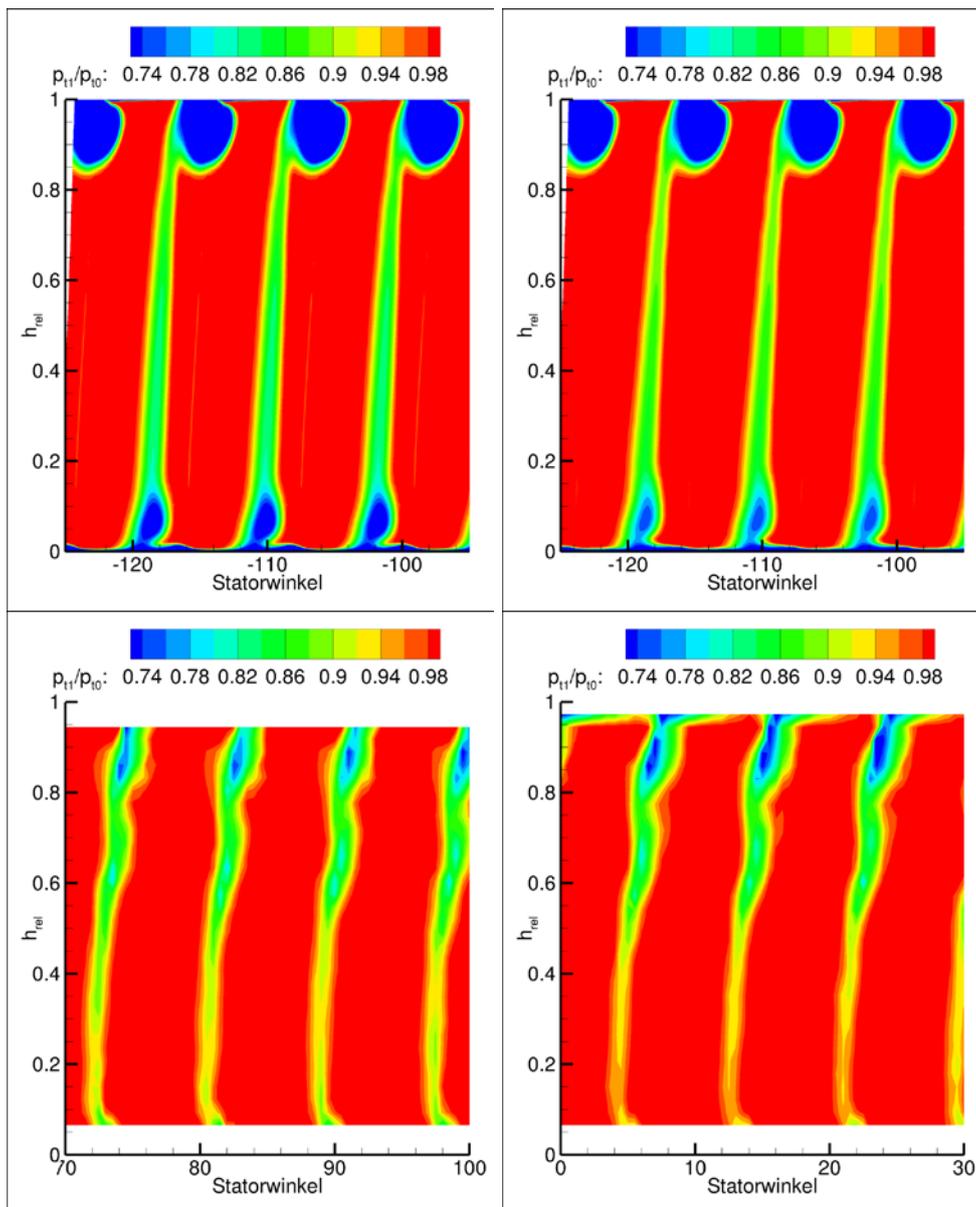


Abbildung 46: Verteilung des totalen Druckes der Sonde RRT8 zwischen Stator und Rotor, oben: CFD, unten: Experiment, links: Ausgangsschaufel, rechts: optimierte Schaufel.

Zunächst wurde die Statorabströmung vermessen und mit den numerischen Daten sowie den experimentellen Ergebnissen der Ausgangsschaufel verglichen. Abbildung 46 zeigt den totalen Druck der Sonde RRT8 zwischen Stator und Rotor als Flächentraverse. Der Totaldruck wurde dabei auf den Totaldruck am Turbineneingang normiert. Die CFD Ergebnisse zeigen einen dominanten Wirbel am Gehäuse, der durch den beschriebenen Spalt zwischen Statorschaufel und Gehäuse erzeugt wird. In beiden Experimenten ist dieser Spaltwirbel bedeutend abgeschwächt gemessen worden als es die CFD wiedergibt. Das Totaldruckniveau hat sich durch die Optimierung nicht verändert, was keine Veränderung des Strömungsverlustes im Stator bedeutet. Auch in den Experimenten ist das Totaldruckniveau unverändert und bestätigt somit die numerischen Ergebnisse.

Eine komprimiertere Darstellung in Form von so genannten Radials wird durch die Mittelung über mehrere Teilungen in Umfangsrichtung erreicht. Die Totaldruck-Radials in Abbildung 47, links bestätigen, dass sich der Totaldruck hinter dem Stator durch die Optimierung nicht verändert hat. Insgesamt kann das numerisch ermittelte Druckniveau durch die Experimente bestätigt werden.

