

Luftfahrtforschung und -technologie

"Engine 3E Programm"

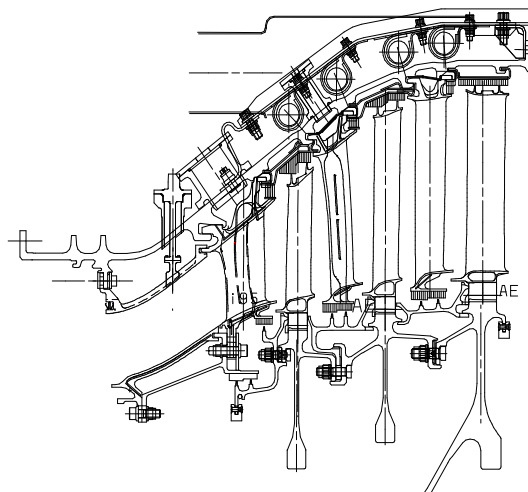
Effiziente und leichte Turbinen für Triebwerke der nächsten Generation (NextGen-T)

Abschlussbericht

Förderkennzeichen: 20T0302A

Laufzeit: 01.07.2003 bis 31.12.2007

Berichterstatter: Dr. Thomas Schröder



München, Juni 2008

1. Einleitung	3
2. Übersicht	4
2.1 Zielsetzung des Vorhabens.....	4
2.2 Projektstruktur	4
2.3 Wesentliche Ergebnisse.....	6
3. Darstellung der Arbeitspakete und der erreichten Ergebnisse.....	8
3.1 High Lift Blading (AP 2000).....	8
3.1.1 Conventional High Lift Blading (AP 2100)	9
3.1.2 Passive Boundary Layer Control High Lift Blading (AP 2200).....	41
3.2 Thin Solid Airfoils (AP 3000)	44
3.2.1 Innovative 3D-Profilierung mit Rigttest	44
3.2.2 Konzeptprüfung Aspirating Airfoils (AP 3200)	56
3.3 3D-Flow Control (AP 4000)	63
3.3.1 Konzeptbeschreibung (AP 4100).....	63
3.3.2 Kaskadenuntersuchungen (AP 4100).....	67
3.3.3 Untersuchungen in der LISA-Turbine (AP 4200)	74
3.3.4 Rigversuch (AP 4300)	92
3.3.5 Zusammenfassung und Ausblick.....	99
4. Schrifttum	101

1. Einleitung

Die Hersteller von Flugantrieben sind heute mehr denn je einem äußerst harten Wettbewerb ausgesetzt, der im Vergleich zu anderen Industrien einen deutlich höheren Aufwand für Forschung und Entwicklung erfordert, um die von den Flugzeugherstellern ständig geforderten Innovationen in der Triebwerkstechnologie auch bereitstellen zu können. Gleichzeitig weisen Flugtriebwerke aber auch ein sehr hohes Potenzial für eine Wertschöpfung auf. Vor dem Hintergrund der nach wie vor für den internationalen Luftverkehr unverändert hoch prognostizierten Wachstumsraten sichern somit die Entwicklung und die Herstellung von Flugantrieben durch die erfolgreiche Verknüpfung von Wertschöpfung mit der dazu erforderlichen Technologiebereitstellung einen für den Standort Deutschland überaus bedeutsamen Industriezweig. Darüber hinaus wird auch die Umweltverträglichkeit von Flugzeugen hauptsächlich von den Flugtriebwerken bestimmt und somit tragen innovative Triebwerkstechnologien gleichzeitig auch entscheidend zur weiteren Erhöhung der Umweltverträglichkeit von Flugzeugen bei.

In dem Verbundvorhaben "Effiziente und leichte Turbinen für Triebwerke der nächsten Generation" (NextGen-T), das im Rahmen des Programms "Luftfahrtforschung 2003 – 2007" des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie vom 1.7.2003 bis zum 31.12.2007 durchgeführt wurde, wurden innovative Technologien für künftige Turbinen ziviler Flugtriebwerke entwickelt. Hierzu wurden die zwei Themenschwerpunkte "Wirkungsgradsteigernde Technologien" und "Gewichtsreduzierende Technologien" für Niederdruckturbinen von Flugtriebwerken in einer Synthese verfolgt.

Zur weiteren Steigerung des heute bereits auf hohem Niveau liegenden Wirkungsgrads wurde eine aerodynamische Randzonenoptimierung (Umfangskonturierung des Ringraums) entwickelt und durch Maßnahmen zur Gewichtsreduzierung wurden eine Senkung des Herstelleraufwandes und der Herstellkosten erzielt. Mit dem Erreichen einer längeren Lebensdauer von Bauteilen wurde darüber hinaus eine Reduzierung von Wartungskosten ermöglicht. Alle entwickelten Einzeltechnologien weisen deutlich über den derzeitigen Stand der Technik hinaus und sind somit signifikante Innovationen für die Turbinen ziviler Flugtriebwerke aller Schubklassen und damit auch für die Flugtriebwerke als Ganzes.

2. Übersicht

2.1 Zielsetzung des Vorhabens

Die übergeordnete Zielsetzung des Vorhabens war es, innovative Technologien zu erarbeiten, die die MTU in die Lage versetzen, wettbewerbsfähige Niederdruckturbinen der nächsten Generation auf den Markt bringen zu können. Diese Technologien sollten insbesondere zu einer weiteren Steigerung des bereits auf hohem Niveau liegenden Wirkungsgrads, einer Reduzierung des Komponentengewichts und zur weiteren Reduzierung von Herstell- und Wartungskosten beitragen. Hierzu wurden drei Ansätze verfolgt:

- **High Lift Blading**

Mit innovativen Beschaukelungskonzepten auch in Kombination mit aktiver Grenzschichtkontrolle sollte die Anzahl der Schaufeln in den einzelnen Gitterreihen und damit das Turbinengewicht sowie daraus folgend der Brennstoffverbrauch der Triebwerke deutlich reduziert werden.

- **Thin Solid Airfoils**

Mit der Entwicklung dünner Vollschaufeln sollten die Herstellkosten gegenüber den aufwändiger herzustellenden Hohl-schaufeln deutlich gesenkt sowie durch die damit auch verbundene Vermeidung der Korrosionsanfälligkeit von Hohl-schaufeln die Lebensdauer der Schaufeln deutlich gesteigert werden. Dabei sollte das bestehende bereits hohe Niveau des Wirkungsgrads erhalten werden.

- **3D-Flow Control**

Mit der dreidimensionalen Gestaltung der Ringräume von Niederdruckturbinen, d.h. einer Umfangskonturierung dieser Ringräume, sollte eine Optimierung der aerodynamischen Randzonen durchgeführt und damit eine signifikante Steigerung des Wirkungsgrads der Niederdruckturbinen erreicht werden.

2.2 Projektstruktur

In Abbildung 1 ist der Strukturplan des Projekts dargestellt. Das Projekt gliederte sich entsprechend diesen thematischen Ansätzen in die drei Hauptarbeitspakete:

- High Lift Blading (AP 2000)
- Thin Solid Airfoils (AP 3000)
- 3D-Flow Control (AP 4000)

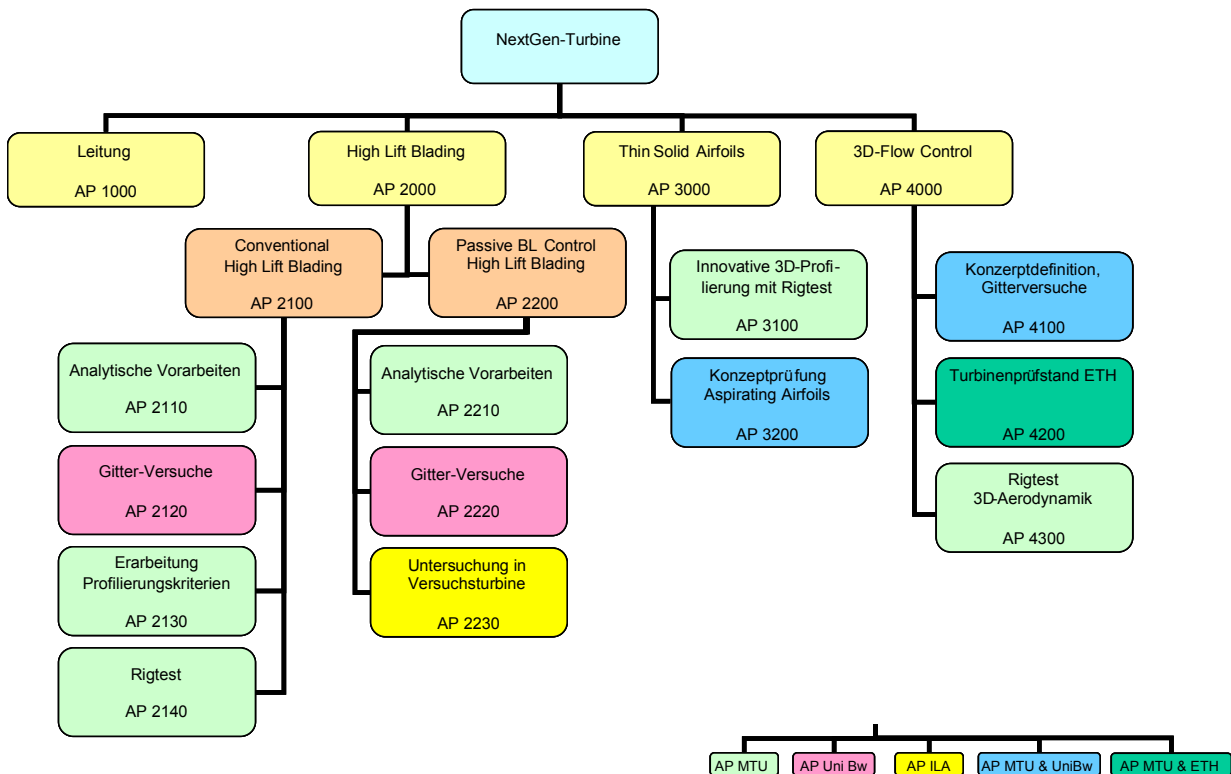


Abbildung 1: Projektstrukturplan

Die Projektpartner waren:

- MTU Aero Engines GmbH MTU
- Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München (im Unterauftrag) UniBw
- Institut für Energietechnik der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich (im Unterauftrag) ETH
- Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart ILA

In dem Projektstrukturplan Abbildung 1 sind die von den Projektpartnern bearbeiteten Arbeitspakete farblich gekennzeichnet. Es sind dies:

- AP 2120 und AP 2220, bearbeitet von UniBw
- AP 2230, bearbeitet von ILA. Über dieses Arbeitspaket wird von dem Projektpartner ILA gesondert berichtet.
- AP 3200 und AP 4100, bearbeitet gemeinsam von MTU und UniBw
- AP 4200, bearbeitet gemeinsam von MTU und ETH

2.3 Wesentliche Ergebnisse

Folgende wesentliche Ergebnisse, die in den Abschnitten der Darstellungen der einzelnen Arbeitspakete (Kap. 3) detailliert beschrieben sind, lassen sich hervorheben:

AP 2000 (High Lift Blading):

- Die in diesem Arbeitspaket erarbeiteten Erkenntnisse ermöglichen der MTU nunmehr eine genaue Vorhersage des aerodynamischen Verhaltens einer Niederdruckturbinen bei Erhöhung der Schaufelbelastung. Dies bedeutet, dass auf der Basis der Ergebnisse des mit der Niederdruckturbinen eines zivilen Flugtriebwerks durchgeführten Rigversuchs künftig neue aerodynamische Auslegungen von Niederdruckturbinen noch wesentlich präziser als bisher erfolgen können. Die angestrebte Reduzierung der Schaufelzahlen ohne nennenswerte Absenkung des Wirkungsgrades konnte allerdings nicht realisiert werden. Dieses Ziel ist gemäß des hier erarbeiteten heutigen Stands des Wissens nicht erreichbar. Das Hauptmerkmal der entwickelten Technologie ist demnach so zu sehen, dass für die Neuauslegung von Niederdruckturbinen hiermit nun der überaus wichtige Trade (Vergleich) zwischen Gewicht, Kosten und Wirkungsgrad sehr präzise vorausberechnet werden kann.

AP 3000 (Thin Solid Airfoils):

- Die Ergebnisse des in diesem Arbeitspaket mit der Niederdruckturbinen eines zivilen Flugtriebwerks durchgeführten Rigversuchs mit teilaufgedickten dünnen Vollschaufeln zeigten eine Verbesserung des Turbinenwirkungsgrades in der Größenordnung der theoretischen Vorhersage und die aerodynamische Auswertung dieser Ergebnisse lieferte Designinformationen, die es der MTU nunmehr ermöglichen, bei der Neuauslegung von Niederdruckturbinen solche dünne Vollschaufeln mit Teilaufdickung

einzusetzen. Diese Vollschaufeln weisen gegenüber aufwändiger herzustellenden Hohl-schaufeln ein Potenzial zur Senkung der Herstellkosten auf und bieten darüber hinaus durch die Vermeidung der Korrosionsanfälligkeit von Hohl-schaufeln auch ein Potenzial zur Steigerung der Lebensdauer.

AP 4000 (3D-Flow Control):

- In diesem Arbeitspaket wurde die Technologie der Seitenwandkonturierung von Niederdruckturbinen bei MTU von Grund auf entwickelt. Dazu wurde ein neuer integrierter CAD-Auslegungsprozess entwickelt und es wurden Experimente durchgeführt, deren Komplexität vom Ringgitter über eine Modellturbine bis zum Rigversuch mit der dreistufigen Niederdruckturbine eines zivilen Flugtriebwerks stetig zunahm. Dies ermöglichte eine systematische Analyse der strömungsphysikalischen Grundlagen und die Validierung der Auslegungswerkzeuge. Die Ergebnisse zeigten auf, dass die Geometriegenerierung ausreichend flexibel ist, um eine numerische Optimierung durchführen zu können. Entscheidend für die erfolgreiche Optimierung sind neben der Zuverlässigkeit des Strömungslösers vor allem die geeignete Auswahl der Zielkriterien und die Zusammensetzung der Zielfunktion. Die durchgeführten Validierungen zeigten in den meisten Fällen eine zufriedenstellende Übereinstimmung von Messung und Berechnung, wobei Verbesserungen insbesondere der Transitionsmodellierung für die Verlustberechnung weitere Fortschritte erwarten lassen. Auf Basis der umfangreichen experimentellen Ergebnisse und der erarbeiteten Auslegungssystematik kann Seitenwandkonturierung nun bei der Neuauslegung von Niederdruckturbinen eingesetzt werden. Die Ergebnisse zeigen darüber hinaus zusätzliche Handlungsfelder auf wie den Einfluss der Leckage und die Sensitivität gegenüber Geometrievariation.

3. Darstellung der Arbeitspakete und der erreichten Ergebnisse

3.1 High Lift Blading (AP 2000)

"High Lift Blading" bezeichnet ein Konzept zur Reduzierung der Schaufelzahlen in Niederdruckturbinen, bei dem die Druckbelastung der Schaufeln deutlich über die bisher in der Regel geltenden Grenzwerte hinaus erhöht wird und das auf einem vertieften Verständnis der instationären Rotor-Stator-Interaktionen, d.h. insbesondere dem Verständnis der Wirkungen der Nachlaufzellenströmung auf den instationären laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag auf den Schaufelprofilen beruht. Diese Thematik ist seit Jahren Gegenstand intensiver Forschungen.

Auf der Grundlage des Verständnisses dieses Konzepts war es das Ziel dieses Arbeitspakets, neue innovative Beschaukelungskonzepte zu entwickeln, die - bei möglichst gleichbleibendem oder nur geringfügig sinkendem Wirkungsgrad - eine deutliche Reduzierung der Anzahl der Schaufeln in Niederdruckturbinen und damit eine deutliche Reduzierung der Herstellkosten und des Turbinengewichts ermöglichen.

Das Arbeitspaket gliedert sich in die zwei Teilarbeitspakete, siehe Abbildung 1:

- AP 2100 Conventional High Lift Blading und
- AP 2200 Passive Boundary Layer Control High Lift Blading

Die Bezeichnung "Conventional High Lift Blading" bedeutet hierbei, dass ausschließlich über die Formgebung der Schaufelprofile eine Kontrolle der Grenzschicht erfolgt und nur damit die angestrebte Reduzierung der Schaufelzahlen erreicht werden soll. Diese Technologie wurde in dem hier beschriebenen Forschungsvorhaben bis zur Anwendungsreife entwickelt und in einer gemäß dem Konzept des Conventional High Lift Blading ausgelegten Niederdruckturbinen in einem Rigversuch erprobt.

Mit "Passive Boundary Layer Control High Lift Blading" hingegen wird eine darüber hinausgehende weiterführende Technologie bezeichnet, bei der durch den Einsatz einer Ausbla-

setechnik zur aktiven Grenzschichtkontrolle (sog. vortex generator jets) eine noch weitergehende Reduzierung der Schaufelzahlen erreicht werden soll, indem eine in diesem Fall möglicherweise eintretende Ablösung der Grenzschicht durch die Ausblasung von Luft aus dem Schaufelprofil kontrolliert wird. Diese Technologie wurde in dem hier beschriebenen Forschungsvorhaben nur bis zur Konzeptreife entwickelt und in einer ebenen Schaufelkaskade in dem Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Projektpartners UniBw erprobt. Eine darüber hinausgehende weitere Entwicklung dieser Technologie wurde in dem Teilarbeitspaket AP 2230 "Untersuchung in Versuchsturbine" (siehe Abbildung 1) von dem selbständigen Projektpartner ILA durchgeführt, der hierüber gesondert berichtet.

3.1.1 Conventional High Lift Blading (AP 2100)

Literaturrecherche

Das Arbeitspaket "High Lift Blading" wurde deshalb mit einer Literaturrecherche begonnen, die das Ziel hatte, die in den letzten Jahren zum Thema "High Lift Blading" durchgeführten wissenschaftlichen Untersuchungen zu studieren und die wesentlichen daraus gewonnenen Erkenntnisse zu bewerten. Dabei wurden wesentlich mehr Veröffentlichungen und Berichte durchgearbeitet als nachfolgend exemplarisch zitiert werden. Die wichtigsten aus dieser Literaturrecherche für die Bearbeitung des Arbeitspakets "High Lift Blading" gewonnenen Erkenntnisse sind:

Warum High Lift Blading oder Ultra High Lift Blading?

Die Entwicklung von Konzepten zur Reduzierung der Stufen- und Schaufelzahlen in Niederdruckturbinen hat in den letzten Jahren sehr an Bedeutung zugenommen, da damit die Herstell- und Instandhaltungskosten und das Gewicht der Niederdruckturbinen deutlich verringert werden können. Des Weiteren können mit Hilfe dieser Technologie auch kleinere Turbinenringraumradien gewählt werden, wodurch sich dann auch die polaren Trägheitsmomente der Rotoren entsprechend reduzieren. Für leichte Hubschrauber ist das besonders attraktiv.

In [1] wird gezeigt, dass, gemessen an der ersten Generation der High Lift-Beschaufelungen, Reduktionen der Schaufelzahlen von bis zu 15% möglich sind. Die gemäß dem "High Lift Blading"-Konzept ausgelegte Niederdruckturbinen des Flugtriebwerks BR715 z.B. weist circa 20% weniger Schaufeln im Vergleich zu konventionellen Auslegungen auf [2]. Weitere Schaufelzahlverringerungen (11% auf Basis der BR715 Niederdruckturbinen) sind untersucht worden. Hierfür wurde die Bezeichnung "Ultra High Lift" eingeführt [2].

Die Vergleichsbasis für solche Schaufelzahlreduktionen ("konventionelle Auslegung") bezieht sich in der Literatur hin und wieder auf die Niederdruckturbinen der Flugtriebwerke Trent 700/800 und ist in der Regel nicht näher durch weitere Parametersätze beschrieben (z.B. Zweifelzahlen, H/U^2 , Reynoldszahl, vollständige Geometriedaten usw.). Des Weiteren liegen wichtige Darstellungen in den Veröffentlichungen oft lediglich in normierter Form vor, so dass alle Aussagen, die sich auf die Bezeichnung "High Lift Blading" beziehen, nur sehr schwer quantitativ genauer beurteilt werden können.

In der aktuellen Literatur setzt sich allmählich die Meinung durch, dass eine High Lift-Blading-Konfiguration auch negative Einflüsse auf Lärm und Effizienz haben kann. In [2] wird ein Wirkungsgradverlust von ungefähr 0,5%-Punkten für den Design Punkt angegeben, wenn man von einer High Lift- auf eine Ultra High Lift-Beschaufelung übergeht. Dieser relativ hohe Wirkungsgradverlust nimmt mit kleiner werdenden Reynoldszahlen noch dramatisch zu. Gerade die hinteren Stufen von Niederdruckturbinen werden aber bei kleinen Reynoldszahlen betrieben. Nachdenklich stimmt auch, dass in der o.g. Untersuchung nur zwei von drei Stufen mit einer Ultra High Lift- Beschaufelung ausgeführt wurden. Lärmaspekte wurden allerdings hier in dieser Literaturstudie nicht weiter verfolgt, da sie nicht Bestandteil dieses Arbeitspakets waren.

Einfluss auf den Wirkungsgrad

Eine Niederdruckturbinen hat in der Regel einen großen Anteil am Gesamtwirkungsgrad eines Triebwerks. Aus diesem Grund sollte der Wirkungsgrad, wenn überhaupt, nur geringfügig abnehmen, wenn die Schaufelzahlen deutlich reduziert werden, da es relativ schwierig ist, ein einmal eingetretenes Wirkungsgraddefizit durch zusätzliche Maßnahmen

wieder zu kompensieren, es sei denn, die "konventionelle Auslegungsbasis" ist weit vom möglichen Optimum entfernt. Eine natürliche Grenze wird in der Spitzenmachzahl auf der Saugseite gesehen, die nicht zu groß werden darf, um Verluste, die durch kräftige Stöße erzeugt werden, zu vermeiden [3].

Werden die Schaufelzahlen abgesenkt, steigt die Belastung der einzelnen Schaufel an. Diese Belastungssteigerung hat sowohl einen Einfluss auf die Grenzschicht als auch auf die Sekundärströmung (Schaufelrandbereiche). Beide spielen eine große Rolle für die Gesamtgitterverluste. Unumstritten ist, dass die Grenzschicht im hinteren Schaufelbereich im Normalfall einem höheren Druckgradienten ausgesetzt ist, wenn sich die Belastung erhöht. Auch in solchen Fällen ist es zwingend notwendig, dass die Grenzschicht vor der Hinterkante angelegt ist. Offene laminare Ablösungen an der Hinterkante führen zu unakzeptabel hohen Verlusten. Eine Belastungserhöhung an den Schaufelrändern gibt ebenso Anlass zu der Befürchtung, dass in diesen Gebieten höhere Sekundärströmungsverluste auftreten können.

Folgende wichtige in der Literatur diskutierte Aspekte lassen sich hervorheben:

- Es ist allgemein anerkannt, dass eine Schaufelauslegung gemäß dem "High Lift Blading"-Konzept zwingend eine Kontrolle der Grenzschichtentwicklung erfordert. In Kaskadentests mit periodisch instationärer Zuströmung wird unter anderem gezeigt [4], dass High Lift Blading (thin solid / Trent 500) im Vergleich zur Basisbeschaufelung (thin solid / Trent 700) zu deutlich kleineren Verlusten führt. Ein Grund für diese Verbesserung könnte allerdings sein, dass die Trent 700 zu viele Schaufeln besitzt (Überschaufelung / hohe Anzahl an Hinterkanten). Hier stellt sich ein weiteres Mal die Frage nach der Qualität der Basis.
- High Lift Blading profitiert bezüglich der Minimierung der Sekundärströmungsverluste von aufgedickten Schaufelrandbereichen. In Kaskadentests sollen die Randverluste durch solche "Spoon"-Airfoils bis zu 20% gesenkt worden sein [4]. Gezielte Aufdickungen der Randbereiche gehört normalerweise in der MTU zu den Standardmaßnahmen, um Verluste in den wandnahen Bereichen zu verringern.

- Bei hohen Schaufelbelastungen können auch die Druckseiten deutliche Beiträge zum Gesamtverlust leisten. In [2] werden solche Verlustquellen diskutiert, um zumindest teilweise die großen Wirkungsgradeinbußen zu erklären, die bei den Messungen der Ultra High Lift- Beschauflung (BR715) zur Kenntnis genommen werden mussten. Die Ultra High Lift-Schauflern sind zum Großteil dünner ausgelegt als die High Lift-Schauflern – auch in den mittleren Schaufelabschnitten. Es wird angenommen, dass die dünnen Schaufeln auf der Druckseite größere Ablösungsgebiete besitzen, was vor allem bei hohen Schaufelbelastungen zu höheren Verlusten führen kann.

Warum funktioniert "High Lift" (zusätzliche Verbesserungspotenziale)

Neben vielen anderen aerodynamischen Untersuchungen zeigten die Untersuchungen von Schulte und Hodson [5, 6], dass die periodisch auftretenden Nachläufe in der Zuströmung die Ablöseblasen auf den Schaufelgittern beeinflussen. Sie berichten, dass unter bestimmten Bedingungen die Verluste der Gitter durch diese Nachläufe reduziert würden. Dieses Phänomen wird folgendermaßen erklärt:

Turbulente Ballen, die stromauf des Ablösepunkts durch die Nachläufe erzeugt werden, hindern die Grenzschicht am Ablösen. So genannte "becalmed zones" (beruhigte Zonen), die den turbulenten Ballen nachfolgen, sind widerstandsfähiger gegenüber höheren Druckgradienten, wodurch die Gefahr einer Ablösung reduziert wird. In [7] wird angenommen, dass die turbulenten Ballen größere Verluste erzeugen, in den becalmed zones hingegen eine Verlustreduzierung stattfindet. Ob letztendlich insgesamt eine Reduktion des Verlusts eintritt, hängt von der Größe beider Effekte ab. Die Reynoldszahl spielt hierbei auch eine große Rolle. In [7] wird aufgezeigt, dass für eine anliegende Strömung der Verlust durch Nachläufe nicht mehr deutlich reduziert werden kann, trotz des vorteilhaften Effekts der becalmed zones. In [6] wird vermutet, dass auf Grund der durch die Nachläufe induzierten Widerstandsfähigkeit gegenüber Strömungsablösung heutige Turbinengitter bei ungefähr gleichem Wirkungsgradniveau höher ausgelastet werden können als früher gemeinhin angenommen wurde.

In [1] werden einige Messungen zu diesem Thema präsentiert. In dieser Veröffentlichung wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass mit einer deutlichen Steigerung der Schaufelbelastung eine merkliche Erhöhung der Verluste bewirkt wird. Grundsätzlich sind aber Gitter, die Nachläufen ausgesetzt werden (was bei Niederdruckturbinen der Regelfall ist) bei gleichem Verlust höher belastbar als Gitter, die nicht mit Nachläufen beaufschlagt werden. Dies wird in [1] klar aufgezeigt. Außerdem erhöhen sich die Verluste prinzipiell bei steigender Belastung, sofern sie nicht durch andere Verbesserungen kompensiert werden können. Besonders günstig wirken sich die Nachlaufdellen bei höher belasteten Gittern mit kleinen Reynoldszahlen aus. Bei noch höheren Belastungen stellte man fest, dass im Gebiet hinter der angelegten Grenzschicht hohe Transitions- und Turbulenzraten vorliegen. Es wird auch berichtet, dass der Verlust zusätzlich reduziert werden kann, indem man dieses Gebiet verkleinert, was durch eine sog. Aft Loaded Profildruckverteilung erreicht werden kann.

Es wurden weiterhin zwei Ultra High Lift- Schaufeln ausgelegt und mit einem weniger belasteten Gitter verglichen [1]. Die eine Schaufel (U1) zeigt einen sehr flachen Druckverlauf auf der Saugseite und damit eine kleine Spitzenmachzahl. Die zweite Schaufel (U2) hat hingegen eine höhere Saugseitenspitzenmachzahl und demgemäß eine größere Verzögerung im hinteren Schaufelteil. Die Belastung beider Ultra High Lift- Schaufeln ist gleich (ungefähr 15% höher als beim Vergleichsprofil). Beide Profile erzeugen höhere Verluste im für Turbinen üblichen Reynoldszahlbereich. Beim Profil U2 ist der Verlustzuwachs dramatisch. Es muss allerdings angemerkt werden, dass sich die Druckverteilung des besseren U1-Profiles auf Grund der flachen Saugseitendruckverteilung bei geringsten Anforderungsänderungen (Umstaffelungen bzw. andere Performanceänderungen) in eine unvorteilhafte Richtung hin bewegen wird. Für einen Einsatz in einem Serientriebwerk käme dieses Profil aber nach den derzeitigen MTU-Designregeln nicht in Frage.

In [1] wird als eine Verbesserung der Verlustsituation ein Aft Loaded-Design vorgeschlagen. In [8] wird außerdem diskutiert, dass geschickt positionierte Oberflächenrauigkeiten einer weiteren Verlustminimierung dienen könnten. Dies wäre z.B. eine Option im Rahmen der Anwendung eines Ultra High Lift-Blading-Konzepts, weil, wie bereits erwähnt, hier mit höheren Verlustniveaus gerechnet werden muss.

Bewertung der Recherche

Viele der Erklärungsversuche und Vorschläge, die bei dieser Literaturrecherche herausgearbeitet worden sind, sind in der MTU schon seit längerem verstanden und zum Großteil umgesetzt. Obwohl viele Aussagen auf Grund mangelnder Zusatzinformationen quantitativ nicht vollständig beurteilt werden können, scheint es so zu sein, dass eine extrem hohe Schaufelbelastung mit einer zumindest geringen Wirkungsgradeinbuße erkaufte werden muss. Diese Vermutung wird besonders durch die Ergebnisse des BR715 Rigs mit teilweise eingebauter Ultra High Lift- Beschauflung gestützt. Die Verluste in dem interessanten Reynoldszahlbereich haben in dieser Untersuchung deutlich zugenommen. Das Wirkungsgradniveau ist anscheinend nur zu halten, wenn zusätzliche Verbesserungspotenziale identifiziert werden und dem Einbau solcher Verbesserungen in ein Serientriebwerk nichts im Wege steht.

Die Recherche hat außerdem ergeben, dass die Verlustmechanismen relativ komplex sind und von sehr vielen Parametern abhängen. Die Komplexität nimmt bei höheren Schaufelbelastungen eher zu. Folgende Parameter sind in erster Linie zu nennen:

- Druckverteilungstyp (Saug- und Druckseite)
- Reynoldszahl
- Frequenz der periodisch auftretenden Nachläufe
- Beschaffenheit der Schaufeloberfläche
- 3D-Gestaltung der Schaufelgeometrie (einschließlich Ringraum)

Die MTU hat über viele Jahre mehrere Druck- und Saugseitenparameter entwickelt, um möglichst optimale Druckverteilungen im gesamten Schaufelbereich erzeugen zu können. Das Gleiche gilt für die Umschlagsmodelle der 3D-Codes. Die in diesem Arbeitspaket "High Lift Blading" durchgeführten Untersuchungen sollen deshalb vor allem dazu dienen, die Grenzen einer noch sinnvoll machbaren Schaufelzahlreduzierung zu finden.