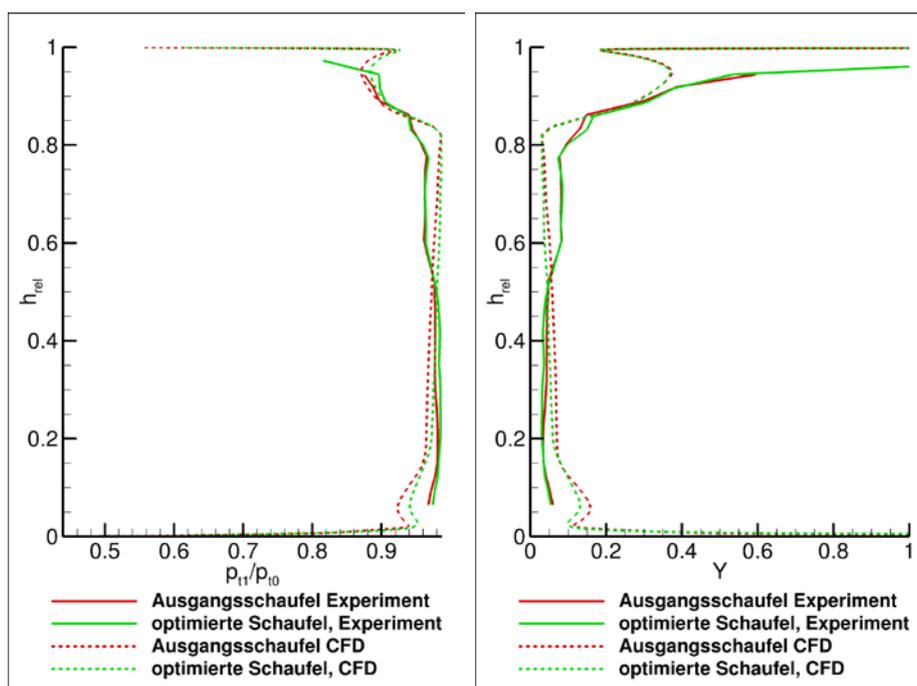


Abbildung 47: Radial des Totaldrucks (links) und des Totaldruckverlustes (rechts) der Sonde RRT8 zwischen Stator und Rotor.

Die Totaldruckverluste Y lassen sich mit Hilfe des Totaldrucks der Zuströmung p_{t0} (1,32 bar) und des statischen Drucks der Sonde RRT8 p_{s1} ebenfalls ermitteln. Sie berechnen sich zu:

$$Y_{Stator} = \frac{p_{t0} - p_{t1}}{p_{t1} - p_{s1}} \quad Y_{Rotor} = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t2} - p_{s2}} \quad (2-5)$$

In Abbildung 47, rechts sind die Radials des Totaldruckverlustes des Stators dargestellt. Die Totaldruckverluste hinter dem Stator werden durch die Optimierung nicht verändert. Dies zeigen ebenfalls sowohl die numerischen als auch die experimentellen Ergebnisse. Bis auf den Bereich nahe des Gehäuses, wo die numerischen Simulationen einen stärkeren Spaltwirbel vorhersagen als die Experimente zeigen, sind die Verluste in CFD und Experiment in der gleichen Größenordnung.

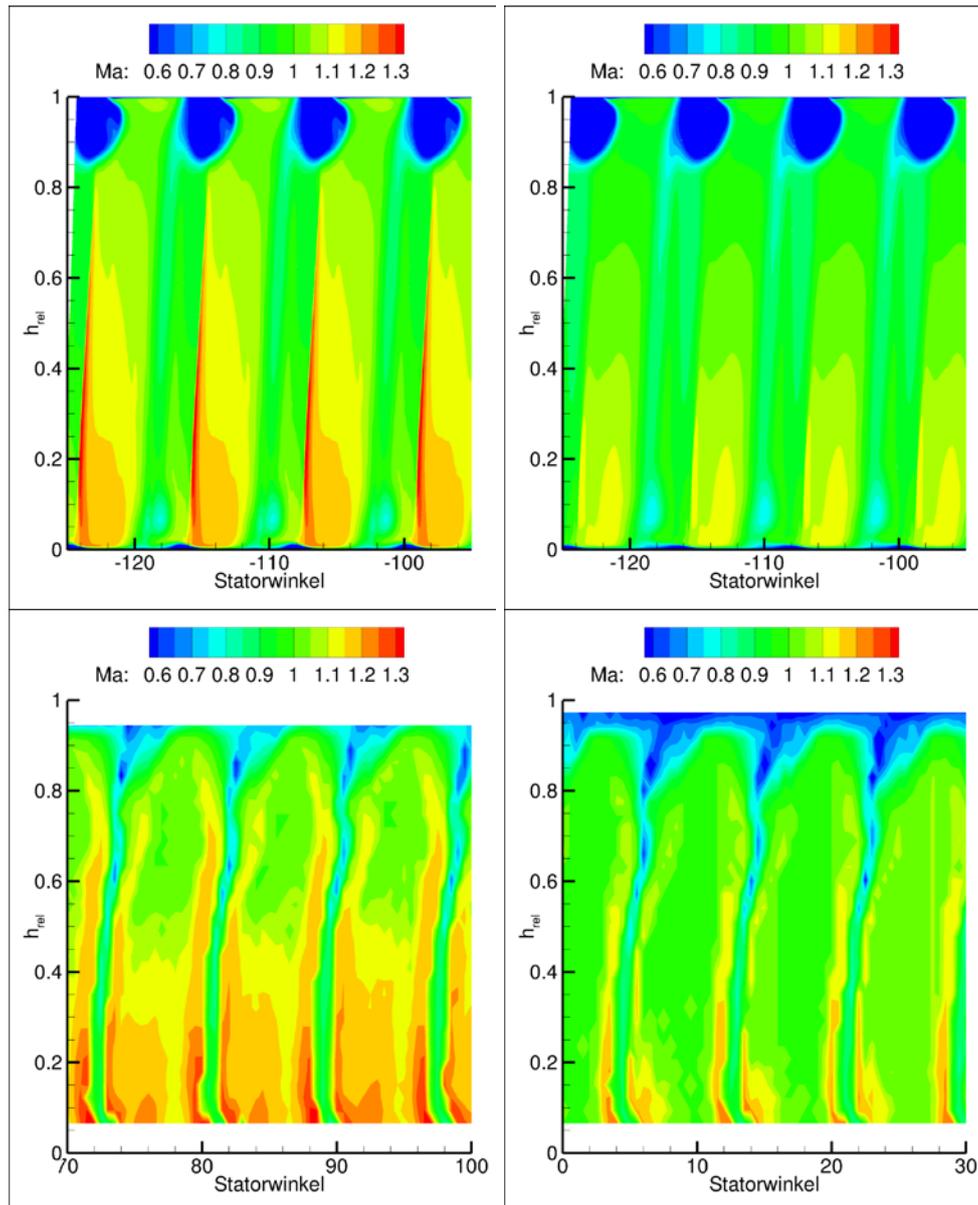


Abbildung 48: Machzahlverteilung der Sonde RRT8 zwischen Stator und Rotor, oben: CFD, unten: Experiment, links: Ausgangsschaufel, rechts: optimierte Schaufel.