Analyse früherer Rigversuche

Im nächsten Arbeitsschritt zur Vorbereitung der aerodynamischen Auslegung der Niederdruckturbinen für den Rigversuch "High Lift Blading" wurden noch einmal Versuchsergebnisse aus früheren Niederdruckturbinenrigversuchen, die vor einigen Jahren im Rahmen des Luftfahrtforschungs- und Technologieprogramms (LuFo I) in dem Turbinentechnologie-Forschungsprojekt "Transsonische gekühlte Niederdruckturbinen" durchgeführt worden waren, siehe [10], ausführlich analysiert. Gegenstand der Analysen waren die Versuchsergebnisse aus zwei Rigversuchen mit dreistufigen Niederdruckturbinen mit unterschiedlichen Leitschaufelzahlen. Hierzu wurden der Basis-Rigversuch mit der Originalschaufelzahl und der zweite Rigversuch mit reduzierter Schaufelzahl mit dem neuesten bei der MTU derzeit verwendeten Umschlagkriterium nach Gier [9] mit einem 3D Navier Stokes-Verfahren mit Transition nachgerechnet und das Grenzschichtverhalten insbesondere im Mittelschnitt näher analysiert. Trotz erheblicher Schaufelzahlreduktion bei den Leitschaufeln um ca. 20% zeigten sich weder in den Messergebnissen (Druckverteilung / Strömungssichtbarmachung) noch in den Navier-Stokes-Nachrechnungen Hinweise auf die Entstehung von Ablösungen auf den Leitschaufeln. In Abbildung 2 und in Abbildung 3 ist der Vergleich der Rechnungen des Leitgitters mit der größten prozentualen Schaufelzahlreduzierung gegenüber dem Basisversuch dargestellt.

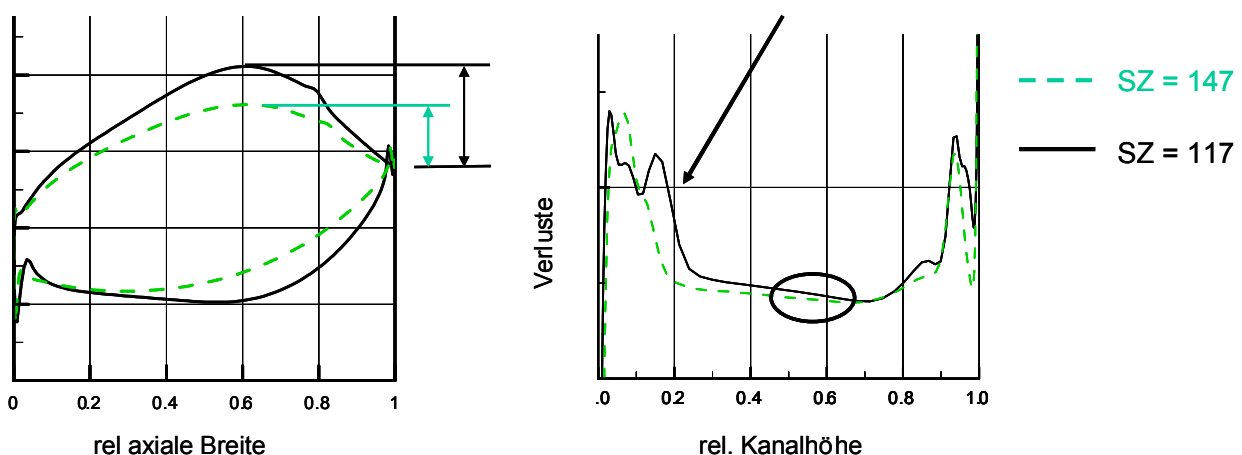


Abbildung 2: 3D NS Nachrechnung der Ergebnisse aus Rig 444 (LuFo I) - Vergleich der unterschiedlichen Schaufelbelastungen

Die Verluste im Mittelschnitt sind nur marginal höher als bei der höheren Schaufelzahl. Durch weitere Optimierung der Profildruckverteilungen hochbelasteter Schaufeln soll die-

ser Nachteil noch ausgeglichen werden. Die Strömungsfelder mit Stromlinien, siehe Abbildung 3, zeigen, dass weder die Basisschaufel noch die Schaufel mit stark reduzierter Schaufelzahl Ablösungen auf der Saugseite bei Auslegungs-Reynoldszahl aufweisen. Die in Abbildung 2 dargestellten höheren Verluste im nabennahen Bereich wurden gesondert untersucht.

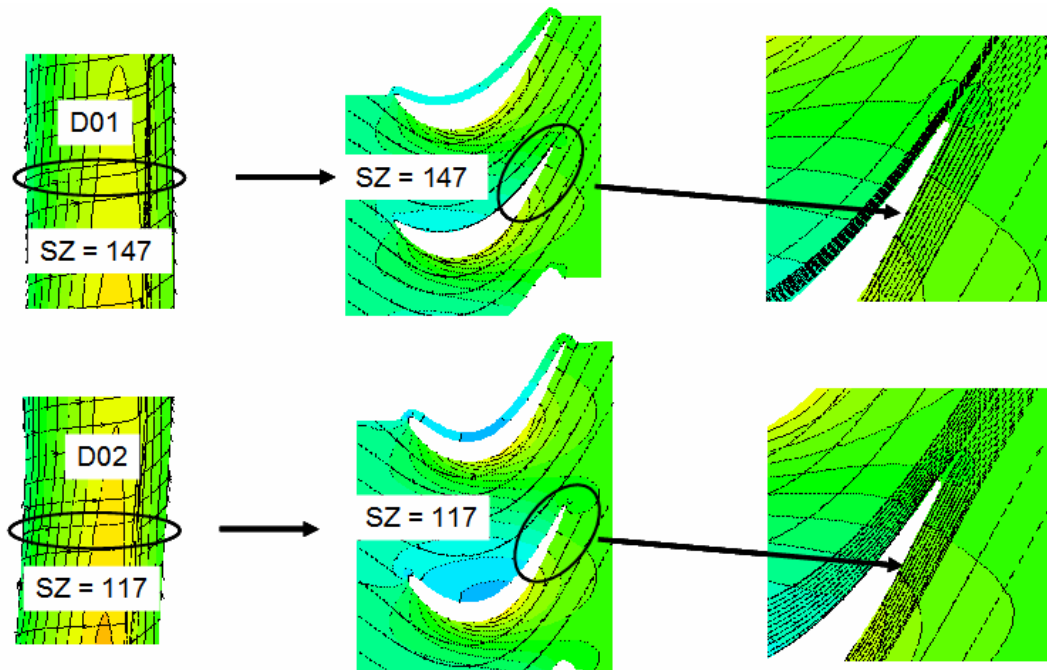


Abbildung 3: 3D NS Nachrechnung der Ergebnisse aus Rig 444 (LuFo I) - Vergleich der unterschiedlichen Schaufelbelastungen

Weiterhin wurden die mit dem HLV (= High Lift Vanes) Rig 444 Bau D02 (Versuch durchgeführt in LuFo I, siehe Abbildung 4 sowie [11] und [12]) gewonnenen Versuchsdaten für die Auslegung des neuen Rigaufbaus nochmals speziell dahingehend untersucht, ob das neue Umschlagkriterium des MTU TRACE 3D – NS Rechenprogramms, das den Einfluss der Nachlaufdüellen des stromauf liegenden Gitters berücksichtigt, Lage und Größe der laminar-turbulenten Umschlagsblase richtig vorhersagt [9]. Ebenso wurde die Vorhersagegenauigkeit des Wirkungsgradabfalls bei sinkenden Reynoldszahlen mit Messergebnissen verglichen. Die Schaufelzahl der Leitschaufeln wurde seinerzeit zur Erhöhung der Schaufelbelastung um etwa 20% gegenüber der Standardauslegung abgesenkt.

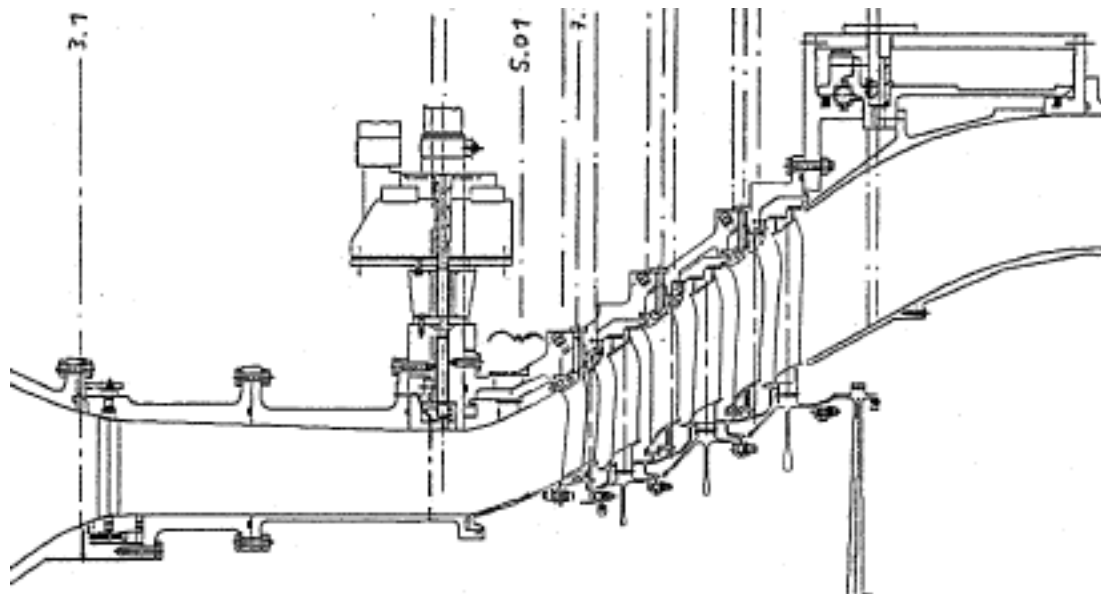


Abbildung 4: General Arrangement des Rig 444 Bau D02

Am Beispiel der Profil-Druckverteilungsmessung des Mittelschnittes des letzten Leitrades der Turbine (Vane 5) mit der niedrigsten Reynoldszahl, siehe Abbildung 5, kann gezeigt werden, dass sowohl die Lage als auch die Größe der Umschlagsblase für den gesamten in diesem Versuch untersuchten Reynoldszahlbereich richtig vorhergesagt werden.

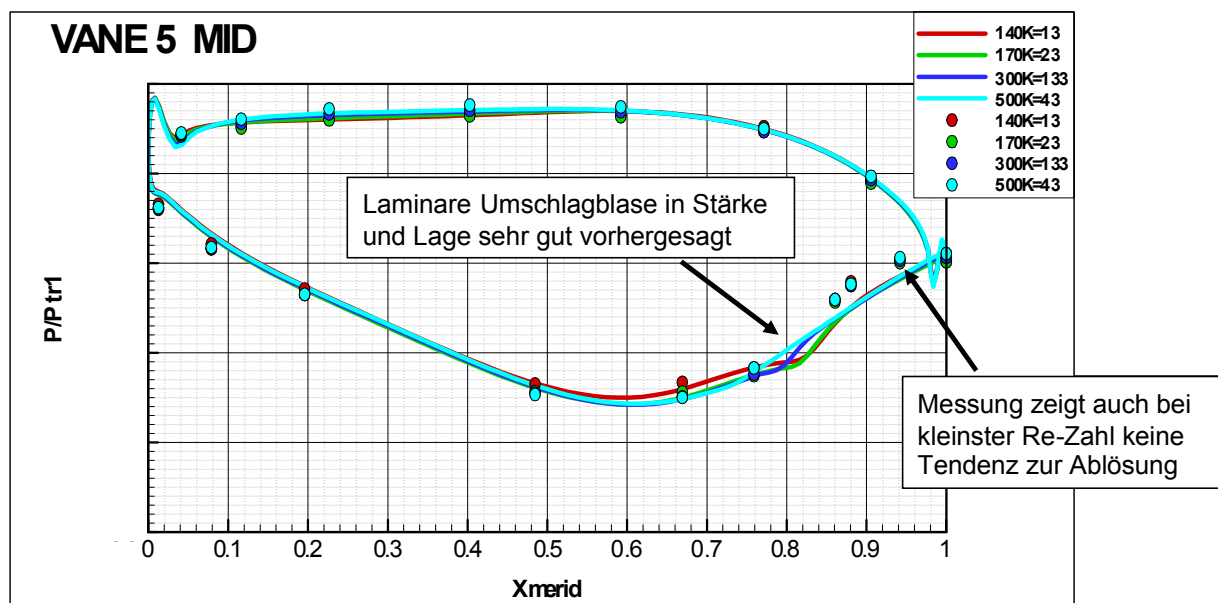


Abbildung 5: Vergleich von Messung und CFD bei unterschiedlichen Reynoldszahlen HLV-RIG 444

Für die zielgenaue Auslegung einer High Lift-Beschaufelung ist auch die korrekte Vorhersage der Wirkungsgradänderung in Abhängigkeit von der Reynoldszahl von großer Bedeutung. Der Vergleich mit der Messung (Abbildung 6) zeigt eine sehr gute Übereinstimmung über einen weiten Reynoldszahlbereich, der den Startfall am Boden bis zum Flugfall in etwa 12.000 m Höhe abdeckt. Lediglich bei sehr niedrigen Reynoldszahlen wird der Wirkungsgrad etwas schlechter als gemessen vorhergesagt. Dieses als konservativ zu bezeichnende Ergebnis ist im Prinzip erwünscht, da es sicherstellt, dass in der Praxis gerade noch nicht mit Ablösung und damit überproportionalem Wirkungsgradeinbruch zu rechnen ist, wenn man das CFD Tool zur Optimierung der Beschaufelung bis fast an die Grenze zur laminaren Ablösung hin ausreizt. Bestätigt wurde dies auch durch die im Rig 444 Bau D02 durchgeführten Heißfilmmessungen auf der Schaufeloberfläche.

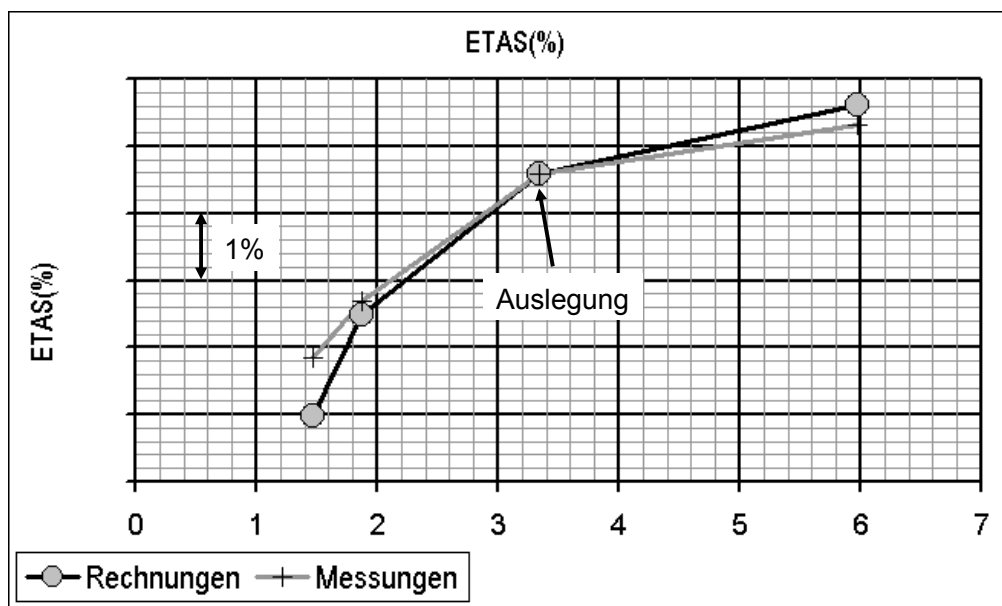


Abbildung 6: Vergleich des Wirkungsgradabfalls abhängig von der Reynoldszahl CFD mit Messung HLV-RIG 444

Auslegung der Profile für die Gittermessungen bei UniBw

Als nächster Arbeitsschritt zur Vorbereitung der aerodynamischen Auslegung der Niederdruckturbine für den Rigversuch "High Lift Blading" wurden zwei Kaskadenprofile (Profilbezeichnungen: T161 und T162) definiert, die durch eine deutlich erhöhte Schaufelbelastung gekennzeichnet sind. Diese Profile wurden im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

des Instituts für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München (UniBw), siehe Abbildung 48, umfangreich experimentell untersucht.

Auslegung des Profils T161

Das Profil T161 ist für die gleiche aerodynamische Umlenkung ausgelegt wie die in einer früheren Untersuchung bereits vermessene Referenzschaufel T160, hat aber eine um ca. 25% erhöhte Belastungskennziffer. Ein Vergleich der beiden Profile ist in Abbildung 7 dargestellt.

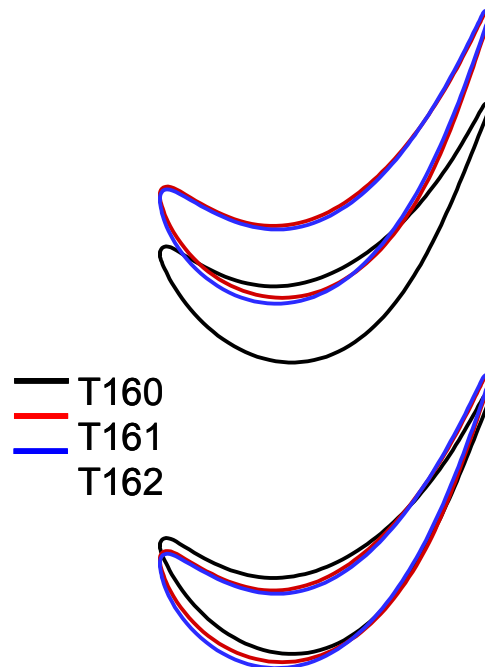


Abbildung 7: Vergleiche der Kaskadenprofile T160, T161 und T162

In Abbildung 8 ist die Verteilung der turbulenten kinetischen Energie im Strömungsfeld für die Kaskadenprofile T160 und T161 zu sehen. Es wird deutlich, dass im Auslegungspunkt beide Schaufeln keine signifikanten Ablöseblasen auf der Profilsaugseite aufweisen und ihrer Umlenkung nachkommen. Man kann auch erkennen, dass der Nachlauf der höher belasteten Schaufel T161 ausgeprägter und breiter ausfällt. Dieser Verlusterrhöhung steht eine anteilige Verlustreduktion für die höher belastete Schaufel T161 entgegen, da offensichtlich der verstärkte Nachlauf durch die geringere Anzahl von Nachläufen (wegen der geringeren Schaufelzahl) anteilig kompensiert wird.

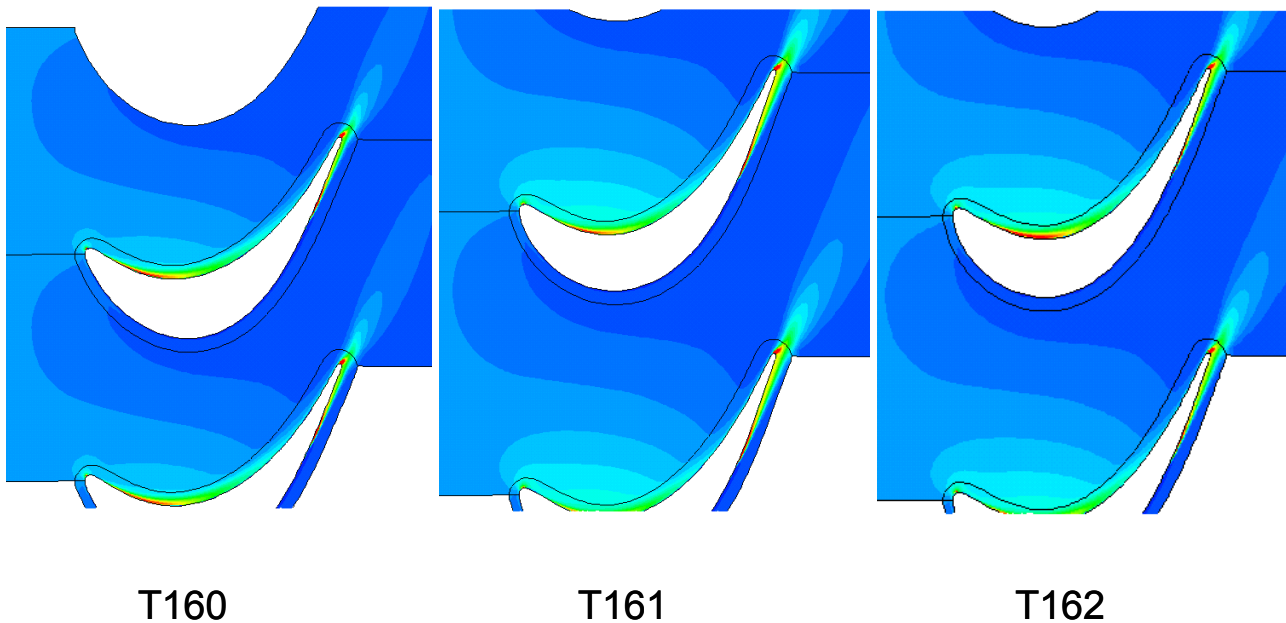


Abbildung 8: Turbulente kinetische Energie in den Kaskaden T160, T161 und T162 im Auslegungspunkt

Auslegung des Profils T162

Das Profil T162 ist für die gleiche Schaufelbelastung ausgelegt wie das T161. Allerdings wurde die Auslegung bei halbiertem Reynoldszahl durchgeführt und das Gitter hierfür optimiert. Dadurch wurde ein Vergleich der Empfindlichkeit der verschiedenen Gitterphilosophien bezüglich des wichtigen Reynoldszahlparameters ermöglicht. Ein Vergleich der Profile ist in Abbildung 7 dargestellt.

In Abbildung 8 ist die Verteilung der turbulenten kinetischen Energie im Strömungsfeld zu sehen. Es wird deutlich, dass bei der dargestellten Reynoldszahl (200.000) beide High Lift Schaufeln keine signifikanten Ablöseblasen auf der Profilsaugseite haben und Ihrer Umlenkungsaufgabe nachkommen. Man kann auch erkennen, dass der Nachlauf der im Vergleich zu T160 höher belasteten Schaufeln T161 und T162 ausgeprägter und breiter ausfällt.

Experimentelle Untersuchungen im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Universität der Bundeswehr München (UniBw)

Das Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München hat im Rahmen des Verbundvorhabens "Effiziente und leichte Turbinen für Triebwerke der nächsten Ge-

neration" (NextGen-T) mehrere Untersuchungen an Turbinengittern durchgeführt. So wurde für das Arbeitspaket AP 2120 zunächst die Kaskade T161 im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK, [14]) analysiert. Dieser in seinem grundsätzlichen Aufbau offene und in Abbildung 48 dargestellte Windkanal ist in einer Druckkammer untergebracht, wodurch sich die Möglichkeit einer voneinander unabhängigen Einstellung der Strömungskenngrößen Mach- und Reynoldszahl ergibt. Somit sind die hier gewonnenen Daten direkt auf das Strömungsverhalten in Turbomaschinen übertragbar. Bei der Untersuchung von Schaufelgittern wird dabei vorwiegend die Profildruckverteilung durch statische Druckbohrungen sowie die Ausprägung des Profilmachlaufs durch Traversierung einer pneumatischen Fünfflochsonde in der Abströmung aufgenommen. In Abhängigkeit der zu untersuchenden Phänomene sind darüber hinaus Vermessungen der Zu- und Abströmung sowie Grenzschichttraversierungen mit ein- oder dreidimensionaler Hitzdrahtanemometrie und Analysen der Seitenwand-Grenzschicht mittels pneumatischem Grenzschichtrechen möglich. Das Abströmfeld kann zudem bei Bedarf halbseitig traversiert werden. Als direktes bildgebendes Verfahren ist zusätzlich die Anfertigung von Ölanstrichbildern zur Beurteilung der Oberflächenströmung vorgesehen.

Zur Simulation der Wirkung vorgeschalteter Schaufelreihen kann der Kanal mit dem Erzeuger Instationärer Zuströmung (vgl. Abbildung 49) ausgerüstet werden. Die hiermit über zwei Zahnriemen durch die Zuströmung des Gitters bewegten Stahlstäbe generieren Nachläufe, die denen einer stromauf bewegten Schaufelreihe ähneln.

Das Kaskadenprofil T161 wurde in einem Reynoldszahlen-Bereich von 70.000 bis 400.000 bei Machzahlen von 0,2; 0,6; 0,8 und 0,9 unter zwei Zuströmwinkeln untersucht. Das hoch belastete Profil zeigt auch im Auslegungspunkt schon eine ausgeprägte saugseitige Strömungsablösung. Die Erweiterung des Ablösegebietes mit sinkender Reynoldszahl geht mit steigenden Verlusten einher (vgl. Abbildung 9). Auch eine Erhöhung der Abströmmachzahl sowie eine Fehlanströmung in Bruststoßrichtung resultieren in zusätzlichen Profilbelastungen und Verlusten. Bei sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten bildet sich saugseitig ein Überschallgebiet mit abschließendem Verdichtungsstoß aus, wodurch weitere Verlustanteile generiert werden. Eine Variation des Zuströmturbulenzgrades wirkt sich vor allem bei kleinen Reynoldszahlen aus. Im hohen Reynoldszahlbereich nimmt die Ab-

hängigkeit der integralen Verluste vom Zuströmturbulenzgrad rapide ab (vgl. Abbildung 10). Insgesamt bietet die Geometrie T161 aufgrund ihrer vergleichsweise hohen Profilbelastung und den daraus resultierenden Ablösegebieten ein herausragendes Potential für Maßnahmen zur positiven Beeinflussung des Grenzschichtverhaltens [17].

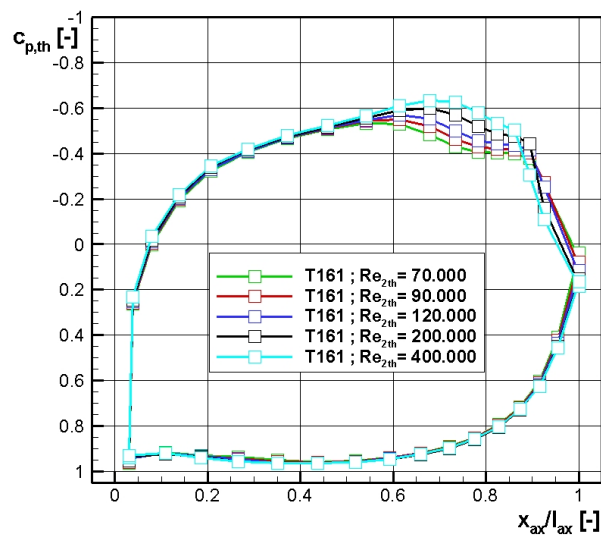


Abbildung 9: Profildruckverteilung T161 bei Reynoldszahl-Variation

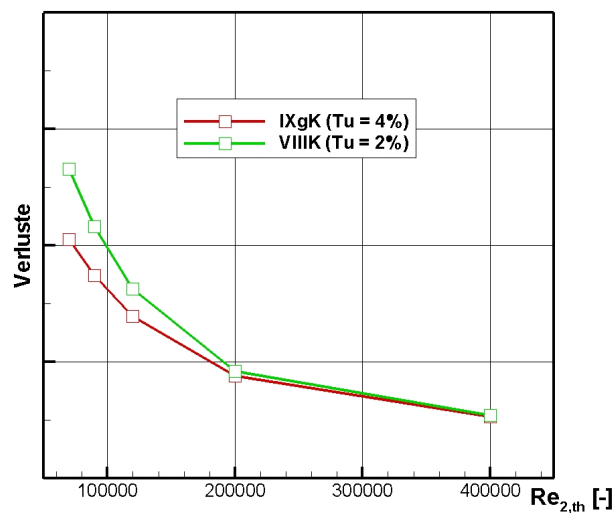


Abbildung 10: Totaldruckverluste am T161 in Abhängigkeit des Zuströmturbulenzgrades

Analyse der Gittermessungen bei UniBw

Die von dem Projektpartner UniBw aus den Kaskadenuntersuchungen erhaltenen Messergebnisse wurden umfassend analysiert. In Abbildung 11 ist exemplarisch der Vergleich der gemessenen und der berechneten Druckverteilung des Kaskadenprofils T161 dargestellt. Um den für die Berechnung der Verluste und damit die Profilgestaltung wichtigen laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag realistisch zu erfassen, wurde in dem Navier-Stokes Rechenverfahren die Modellierung der Transition aktiviert. Die umfangreichen vom Projektpartner UniBw bereitgestellten Messdaten dienen somit auch als Basis für eine detaillierte Beurteilung der Berechnungsqualität. Diese Vorgehensweise stellt damit eine wichtige Komponente der Auslegung der High-Lift Rigbeschaufelung dar. Wie in Abbildung 11 gut zu erkennen ist, ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der gemessenen und der berechneten Druckverteilung.

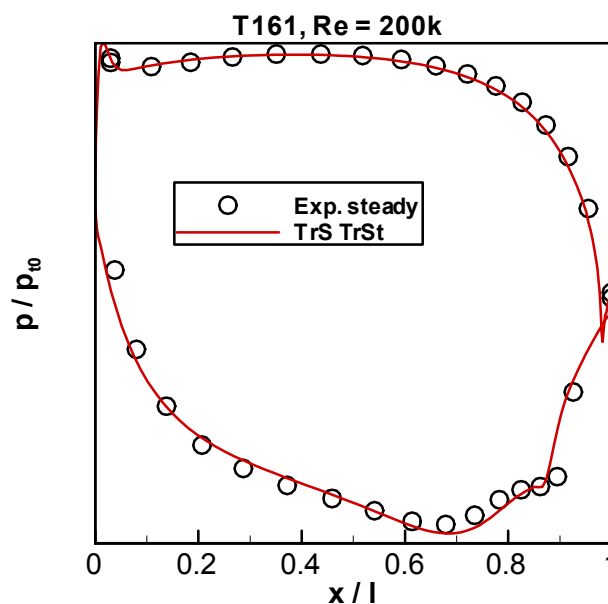


Abbildung 11: Vergleich der gemessenen und der berechneten Profildruckverteilung des Kaskadenprofils T161

Die Ergebnisse der beiden Kaskadenuntersuchungen T161 und T162 wurden mit der als Referenz verwendeten früheren Kaskadenuntersuchung T160 verglichen. Die gemessenen und die berechneten Druckverteilungen dieser Kaskadenprofile sind in Abbildung 12 dargestellt. Die Umlenkung der Kaskadenprofile beträgt etwa 110° bei einem Beschleunigungsverhältnis von 1,6. Um eine hohe Ähnlichkeit zur realen Turbine zu erzielen, wurden

die Gitter mit divergenten Seitenwänden versehen. Dies bewirkt in der Kaskade realistische Flächen- und Beschleunigungsverhältnisse.