Die optimierte Schaufel zeigte in der CFD Simulation eine Entlastung der Statorschaufel, was sich durch ein geringeres Machzahlniveau auszeichnet (Abbildung 37 sowie Abbildung 48, oben). Auch in den experimentellen Ergebnissen (Abbildung 48, unten) ist die Machzahl der optimierten Schaufel insgesamt geringer als die der Ausgangsschaufel. Das spiegeln auch die Radials der Machzahl hinter dem Stator wieder (Abbildung 49).

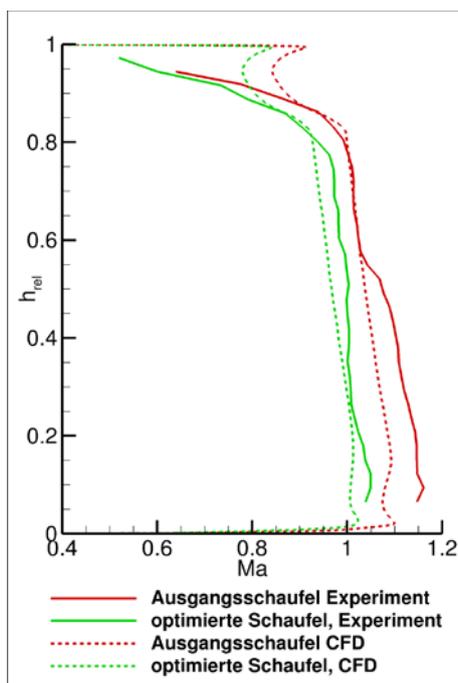


Abbildung 49: Radials der Machzahl der Sonde RRT8 zwischen Stator und Rotor.

Bezüglich der Statorströmung konnten somit die numerischen Ergebnisse experimentell verifiziert werden. Auch wenn sich zwischen CFD und Experiment im Detail Unterschiede in den Strömungszuständen finden, so sind die Trends der Optimierung in beiden Verfahren erkenntlich und nachvollziehbar und auch die Werte liegen in der gleichen Größenordnung.

Die Sonden hinter dem Rotor sind fest an ihren Umfangspositionen verbaut. Durch die Rotation des Rotors nehmen sie im Wesentlichen vermischte Strömungsgrößen auf. Je nach Position des Stators, bzw. der relativen Umfangsposition der Sonden zum Stator, sind jedoch Effekte der Statorabströmung zu erkennen, die durch die Rotorbeschaufelung hindurch transportiert werden. Ein Vergleich der Flächentraversen zwischen CFD und Experiment ist hier nicht möglich, da die CFD Simulation im Relativsystem des Rotors durchgeführt wird. Im Vergleich zu den Sonden, die einen festen Bezug zum Stator haben, hat die CFD Lösung einen festen Bezug zum Rotor. Es können also lediglich die experimentellen Ergebnisse der Ausgangsschaufel und der optimierten Schaufel im Detail verglichen werden. Zusätzlich können jedoch die umfangsgemittelten Radials der CFD Lösung mit den experimentellen Daten verglichen werden.

Es wird hier auf die Darstellung der rotornahen Sonden RRT7 und RRT6 verzichtet, da für die Betrachtung der Leistung und des Wirkungsgrades eine möglichst homogene Strömung vorteilhaft ist. Für diese Sonden wurden die Daten ebenfalls aufgenommen und verglichen, sind jedoch auf Grund ihrer turbulenteren Schwankungsbreite in den Daten weniger aussagekräftig als die näher am Turbinenaustritt gelegenen Sonden RRT2 und RRT3.

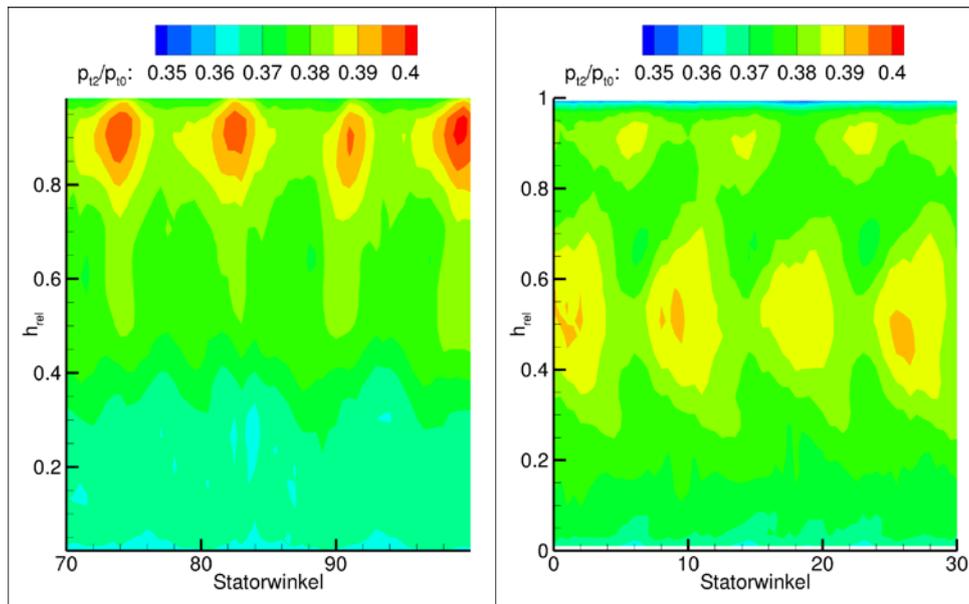


Abbildung 50: Verteilung des Totaldrucks der Sonde RRT3 am Turbinenaustritt, links: Ausgangsschaufel, rechts: optimierte Schaufel.

In Abbildung 50 sind die Verteilungen des Totaldrucks der Sonde RRT3 am Turbinenaustritt abgebildet. Die Sonde RRT2, die sich an gleicher axialer Position aber an anderer Umfangsposition befindet, zeigt eine ähnliche Verteilung. Bei der Ausgangsschaufel sind hohe Totaldrücke im Gehäusebereich zu erkennen, deren Abstand einer Statorteilung entsprechen. Demzufolge stammen diese hohen Totaldruckwerte vom Stator und werden durch den Rotor transportiert. Die hohen Totaldrücke sind ungewöhnlich, da nahe des Gehäuses der Spaltverlust des Rotors zu einer Absenkung des Totaldruckes führen müsste. Die optimierte Schaufel zeigt keine solch hohen Totaldrücke im Gehäusebereich. Allerdings wurde für die Optimierung der Radialspalt des Rotors aus Sicherheitsgründen größer dimensioniert. Dafür ergeben sich höhere Totaldrücke im mittleren Bereich und nahe der Nabe.

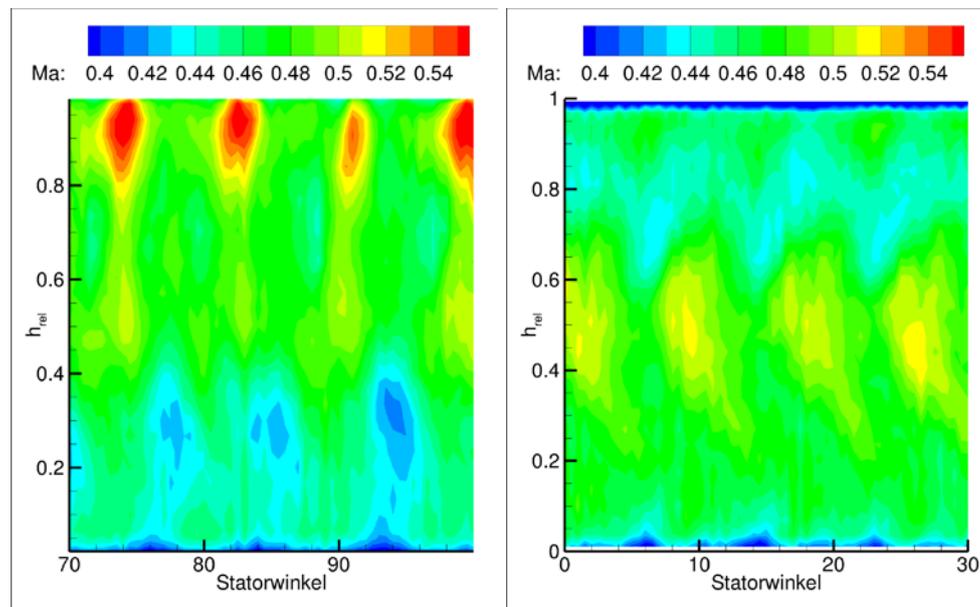


Abbildung 51: Machzahlverteilung der Sonde RRT3 am Turbinenausritt, links: Ausgangsschaufel, rechts: optimierte Schaufel.

Ähnliche Unterschiede sind auch in der Machzahlverteilung zu erkennen (Abbildung 51). Die Ausgangsschaufel zeigt Bereiche hoher Machzahl im Gehäusebereich wohingegen in der optimierten Schaufel die mittleren und nabennahen Bereiche eine höhere Machzahl aufweisen. In Abbildung 52 sind die Radials des Totaldrucks und der Machzahl am Turbinenausritt dargestellt. Dabei sind die experimentellen Daten der Sonde RRT2 und RRT3 gemittelt worden. Die Radials geben die beschriebenen Unterschiede im Totaldruck und der Machzahl zwischen der Ausgangsschaufel und der optimierten Schaufel sehr gut wieder. Die CFD Lösungen stimmen mit den experimentellen Ergebnissen sehr gut überein. Somit können auch am Turbinenausritt die numerischen Ergebnisse verifiziert werden.

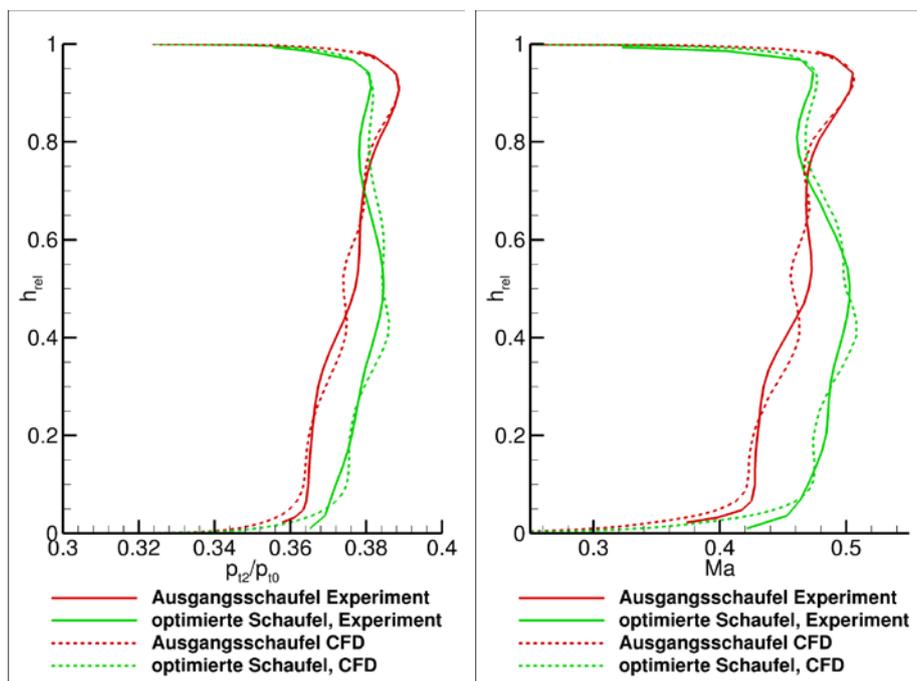


Abbildung 52: Radial des Totaldrucks (links) und der Machzahl (rechts) am Turbinenaustritt, gemittelt aus den Werten der Sonden RRT2 und RRT3.