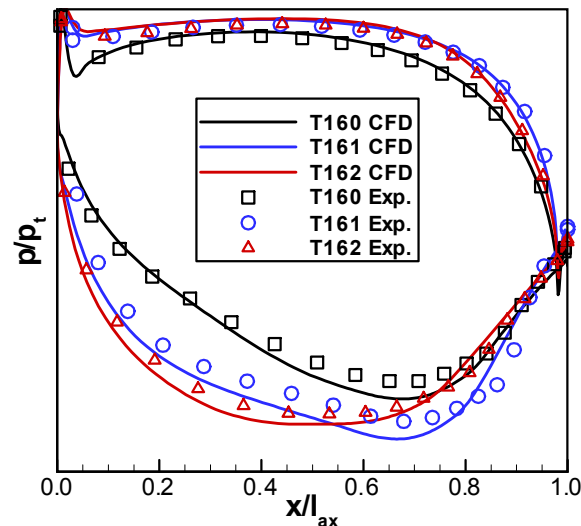


Abbildung 12: Druckverteilungen des Referenzprofils T160 und der beiden untersuchten High Lift Kaskadenprofile T161 und T162, $Re = 200.000$, mit periodischen Nachlaufdübeln in der Zuströmung gemessen

Die beiden High Lift Kaskadenprofile T161 und T162 weisen eine Zweifelzahl (=Belastungskenngröße) von ca. 1,2 auf, diese ist damit um 25% größer als die Zweifelzahl des Referenzprofils T160. Die Kaskadenprofile T161 und T162 unterscheiden sich vor allem durch den unterschiedlichen Typ ihrer Druckverteilung. Während das T161 durch eine betonte Rücklage charakterisiert ist und das Druckminimum etwa an dem Ort gehalten wurde, an dem es auch bei dem Referenzprofil T160 liegt, wurde für das T162 eine sog. front-loaded Druckverteilung realisiert, verbunden mit einer geringeren saugseitigen Verzögerung. Die gemessenen Druckverteilungen stimmen sehr gut mit den gerechneten Druckverteilungen überein und auch die Details werden von der CFD Simulation gut erfasst. In Abbildung 13 sind die Verluste als Funktion der Reynoldszahl aufgetragen. Die Versuche wurden mit dem Erzeuger instationärer Zuströmung, d.h. sich bewegenden Stäben, siehe Abbildung 49, durchgeführt, um eine maschinenähnliche Zuströmung zu realisieren. Man sieht deutlich, dass die Wahl der Druckverteilung die Verluste signifikant beeinflusst. Das Kaskadenprofil T162 weist im Mittelschnitt einen zu dem Referenzprofil T160 vergleichbaren Verlust auf. Die aufgrund der höheren Machzahl generierten höheren Verluste werden durch weniger benetzte Oberfläche und weniger Nachläufe wieder etwas reduziert. Das

mit einer großen Rücklage versehene T161 hingegen weist eine viel steilere Verlustkurve auf und erreicht erst bei sehr hohen Reynoldszahlen vergleichbare Verluste wie das Referenzgitter.

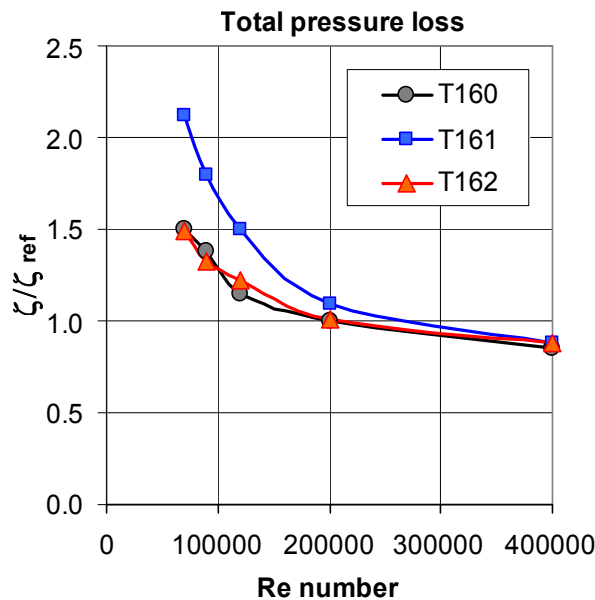


Abbildung 13: Vergleich der Mittelschnittsverluste für das Referenzprofil T160 und die beiden untersuchten High Lift Kaskadenprofile T161 und T162 bei Zuströmung mit periodischen Nachlaufdübeln

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass durch die Einführung von High Lift Beschau felungen die 2D Verluste durch erhöhte Machzahl-niveaus zunehmen und höhere und frü here Saugseitenverzögerungen auftreten, was zu einem früheren Umschlag verbunden mit längeren turbulenten Lauflängen führt. Diese größeren Verluste werden anteilig durch weniger benetzte Schaufeloberfläche und weniger, dafür aber tiefere Nachläufe kompensiert. Ab einer Zweifelzahl von 1 nehmen die Verluste stärker zu und werden durch evtl. nicht wieder anlegende Ablöseblasen auf den Saugseiten noch zusätzlich vergrößert.

Um die Intensität der Nachläufe und die vergrößerten Sekundärströmungsgebiete bei den beiden High Lift Kaskadenprofilen T161 und T162 im Vergleich zu dem Referenzprofil T160 zu verdeutlichen, wurde in Abbildung 14 der Totaldruck in einer Ebene 40% hinter dem Gitter in Isoliniendiagrammen dargestellt. Im Fall der höheren Schaufelbelastung bei den Kaskadenprofilen T161 und T162 ist ein Hineinwandern der Wirbelstrukturen in den Schaufelkanal zu beobachten, wodurch eine signifikante Erhöhung der Seitenwandverlus-

te bewirkt wird. Der Kanalwirbel wandert von $z/h = -0,39$ relativer Kanalhöhe auf ca. $z/h = -0.36$ (T161) bzw. $z/h = -0.35$ (T162). Die 2D-Verluste des T162 entsprechen in etwa denen des T160. Die 2D-Verluste des T161 sind dagegen signifikant höher.

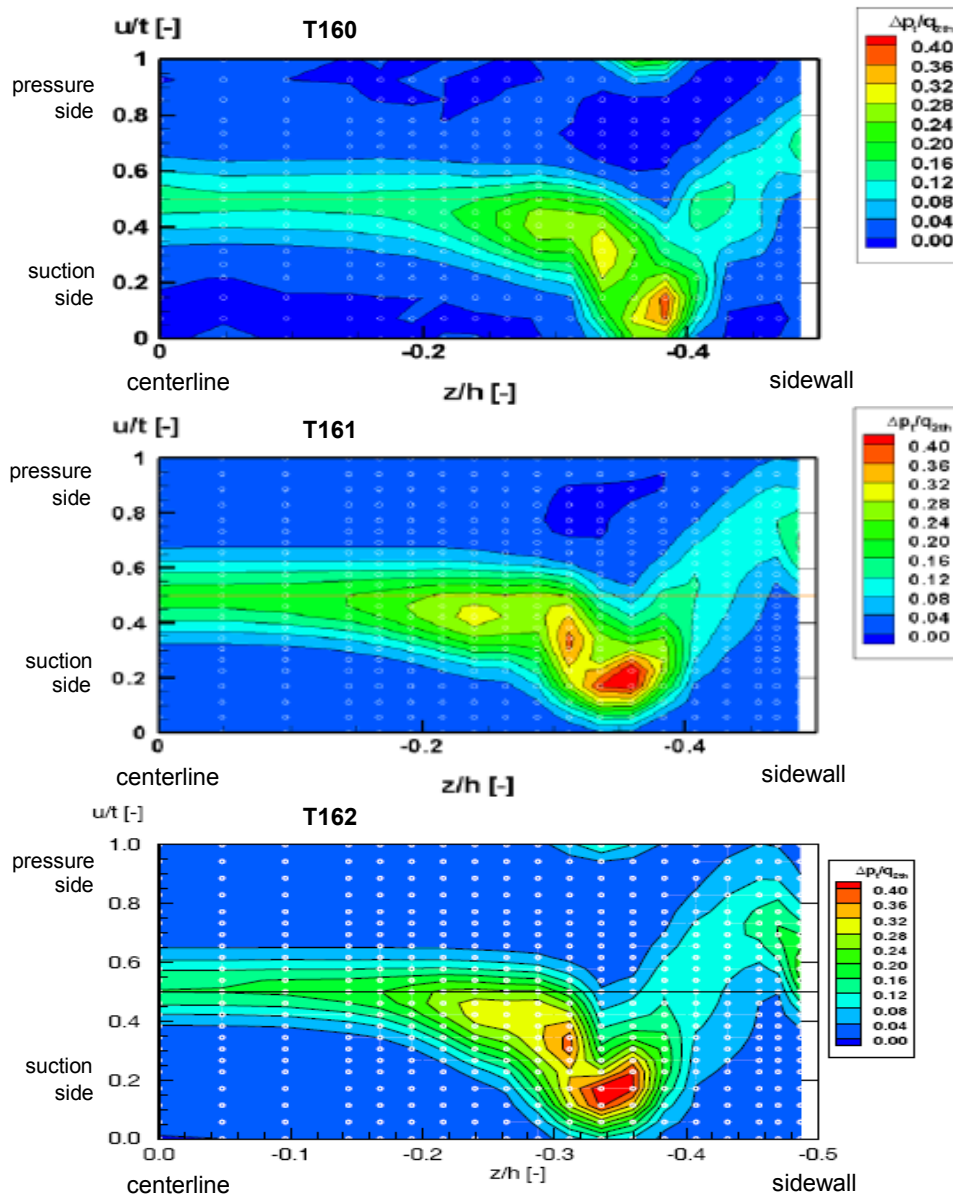


Abbildung 14: Totaldruckverluste des Referenzprofils T160 und der beiden High Lift Kaskadenprofile T161 und T162 bei 40% der axialen Profillänge hinter der Hinterkante

Design-Regeln

Grundlagen zur Erstellung der Design-Regeln für High Lift-Beschaufelungen

Zur Erstellung dieser Design-Regeln wurden folgende technische Unterlagen verwendet:

1. Die durchgeführte Literaturrecherche
2. Die 3D Trace NS - Analysen der speziell für High Lift Beschaufelungen ausgelegten Kaskadengitter T160, T161 und T162.
3. Die 3D Trace NS - Analysen des Niederdruckturbinen-Rigversuchs mit reduzierter Leitschaufelzahl (durchgeführt in LuFo I, siehe [12]).

Die im Folgenden beschriebenen Besonderheiten, die bei der Auslegung von Niederdruckturbinen typisch sind, beeinflussen ebenfalls die Definition der Auslegungsregeln für High Lift Beschaufelungen:

Insbesondere für den Reiseflug ist festzuhalten, dass die Reynoldszahlen in Niederdruckturbinen relativ niedrig sind und deshalb je nach Turbinenstufe unterschiedliche Kriterien für die Schaufelprofilierung definiert werden müssen. In mehrstufigen Niederdruckturbinen fällt die Reynoldszahl für die hinteren Stufen je nach Druckverhältnis auf etwa die Hälfte des Wertes in der ersten Stufe ab. Grenzschichtphänomene wie laminar-turbulenter Umschlag, Ausbildung von Umschlagsblasen und die Gefahr der laminaren Ablösung sind hier besonders zu beachten.

Auch die Sensibilität bezüglich zu erwartender Fehlanströmung für die einzelnen Stufen ist zu berücksichtigen, z.B. Designabweichungen der stromauf liegenden Turbomaschinenkomponenten und die Änderung der Zuströmrichtung bei Änderung des Arbeitspunktes entlang der Fahrlinie im Turbinenkennfeld. Es muss üblicherweise das Wirkungsgradoptimum für diejenigen Lastpunkte gefunden werden, bei denen der höchste Treibstoffverbrauch vorliegt.

Die ersten Stufen sind darüber hinaus, verursacht durch Brennkammerturbulenzen und die Nachläufe der Hochdruckturbinen, höheren turbulenten Schwankungen der Strömung aus-

gesetzt und deshalb deutlich weniger empfindlich gegenüber Grenzschicht-Strömungsphänomenen als die hinteren Stufen, auch aufgrund der hier üblicherweise höheren Reynoldszahlen. Für die ersten Stufen ist deshalb darauf zu achten, sie so zu gestalten, dass kein frühzeitiger Umschlag von laminarer zu turbulenter Grenzschichtströmung stattfindet, die Strömung entlang der Saugseite also genügend Beschleunigung erfährt um die Grenzschicht laminar zu halten. In Abbildung 15 sind schematisch typische Druckverteilungen für High Lift Schaufelprofile und deren Veränderung je nach Position der Stufen in der Niederdruckturbine aufgezeigt, mit denen diese Forderungen für die aerodynamische Auslegung eingehalten werden können. Eventuell notwendige Durchsatzkorrekturen für die Abstimmung eines Triebwerks werden häufig durch Umstaffeln der vorderen Gitter eingestellt. Bei der Definition der Auslegungskriterien ist dies unbedingt zu beachten. Üblich ist eine Kapazitätsanpassung in der Größenordnung von etwa $\pm 3\%$. Dies führt zu Umstaffelungswinkeln von etwa $\pm 2^\circ$. Die Schaufeln sind so auszulegen dass innerhalb dieser Grenzen kein vorzeitiger laminar-turbulenter Umschlag auf der Saugseite durch z.B. Übergeschwindigkeiten an der Profilvorderkante eintritt oder sich auf den Druckseiten große Ablösegebiete bilden. In Abbildung 16 ist eine Übersicht über den Einfluss einiger Auslegungskriterien für High Lift Beschauflungen in Abhängigkeit von der Position der Stufen in der Niederdruckturbine dargestellt, die einen Eindruck von der Komplexität der zu beachtenden Parameter vermittelt.

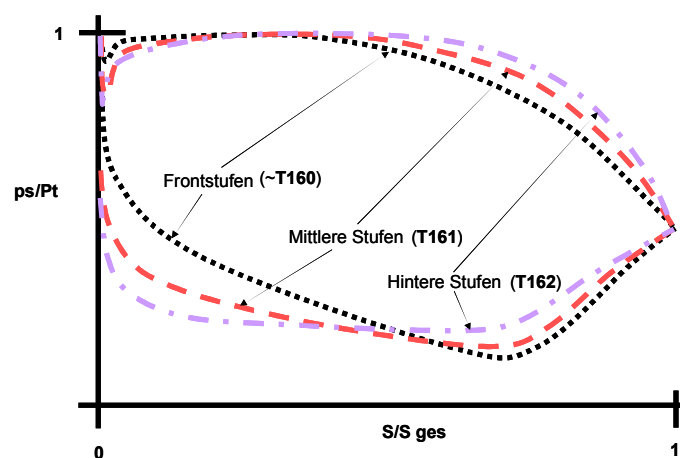


Abbildung 15: Typische High Lift Profil-Druckverteilung je nach Stufenlage

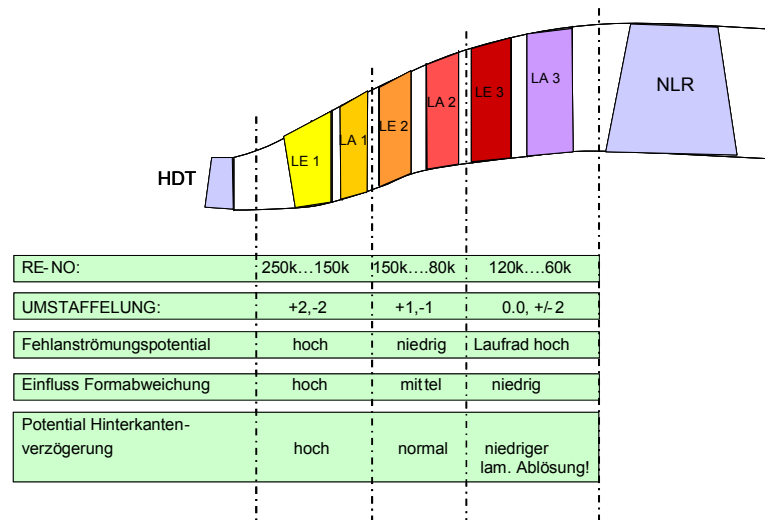


Abbildung 16: Sensitivität einiger High Lift Airfoil Auslegungskriterien

Selbstverständlich müssen auch strukturmechanische und gusstechnische Anforderungen bezüglich Schaufeldicken- Schaufelflächen- und Steifigkeitsverteilungen sowie Mindest-Vorder- und Hinterkantenradien eingehalten werden.

Designkriterien

In Abbildung 17 sind die wichtigsten für das Design der Schaufeln verwendeten Profildruckparameter dargestellt. Dies sind insbesondere die Parameter der saugseitigen Beschleunigung und Verzögerung, d.h. alle Parameter, deren Bezeichnung mit "SS" beginnt, siehe Abbildung 17. Die Verzögerungs- und Beschleunigungsparameter für die Druckseite, d.h. alle Parameter, deren Bezeichnung mit "PS" beginnt, siehe Abbildung 17, sind in ähnlicher Weise definiert. Als Datenbasis zur Ermittlung der Grenzwerte dieser Parameter wurden die Ergebnisse der mit den Kaskaden T160 bis T162 durchgeführten Versuche sowie die analysierten Daten des HLV (High Lift Vanes) Rig 444 Bau D02 (durchgeführt in LuFo I, siehe [12]) verwendet. Der Parameter "PS DC", Abbildung 17, steuert die zulässige druckseitige Verzögerung, womit eine Strömungsablösung und damit eine mit hohen Verlusten behaftete Rezirkulation der Strömung bei der Schaufelauslegung vermieden werden. Mit dem Parameter "PS AC" kann überprüft werden, ob die Beschleunigung für eine Relaminarisierung der Grenzschicht ausreichend ist, falls es im Verzögerungsabschnitt zu einem laminar-turbulenten Umschlag kommt. Eine Übergeschwindigkeit (L.E. Peak) beim Umströmen der Profilnase ist bei hohen Reynoldszahlen durch Verwen-

dung von elliptischen Vorderkanten und krümmungssprungfreiem Übergang zur Kontur zu vermeiden. Bei kleineren Reynoldszahlen (< 60.000) kann eine definierte Übergeschwindigkeit von Vorteil sein, um eine laminare Ablösung der Grenzschicht auf der Saugseite im Verzögerungsteil der Saugseite und damit die Entstehung hoher Verluste zu verhindern. Aufgrund der laminar-turbulenten Transitionsvorgänge in der Grenzschicht sind alle maximal zulässigen Werte dieser Parameter in Abhängigkeit von der Reynoldszahl definiert. Mit den Parametern "SS AC1" und "SS AC2" werden die Gradienten der saugseitigen Beschleunigung so gesteuert, dass die Ausbildung einer laminaren Grenzschicht bis zur Engstelle gewährleistet ist und in Kombination mit den Parametern "SS DC1" und "SS DC2" wird der Verzögerungsgradient so beeinflusst, dass die Grenzschicht über eine nicht zu große laminar-turbulente Umschlagblase vor Erreichen der Hinterkante wieder turbulent anlegt. Mit den einzuhaltenden Grenzwerten der Saugseitenparameter "SS AC1" und "SS AC2" wird in Abhängigkeit von der Lage des Gitters im Stufenverband die Unempfindlichkeit gegen eine Fehlanströmung und ein ausreichendes Umstaffelungspotential des Gitters für eine eventuelle spätere Kapazitätsanpassung der Turbine an die Erfordernisse des Triebwerks gewährleistet.

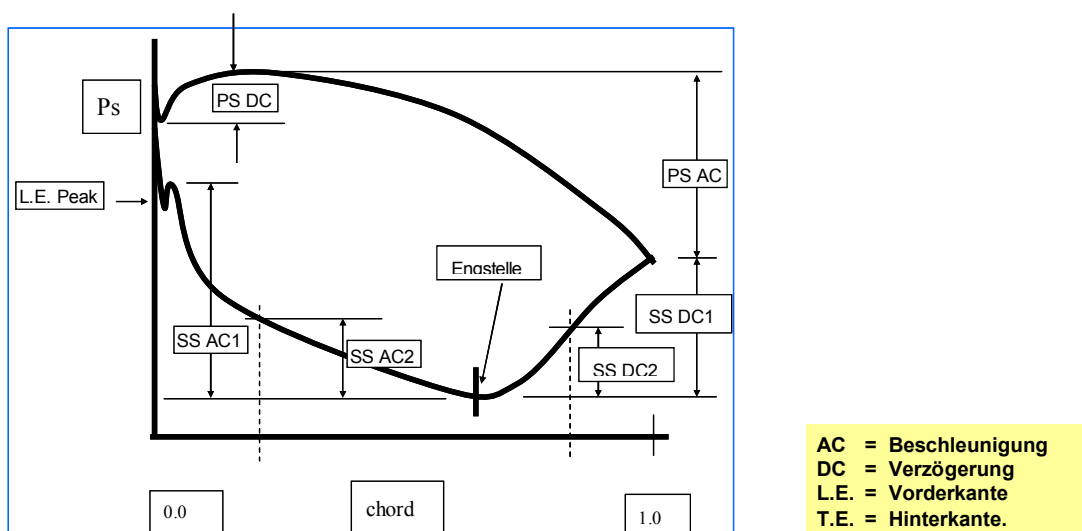


Abbildung 17: Kriterien zur Bewertung der Profildruckverteilungen

Mit diesen Designkriterien sind die für die Auslegung der Beschauelung des High Lift Blading-Rigs (d.h. der Versuchsturbine) benötigten Design-Regeln erstellt und die Anwen-

zungsgrenzen dieser Kriterien stellen sicher, dass keine Schaufelauslegung erfolgt, bei der eine Ablösung der Strömung auftreten würde.

Rig-Schaufelauslegung

Da es das Ziel der Entwicklung dieses High Lift Blading Konzeptes war, eine möglichst hohe Reduzierung der Schaufelzahlen zu erreichen ohne dass dies mit einer Verringerung des Wirkungsgrades erkauft werden muss, wurde zunächst in einer umfassenden Studie ermittelt, welche mittlere einzustellende Belastungskenngröße für diese Schaufelauslegung zugrunde gelegt werden sollte. Als Belastungskenngröße wurde hierbei die sog. Zweifelzahl verwendet. In Abbildung 18 ist schematisch die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Schaufelzahlreduzierung und damit auch von dieser Zweifelzahl dargestellt. Wie Abbildung 18 zeigt, ist ab einer Zweifelzahl von ca. $Zw = 1,2$ mit einem deutlichen Abfall des Wirkungsgrades zu rechnen. In dieser Studie wurden mit ersten entworfenen hochbelasteten Schaufelprofilen 3D-CFD-Berechnungen durchgeführt und somit erste Abschätzungen für den im Auslegungspunkt und im Kennfeld zu erwartenden Wirkungsgrad der Versuchsturbine erhalten. Abbildung 19 zeigt den als Ergebnis dieser Studie erhaltenen Verlauf des Wirkungsgradabfalls in Abhängigkeit von der Zweifelzahl. Auf dieser Basis wurde dann eine mittlere Zweifelzahl für die neu auszulegenden Gitter von $Zw = 1,15$ festgelegt und die endgültigen Profile für die Rigbeschau felung wurden dann mit dieser Belastung optimiert.

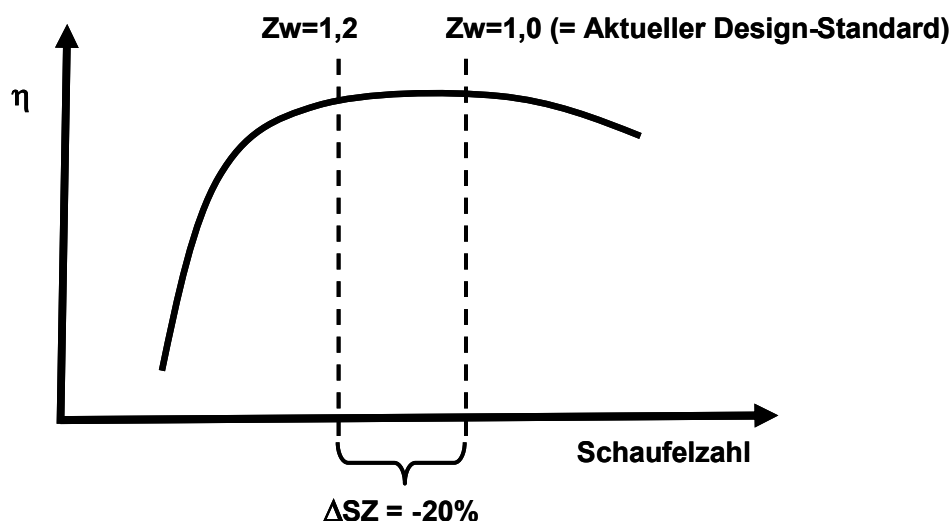


Abbildung 18: Abhängigkeit des Wirkungsgrades η von der Schaufelzahl

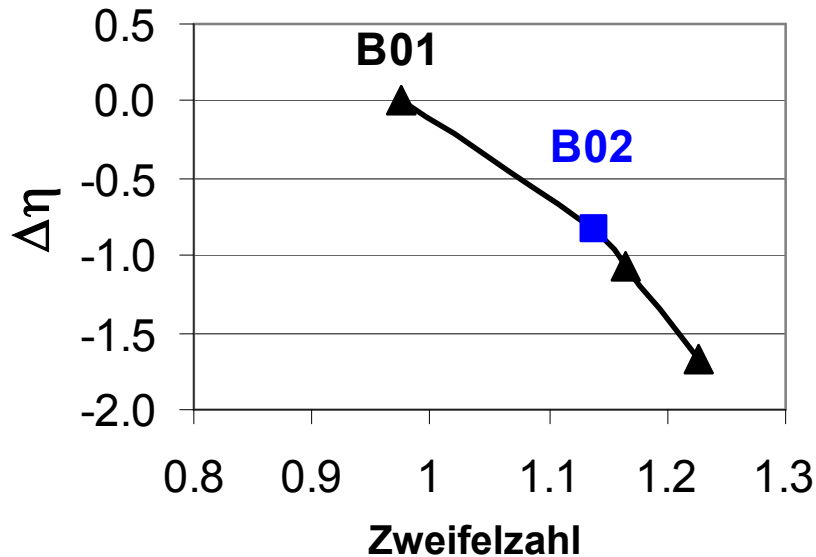


Abbildung 19: Ergebnis der CFD-Simulation: Wirkungsgradabfall in Abhängigkeit von der Zweifelzahl

Wie in Abbildung 20 und in Abbildung 21 dargestellt, wurden das 2., 3., 4. und 5. Niederdruckturbinenleitrad und das 3., 4. und 5. Niederdruckturbinenlaufrad neu profiliert, wobei die mit einer Zweifelzahl von $Z_w = 1,15$ einhergehende Erhöhung der Schaufelbelastung dann einer durchschnittlichen Reduzierung der Schaufelzahlen der neu profilierten Gitter von etwa 20% entspricht.

Für eine optimale Vergleichbarkeit der Ergebnisse des High Lift Blading Rigversuchs mit den Daten des als Referenz verwendeten vorherigen Rigaufbaus wurden Durchsatz, Leistung, radiale Verteilung der Geschwindigkeitsdreiecke, radiale Fädelung der Gitter und alle weiteren notwendigen aerodynamischen Referenzgrößen für den Auslegungspunkt konstant gehalten. In Abbildung 20 sind die neu gestalteten Schaufelgitter räumlich dargestellt. Die entsprechend der Schaufelzahlreduzierung vergrößerte Schaufelteilung ist in dieser Darstellung deutlich zu erkennen.

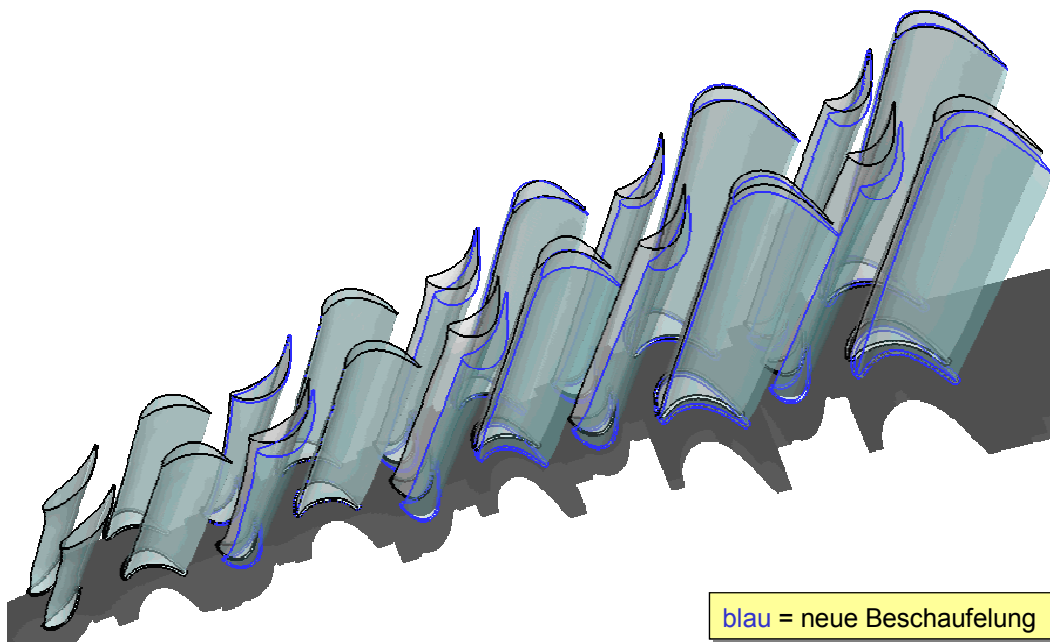


Abbildung 20: Vergleich alte und neue Beschau felung

Vorbereitung und Durchfu hrung des Rigversuchs

In Abbildung 21 ist der Querschnitt des Rigs 454 mit Hauptstrommessebenen, Kammern usw. dargestellt und Abbildung 22 zeigt der Aufbau des Rigs am Hohenpru fstand in Stuttgart.