Schließlich wurde der Strömungsverlust γ des Rotors und der Wirkungsgrad η der Turbine untersucht. Der isentrope Wirkungsgrad berechnet sich aus:

$$\eta_{is} = \frac{h_{t0} - h_{t2}}{h_{t0} - h_{t2}^{is}} = \frac{1 - \frac{T_{t2}}{T_{t0}}}{1 - \left(\frac{p_{t2}}{p_{t0}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \tag{2-6}$$

wobei h_t die spezifische Enthalpie am Turbinenein- bzw. -austritt ist. Über die Isentropenbeziehung lässt sich der Wirkungsgrad über die Messung der Totaltemperaturen und der Totaldrücke ermitteln.

In Abbildung 53 sind die Strömungsverluste des Rotors und der Turbinenwirkungsgrad als Radials dargestellt. Hier ergibt sich ein differenzierteres Bild als bei den Ergebnissen der primitiven, direkt aus den Sondendaten ermittelten Größen Totaldruck und Machzahl. Im unteren Bereich ($h_{rel} < 0.4$) sind die numerischen Verluste der Ausgangsschaufel und der optimierten Schaufel in etwa gleich. Die experimentellen Verluste zeigen ebenfalls die Gleichheit zwischen den Designs, sie liegen jedoch leicht oberhalb der numerisch ermittelten Werte. Im Bereich $0.4 < h_{rel} < 0.7$ sind die numerischen und experimentellen Verluste ähnlich. Hier zeigen sich geringere Verluste bei der optimierten Schaufel. Im Gehäusebereich ($h_{rel} > 0.7$) sind die Verluste der optimierten Schaufel jedoch deutlich höher als die der Ausgangsschaufel. Auch ergibt sich hier ein größerer Unterschied zwischen Numerik und Experiment als bei der Ausgangsschaufel. Offensichtlich ist

der Rotor-Spaltwirbel in der Numerik der optimierten Schaufel zu stark unterschätzt worden. Eine weitere Ursache wird am Ende des Kapitels erörtert.

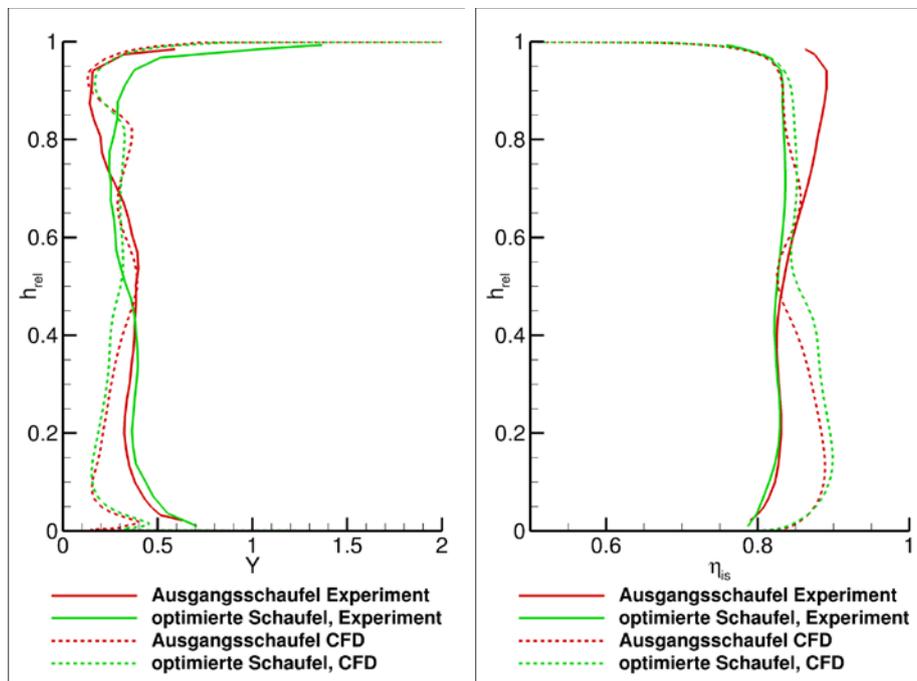


Abbildung 53: Radials der Strömungsverluste (links) und des Turbinenwirkungsgrades (rechts).

Der radiale Verlauf des Turbinenwirkungsgrades zeigt ebenfalls im unteren Bereich ($h_{rel} < 0.5$) eine ungenügende Vorhersagegenauigkeit der Numerik. Die CFD überschätzt hier um bis zu 10 % den gemessenen Wirkungsgrad. In der Numerik ist außerdem über diesen Bereich eine leichte Verbesserung des Wirkungsgrades bei der optimierten Schaufel prognostiziert worden, die jedoch im Experiment nicht nachgewiesen werden konnte. Oberhalb des Mittenschnittes ($h_{rel} > 0.5$) wiederum stimmen die numerischen und die experimentellen Wirkungsgrade sehr gut überein, was die optimierte Schaufel betrifft. Die Messung der Ausgangsschaufel zeigt hier einen starken Anstieg des Wirkungsgrades, der jedoch nicht plausibel wirkt und in dieser Höhe auch nicht von der CFD vorhergesagt wurde. Daraus ergibt sich auch, dass der von der Numerik prognostizierte Wirkungsgradgewinn der optimierten Schaufel nicht erreicht werden konnte. Tabelle 6 stellt die radial-massengemittelten Wirkungsgrade gegenüber.

Tabelle 6: Vergleich der Wirkungsgrade im Betriebspunkt BP1.