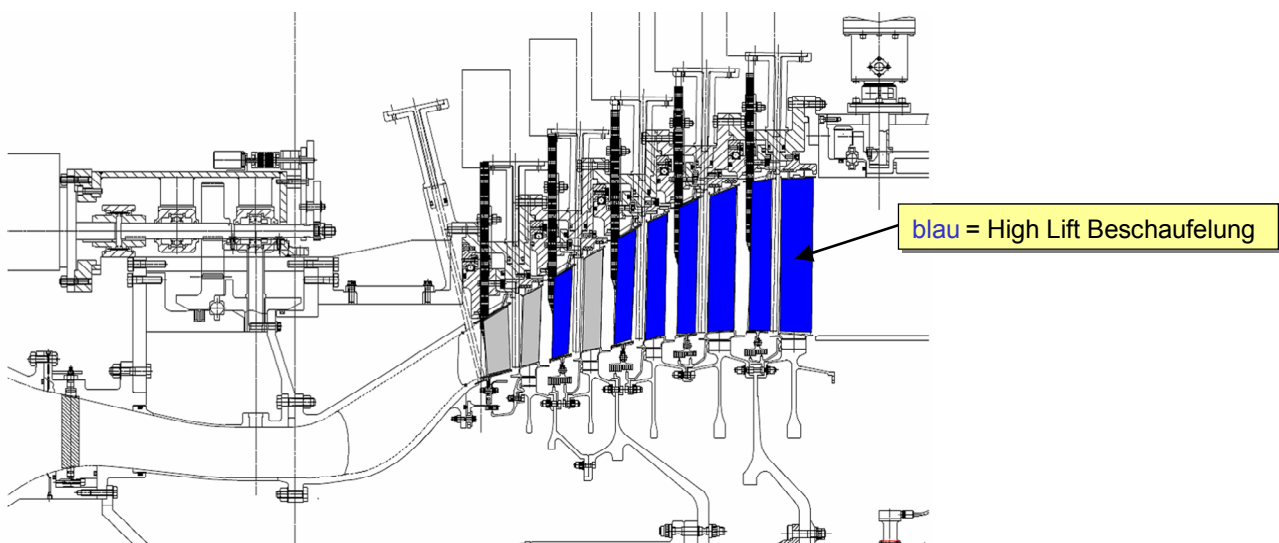


Abbildung 21: Rig 454 mit neu ausgelegter High Lift Beschau felung

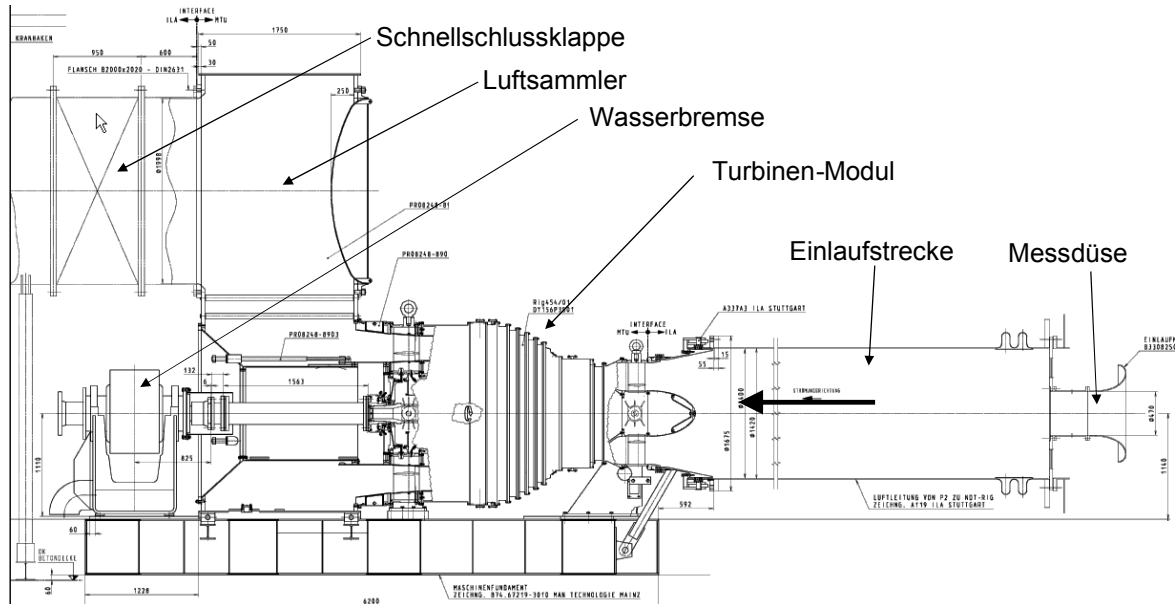


Abbildung 22: Rig 454 Bau B02 – Prüfstands Aufbau

In Abbildung 23 und Abbildung 24 ist die umfangreiche Instrumentierung der Niederdruck-turbine im Detail gezeigt. Die Instrumentierung entspricht der des Basisaufbaus Bau 01.

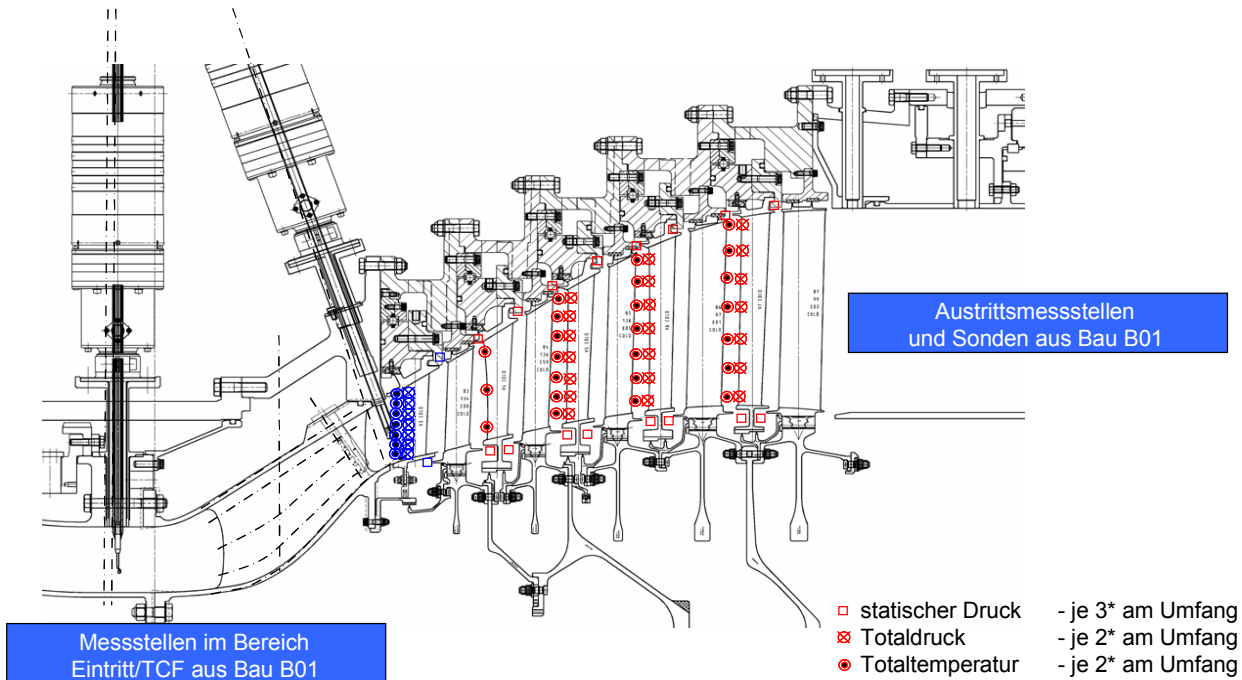
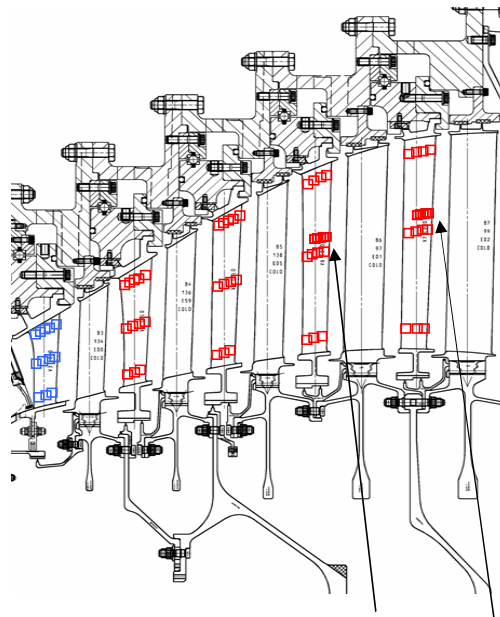


Abbildung 23: Rig 454 Bau B02 – Rig-Instrumentierung: Neue Vorderkantenbestückung und statische Drücke



in Kanalmitte 8mal statische Drücke
in enger Staffelung auf Saugseite

Abbildung 24: Rig 454 Bau B02 – Statische Drücke auf den Leitschaufeloberflächen

Das Versuchsprogramm des Rigversuchs (siehe nachfolgende Übersicht) umfasste eine komplette Kennfeldmessung bei Auslegungs-Reynoldszahl (4 Kennfeldlinien von 80 – 105% relativer Drehzahl) und eine Reynoldszahlvariation von $Re = 120.000$ bis 280.000 bei 100% Drehzahl.

Versuchsprogramm Aero-Messungen

1. Kennfeld bei Auslegungs-Reynoldszahl ($Re = 220.000$) und 4 Drehzahllinien $N/N_A = 80\%$, 90% , 100% u. 105% bei jeweils 4 Druckverhältnissen
2. Reynoldszahlvariation bei $N/N_A = 100\%$ für die zusätzlichen Reynoldszahlen $Re_{V3} = 120.000 - 280.000$ bei jeweils 4 Druckverhältnissen
3. Flächentraversierung am Turbinenaustritt mit Einzeltraversiersonden
4. Instationäre Messungen mit Heißfilmen auf Vane 6 und Vane 7 sowie Kulite-Longline Messungen
5. TCF Traversierungen

Parallel zu diesen Kennfeldmessungen wurden die Druckverteilungen auf den Leitgittern aufgenommen. Das Versuchsprogramm war identisch mit dem des Referenzaufbaus

(Bau 01), so dass ein direkter Vergleich der beiden Versuche durchgeführt und damit eine Aussage über zu erwartende Abweichungen gemacht werden kann.

Die in diesem Versuch gemessenen Wirkungsgrade werden mit dem Referenzaufbau Bau B01 verglichen. Dieser Referenzaufbau besaß eine State-of-the-Art Beschaufelung und die in diesem Vergleich aufgezeigten Unterschiede sind daher von hoher Aussagekraft.

Analyse der Ergebnisse des Rigversuchs

Validierung der 3D-Navier-Stokes Simulation und Festlegung von Designkriterien

Mit den mit dem Rigversuch Rig 454 Bau 02 gewonnen Messdaten wurde eine umfangreiche und detaillierte aerodynamische Bewertung des untersuchten High Lift Blading Beschaufelungskonzepts durchgeführt. Dazu wurden mit dem 3D-RANS Navier-Stokes Verfahren TRACE alle gemessenen Lastfälle nachgerechnet. Sowohl die Messung als auch die Nachrechnung zeigen hierbei auf, dass sich der reduzierte Massendurchsatz für das gesamte Kennfeld um etwa 0,3% - 0,7%-Punkte im Vergleich zu dem Referenzaufbau Bau B01 erhöht. Die Abhängigkeit der Durchsatzerhöhung von der Reynoldszahl ist in Abbildung 25 dargestellt. Die Durchsatzerhöhung nimmt im Vergleich zu dem Referenzaufbau Bau B01 von der kleinsten zur größten Reynoldszahl leicht ab.

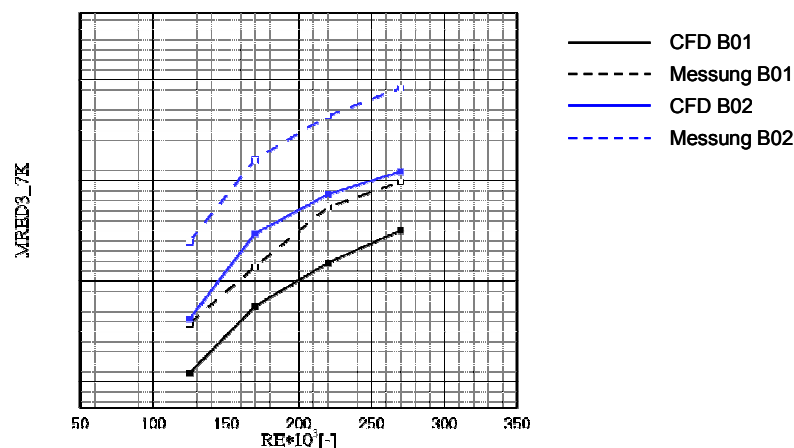


Abbildung 25: Gemessener reduzierter Durchsatz des Rigversuchs im Vergleich zu dem Referenzaufbau

Der gemessene und der gerechnete Wirkungsgrad als Funktion der spezifischen Arbeit und der Drehzahl ist in Abbildung 26 dargestellt.

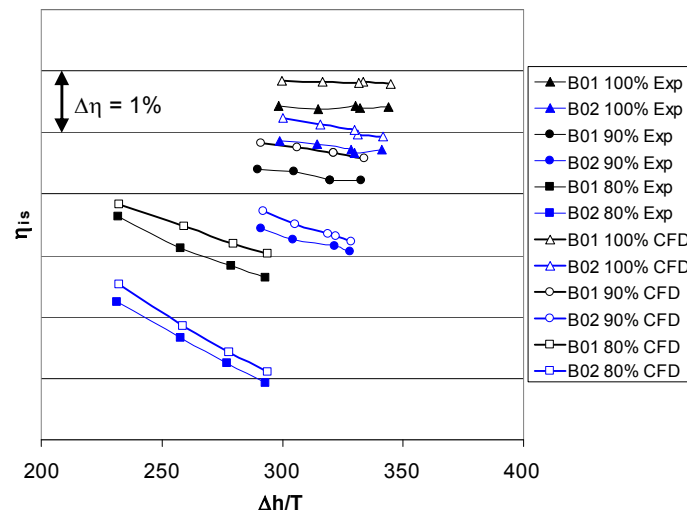


Abbildung 26: Kennfeld des Rigs 454, Vergleich des High Lift Aufbaus B02 mit dem Referenzaufbau B01

Im Auslegungspunkt ($\Delta h/T = 330$, Drehzahl = 100%) ergibt sich eine Wirkungsgradreduktion der High Lift Blading Beschaukelung von 0.8%-Punkten. Wie Abbildung 26 zeigt, weist die High Lift Beschaukelung einen deutlichen Gradienten über $\Delta h/T$ auf, während die Referenzbeschaukelung nahezu insensitiv gegen eine Druckverhältnisvariation im betrachteten Auslegungsbereich ist. Auch bei niedrigeren Drehzahlen zeigt sich, dass die High Lift Beschaukelung durch einen steileren Gradienten gekennzeichnet ist. Dieses Verhalten dürfte in den 2D Verlusten begründet sein, da die High Lift Schaufeln stärker mit einer sich über das Druckverhältnis ändernden Profilmachzahlverteilung reagieren, gekoppelt mit größeren 3D Verlusten. Bei 80% Drehzahl hat sich der Wirkungsgradverlust verdoppelt. Dieses Verhalten kann anhand der Druckverteilung in Abbildung 27 diskutiert werden. Als charakteristische Schaufel wurde hierfür das im Verzögerungsbereich der Saugseite hervorragend instrumentierte Vane 4 ausgewählt.

In den Druckverteilungen in Abbildung 27 ist deutlich die Belastungserhöhung des High Lift Vane 4 zu erkennen, die leicht unter der in der gesamten Turbine durchschnittlich erzielten Erhöhung liegt. Das Druckminimum ist gemeinsam mit der Engstrecke nach strom-

auf verschoben. Als Auslegungskriterium ist eine im vorderen Bereich belastete Druckverteilung gewählt worden, um hohe Spitzenmachzahlen und damit verbundene hohe Verzögerungen vermeiden zu können.

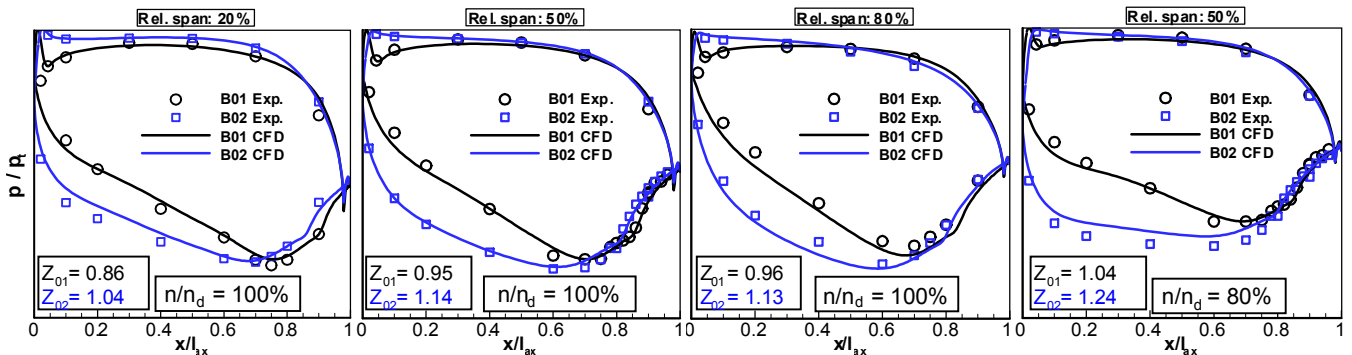


Abbildung 27: Profildruckverteilungen Vane 4, für 100% und 80% Drehzahl, $Re =$ Auslegungspunkt

In Kanalmitte (Rel. Span = 50%) ist deutlich zu erkennen, dass bei der High Lift Auslegung die Ablöseblase nach stromauf verschoben ist. Der Umschlag über der Blase findet früher statt und im Anschluss daran verlängert sich die turbulente Lauflänge verbunden mit einem Verlustanstieg im Mittelschnitt. Der radiale Verlust für die Gesamtkomponente ist in Abbildung 28 dargestellt.

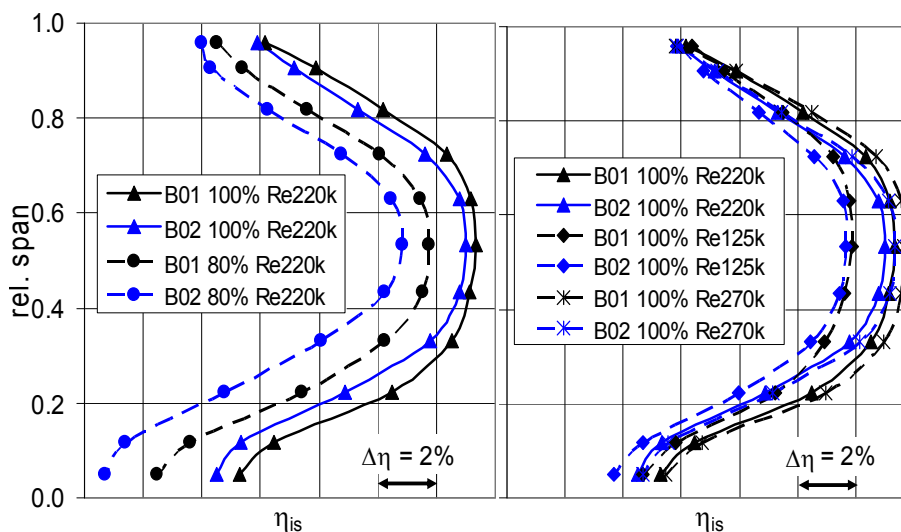


Abbildung 28: Radiale Wirkungsgrade für die Turbine in Abhängigkeit von Drehzahl und Reynoldszahl

Diese Darstellung zeigt auf, dass der Wirkungsgradunterschied im Mittelschnitt bei 0,4%-Punkten liegt, während der Gesamtunterschied 0.8%-Punkte beträgt. Dies verdeutlicht, dass in erhöhtem Maße in den Randzonen Zusatzverluste generiert werden. Obwohl die Geschwindigkeitsdreiecke der High Lift Beschaufelung unverändert gehalten wurden, werden durch die höheren Inhomogenitäten in Umfangsrichtung zusätzliche Mischungsverluste erzeugt.

Bei 80% Drehzahl beträgt die Wirkungsgradverschlechterung im Mittelschnitt ca. 0.9%-Punkte. Dies zeigt auf, dass die Verluste im Teillastbereich deutlich ansteigen, wobei die 3D-Verluste offensichtlich überproportional zunehmen. Das größere Teilungsverhältnis führt zu sich weiter erstreckenden Wirbeln.

Diese exemplarisch dargestellten Resultate zeigen auf, dass die CFD Simulation für diese High Lift Blading Schaufelauslegung hervorragende Ergebnisse geliefert hat, Druckverteilungen, Ablöseblasen, Verluste und weitere Kenngrößen wurden sehr gut, d.h. in sehr guter Übereinstimmung mit den Messergebnissen, vorhergesagt. Dabei begründet sich diese sehr gute Übereinstimmung auch auf der ausgezeichneten Qualität der gefrästen Schaufeln, d.h. der sehr guten Übereinstimmung der Geometrie der Hardware mit den für die CFD-Simulationen verwendeten Geometriedaten.

Ein Vergleich der radialen Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Reynoldszahl ist auf der rechten Seite in Abbildung 28 dargestellt. Der Wirkungsgradverlust im Mittelschnitt beträgt nur 0,2%-Punkte für geringe Reynoldszahlen und steigt auf 0,35%-Punkte für die hohen Reynoldszahlen. Dies ist ungewöhnlich, da man für die High Lift Beschaufelung im Mittelschnitt eine größere Reynoldszahlabhängigkeit erwarten würde. Deutlich erkennbar ist auch, dass der Verlust an der Nabe größer als am Gehäuse ist. Ursachen hierfür sind in der veränderten radialen Geschwindigkeitsverteilung an der Nabe in der High Lift Beschaufelung und in einer eventuell stärkeren Interaktion der Sekundärströmung mit der Saugseitengrenzschicht zu suchen.

In Abbildung 29 sind die Unterschiede im isentropen Wirkungsgrad der Kennfeldmessung für die beiden Versuchsaufbauten über der Reynoldszahl sowohl für die Messung als auch

für die CFD Simulation aufgetragen. Das Diagramm zeigt die typischen Verläufe, die entsprechend der zunehmenden Viskositätseffekte zu kleinen Reynoldszahlen hin abfallen.

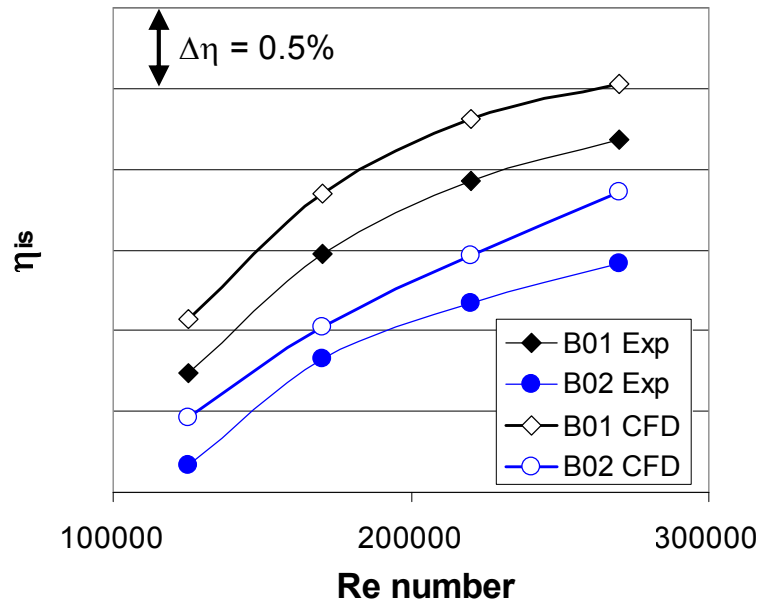


Abbildung 29: Verlauf des Wirkungsgrades über der Reynoldszahl, Vergleich von Bau B01 und dem High Lift Aufbau B02

Wie schon die vorangegangenen Darstellungen zeigt auch die Abbildung 29 deutlich auf, dass als unmittelbare Konsequenz der durchgeführten hohen Schaufelzahlfreuduzierung der gemessene und der berechnete Wirkungsgrad der High Lift Blading Beschauflung teilweise deutlich niedriger als diejenigen des Referenzversuchs liegen. Gleichzeitig wird in Abbildung 29 aber auch nochmals die bereits beschriebene sehr gute Übereinstimmung der gemessenen Ergebnisse mit den vorausberechneten Werten der aerodynamischen Auslegungsrechnung verdeutlicht.

Zusammenfassung

Die in diesem Arbeitspaket erarbeiteten Erkenntnisse ermöglichen der MTU nunmehr eine genaue Vorhersage des aerodynamischen Verhaltens einer Niederdruckturbinen bei Erhöhung der Schaufelbelastung. Dies bedeutet, dass auf der Basis der Ergebnisse des durchgeführten Riggersuchs künftig neue aerodynamische Auslegungen von Niederdruckturbinen noch wesentlich präziser als bisher erfolgen können. Die angestrebte Reduzierung der Schaufelzahlen ohne nennenswerte Absenkung des Wirkungsgrades konnte al-

lerdings nicht realisiert werden. Dieses Ziel ist gemäß dem hier erarbeiteten heutigen Stand des Wissens nicht erreichbar. Das Hauptmerkmal der entwickelten Technologie ist demnach so zu sehen, dass für die Neuauslegung von Niederdruckturbinen hiermit nun der überaus wichtige Trade zwischen Gewicht/Kosten und Wirkungsgrad sehr präzise vorausberechnet werden kann.

3.1.2 Passive Boundary Layer Control High Lift Blading (AP 2200)

Wie eingangs bereits beschrieben wird mit "Passive Boundary Layer Control High Lift Blading" eine Technologie bezeichnet, bei der durch den Einsatz einer Ausblasetechnik zur aktiven Grenzschichtkontrolle (sog. vortex generator jets) eine noch weitergehende Reduzierung der Schaufelzahlen als es mit dem Konzept des "Conventional High Lift Blading" möglich ist, erreicht werden soll. Hierzu wird eine in diesem Fall möglicherweise eintretende Ablösung der Grenzschicht durch die Ausblasung von Luft aus dem Schaufelprofil kontrolliert. Vom Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München wurde hierzu im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (siehe Abbildung 48) eine Untersuchung an einem Turbinengitter durchgeführt und damit dieses Konzept grundlegend erprobt. Die Ergebnisse dieser experimentellen Untersuchung (AP 2220, siehe Abbildung 1) sind nachfolgend zusammengefasst dargestellt. Eine darüber hinausgehende weitere Entwicklung dieser Technologie wurde in dem Teilarbeitspaket AP 2230 "Untersuchung in Versuchsturbine" von dem selbständigen Projektpartner ILA durchgeführt, der hierüber gesondert berichtet.

Auf der Grundlage der mit dem Kaskadenprofil T161 im Rahmen des Arbeitspakets AP 2100 "Conventional High Lift Blading" erzielten Ergebnisse wurde diese Geometrie auch für die Untersuchung der Effektivität saugseitiger Ausblasung eingesetzt. Das in dieser Konfiguration T161-T-Jet genannte Profil wurde hierzu mit zwei voneinander unabhängigen Plenen ausgerüstet. Jedes dieser Plenen versorgt je eine Reihe von Ausblasebohrungen, die die mittleren 60% der Schaufelhöhe abdecken. Durch diese Anordnung ist eine getrennte oder synchrone Ausblasung an zwei axialen saugseitigen Positionen möglich. Der Aufbau einer entsprechend ausgestatteten Schaufel ist in Abbildung 30 dargestellt.

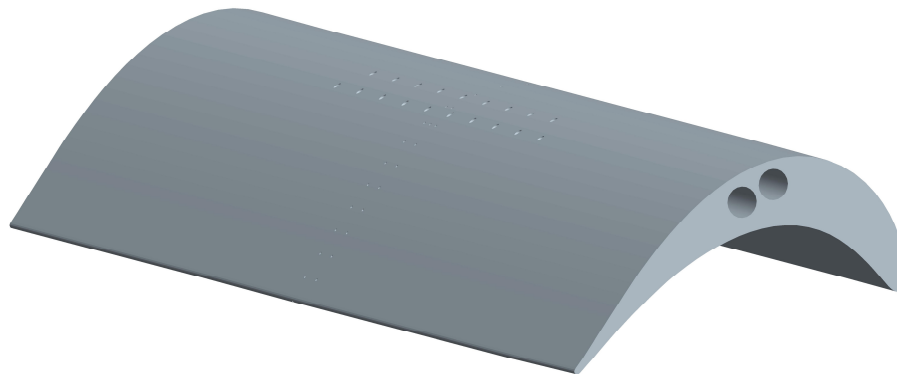


Abbildung 30: Aufbau der Ausblasegeometrie T161-T-Jet

Das Gitter T161-T-Jet wurde im Rahmen des Arbeitspakets AP 2220 bei einer Machzahl von 0,6 unter stationärer und instationärer Zuströmung im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Universität der Bundeswehr München analysiert. In einem Reynoldszahlen-Spektrum von 50.000 bis 400.000 wurden verschiedene Ausblasekonfigurationen variierend in Ausblaseposition und Blasrate untersucht. Dabei wurden neben der Anwendung der Standardmesstechnik auch Ölanstrichbilder angefertigt.

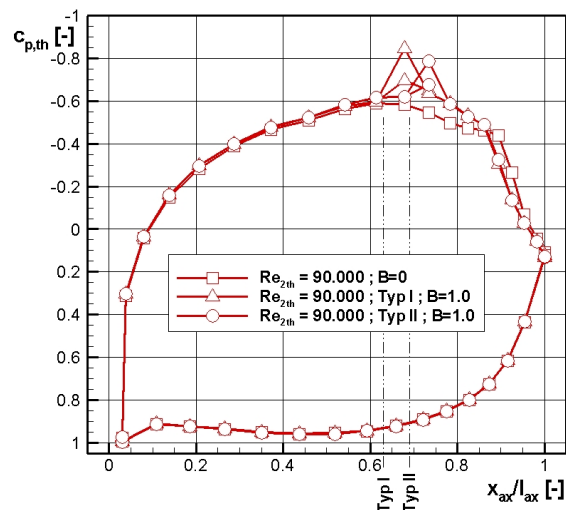


Abbildung 31: Profildruckverteilung T161-T-Jet bei Variation der Ausblasung

Als typisches Beispiel ist in Abbildung 31 die Profildruckverteilung unter stationärer Zuströmung bei einer Reynoldszahl von 90.000 und verschiedenen Ausblasemodi dargestellt. Es wird sofort ersichtlich, dass beide gezeigten Ausblasetypen die saugseitige Ablösung in etwa gleichem Umfang reduzieren können. Unterschiede ergeben sich lediglich

durch die lokale Störung der Strömung an den Austrittspositionen der jeweiligen Ausblasestrahlen. Hierin begründet liegen auch geringfügige Variationen in den in Abbildung 32 dargestellten Nachläufen. Prinzipiell weisen jedoch alle untersuchten Ausblasekonfigurationen ein deutliches Potential zur Reduktion der Nachlaufausprägung auf. Für den Fall der instationären Zuströmung zeigt Abbildung 33 einen Vergleich der Totaldruckverluste bei unterschiedlichen Ausblase-Einstellungen, in dem auch die durch die Ausblasung zusätzlich eingebrachte Energie berücksichtigt wird. Auch bei dieser Form der Grenzschichtbeeinflussung wird im relevanten niedrigen Reynoldszahlen-Bereich ein klarer positiver Effekt hinsichtlich der Verluste erzielt. Somit konnte die Nutzbarkeit der gewählten Auslegung der Ausblasekonfigurationen erfolgreich nachgewiesen werden [13].