Ausgangsschaufel Experiment	84,53 %
Ausgangsschaufel CFD	84,80 %
Optimierte Schaufel CFD	86,16 %
Optimierte Schaufel Experiment	82,30 %

Experimentelle Validierung der Aerodynamik im Betriebspunkt BP2

Die Vermessung des Betriebspunktes BP2 ergab ähnliche Validierungserkenntnisse wie bereits im Betriebspunkt BP1 beschrieben. Daher wird dieser Betriebspunkt nur zusammenfassend dargestellt. Zunächst werden für die optimierte Schaufel die zwei Betriebspunkte miteinander verglichen. Bezüglich der Daten der Sonde RRT8 zwischen Stator und Rotor gibt es kaum Unterschiede zum Betriebspunkt BP1. Dieselben Aussagen über die Vorhersagegenauigkeit der Numerik können auch für den zweiten Betriebspunkt getroffen werden.

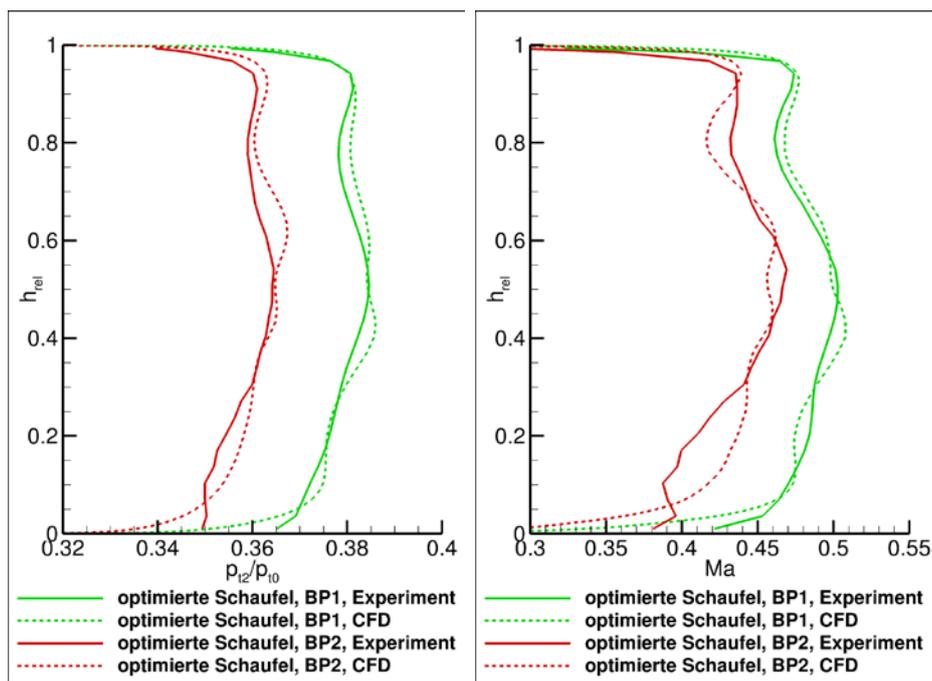


Abbildung 54: Radial des Totaldrucks (links) und der Machzahl (rechts) am Turbinenausritt, gemittelt aus den Werten der Sonden RRT2 und RRT3, der optimierten Schaufel für BP1 und BP2.

Für die Sonden am Turbinenausritt sind die Ergebnisse der Radials beider Betriebspunkte für die optimierte Schaufel in Abbildung 54 gegenübergestellt. Aus den numerischen Simulationen wurden tiefere Totaldrücke und Machzahlen am Turbinenausritt im Betriebspunkt BP2 vorhergesagt. Dies konnte in den experimentellen Untersuchungen quantitativ bestätigt werden. Die Radials der Totaldruckverluste und des Wirkungsgrades (Abbildung 55) zeigen eine qualitative Verbesserung für den Betriebspunkt BP2 sowohl in den CFD, als auch in den experimentellen Ergebnissen. Der Betriebspunkt BP2 weist geringere Verluste und einen höheren Wirkungsgrad als BP1 auf, da die höhere Drehzahl näher an der Designdrehzahl des Rotors liegt. Im unteren Bereich ($h_{rel} < 0.5$) treten allerdings deutliche Unterschiede in den Absolutwerten zwischen CFD und Experiment auf. Insgesamt stimmen aber die Trends in den Strömungsgrößen und -kennwerten, die sich durch eine Änderung des Betriebspunktes ergeben, sowohl in CFD als auch im Experiment überein. Somit konnten die numerischen Ergebnisse qualitativ im Experiment verifiziert werden.

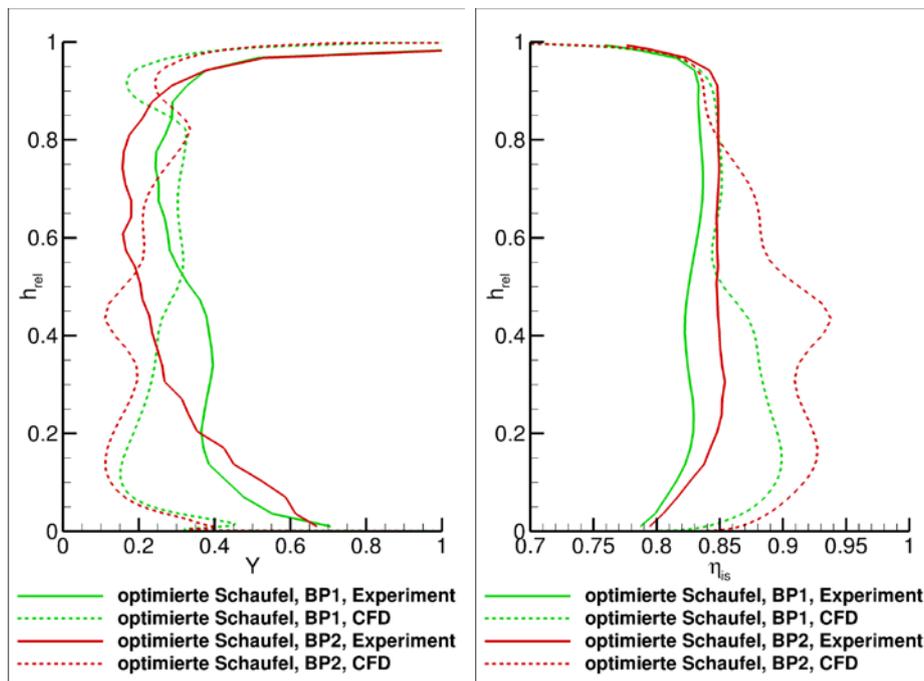


Abbildung 55: Radials der Strömungsverluste (links) und des Turbinenwirkungsgrades (rechts) der optimierten Schaufel für BP1 und BP2.

Zuletzt erfolgt noch ein Vergleich zwischen der Ausgangsschaufel und der optimierten Schaufel für den Betriebspunkt BP2. In den Experimenten mit der Ausgangsschaufel wurden für diesen Betriebspunkt die Sonden nicht radial verfahren, sondern sie standen fest verbaut im Mittenschnitt. Daher sind für diesen Betriebspunkt keine Flächentraversen für die Ausgangsschaufel verfügbar, sondern lediglich die Verteilung der Strömungsgrößen im Mittenschnitt über eine Teilung.

In Abbildung 56 sind die Umfangswerte im Mittenschnitt am Turbinenausstritt für eine Statorteilung sowohl für den Totaldruck als auch für die Machzahl aufgetragen. Für die optimierte Schaufel stimmen die Werte aus der CFD Simulation sehr gut mit den Daten der Experimente überein. Bezüglich der Ausgangsschaufel zeigt sich jedoch, dass die Numerik stark vom Experiment abweicht. Die Ursache dafür konnte nicht ermittelt werden.

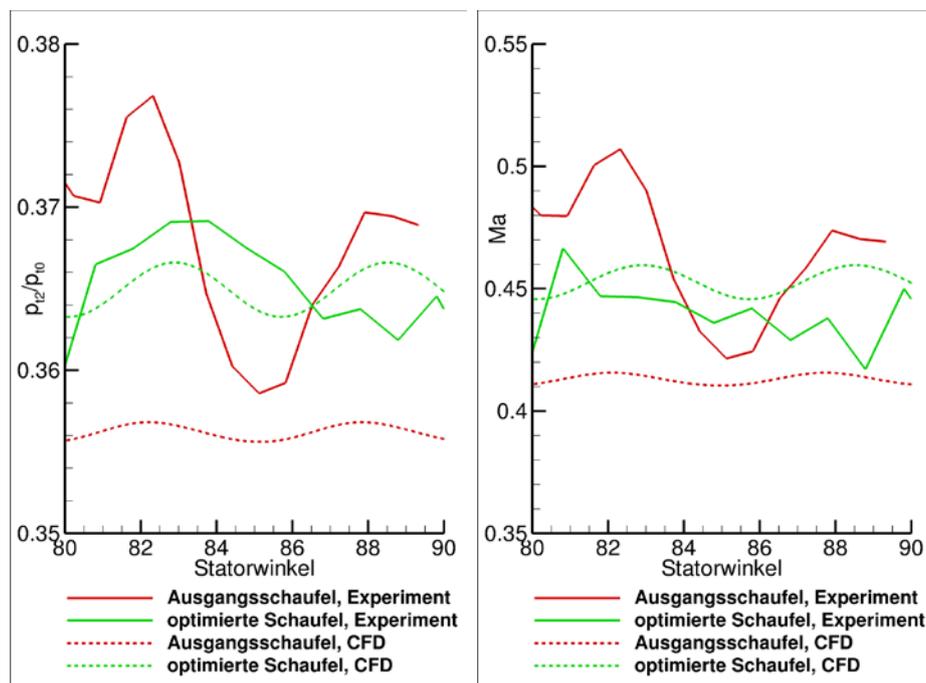


Abbildung 56: Vergleich des Totaldrucks (links) und der Machzahl (rechts) im Mittenschnitt am Turbinenausgang für eine Statorteilung.

Die Wirkungsgrade für den Betriebspunkt BP2 sind in Tabelle 7 gegenübergestellt. Auch für den Betriebspunkt BP2 konnte der Turbinenwirkungsgrad der optimierten Schaufel nur unzureichend experimentell verifiziert werden.

Tabelle 7: Vergleich der Wirkungsgrade im Betriebspunkt BP2.

Ausgangsschaufel Experiment	88,8 %
Ausgangsschaufel CFD	87,82 %
Optimierte Schaufel CFD	88,73 %
Optimierte Schaufel Experiment	84,02 %

Zusammenfassend haben die Validierungsversuche gezeigt, dass die primitiven Größen, die durch die Sonde direkt gemessen werden, mit den numerischen Ergebnissen gut übereinstimmen. Zudem konnte gezeigt werden, dass die Trends in der Entwicklung der Strömungsverluste und der Wirkungsgrade bei Änderung des Betriebspunkts übereinstimmen. Je konzentrierter die Kenngrößen jedoch berechnet werden, umso mehr weichen die numerischen Ergebnisse von den experimentellen ab. Insbesondere der mittlere Turbinenwirkungsgrad der optimierten Schaufel konnte in den Validierungsversuchen nicht erreicht werden. Hierzu sind weitere Untersuchungen notwendig, die die Ergebnisqualität von CFD und Experiment überprüfen. Auch wenn das Optimierungsziel experimentell nicht bestätigt werden konnte, so konnte doch gezeigt werden,

dass durch die TATT Prozesskette eine neue Rotorscheufel ganzheitlich ausgelegt und hergestellt werden kann und auch erfolgreich unter realitätsnahen Bedingungen im Turbinenprüfstand vermessen werden konnte.