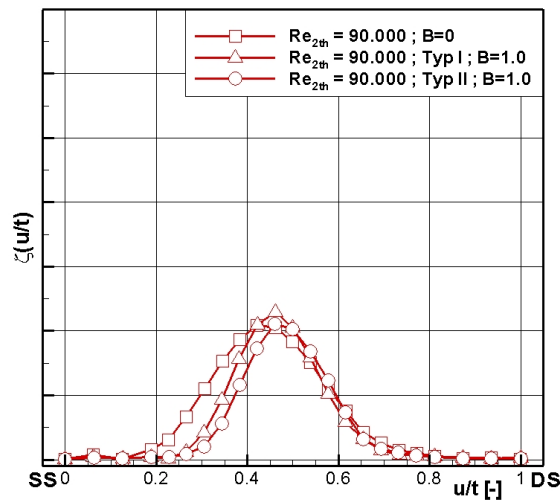


Abbildung 32: Nachläufe am T161-T-Jet bei Variation der Ausblasung

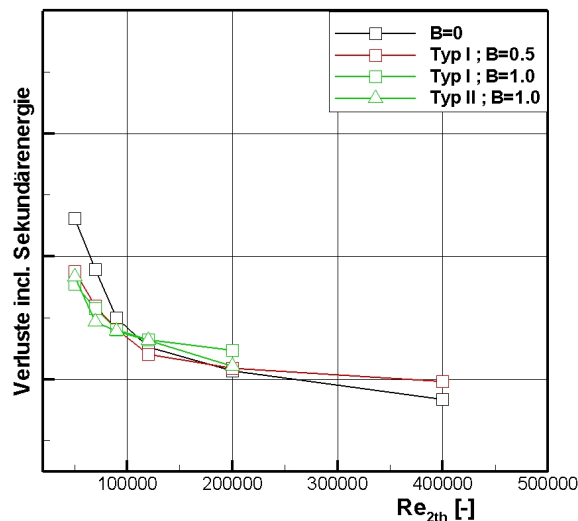


Abbildung 33: Totaldruckverluste des Gitters T161-T-Jet bei instationärer Zuströmung

3.2 **Thin Solid Airfoils (AP 3000)**

Das Arbeitspaket AP 3000 "Thin Solid Airfoils" hatte die Entwicklung dünner Vollschaufeln zum Ziel, die im Vergleich zu dickeren Hohl-schaufeln deutlich kostengünstiger hergestellt werden können und die durch die Vermeidung der bei Hohl-schaufeln zu beachtenden Korrosionsanfälligkeit auch ein Potenzial zur Steigerung der Lebensdauer bieten. Dabei sollte das bereits bestehende hohe Wirkungsgradniveau der dickeren Hohl-schaufel weitestgehend erhalten bleiben.

Das Arbeitspaket AP 3000 besteht aus den Teilpaketen AP 3100 "Innovative 3D-Profilierung mit Rigtest", nachfolgend auch "Schaufeln mit Teilaufdickung" genannt, und AP 3200 "Konzeptprüfung Aspirating Airfoils", ("Schaufeln mit druckseitiger Absaugung"), siehe Abb. 1.

3.2.1 Innovative 3D-Profilierung mit Rigtest (AP 3100)

Das Arbeitspaket AP 3100 "Innovative 3D-Profilierung mit Rigtest" konzentrierte sich auf die Entwicklung dünner Vollschaufeln, die im Vergleich zu dicken Hohl-schaufeln deutlich kostengünstiger hergestellt werden können. Um jedoch auch den Wirkungsgrad auf dem Niveau der Hohl-schaufeln halten zu können, sollte eine optimierte Schaufelprofilierung entwickelt werden. Diese optimierte Profilierung basiert vor allem auf einer Teilaufdickung der Schaufeln, insbesondere im Gehäuse- und Nabenbereich.

Konzeptphase

Als erster Schritt im Rahmen der Konzeptdefinition wurden die Daten aus einem früheren Aufbau des Rig 451, dem Bau B02, noch einmal umfassend analysiert. Hierzu wurden 3D CFD-Rechnungen durchgeführt und deren Resultate mit den Mess- und Rechenergebnissen des Basisaufbaus B01 verglichen. Diese Gegenüberstellung zeigte die Einflussfaktoren auf, die für die Erhöhung der Verluste beim Einsatz dünner Vollschaufeln im Vergleich zu dicken Hohl-schaufeln verantwortlich sind. Darüber hinaus dienten diese Ergebnisse als Basis für die Auslegung der teilaufgedickten Schaufeln für den geplanten Rigversuch Rig 451 Bau B04.

Die durchgeführte Datenanalyse lieferte eine Reihe von Erkenntnissen für die geplanten Designaufgaben. In Abbildung 34 ist die 3D-Ansicht zweier Turbinenschaufeln dargestellt einmal mit abgelöster (B01) und einmal mit nichtabgelöster (B02) Strömung. Für die in Bau B01 eingesetzten dünnen Vollschaufeln ist der radiale Verlauf der Strömungsablösung zu erkennen und für die in Bau B02 eingesetzten dicken Schaufeln ist die ablösungsfreie Profilumströmung dargestellt.

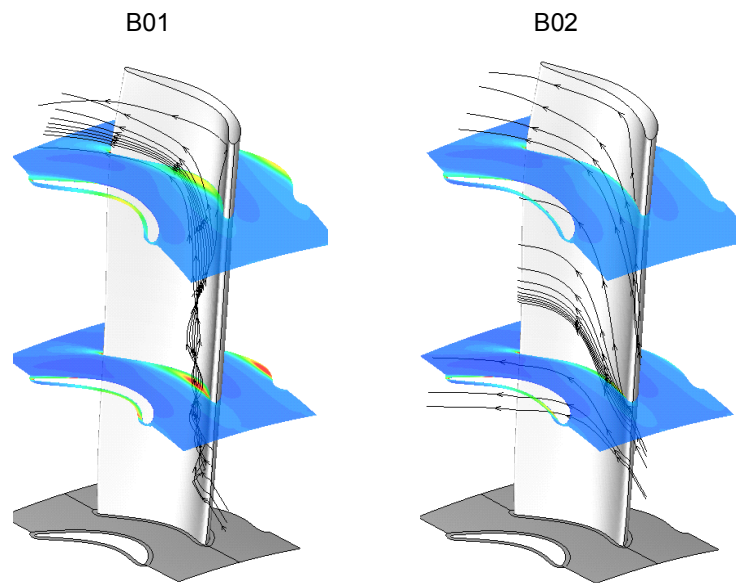


Abbildung 34: 3D-Ansicht der 1. Rotorschaufel des Rig 451 Bau B01 und des Bau B02, Stromlinien und Turbulenzgrad

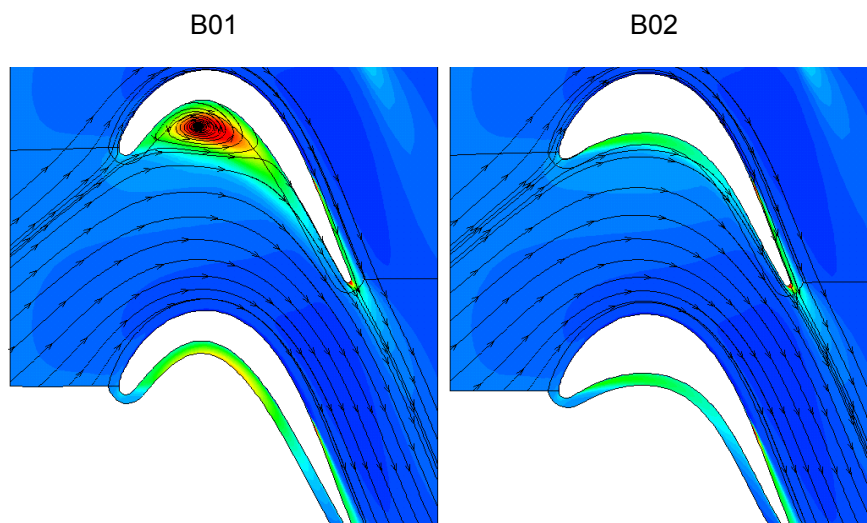


Abbildung 35: Mittelschnitt der 1. Rotorschaufel des Rig 451 Bau B01 und des Bau B02, Stromlinien und Turbulenzgrad

Die Abbildung 35 verdeutlicht den Unterschied in der Profilmströmung, der sich auf Grund der im Bau B01 auftretenden Ablösung ergibt.

Die Darstellung der Stromlinien in Abbildung 34 bezieht sich auf eine Rotorschaukel der in Rig 451 Bau B01 untersuchten Niederdruckturbinen. Es wird hierbei in erheblichem Maße Fluid von der Kanalmitte zum Gehäuse hin transportiert. Dies verursacht offensichtlich zusätzliche Mischungsverluste, die den Wirkungsgrad der hier betrachteten Niederdruckturbinen merklich reduzieren. Demgegenüber weist die Schaufel des Bau B02 durch ihre aufgedickte Druckseite nur eine sehr kleine Ablösung auf, die den radialen Fluidtransport nur sehr eingeschränkt zulässt. Aus dem Vergleich von Messung und Rechnung konnte zwar der Unterschied im Wirkungsgrad zwischen diesen beiden Aufbauten im Auslegungspunkt der Turbinen recht gut reproduziert werden, aber bei reduzierten Drehzahlen wurde die Vergrößerung des Wirkungsgradunterschieds nicht durch das Rechenverfahren wiedergegeben.

Designphase

Ausgehend von den aus den Messungen und den CFD-Berechnungen gewonnenen Erkenntnissen sowie aus der Gegenüberstellung der Aufbauten B01 und B02 erfolgte die aerodynamische Auslegung der Schaufeln.

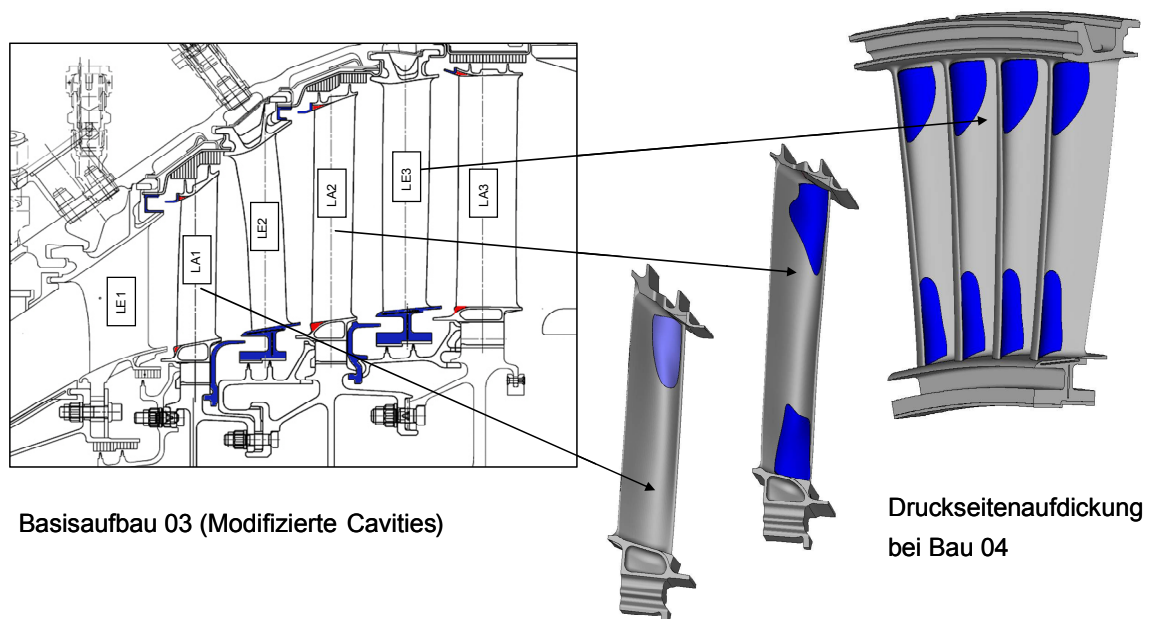


Abbildung 36: Aufbau Rig 451

Die dreistufige Versuchsturbine wurde mit Aufdickungen in drei der sechs Schaufelgitterreihen versehen, siehe Abbildung 36. Im ersten Rotor wurde die Druckseite in Gehäusenähe aufgedickt, da die Schaufel in Nabennähe schon nahezu die notwendige Dicke zur Unterdrückung der Druckseitenablösung besitzt. Die Aufdickung wäre zu dünn geworden, um einen merklichen strömungstechnischen Effekt zu haben und auch die fertigungstechnische Aufbringung hätte sich außerordentlich schwierig gestaltet. Des Weiteren wurden der zweite Rotor und der dritte Stator lokal aufgedickt. Bei beiden Schaufelgittern wurden die Aufdickungen an Nabe und Gehäuse vorgenommen.

Die übrigen Schaufelreihen wurden nicht verändert. Das erste Leitgitter ist eine gekühlte, dicke Schaufel ohne Druckseitenablösung, das zweite Leitgitter eine ungekühlte dicke Hohl-schau-fel ebenfalls ohne Druckseitenablösung und der letzte Rotor ist zwar eine dünne Vollschaufel, hat aber nur eine geringere Umlenkung und dadurch nur eine sehr kleine druckseitige Ablösung.

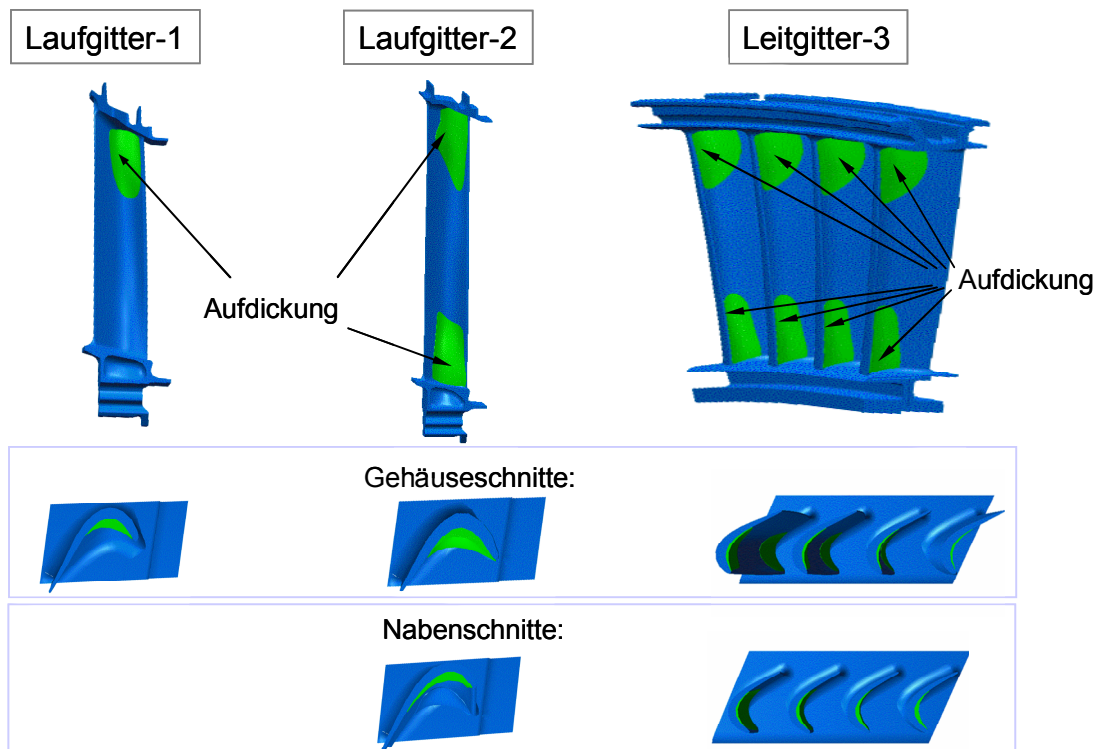


Abbildung 37: Aufdickungen an den Schaufeln im Gehäuse- und Nabenbereich

Nach der aerodynamische Definition der Teilaufdickung für die Schaufeln, d.h. der Aufdickungen, die in Naben- und Gehäusenähe auf die dünnen Vollschaufeln aufgebracht wurden, Abbildung 37, wurden diese konstruiert und gefertigt. Die Aufdickungen bestehen aus einem eingegossenen Kunststoffeinsatz. Hiermit konnte innerhalb der Toleranzen der Basisschaufel eine recht gute Formtreue erreicht werden.

Vorbereitung des Rigversuchs

Die Versuchsturbine, also das Rig, wurde umfangreich instrumentiert. Durch die Aufdickung musste die statische Druckinstrumentierung der dritten Leitschaufel komplett erneuert werden. Außerdem wurde der letzte Rotor mit rotierenden statischen Druckbohrungen versehen. Die Druckinformationen wurden über Messleitungen in die Rotornabe geführt und dort mit Kulite-Sensoren gemessen. Die Messinformationen wurden dann mit einer Telemetrie übertragen. Mit diesem aufwändigen Versuchsaufbau war es möglich, statische Drücke im rotierenden System zu messen und damit sowohl die Ausdehnung der Druckseitenblase als auch die Strömung auf der Profilsaugseite zu evaluieren.

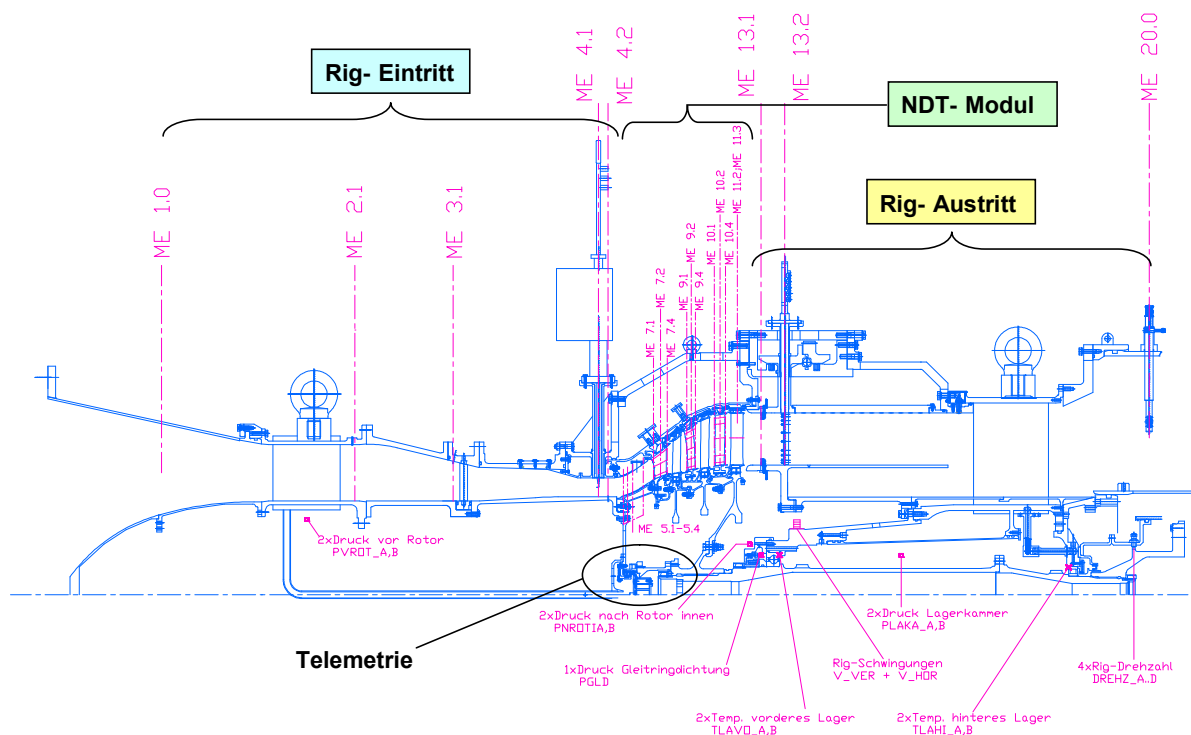


Abbildung 38: Rig 451 mit Hauptstrommessebenen und Kammern

In Abbildung 38 ist der Versuchsaufbau des Rigs 451 mit Zulauf, Abströmgehäuse und Messebenen dargestellt. Die Instrumentierung umfasste neben profilstatischen Drücken auf den Leitschaufeln und dem letzten Rotor sowie der Druck- und Temperaturinstrumentierung im Zulauf und in der Abströmung noch drucksensitive Farben auf der Saugseite des letzten Rotors. Durch die unerwartet starke Verschmutzung der Versuchsanlage war die Auswertbarkeit der drucksensitiven Farben aber leider nur sehr eingeschränkt möglich.

Rigversuch

Der Rigversuch mit teilaufgedickten dünnen Vollschaufeln wurde im Oktober und November 2005 erfolgreich durchgeführt. Das vorgesehene Versuchsprogramm konnte im vollen Umfang für ein komplettes Kennfeld und Versuchspunkte bei unterschiedlichen Reynoldszahlen gefahren werden.

Das Versuchsprogramm des Bau 04 umfasste eine komplette Kennfeldmessung bei Auslegungs-Reynoldszahl (5 Kennfeldlinien von 80 – 105 % relativer Drehzahl) und eine Reynoldszahlvariation von $Re = 240.000 - 650.000$ bei der 100 %- Drehzahllinie, siehe nachfolgende Übersicht:

1. Kennfeld bei Auslegungsreynoldszahl ($Re_{v2} = 340.000$) und 5 Drehzahllinien $N/N_A = 80\%$, 90% , 95% , 100% u. 105% bei jeweils 5 Druckverhältnissen pro Drehzahllinie sowie Telemetrie- und PSP-Messungen
2. Reynoldszahlvariation bei $N/N_A = 100\%$ für die zusätzlichen Reynoldszahlen $Re_{v2} = 240.000$, 480.000 , 650.000 bei jeweils 3 Druckverhältnissen sowie Telemetrie- und PSP-Messungen
3. 1 x Flächentraversierung am Turbinenausstritt mit Einzeltraversiersonden (19 Radialen und jeweils 5 Umfangspositionen)
4. Strömungssichtbarmachung bei $Re_{v2} = 240.000$

Parallel zu diesen Kennfeldmessungen wurden die Druckverteilungen auf den Leitgittern 1 bis 3 sowie die Druckverteilung auf Laufgitter 3 (mittels Telemetrie- und PSP-Messungen) aufgenommen. Im Anschluss an die Kennfeldmessungen wurde im Auslegungspunkt der

Turbine eine Flächentraversierung mit Einzeltraversiersonden am Turbinenaustritt auf einem feinen Messraster durchgeführt. Zum Abschluss der Versuche wurde eine Farbeinspritzung zur Sichtbarmachung der Strömung auf der Beschauflung vorgenommen. Das Versuchsprogramm war bis auf die beiden Sondermessungen (Telemetrie und PSP) identisch mit dem des Referenzaufbaus Bau 03 (durchgeführt in LuFo II, siehe [10]), so dass ein direkter Vergleich der beiden Versuche und damit eine Aussage über zu erwartende Verbesserungen ermöglicht wurde.

Analyse der Messergebnisse

Die Ergebnisse des Versuchs Rig 451 Bau 04 wurden mit dem Referenzaufbau Bau 03 verglichen. Mit den Teilaufdickungen entsteht im gesamten Kennfeld eine Wirkungsgradverbesserung von 0,1%-Punkten bis knapp 0,3%-Punkte. Zieht man die Fehlerschranke von $\pm 0,2\%$ -Punkten in Betracht, die man für den Vergleich zweier Bauzustände ansetzen muss, so erkennt man, dass auch im ungünstigsten Fall im Auslegungspunkt ($\Delta\eta = +0,25 \pm 0,2\%$ -Punkte) noch eine Verbesserung feststellbar ist. Der Nominalwert von $+0,25\%$ -Punkten liegt in etwa bei dem rechnerisch vorhergesagten Wert.

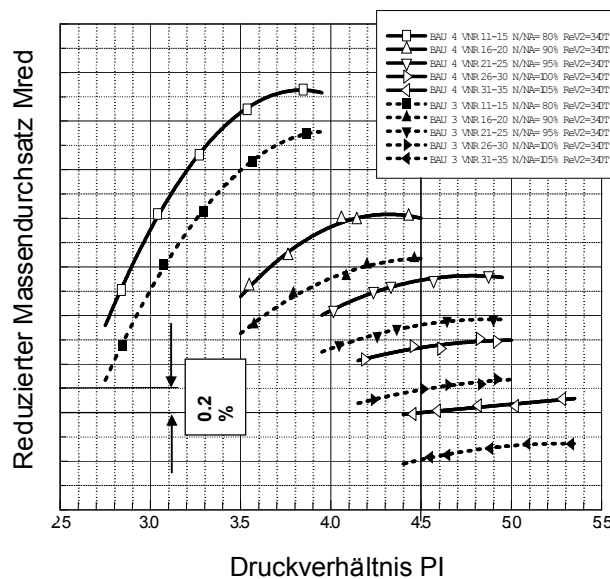


Abbildung 39: Rig 451 Versuchsergebnisse: Kennfeldvergleich Bau 03 – Bau 04

Abbildung 39 zeigt die Unterschiede im reduzierten Massendurchsatz aus der Kennfeldmessung für die beiden Versuchsaufbauten. Der reduzierte Massendurchsatz erhöht sich

für das gesamte Kennfeld um etwa 0,3 – 0,4% (im Auslegungspunkt ergibt sich $\Delta M_{red} = +0,35 \pm 0,2\%$). Die Durchsatzerhöhung gegenüber dem Bau 03 ergibt sich vermutlich durch die geringeren Verluste in den Wandgrenzschichten aufgrund des verbesserten Wirkungsgrades.

Die Abhängigkeit der Durchsatzerhöhung von der Reynoldszahl ist in Abbildung 40 dargestellt. Die Durchsatzerhöhung nimmt von der kleinsten zur größten Reynoldszahl leicht ab wobei die Verbesserung des Wirkungsgrades über den gesamten Reynoldszahlbereich relativ konstant geblieben ist.

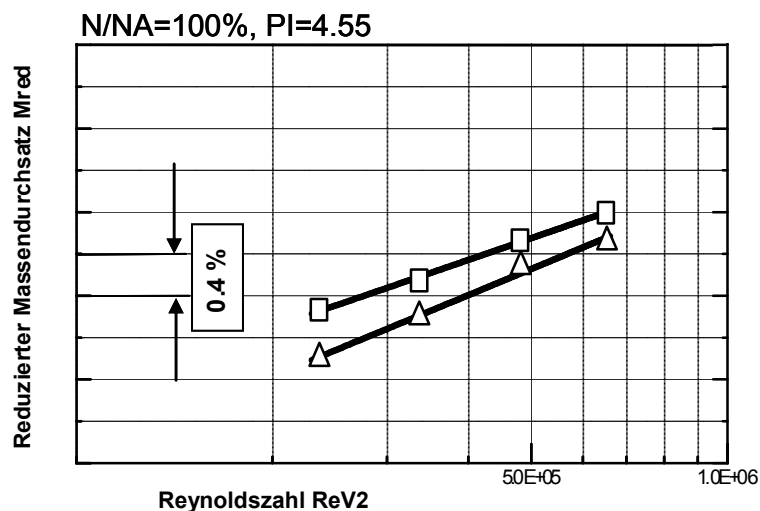


Abbildung 40: Rig 451 Versuchsergebnisse: Reynoldszahl-Variation Bau 03 – Bau 04

In Abbildung 41 sind die Radialverläufe des Druckverhältnisses und des Wirkungsgrades über der Kanalhöhe in der Turbinenausstrittsebene im Vergleich zu Bau 03 gezeigt. Man erkennt aus den Verläufen, dass die Wirkungsgradverbesserung durch die Teilaufdickungen wie erwartet hauptsächlich in den Randzonen (an Nabe und Gehäuse der Beschaufelung) auftreten. (Bis zu +1%-Punkt am Gehäuse und +0,5%-Punkte an der Nabe). In Kanalmitte wurden für den Bau 04 und den Bau 03 exakt die gleichen Wirkungsgrade ermittelt. Im Mittel über die gesamte Kanalhöhe ergibt sich eine Verbesserung von etwa +0,2%-Punkten, was auch dem Kennfeldwert bei diesem Betriebspunkt entspricht (siehe Abbildung 39).

ReV2=340T, N/NA=100%, PI=4.92

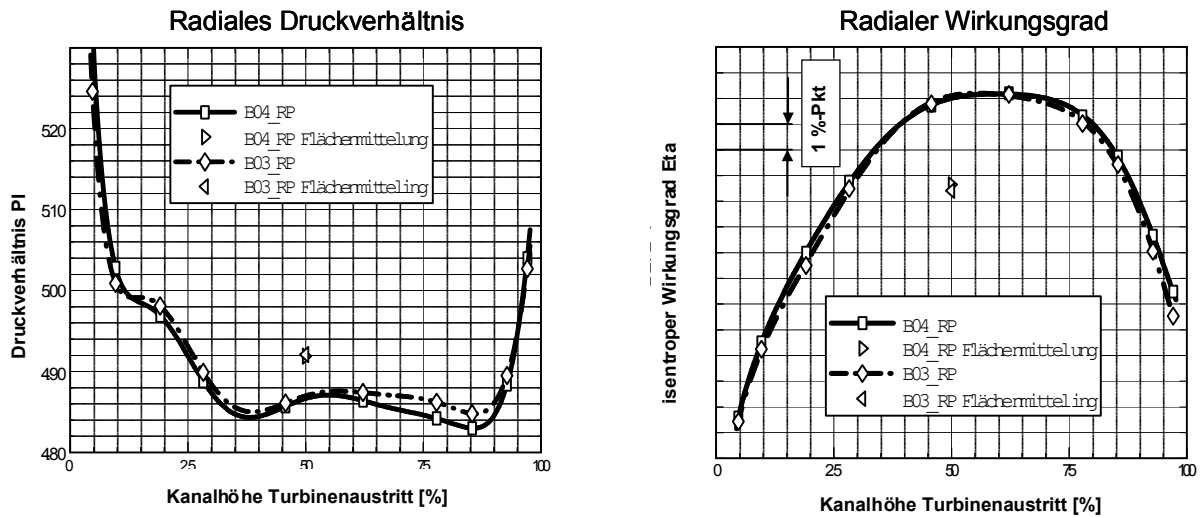


Abbildung 41: Rig 451 Versuchsergebnisse: Radialprofile am Turbinenaustritt

Zur weiteren Analyse der Strömung in der Turbine wurde auch noch eine Farbeinspritzung durchgeführt. Durch die damit erhaltenen Farbspuren können Rückschlüsse auf die Strömungsstruktur gezogen werden. Exemplarisch sind in Abbildung 42 die Druckseite und das Außendeckband des letzten Leitgitters gezeigt. Auf der Druckseite sind durch die hellere Farbe des Kunststoffes die Druckseitenaufdickungen zu erkennen. Ebenfalls sieht man in Gehäusenähe einige Strömungsspuren, die nach innen laufen.



Abbildung 42: 3. Leitgitter mit Farbspuren

Aerodynamische Analyse

Für die teilaufgedickten Turbinenschaufeln wurde eine aerodynamische Analyse auf der Basis von CFD-Berechnungen durchgeführt. Die Berechnungen zeigen eine Verbesserung des Wirkungsgrades in Bau 04 im Vergleich zu Bau 03 um 0,12%-Punkte. Demgegenüber ergab die Messung eine Wirkungsgradsteigerung um 0,25%-Punkte (jedoch mit einer Messungenauigkeit von +/-0,25%-Punkten). Im Unterschied zum Rigversuch wurden bei den Analyserechnungen auch die Stufenwirkungsgrade betrachtet. Diese Rechnungen ergaben, dass nur in der Stufe 3, in der das Statorgitter teilaufgedickt wurde, eine nennenswerte Wirkungsgradverbesserung von 0,3%-Punkten erzielt werden konnte. In den ersten beiden Stufen, in denen jeweils die Rotorgitter teilaufgedickt wurden, ergab sich nur eine sehr geringe Wirkungsgradverbesserung von 0,02%-Punkten (Stufe 1) bzw. 0,04%-Punkten (Stufe 2).

In Abbildung 43 ist das Wirkungsgradkennfeld dargestellt. Wie aus der Darstellung zu erkennen ist, stimmen die Charakteristiken der gemessenen und gerechneten Kennfelder tendenziell überein. In der Messung von Bau 04 zeigt sich auf der 100% Drehzahllinie ein bei hohen Druckverhältnissen leicht absinkender Wirkungsgradgewinn gegenüber Bau 03. Diese Tendenz findet sich auch in den CFD-Rechnungen wieder.

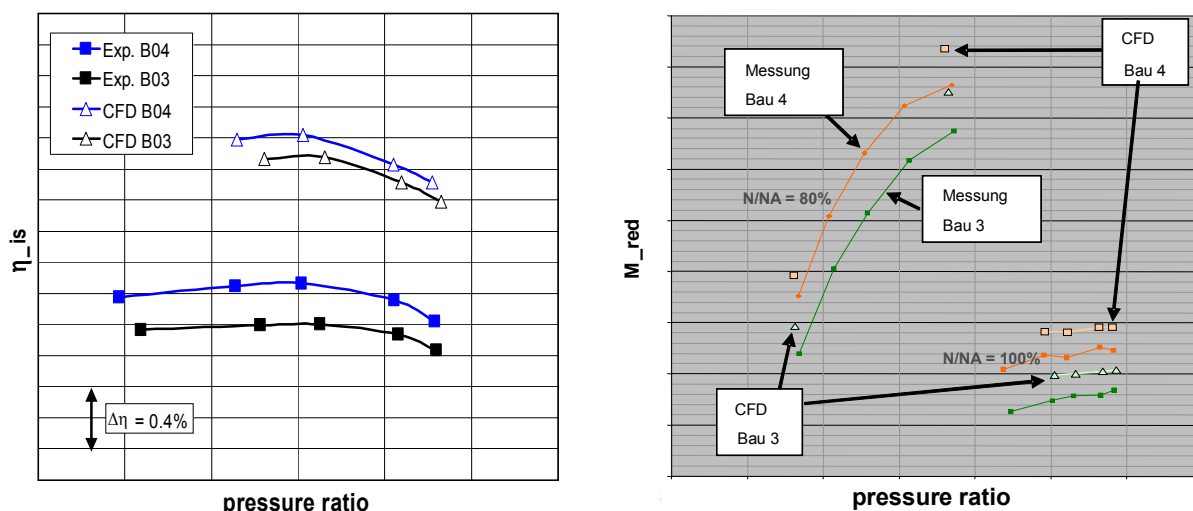


Abbildung 43: Kennfelder für Wirkungsgrad und Durchsatz

Auf der 80% Drehzahllinie ergibt sich sowohl in der Messung als auch in der Rechnung ein mit zunehmendem Druckverhältnis ansteigender Wirkungsgradgewinn von Bau 03 hin zu Bau 04. Die absoluten Höhen der gemessenen und gerechneten Wirkungsgrad-Deltas stimmen bei 80% Drehzahl sehr gut überein. Die ansteigenden Wirkungsgradgewinne bei steigendem Druckverhältnis werden für 80% Drehzahl auf eine positive Beeinflussung der Sekundärströmung zurückgeführt.

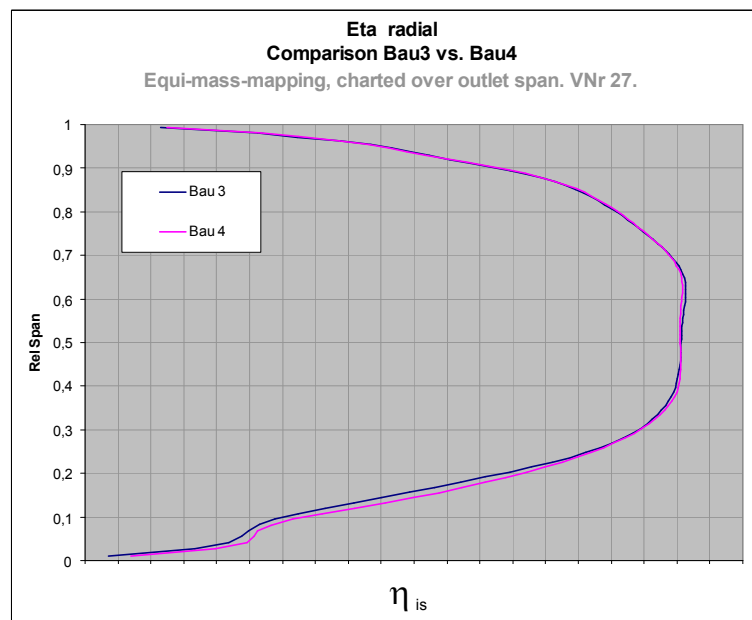


Abbildung 44: Wirkungsgrad-Radialverteilung nach CFD

In Abbildung 44 sind gerechnete radiale Wirkungsgradverteilungen im Auslegungspunkt dargestellt. Die Auswertung der Messdaten zeigt, dass für Bau 04 der Wirkungsgradgewinn sowohl im Innen- als auch im Außenbereich der Turbine entsteht. Im Mittelschnittsbereich ergibt sich, wie erwartet, keine Änderung. Diese Charakteristik spiegelt sich nur zum Teil in den Rechnungen wider. So sagt die Berechnung lediglich im Nabenbereich Wirkungsgradgewinne voraus. Betragsmäßig sind die gerechneten Wirkungsgradgewinne im Nabenbereich etwas größer als die gemessenen. Durch die in der Messung zusätzlich nachgewiesenen Wirkungsgradgewinne im Gehäusebereich ergibt sich in Summe im Vergleich zu der Rechnung ein höheres integrales Wirkungsgrad-Delta (0-D-Wert).

Exemplarisch sind in Abbildung 45 die gemessenen und gerechneten Profildruckverteilungen der Vane 3 auf etwa 50% Kanalhöhe aus Bau 03 und Bau 04 dargestellt. Man erkennt eine weitestgehend gute Übereinstimmung zwischen den gerechneten und gemessenen Werten. Ferner zeigt sich wie erwartet eine nur marginale Änderung in den Druckverteilungen zwischen Bau 03 und Bau 04. Dies ist damit zu erklären, dass die Teilaufdickung im Wesentlichen nur das Totwassergebiet auffüllt und somit die Außenströmung und damit verbunden die Machzahl- und Druckfelder nur in geringem Maße beeinflusst.

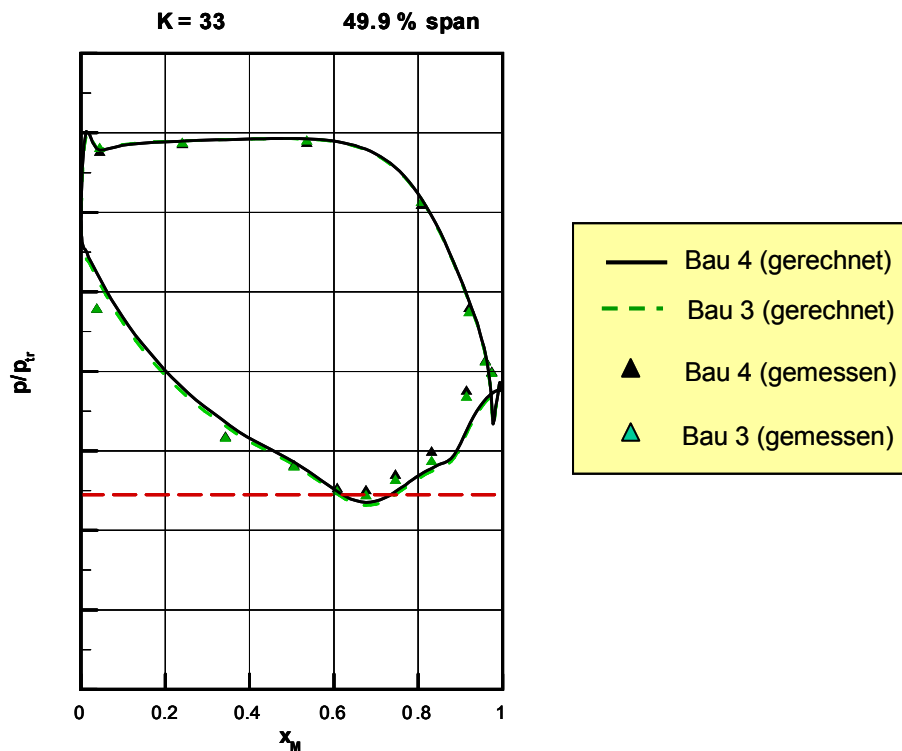


Abbildung 45: Profildruckverteilungen von Vane 3 auf 50% Kanalhöhe, Vergleich zwischen Bau 3 und Bau 4

Auch für das – hier nicht dargestellte - Blade 3 zeigt sich eine recht gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung: Ort des Machzahlmaximums, Druckverteilung entlang der Druckseite sowie Lage und Ausdehnung der laminaren Ablöseblase wurden sehr gut wiedergegeben. Für beide Rigs werden durch die Rechnung wichtige strömungsphysikalische Phänomene, wie z.B. die saugseitigen Ablöseblasen, sehr gut wiedergegeben, Ablöse- sowie Wiederanlegepunkte stimmen in Rechnung und Messung gut überein.

Zusammenfassung

Die Ergebnisse des in diesem Arbeitspaket durchgeführten Rigversuchs mit teilaufgedickten dünnen Vollschaufeln zeigten eine Verbesserung des Turbinenwirkungsgrades in der Größenordnung der theoretischen Vorhersage und die aerodynamische Auswertung dieser Ergebnisse lieferte Designinformationen, die es der MTU nunmehr ermöglichen, bei der Neuauslegung von Niederdruckturbinen solche dünne Vollschaufeln mit Teilaufdickung einzusetzen. Wie erwartet wurden die Wirkungsgradgewinne im Bereich der aufgedickten Gebiete erzielt, auf den Mittelschnittsbereich hingegen wirkten sich die Randzonen-Teilaufdickungen nicht merklich aus. Es wäre künftig noch zu klären, warum gemäß der CFD-Berechnungen in einigen Gittern und an einigen Stellen der Teilaufdickung keine Verlustreduktion erzielt werden konnte und warum die zur Verlustbewertung herangezogenen Größen teilweise inkonsistente Ergebnisse und Aussagen liefern. Es wird erwartet, dass damit dann auch die Unterschiede zwischen Messung und Rechnung der radialen Wirkungsgrad-Deltas besser erklärt werden können.

3.2.2 Konzeptprüfung Aspirating Airfoils (AP 3200)

Im Rahmen des Teil-Arbeitspakets AP 3200 "Konzeptprüfung Aspirating Airfoils", (auch "Schaufeln mit druckseitiger Absaugung" genannt) sollte überprüft werden, ob mit Hilfe der Absaugung der Luft aus dem Ablösungsgebiet auf der Druckseite einer Schaufel die Ablösung reduziert, bzw. vollständig eliminiert und damit der Wirkungsgrad der Turbine erhöht werden kann.

Die Arbeiten zum AP 3200 wurden bei der MTU und bei dem Projektpartner UniBw durchgeführt. Bei der MTU wurde die aerodynamische Auslegung des zu untersuchenden Schaufelprofils durchgeführt und bei UniBw die experimentelle Untersuchung im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal und die Auswertung der Messergebnisse.

Arbeiten bei MTU

Für die Versuchsschaufel wurde ein passendes Profil definiert und mit T165 bezeichnet. Diese Schaufel orientiert sich an einer dicken Referenzschaufel (T160) und zeichnet sich durch eine für dünne Vollschaufeln typische Dickenverteilung aus, siehe Abbildung 46.

Man erkennt die starke Aushöhlung der Druckseite, in der sich dann eine große Ablösezone bildet.

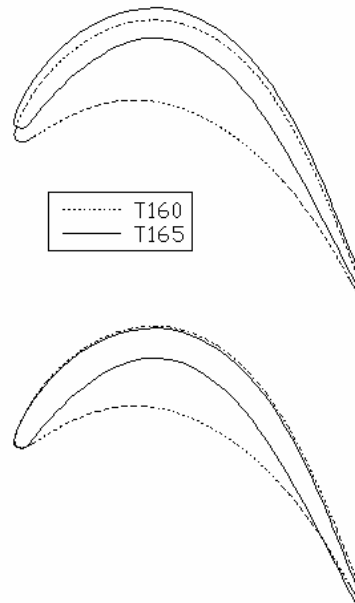


Abbildung 46: Vergleich T160 (punktiert) mit T165 (liniert)

Für diese Turbinenschaufel wurde gleichzeitig die Bohrungsanordnung definiert (siehe Abbildung 47), mit der später untersucht wurde, inwieweit sich die druckseitige Ablöseblase reduzieren lässt. Diese Bohrungen führen Luft, welche sich in dem großen druckseitigen Ablösegebiet befindet, durch zwei Bohrungsreihen auf die Saugseite. Durch wechselseitiges Verschließen der Bohrungen war eine Variation der Durchblasekonfiguration möglich.

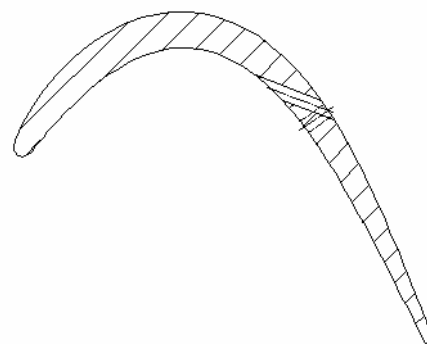


Abbildung 47: Schnitt durch das Profil T165 mit Durchbohrungen

Bei der MTU wurden analytische und numerische Untersuchungen zu Durchblasungen an NDT-Schaufeln (Profil T165) durchgeführt. Diese Untersuchungen erfolgten begleitend zu den Gitterversuchen an der UniBw, dabei wurden insbesondere auch die an der UniBw experimentell untersuchten Konfigurationen nachgerechnet.

Die Auswertung der Messungen und deren Analyse zeigten auf, dass die vorhandenen Druckseitenablösungen mit Hilfe der verwendeten Durchblasungen nur in sehr geringem Umfang reduziert werden konnten. Es wurde festgestellt, dass die benutzte Schaufelanzordnung und der verwendete Durchmesser der Schaufelbohrungen nicht zu dem angestrebten Erfolg führten. Aus diesem Grund wurde die aerodynamische Analyse dieser Messungen noch weiter ausgedehnt und die Möglichkeit der Optimierung der Schaufelbohrungen untersucht.

Ergänzend zu den aerodynamischen Analysen des Turbinengitters T165 wurden auch strukturmechanische Untersuchungen durchgeführt. Dazu wurde eine repräsentative Laufschaufel eines Triebwerksgitters verwendet. Das Hauptaugenmerk der Untersuchungen richtete sich auf die Auswirkung der Schaufelbohrungen auf die Spannungen im Schaufelblatt. Es wurde exemplarisch der Einfluss von Bohrungsreihen aus mechanischer Sicht analysiert. Dabei wurde die Kerbwirkung um Bohrungen im Mittenbereich der Schaufel - auf Druck- und Saugseite - in Abhängigkeit von der Größe und dem Abstand der Bohrungen untersucht. Darüber hinaus wurde der Einfluss der Geometrie bei nicht senkrecht zur Oberfläche angebrachter Bohrung überprüft. Ferner wurden die Grenzen der Anwendung dieser Technologie unter dem Einfluss der Bohrungsgeometrie und dem Bohrungsabstand bestimmt.

Arbeiten des Projektpartners UniBw

Die Untersuchungen am Turbinengitter T165 im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (siehe [14], [15]) der Universität der Bundeswehr München (siehe Abbildung 48 und Abbildung 49) umfassten Profildruck- und Nachlaufmessungen mit einer geraden Fünflochsonde sowie Feldtraversierungen der Abströmung in ausgewählten Betriebspunkten.

Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)

Meßstreckenkenwerte :	Versorgungseinrichtungen :	Kanaldaten :
- Machzahl $0.2 \leq Ma \leq 1.05$	- Vakuumanlage $P_1 = 30 \text{ kW}$	- Drehstrom-Motor $P = 1300 \text{ kW}$
- Reynoldzahl $0.2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re/l \leq 16.0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$	$P_2 = 20 \text{ kW}$	- Axialverdichter 6 Stufen
- Turbulenzgrad $0.4\% \leq Tu_1 \leq 7.5\%$	- Grenzschichtabsaugung $P = 155 \text{ kW}$	- Luftdurchsatz $\dot{V} = 30 \text{ m}^3/\text{s}$
- Zuströmwinkel $25^\circ \leq \beta_1 \leq 155^\circ$	(Radialverdichter)	- Druckverhältnis $p_{t1}/p_K = 2.14$
- Schaufelhöhe 300 mm	- Sekundärluftversorgung $P = 1000 \text{ kW}$	- Verdichterdrehzahl $n_{\text{max}} = 6300 \text{ min}^{-1}$
- Zuströmhöhe 235 mm - 510 mm	(Schraubenverdichter)	- Kammerdruck $p_K = 0.04 - 1.2 \text{ bar}$

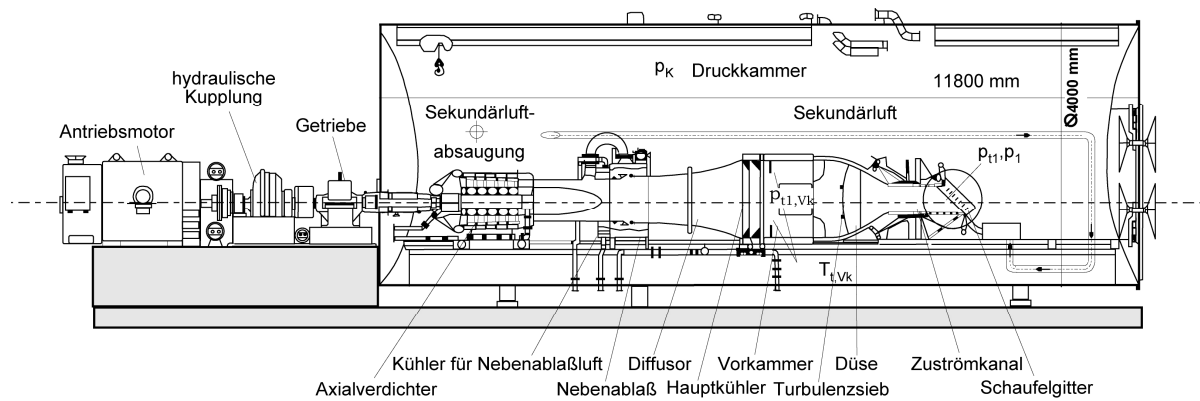


Abbildung 48: Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der UniBw München

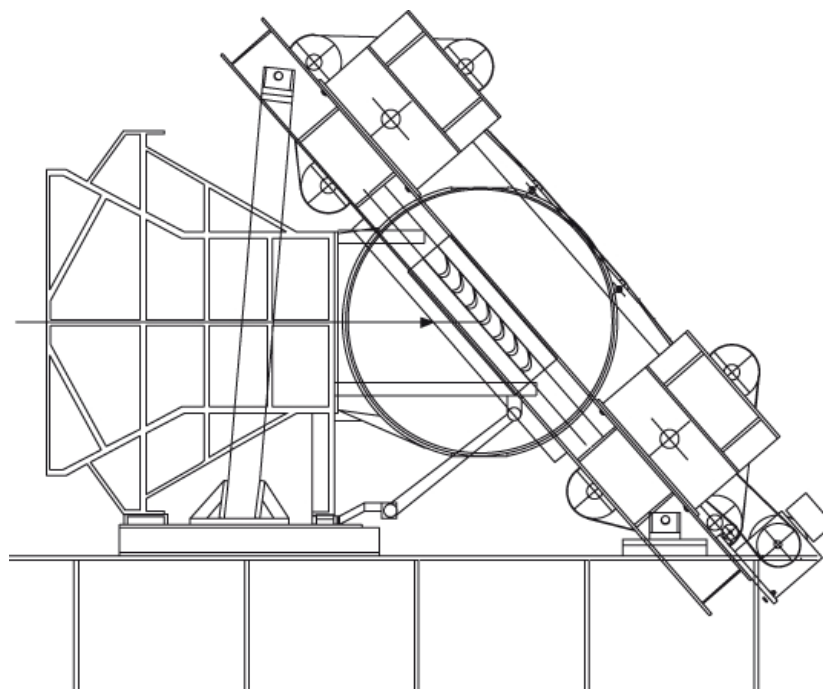


Abbildung 49: Erzeuger Instationärer Zuströmung

Für die Untersuchung einer möglichen Variante zur Grenzschichtkontrolle wurde das Gitter T165 mit zwei Arten von Durchbohrungen zwischen Druck- und Saugseite ausgestattet (siehe Abbildung 50), von denen der eine Typ (Typ B) in axialer Richtung und der zweite (Typ A) in lateraler Richtung geneigt eingebracht wurde.

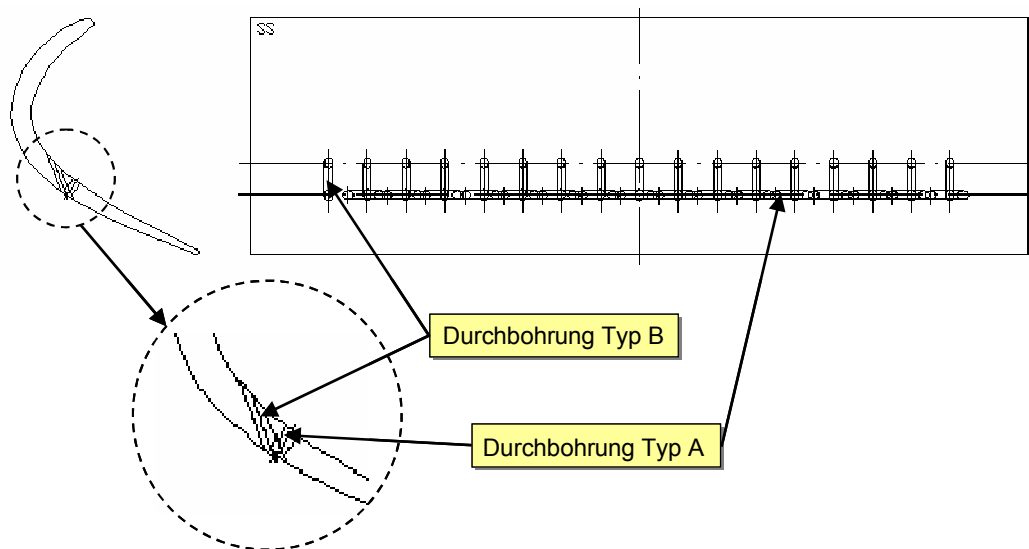


Abbildung 50: Erzeuger Instationärer Zuströmung

Diese Geometrie wurde durch Abklebung nicht benötigter Bohrungen in mehreren Durchblasevarianten untersucht. Durch Einsatz der Standardmesstechnik sowie umfangreicher Vermessung des Abströmfeldes wurde die Leistungsfähigkeit der Durchblasung als Grenzschicht beeinflussende Maßnahme bei stationärer und instationärer Zuströmung analysiert. Die Machzahl lag bei diesen Untersuchungen durchgehend bei 0,6, während die Reynoldszahl in einem Spektrum von 70.000 bis 400.000 variiert wurde.

Die in der Profildruckverteilung zu beobachtenden Effekte sind für eine Reynoldszahl von 70.000 beispielhaft für zwei Durchblasekonfigurationen in Abbildung 51 dargestellt.

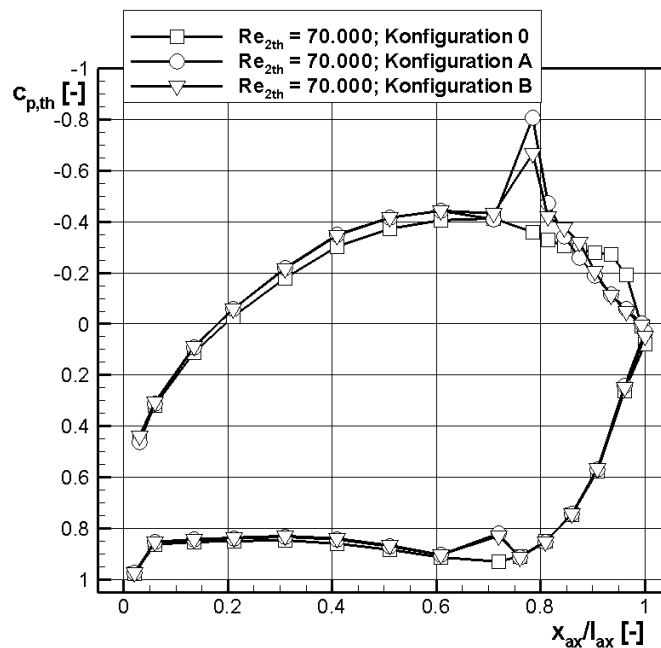


Abbildung 51: Profildruckverteilung T165 bei drei Durchblase-Varianten

Beide Varianten sind in der Lage, die saugseitige Ablösung weitestgehend abzubauen und durch die Stromaufwirkung dieses Effektes eine Mehrbelastung des vorderen Saugseitenteils zu realisieren, druckseitig sind kaum Abweichungen von der Referenzgeometrie erkennbar. Das halbe Abströmfeld ohne Durchblasung ist für den Auslegungsbetriebspunkt in Abbildung 52 dargestellt.

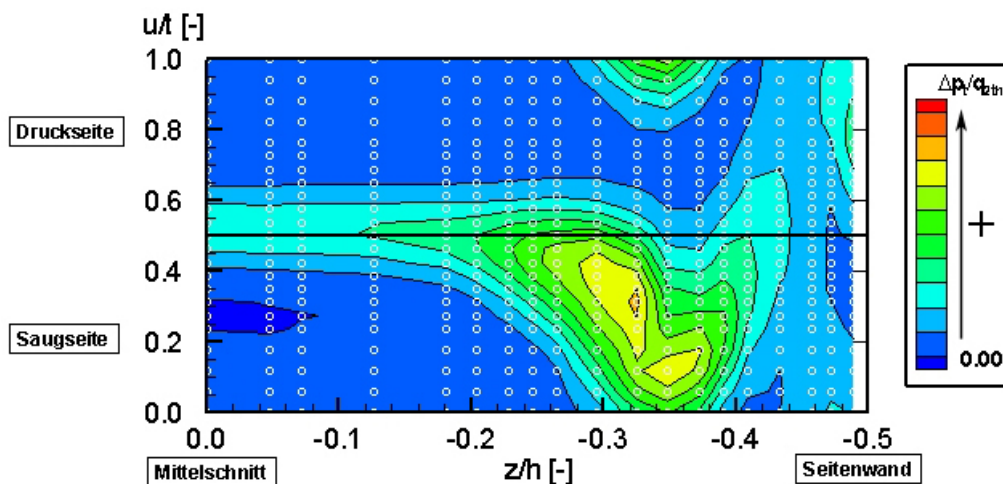


Abbildung 52: Abströmfeld am Gitter T165 ohne Durchblasung

Es bildet sich die klassische Knochenform des Bereichs erhöhter lokaler Verluste aus. Hieraus lässt sich mit einfachen Mitteln die Größe des quasi zweidimensionalen Strömungsfeldes sowie die Position des doppelten Wirbelzentrums der vermessenen Schaufelteilung erkennen. Letzteres wird vom Passagenwirbel dominiert, das zweite lokale Maximum ergibt sich aus einem benachbarten gegenläufigen Wirbel. Im Bereich der freien Strömung jeweils zwischen zwei Schaufelnachläufen tendieren die lokalen Verluste gegen Null. Insgesamt konnten auch für diese Geometrievariante positive Einflüsse auf potentielle saugseitige Ablösephänomene nachgewiesen werden, siehe [16].

Die Auswertung und die Analyse der Messergebnisse zeigen somit auf, dass die verwendete Schaufel-Anordnung und der verwendete Durchmesser der Schaufelbohrungen nicht zum angestrebten Erfolg führten. Da aber nach wie vor ein Potenzial darin gesehen wird, dass die Strömung in Turbinenschaufelkanälen mittels Schaufelbohrungen optimiert werden kann, sollten in einem künftigen Forschungsvorhaben die beobachteten Strömungsphänomene noch einmal grundlegend analysiert und darauf aufbauend das Bohrungskonzept überarbeitet werden.