Nachdem die Versuche im Turbinenprüfstand abgeschlossen wurden, wurde die Turbine zur Lagerung wieder demontiert. Dabei ist aufgefallen, dass sich Teile des Anlaufbelags Rohacel abgelöst haben. In Abbildung 57 ist die Fehlstelle zu erkennen, die sich über dem Rotor befindet. Der Zeitpunkt, wann sich der Anlaufbelag abgelöst hat, konnte nicht rekonstruiert werden. Der Defekt könnte somit bereits während der experimentellen Untersuchungen zum Betriebspunkt BP1 aufgetreten sein. Obwohl sich die Ablösung nicht über den gesamten Umfang der Turbine verteilt, könnte dies dennoch eine Ursache für die hohen Rotorverluste am Gehäuseerand im Betriebspunkt BP1 sein. Ebenso wird sich die Ablösung negativ auf den Wirkungsgrad der Turbine ausgewirkt haben.



Abbildung 57: Abgelöster Anlaufbelag über dem Rotor.

Literatur

[Kost2004] "Experimental Turbine Research at DLR Goettingen.", F. Kost, P.-A. Giess. Journal of the Gas Turbine Society of Japan 32, no. 6 (2004): 485–93.

2.2. Wichtige Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Im Folgenden ist der zahlenmäßige Nachweis aufgeführt, wobei in der rechten Spalte die vorkalkulierten Kosten und in der linken Spalte die tatsächlich abgerechneten Kosten dargestellt sind.

Tabelle 8: Zahlenmäßiger Nachweis.

Position	Entstandene Kosten	Vorkalkulation
813 Material	8.661,44 €	1.500,- €
823 FE-Fremdleistungen	8.416,18 €	5.040,- €
837 Personalkosten	1.245.190,75 €	1.162.166,- €
838 Reisekosten	9.132,71 €	13.000,- €
847 AfA für vorhabenspezifische Anlagen	16.054,18 €	13.794,- €
850 Sonstige unmittelbare Vorhabenkosten	13.285,18 €	10.000,- €
856 Innerbetriebliche Leistungen	107.721,72 €	126.500,- €
Summe	1.408.462,16 €	1.332.000,- €

2.3. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Sämtliche im Projekt geleisteten Arbeiten waren notwendig und angemessen. Ohne den TATT-Verbund und die resultierenden Zuwendungen wäre dieses Vorhaben für das DLR nicht tragbar gewesen. Mit der Förderung im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms wurde somit ein wesentlicher Beitrag geleistet, die vorhandenen Kompetenzen der beteiligten Institute zu erweitern und für eine multidisziplinäre Optimierung einer Niederdruckturbinenschaufel aus γ -TiAl zu kombinieren. Hierdurch wurden die Voraussetzungen für effiziente multiphysikalische Auslegungen von Triebwerkskomponenten geschaffen.

2.4. Nutzen und Verwertbarkeit

Der Verwertungsplan des Vorhabens TATT basiert, wie in dem Zuwendungsbescheid gefordert, wesentlich auf den folgenden beiden Punkten:

- Angebot der Unterstützung und Expertendienstleistung mit der Toolbox an Triebwerks-OEM ab Mitte 2017
- Freie Veröffentlichung des Handbuchs „Guss-Regelwerk für TiAl“ u.a. mit Designgrenzkurven für die Zielgruppe der Designer der OEMs ab Ende 2017

Darüber hinaus werden die in dem Projekt gewonnen Erkenntnisse und Ergebnisse ebenfalls für wissenschaftliche Publikationen, Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses sowie für die Akquise weiterer Forschungsvorhaben mit industrieller Relevanz genutzt.

2.5. Fortschritt anderer Stellen

Soweit bisher bekannt, existiert ein vergleichbares Auslegungstool an keiner anderen Stelle.

2.6. Veröffentlichungen

Referierte Veröffentlichungen

- „Distributed Multidisciplinary Optimization of a Turbine Blade Regarding Performance, Reliability and Castability“, C. Buske; A. Krumme; T. Schmidt; C. Dresbach; S. Zur; R. Tiefers, Proc. ASME. 49712; Volume 2C: Turbomachinery, V02CT45A002. June 13, 2016, GT2016-56079, doi: 10.1115/GT2016-56079
- „A Stochastic Reliability Model for Application in a Multidisciplinary Optimization of a Low Pressure Turbine Blade Made of Titanium Aluminide“, Dresbach, C., Becker, T., Reh, S., Wischek, J., Zur, S., Buske, C., Schmidt, T., Tiefers, R., Latin American Journal of Solids and Structures (13), Seiten 2316-2332. ISSN 1679-7817, 2016

Bachelor-, Master-, -Studien- und Diplomarbeiten

- „Aerodynamische Optimierung der 1-stufigen Hochdruckturbinen ADTurB unter Berücksichtigung der Gießbarkeit“, H. Linnemann, Diplomarbeit 11/2013

Workshops

- „Optimierung von Niederdruckturbinenschaufeln“, C. Buske; S. Zur, T. Schmidt; C. Dresbach; R. Tiefers, RCE User Workshop, 20.11.2014, Köln
- „Titanium Aluminide Turbine Toolbox – A new tool for optimizing the design process for gamma-TiAl low pressure turbine blades“, Tiefers, R., Aguilar, J., Dresbach, C., Buske, C., Schmidt, T., Zur, S., 28th International Congress 'Excellence in the art of Investment Casting', 15.-18. Jun. 2014, Lugano, Switzerland
- „Ein Zuverlässigkeitsmodell für Titan-Aluminide zur Anwendung im Rahmen von multidisziplinären Optimierungen von Niederdruckturbinenschaufeln“, Dresbach, C., Becker, T., Reh, S., Wischek, J., Zur, S., Buske, C., Schmidt, T., Tiefers, R., Werkstoff-Kolloquium 2017: Simulation und Digitalisierung in der Werkstoff-Forschung, 5.12.2017, Köln

Vorlesungen

- „Werkstoffe der Luft- und Raumfahrt“, C. Dresbach; Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, WPF im Master „Materials Science and Sustainability Methods“, 3 SWS, WS16/17
- „Werkstoffe der Luft- und Raumfahrt“, C. Dresbach; Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, WPF im Master „Materials Science and Sustainability Methods“, 3 SWS, WS17/18