3.3 **3D-Flow Control (AP 4000)**

3.3.1 Konzeptbeschreibung (AP 4100)

Die Idee der Umfangskonturierung besteht darin, die Druckverteilung auf der Seitenwand durch Geometrieänderungen zu beeinflussen und so auf die Sekundärströmungen einzuwirken. Deshalb wird zunächst ein Verständnis der grundlegenden physikalischen Phänomene der Sekundärströmungen angestrebt. Für die Auslegung einer geeigneten Geometrie müssen daraus Kriterien zur Strömungsbewertung definiert werden. Insbesondere für die Optimierung werden quantitative Zielgrößen benötigt, um Geometrievarianten vergleichen zu können.

Sekundärströmungen

Mit Sekundärströmung bezeichnet man die komplexen dreidimensionalen Strömungen, die durch die Grenzschichten auf Seitenwänden und Schaufeln oder durch Radialspalte entstehen und sich somit der primären Hauptströmung überlagern. Im Wesentlichen gilt es bei der Optimierung, diese Sekundärströmung zu minimieren, denn durch die zusätzlichen Querdruckgradienten entsteht weitere Dissipation und es kann davon ausgegangen werden, dass die sekundäre kinetische Energie der Wirbel nicht zurückgewonnen werden kann. Abbildung 53 stellt schematisch diese verschiedenen Wirbelstrukturen dar.

Wie in Sieverding [18] ausführlich beschrieben wird, ist die stärkere Umlenkung des energiearmen Materials in den Seitenwandgrenzschichten von besonderer Bedeutung und bildet die wichtigste Ursache für die Entstehung von Sekundärströmungen. Die Querströmungen richten sich beim Anströmen der Saugseite auf und bilden somit den Kanalwirbel. An der Vorderkante bildet sich ein kleinerer Hufeisenwirbel, dessen druckseitiger Arm als Ursprung des Kanalwirbels betrachtet werden kann. In der Scherschicht hinter der Schaufelhinterkante entstehen weiterhin sogenannte Hinterkantenwirbel wegen der stark abweichenden Stromlinien auf Druck- und Saugseite. Zusätzlich können auch verschiedene Eckenwirbel beobachtet werden, die schließlich zu einem sehr komplexen Wirbelsystem innerhalb des Schaufelkanals führen, auf das Langston [19] zusammenfassend eingeht.

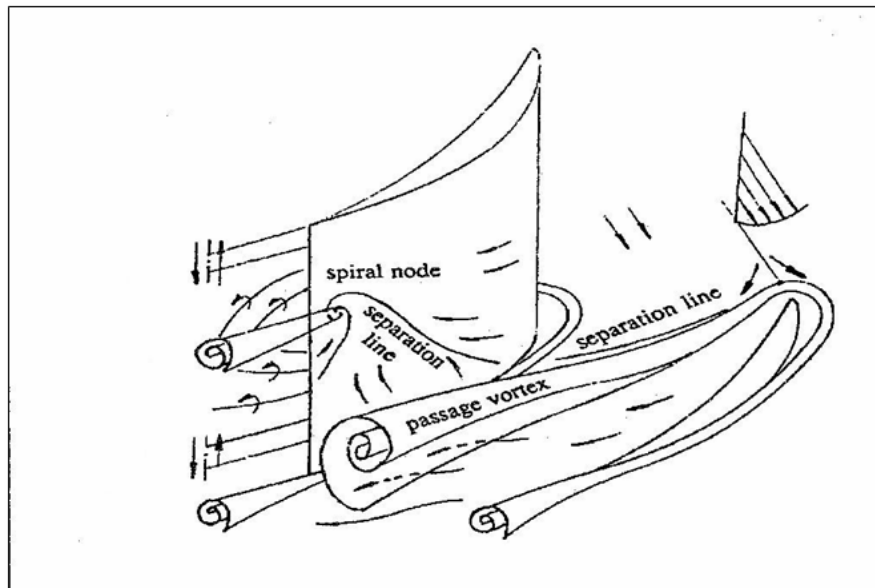


Abbildung 53: Schematische Darstellung des Wirbelsystems

Die grundlegende Idee der Umfangskonturierung besteht darin, die Ursache für diese Verzerrungen der Grenzschicht zu beheben, das heißt, die Druckverteilung auf der Seitenwand durch Geometrieänderungen zu beeinflussen. Entsprechend der Stromlinienkrümmung vermindert oder erhöht sich der Druck auf konvexen und konkaven Stromlinien. Weiterhin kann auch der Hufeisenwirbel durch adäquate Geometrieänderungen beeinflusst werden (vgl. Ingram et al. [20]). Da der druckseitige Arm des Hufeisenwirbels auch den Ursprung des Kanalwirbels bildet, hat die Beeinflussung des Hufeisenwirbels einen erheblichen Einfluss auf die Stärke des Kanalwirbels. Deshalb erscheint die Konturierung an und auch schon vor der Vorderkante von besonderer Bedeutung.

Zielkriterien und Zielfunktion

Bei der Auslegung einer geeigneten Geometrie müssen Kriterien zur Strömungsbewertung definiert werden. Insbesondere für die Optimierung werden quantitative Zielgrößen benötigt, um Geometrievarianten vergleichen zu können. Ein übliches Bewertungskriterium ist der *Totaldruckverlust*. Die numerische Simulation der Strömung liefert aber in vielen Fällen eine unzureichende Genauigkeit bei der Berechnung dieser Größe. Deshalb ist es sinnvoll, zusätzlich Größen zu definieren, die den Einfluss der Seitenwandgeometrie genauer charakterisieren.

Weitere Größen aus der Literatur sind die *Sekundäre kinetische Energie (SKE)*, die aber die schwierige Definition einer idealen Referenzströmung erfordert. Auch das Produkt aus SKE und der Helizität ($\underline{v} \cdot \text{rot } \underline{v}$), genannt SKEH, wurde wie in Brennan et al. [21] vorgeschlagen benutzt, erwies sich aber als unzureichend für die eindeutige, von der Grenzschicht getrennte Identifizierung der Wirbel.

Die SKE-Werte sind eng mit den Sekundärströmungen und somit dem daraus entstehenden Verlustpotential verbunden. Man muss allerdings beachten, dass die SKE selber keinen Verlust darstellt, sie scheint aber ein zuverlässiges Maß für das Verlustpotential zu sein. Die gesuchte Zielgröße muss daneben auch eine Hebelwirkung für den Optimierungsprozess besitzen. Daher ist die Sensitivität von entscheidender Bedeutung für die Auswahl des geeigneten Kriteriums.

Als Zielfunktion für die weitere Optimierung wurde aufgrund einer Sensitivitätsstudie die sogenannte SKE 10 ausgewählt. Diese berücksichtigt aufgrund ihrer komplexen Mittelung sowohl das Potentialfeld zwischen Druck- und Saugseite als auch die Grenzschichtbetroffenen Bereiche korrekt und detektiert diese nicht als Sekundärströmungen. Es werden aber während der Optimierung noch weitere Größen berechnet, um gegebenenfalls auswertungsspezifische Informationen zu erhalten. Dazu zählen die SKE 2 sowie die Kombinationen der SKE 10 und der SKE 2 mit der Helicity, mit der Rolls-Royce [22], [23] gute Ergebnisse erzielt hat.

Der Totaldruckverlust erhält die Rolle eines Limiters. Aufgrund seiner geringen Sensitivität und der Schwierigkeiten bei der numerischen Berechnung eignet er sich nicht als eigenständige Größe für die Zielfunktion. Sollte aber der Totaldruckverlust während der Optimierung trotz einer Verbesserung der gewählten Zielgröße ansteigen, so bricht das Gradientenverfahren die Suche in dieser Richtung ab.

Systematik der 3D-Seitenwandgestaltung

Die allgemeine Vorgehensweise bei der Definition konturierter Seitenwände sieht eine Positionierung vordefinierter Strukturen in Form von Beulen und Mulden auf der Standardseitenwand vor (siehe Abbildung 54). Es wurden vier Typen definiert, die anhand eines Sat-

zes von bis zu 15 Parametern beschrieben werden können. Für die Herstellung der Seitenwände werden die Geometrien als CAD-Flächen definiert und in den CAD-Prozess integriert.

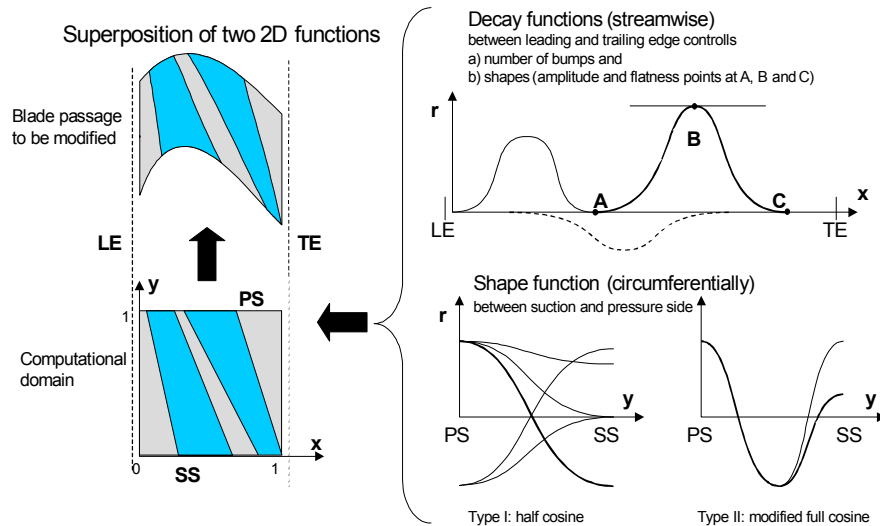


Abbildung 54: Parametrisierung der Seitenwandkontour

Die konturierten Seitenwände werden zusammen mit dem Schaufelblatt über Makros als CAD-Flächen generiert. Die Netzgenerierung wurde so umgestellt, dass sie direkt auf den CAD-Flächen aufbaut. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Anbindung weiterer Disziplinen während und nach der aerodynamischen Auslegung. Dies ist insbesondere für die Auslegung der drehenden Bauteile für die Versuchsturbine notwendig.

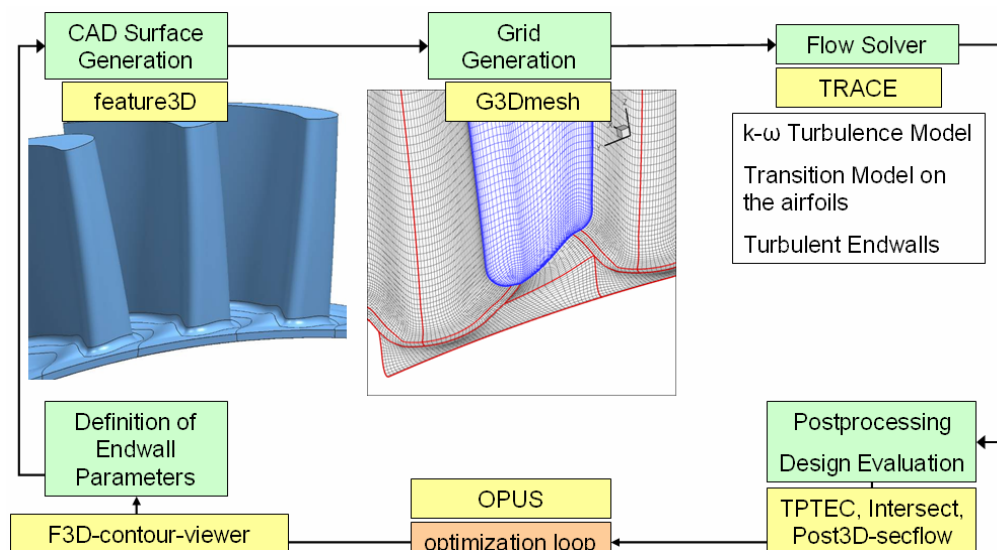


Abbildung 55: Ablauf des Optimierungsprozesses

Mit der auf CAD-basierter automatischer Auslegungskette (Abbildung 55) soll die Auslegung und Optimierung der Schaufeln mit umfangsunsymmetrischen Seitenwänden durchgeführt werden. Die Optimierung erfolgt mittels eines Gradienten-Optimierungsalgorithmus auf einer MTU-eigenen Optimierungsplattform.

3.3.2 Kaskadenuntersuchungen (AP 4100)

Auslegung Turbinengitter

Für die Untersuchungen im Gitterwindkanal des Projektpartners UniBw wurde das ebene Gitterprofil T160 ausgesucht. Das Referenzgitter ohne Seitenwandkonturierung wurde dort bereits experimentell untersucht (Homeier und Staudacher [24]), womit die Validierung der numerischen Simulation ermöglicht wird. Diese Simulation wurde mit dem MTU-eigenen Strömungscode TRACE-S durchgeführt. Ein Standardnetz und ein feineres Netz wurden zur Strömungssimulation herangezogen, um eine Netzabhängigkeit der Lösungen auszuschließen. Auch die Definition der Randbedingungen, insbesondere des Eintrittsdruckprofils, wurde für diesen Testfall angepasst.

Für die Kaskadentests wurden zwei Seitenwandgeometrien ausgewählt, die deutliche Unterschiede in den berechneten Totaldruckkonturen aufweisen. Dadurch soll sichergestellt werden, dass auch unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit ein klarer Zusammenhang zwischen CFD-Simulation und Messung hergestellt werden kann. Auch soll untersucht werden, ob die Simulation unterschiedlicher Strömungscharakteristiken mit der gleichen Zuverlässigkeit vorhergesagt werden kann.

Die *erste Geometrie* ist das Ergebnis der Optimierung über eine kombinierte Zielfunktion aus Totaldruckverlust und Eigenwert-Helicity. Wie Tabelle 1 belegt, weist sie deutliche Verlustminderungen auf. Angegeben werden der flussgemittelte Totalverlustbeiwert am Austritt, zwei weitere über das ganze Strömungsfeld integrierte Eigenwert-Kriterien, die SKE am Austritt sowie der gemittelte Austrittswinkel in Umfangsrichtung.

Konfiguration	$C_{p_{loss}}$	Eigenwert-Vorticity	Eigenwert-Helicity	SKE / s^2	α_{out}
Basis	Referenz	Referenz	Referenz	Referenz	23.513
Geometrie 1	-11.7 %	-0.6 %	-23.5 %	-18.0 %	23.212
Geometrie 2	-6.2 %	0.1 %	-17.4 %	-6.1 %	23.536

Tabelle 1: Auswertung der Zielkriterien für die Seitenwandgeometrien 1 und 2

Die *zweite Geometrie* ist ein Zwischenschritt aus einer Optimierung mit gleicher Zielfunktion aber unterschiedlicher Seitenwandtopologie. Bei beiden Geometrien beschreibt der Parametersatz zwei unabhängige Beulen, die in Umfangsrichtung durch cosinusähnliche Formfunktionen charakterisiert sind. Während im Fall 1 die Formfunktionen beider Beulen über eine ganze Periode definiert sind und damit über die Vorderkante und Hinterkante hinausragen können, ist im Fall 2 eine der beiden Beulen nur über eine halbe Periode definiert. Diese 2. Beule muss aus Kontinuitätsgründen genau auf den Zwischenschaukelbereich begrenzt sein. Die Strömung ist nicht so deutlich verbessert wie bei Geometrie 1, doch ist insbesondere der Austrittswinkel näher am Referenzwert, da die Konturierung in diesem Fall schon deutlich vor der Hinterkante abklingt. Damit gleichen die Bedingungen direkt an der Seitenwand wieder mehr der Basisströmung.

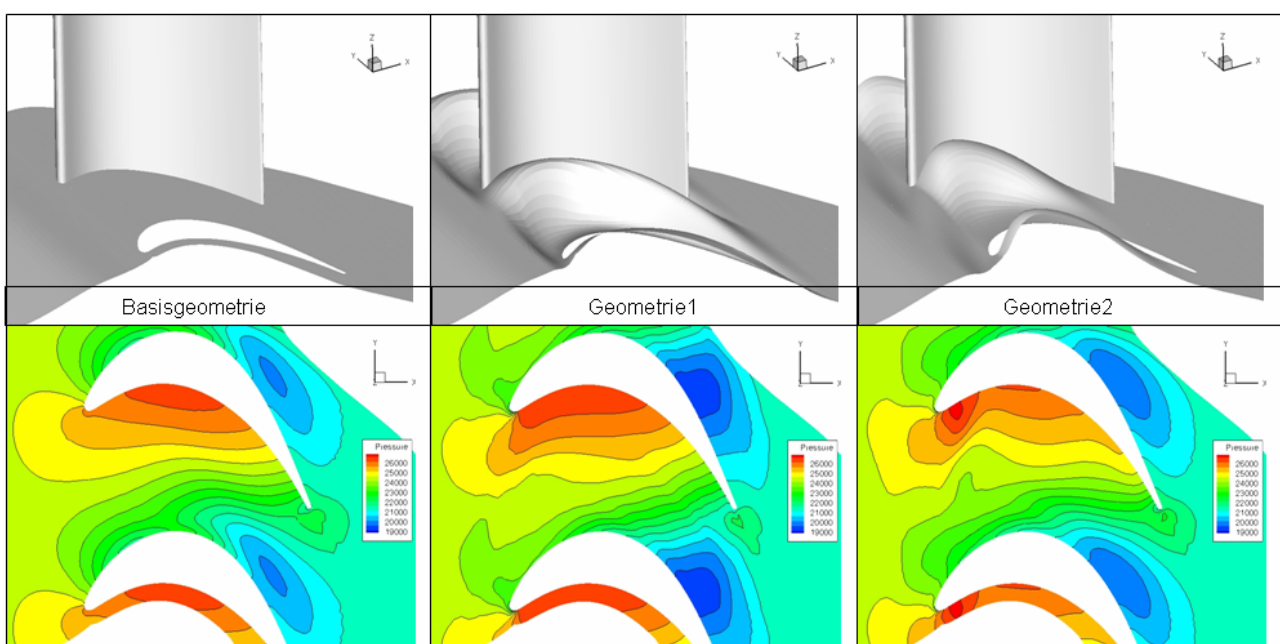


Abbildung 56: Konturen des statischen Drucks auf der Seitenwand

Abbildung 56 und Abbildung 57 zeigen die 3D-Ansichten der Basisgeometrie und der beiden konturierten Geometrien. Außerdem sind die statischen Druckkonturen an der Seitenwand sowie die Totaldruckkonturen in einer Ebene unmittelbar nach der Hinterkante dargestellt. Zu beobachten ist insbesondere die Reduzierung des Querdruckgradienten bei der Geometrie 1 sowie die Verschiebung der Totaldruckverluste zur Seitenwand hin. Geometrie 2 ist auch in dieser Hinsicht ein Zwischenergebnis.

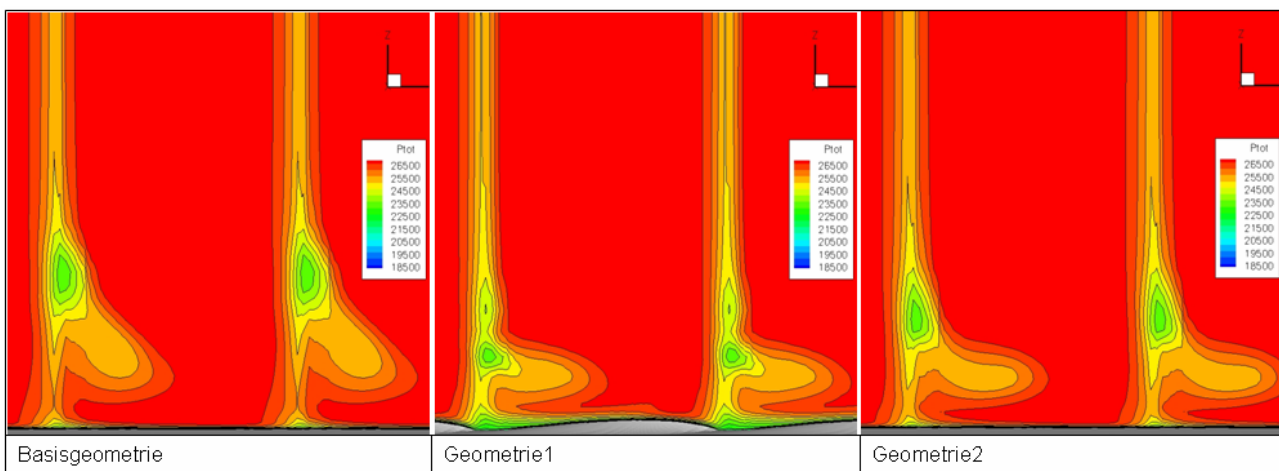


Abbildung 57: Totaldruck in der Austrittsebene unmittelbar nach der Hinterkante

Kaskadenmessungen

Die Kaskadenversuche hatten das Ziel, die erarbeiteten und optimierten Auslegungsparameter für die 3D-Seitenwandkonturierung zu validieren. Einige Kennzahlen des dabei eingesetzten Gitters mit dem Schaufelprofil T160 sind in Tabelle 2 wiedergegeben.

Schaufelhöhenverhältnis	H/l_{ax} [mm]	3
Umlenkung	$\Delta\beta_s$ [°]	105-110
Sehnenlänge	l [mm]	66.7
Anzahl Schaufeln	n [-]	7

Tabelle 2: Parameter des Schaufelgitters T160

Die Instrumentierung des Gitters erfolgte über die Standardinstrumentierung hinaus, so dass hinreichende Aussagen über die Sekundärströmungseffekte ermöglicht werden. Da-

zu wurden die Schaufeln neben der üblichen 50% Schaufelhöhe auch bei 12% relativer Schaufelhöhe mit jeweils 36 Druckmessstellen versehen.

Im Nachlauf wurden zusätzlich zu den Standardnachlaufmessungen mit einer Fünflochsonde umfangreiche Feldmessungen an 4 unterschiedlichen Messebenen mit einer Fünflochsonde durchgeführt. Die daraus gewonnenen Informationen über die Abströmgeschwindigkeit in Richtung und Betrag ermöglichten eine genaue Erfassung der Nachlaufdelle und des Verlaufs der Wirbel im Nachlauf. Zur Visualisierung der Sekundärströmungseffekte wurden Ölanstrichbilder an Seitenwand und Profil aufgenommen. Des Weiteren wurden 3D-Hitzdrahtmessungen durchgeführt, um die Zuströmung in Betrag und Richtung zu erfassen und den Zuströmturbulenzgrad zu bestimmen. Um den numerischen Untersuchungen Informationen über das Abklingen der Turbulenz in der Zuströmung zur Verfügung zu stellen, wurde der Zuströmturbulenzgrad an zwei verschiedenen axialen Positionen ermittelt.

Ergebnisse der Kaskadenmessungen

Die Einflüsse der Seitenwandkonturierung auf die Verluste werden exemplarisch anhand der Auswertung der Feldmessungen gezeigt: Verglichen mit dem Abströmfeld bei linearen Seitenwänden (Abbildung 58, K0) kommt es bei Kontur 1 (Abbildung 58, K1) zu einer markanten Reduzierung der Gebiete hoher Verluste, sowie zu einer Verschiebung der Verlustmaxima in Richtung der Seitenwand. Dies deckt sich mit der zu beobachtenden Abnahme der gesamtgemittelten Totaldruckverluste zwischen linearen Seitenwänden und Kontur 1.

Der Verlustknochen von Kontur 2 (Abbildung 58, K2) zeigt eine weitere Verringerung der Maxima, jedoch eine räumliche Ausweitung der Zone hoher Verluste. Gegenüber Kontur 1 ist im integralen Totaldruckverlustbeiwert kein Unterschied auszumachen. Das Gitter zeigt bei Kontur 2 gegenüber den Vergleichsseitenwänden eine leichte Überumlenkung im Referenzbetriebspunkt.

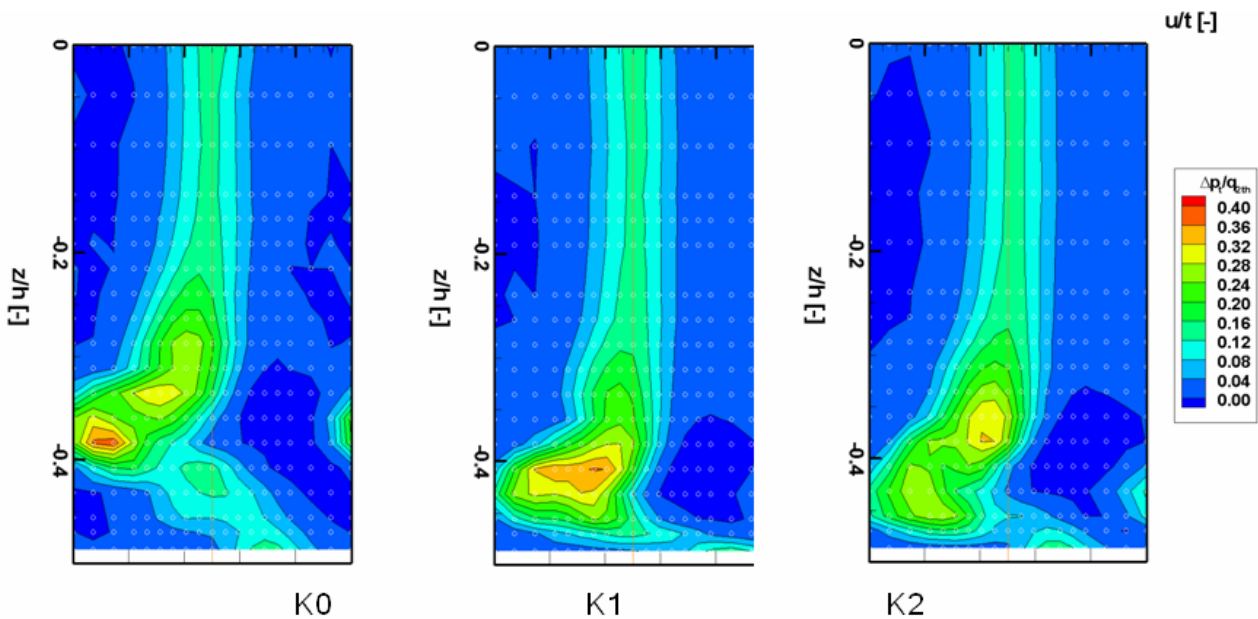
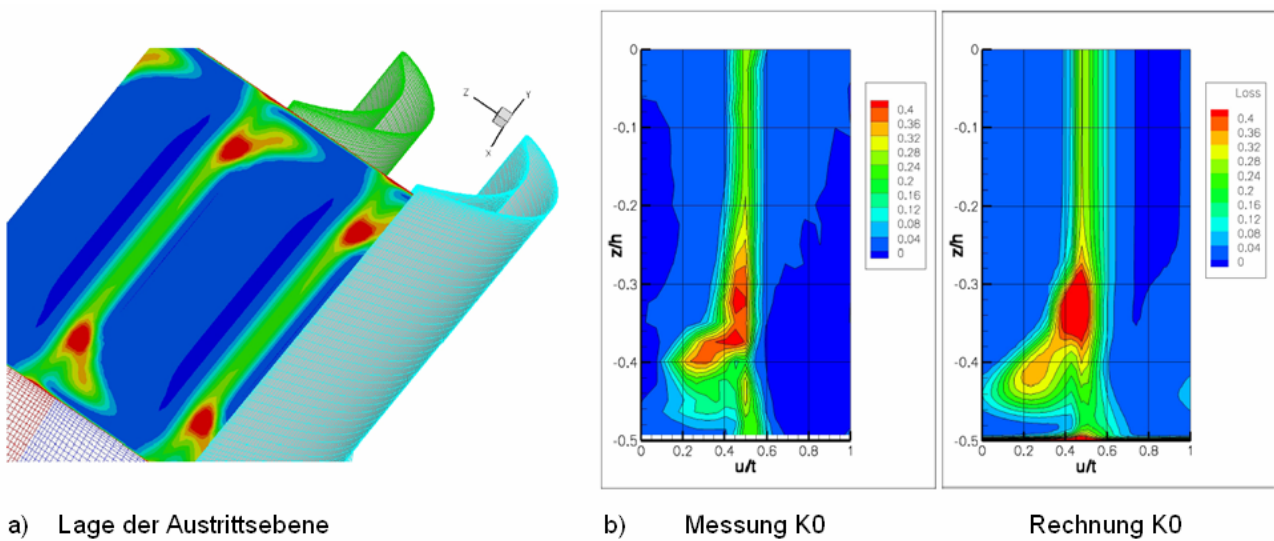


Abbildung 58: Lokale Totaldruckverlustbeiwerte im Abströmfeld der drei Seitenwände (Konturen K0, K1, K2) im Vergleich, Messebenenabstand $e_M/l_{ax} = 0,4$

Vergleich Messung und Rechnung

Zum Verständnis der Physik und für den direkten Vergleich zwischen numerischen Verfahren und den Ergebnissen aus den Messungen sind Ebenenansichten und umfangsgemittelte Verläufe geeignet, da sie durch ihre Visualisierung Ähnlichkeiten und Unterschiede erkennbar machen. Daneben dienen Ölanstrichbilder ebenfalls dem besseren Verständnis und zeigen, wie gut die numerischen Verfahren und Modellierungen die Strömungsphänomene auf den Oberflächen (Seitenwand und Schaufel) vorhersagen.

Abbildung 59 a zeigt die Lage des Totaldruckverlust-"Knochens" in der ausgewählten Auswerteebene nach der Schaufelhinterkante im Zusammenhang mit dem Schaufelkanal. Bereiche mit besonders hohem Totaldruckverlust sind rot dargestellt. Diese Bereiche in Wandnähe lassen den Zusammenhang zwischen Sekundärströmungen und Verlustentstehung erkennen. Durch die verschiedenen Wirbel wird energiearmes Grenzschichtmaterial von den Seitenwänden in Richtung Hauptströmung transportiert. Das grüne Plateau, das die beiden Verlustmaxima verbindet, ist ein Bereich mittleren Verlustes. Es bildet sich als Nachlauf der Hinterkante aus.



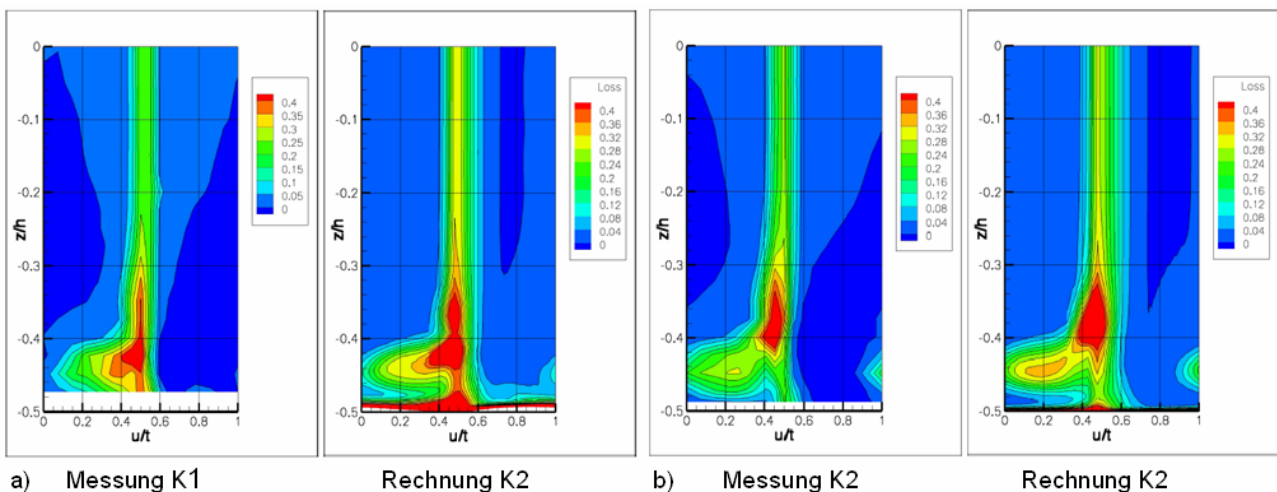
a) Lage der Austrittsebene

b) Messung K0

Rechnung K0

Abbildung 59: Totaldruck in der Austrittsebene unmittelbar nach der Hinterkante

Abbildung 59 b und Abbildung 60 zeigen Ebenenansichten des Totaldruckverlustes für den Referenzfall K0 und die beiden konturierten Seitenwände K1 und K2. Dabei sind den Messergebnissen auf der linken Seite die CFD-Ergebnisse auf der rechten Seite gegenübergestellt. Alle Werte gelten für die Reynoldszahl 200.000 und den Anstellwinkel 131°. Aufgrund der Symmetrie der ebenen Kaskaden sind alle Abbildungen im Wertebereich von $z/h = -0,5$ (Seitenwand) bis $z/h = 0$ (Kanalmittle) aufgetragen. Aufgrund der Tatsache, dass die Messinstrumente bei einer Feldtraversierungsmessung immer einen Abstand zur Wand einhalten müssen, reichen die Messwerte im Gegensatz zu den mit CFD generierten Werten nie bis ganz an den Rand.



a) Messung K1

Rechnung K2

b) Messung K2

Rechnung K2

Abbildung 60: Totaldruck in der Austrittsebene unmittelbar nach der Hinterkante

Man erkennt, dass in allen Fällen die Position der Maximalwerte nicht genau getroffen wird und die Extremwerte über-, beziehungsweise unterbewertet werden. Teilweise wird von der CFD-Rechnung ein großes Maximum detektiert, während die Messung zwei kleine Maxima wiedergibt. Auch erscheint der Wake in der Rechnung deutlich breiter als bei der Messung, da numerisch eine zu schnelle Ausmischung berechnet wird. Die beiden konturierten Geometrien K1 und K2 lassen aber sowohl in der Messung als auch in der Rechnung eine deutliche Verschiebung des Totaldruckverlustmaximums in Richtung Wand erkennen. Bei K1 ist dieses Verhalten noch deutlicher ausgeprägt als bei K2. Die Verschiebung der Verluste in Richtung Wand sorgt für eine geringere Beeinflussung der schnellen Hauptströmung. Die ohnehin Grenzschichtbehaftete und somit verlustreiche Randzone hat aufgrund ihres geringen Massenstroms keinen großen Einfluss auf die Gesamtströmung, so dass man in diesem Fall von einer Verbesserung der Sekundärströmung durch die Seitenwandkonturierung sprechen kann.

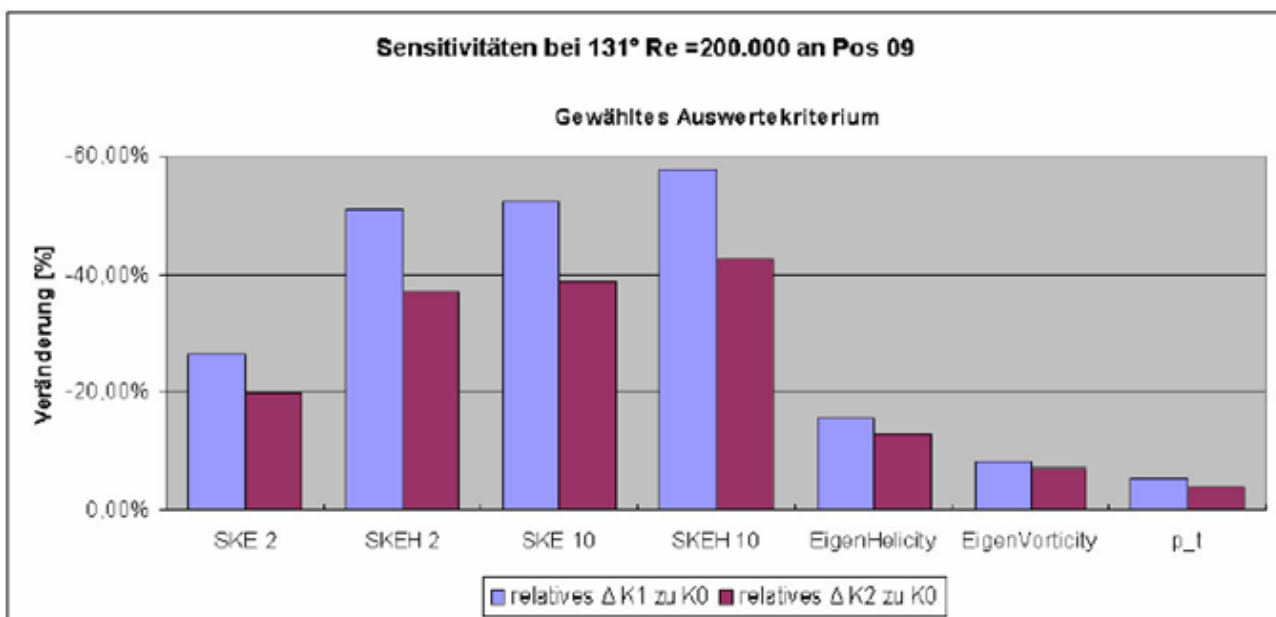


Abbildung 61: Sensitivität verschiedener Zielkriterien für K1/K0 und K2/K0

Zusammenfassung

Wie oben beschrieben, wurden verschiedene Ansätze zur quantitativen Strömungsbewertung entwickelt. Diese wurden als Zielgrößen für die Auslegung der konturierten Kaskadengeometrien mit Hilfe des Optimierungstools verwendet. Die Auswertung der Messer-

gebnisse konnte zeigen, dass die Auslegungsstrategie in weiten Teilen erfolgreich war, die erwarteten Verbesserungen im Wirkungsgrad aber noch nicht in der vorhergesagten Größenordnung nachgewiesen werden konnten. Daher wurden die Kriterien für die Turbinenmessungen weiterentwickelt und auf Grundlage der Messungen validiert (vgl. Abbildung 61).

3.3.3 Untersuchungen in der LISA-Turbine (AP 4200)

Die gezeigten Resultate stammen von drei Messkampagnen an der ETH Zürich, in welchen drei verschiedene Seitenwandgeometrien untersucht wurden:

- D-Case: Basis Geometrie mit axialsymmetrischen Seitenwänden
- M-Case: 1. Generation von 3D-Seitenwänden in Leitrad 1 und Laufrad
- M2-Case: 2. Generation von 3D-Seitenwänden in Leitrad 1 und Laufrad

Prüfstand und Methoden

Die Untersuchungen wurden auf dem Axialturbinen Prüfstand „LISA“ am Labor für Strömungsmaschinen durchgeführt. Der Prüfstand, ursprünglich eine zweistufige Konfiguration mit Deckband (Sell [25]) wurde vor 3 Jahren zu einer anderthalb-stufigen Turbine modifiziert. Das Laufrad besitzt in der neuen Geometrie kein Deckband mehr um Untersuchungen der Spaltströmung durchführen zu können. Eine detaillierte Beschreibung der Modifikationen kann in einer Publikation von Behr [26] gefunden werden. Die neue Schaufelgeometrie wurde im Labor für Strömungsmaschinen entwickelt und ist öffentlich verfügbar. Die wichtigsten Kenngrößen der Turbine sind in Tabelle 3 aufgelistet.

Reihe	Leitrad 1 (S1)	Laufrad (R1)	Leitrad 2 (S2)
Schaufelzahl	36	54	36
Höhe-Seiten-Verhältnis	0.87	1.17	0.82
Solidity Faktor	1.27	1.41	1.34
Machzahl	0.54	0.50	0.46
Reynoldszahl	710k	380k	510k

Tabelle 3: Kenngrößen Turbine

Abbildung 62 zeigt den Strömungskanal mit dem ersten Leitrad (S1), dem Laufrad (R1) und dem zweiten Leitrad (S2). Die Naben- und Gehäuseseitenwand des ersten Leitrades sind in M- und M2-Case mit 3D-Seitenwandkonturen versehen, dazu die Nabenseitenwand des Laufrades, während das zweite Leitrad in allen drei Konfigurationen eine axial-symmetrische Seitenwand behalten hat.

$\Pi_{1,5} = \frac{p_{t,in}}{p_{ex}}$: Druckverhältnis	$1.65 \pm 0.4\%[-]$
$T_{t,in}$: Eintritts-Temperatur	$328 \pm 0.3[K]$
$\frac{m\sqrt{T_{t,in}}}{p_{t,in}}$: Massendurchsatz	$152 \pm 0.2\% \left[\frac{kg \cdot K^{1/2}}{s \cdot bar} \right]$
N_1 : Drehzahl	$2700 \pm 1[rpm]$
$IR = \frac{m_p}{m}$: Eindüsungsverhältnis	$-0.14\%/0.9\%$

Tabelle 4: Betriebsbedingungen

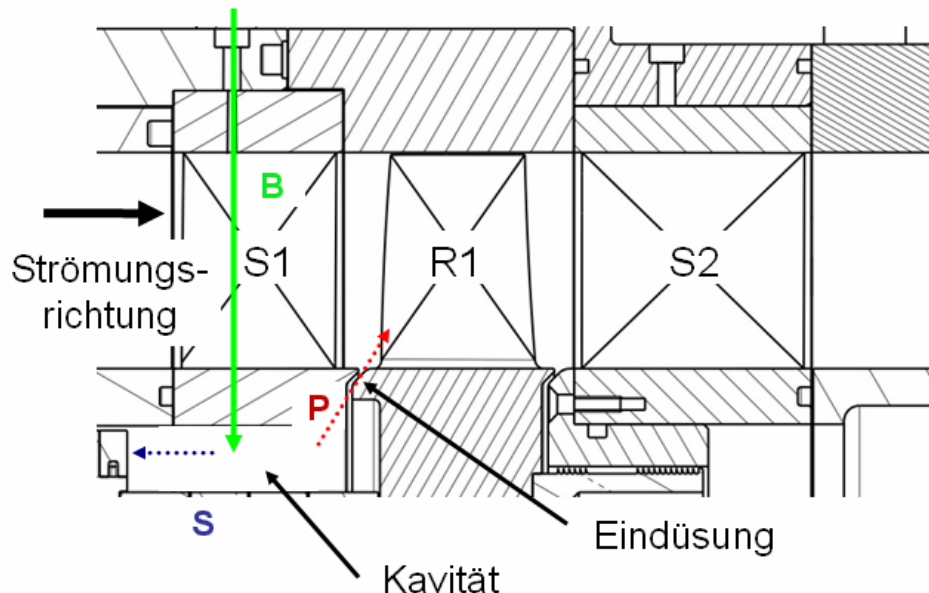


Abbildung 62: Schematik des Messbereichs

Während der Messungen wurde der Prüfstand im stationären Zustand betrieben. Die typischen Betriebsbedingungen sind in Tabelle 4 aufgelistet. In diesem Betriebspunkt wurden

eine mittlere Durchfluss-Kenngröße von 0,56, eine Enthalpie-Kenngröße von 2,36 und ein Reaktionsgrad von 39% ermittelt. Alle Druckwerte wurden mit dem Eintritts-Totaldruck $p_{t,in}$ dimensionslos gemacht, da das Druckniveau der Turbine über den offenen Austritt mit dem Atmosphärendruck gekoppelt ist.

Für diese Messreihe wurde der Prüfstand um die Möglichkeit erweitert, zwischen dem ersten Leitrad und dem Laufrad Luft einzudüsen. Bis dahin wurde der Prüfstand so betrieben, dass an dieser Stelle ein leichter Massenstromverlust von 0,1% des Gesamtmassenstromes gemessen wurde. Mit dem neuen System wird ein Teil des Gesamt-Massenstromes stromaufwärts der Strömungsgleichrichter abgezapft und dann wieder eingedüst. Dies ermöglicht den Betrieb des Prüfstandes mit realitätsnäheren Bedingungen. Abbildung 62 zeigt schematisch die Eindüsung. B ist der Bypass-Massenstrom mit einem Venturi Rohr ermittelt, S der Sekundär-Massenstrom, der mit einem separaten Meter gemessen wird und P der Eindüsungs-Massenstrom der aus einer Massenstrombilanz als Differenz von B und S ermittelt wird. Der maximale Eindüsungs-Massenstrom war $IR=1,3\%$. Die Messungen wurden entweder mit einer Eindüsung von 0,9% des Gesamt-Massenstromes oder mit einer Absaugung von 0,1% durchgeführt.

Es wurde eine Reihe von Messungen durchgeführt, um die Effekte der 3D-Seitenwandkonturierung qualitativ und quantitativ zu erfassen:

1. Ermittlung der Turbinencharakteristik
2. Profildruckmessungen im ersten Leitrad an fünf radialen Positionen (3%, 5%, 50%, 95% und 97%) mit je 30 Messstellen
3. Seitenwand-Druckmessungen im ersten Leitrad mit naben- und gehäuseseitig je 96 Messstellen
4. Sondenmessungen in einer Passage des ersten Leitrades
5. Strömungsfeld-Messung mit pneumatischer und zeitaufgelöster Sondentechnik hinter allen aerodynamischen Komponenten. Die zeitaufgelösten Messungen wurden mit FRAP gemessen. FRAP (= **F**ast **R**esponse **A**erodynamic **P**robe) wurde am Labor für Strömungsmaschinen entwickelt. Für Details zur Technik wird auf folgende Publikationen verwiesen: Kupferschmied [27] und Pfau [28].

Messergebnisse

Turbinencharakteristik

Abbildung 63 zeigt Vergleiche des Turbinenwirkungsgrades der drei Seitenwandgeometrien unter verschiedenen Betriebsbedingungen. Zum einen wird die Eindüsung zwischen $IR=-0,1\%$ und $IR=0,9\%$ variiert. Zudem wurde bei zwei verschiedenen Drehzahlen gemessen, wobei $2700rpm$ die Design-Drehzahl ist. Bei $2550rpm$ ergibt sich eine positive Fehlansströmung, welche zu einer größeren Umlenkung im Laufrad führt, was wiederum die Sekundärströmung und damit die Verluste erhöht. Die Charakteristiken wurden ermittelt, indem bei konstanter Drehzahl die Leitradstellung des Kompressors langsam geschlossen wurde, womit gleichzeitig das Druckverhältnis über die Turbine sinkt. Der Punkt ganz rechts in der Charakteristik wurde beim Design-Druckverhältnis von $1,65$ gemessen. Der Punkt ganz links bei komplett geschlossener Leitradstellung, was einem Druckverhältnis von $1,3$ entspricht.

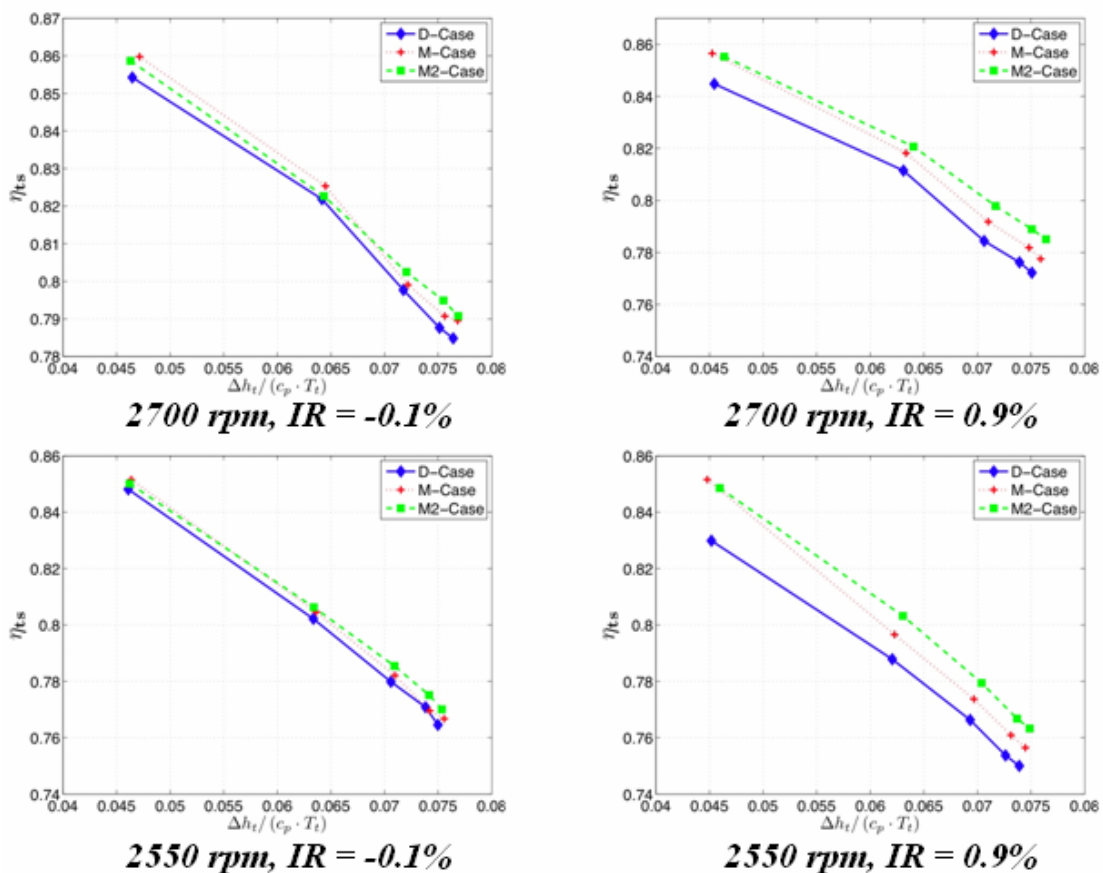


Abbildung 63: Turbinencharakteristiken

Bei einer Eindüsung von $IR=-0,1\%$ sind die Unterschiede zwischen den verschiedenen Geometrien unabhängig von der Drehzahl nicht sehr ausgeprägt. Bei einer Eindüsung von $IR=0,9\%$ sind die Unterschiede deutlicher. Bei der höchsten Leistung erweist sich der M2-Case als beste Konfiguration. Hin zu tieferen Turbinen-Druckverhältnissen wird der M-Case im Vergleich zum M2-Case besser. Beim Punkt ganz links weisen die beiden 3D-Seitenwandfälle in etwa die gleiche Effizienz auf. Das beschriebene Verhalten ist unabhängig von der Drehzahl.

Profildruckmessungen

Abbildung 64 zeigt die S1-Schaufeldruckprofile an 5 radialen Positionen als C_p -Werte, die gegen die dimensionslose Sehnenlänge aufgetragen werden:

$$C_p = \frac{p_{t,in} - p}{p_{t,in} - p_{Stex}}$$

Dabei ist $p_{t,in}$ der Eintritts-Total-Druck, p der gemessene Druck und p_{Stex} der Wanddruck am Gehäuse am Austritt der ersten Leitreihe.

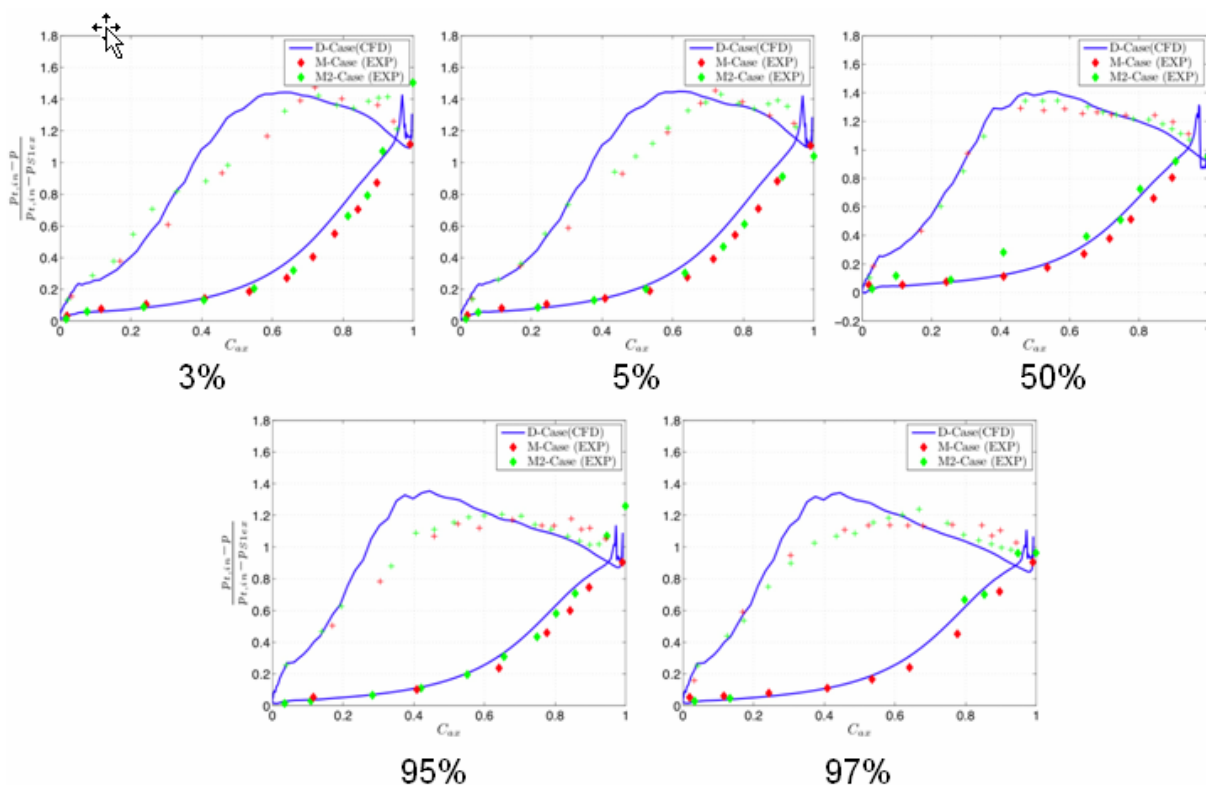


Abbildung 64: Profildruckmessungen

Abbildung 64 zeigt einen Vergleich zwischen einer Simulation der Basis (Linie) und den Messungen der 3D-Seitenwandkonturen (Punkte). Bei 3% und 5% Schaufelhöhe sieht man, dass die Profile aufgrund der Konturierung *Aft-Loaded* werden, d.h. das Machzahlmaximum auf der Saugseite verlagert sich nach hinten. Der M2-Case zeigt zwischen 30% und 50% Sehnenlänge ein leichtes Abflachen der Beschleunigung und zwei Maxima der Machzahl bei 70%, sowie 90% Sehnenlänge. Bei 50% der Schaufelhöhe zeigt der M-Case ein tieferes Machzahlmaximum gepaart mit einem geringeren Druckanstieg auf der hinteren Saugseite im Vergleich mit den anderen beiden Fällen. Bei 95% der Schaufelhöhe zeigen der M- und M2-Case tiefere Machzahlmaxima auf der Saugseite im Vergleich mit der Basis. Der M-Case zeigt zwei Maxima bei 50% der Sehnenlänge und 90%. Bei 97% Schaufelhöhe zeigt der M-Case ein horizontales Plateau von 50% bis 90% der Sehnenlänge. Der M2-Case zeigt ein Machzahlmaximum bei 70% Sehnenlänge. Aufgrund einer ausgeprägteren Kontur im M2-Case war es nicht möglich, Druckmessstellen auf der Druckseite anzubringen, was die fehlenden Datenpunkte erklärt.

Seitenwanddruckfeld

Abbildung 65 zeigt die Druckfelder an der Nabenseite des ersten Leitrades für die drei Geometrien, wobei M- und M2-Case Daten von Messungen und die D-Case Daten von einer Simulation stammen, die in Bezug auf den statischen Druck zuverlässige Vorraussagen ermöglicht.

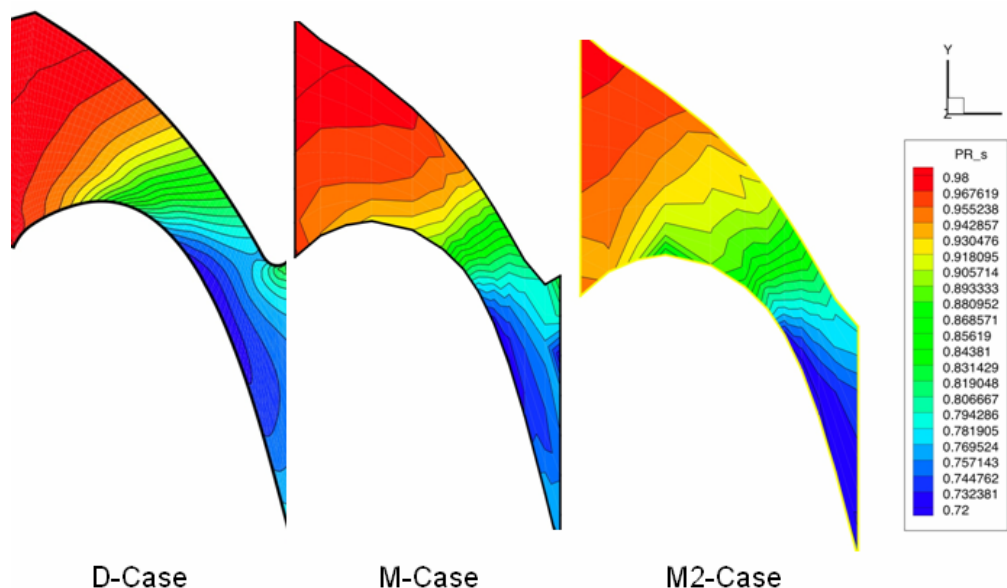


Abbildung 65: Seitenwand-Druckmessungen Nabe

Man sieht, dass in der hinteren Passage der Druckgradient senkrecht zur Hauptströmungsrichtung durch die Seitenwandkonturierung praktisch eliminiert wird. Gleichzeitig nimmt der Druckgradient senkrecht zur Hauptströmungsrichtung in der vorderen Passage in M- und M2-Case zu. Im M2-Case ist auf der frühen Saugseite ein erstes Druckminimum erkennbar, das in den beiden anderen Fällen fehlt. Im Weiteren zeigt der M2-Case auf der späten Saugseite den tiefsten Druck.

Abbildung 66 zeigt die Druckfelder an der *Gehäuseseitenwand* des ersten Leitrades für die drei Geometrien. Im engsten Querschnitt sieht man eine Verringerung des Druckgradienten senkrecht zur Hauptströmungsrichtung mit 3D-Seitenwandprofil, wobei dieser nicht völlig eliminiert wird. Der M-Case zeigt ein erstes Druckminimum am Anfang der Saugseite. Der M2-Case zeigt auch an dieser Seitenwand den tiefsten Druck auf der späten Saugseite.

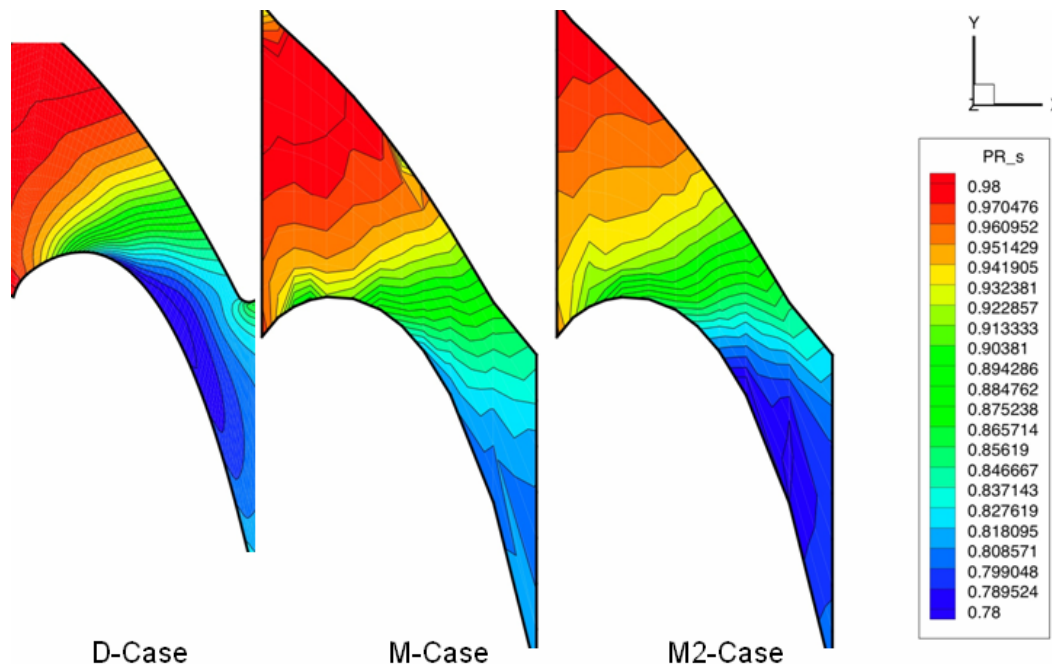


Abbildung 66: Seitenwand-Druckmessungen Gehäuse

Sondenmessung innerhalb des ersten Leitrades

Mit einer Miniatur-4-Loch Sonde mit einem Kopfdurchmesser von *1,8mm* wurden für die beiden 3D-Seitenwandgeometrien Messungen in einer Passage des ersten Leitrades

durchgeführt. Es wurde an fünf axialen Ebenen gemessen, das sind 14%, 28%, 42%, 66% und 90% axiale Sehnenlänge.

Abbildung 67 zeigt einen Vergleich des dimensionslosen Totaldrucks für die beiden 3D-Seitenwandgeometrien an zwei axialen Positionen, 28% und 42% axiale Sehnenlänge. Abbildung 68 zeigt einen Vergleich des dimensionslosen Totaldrucks für die beiden 3D-Seitenwandgeometrien an den zwei axialen Positionen 66% und 90%. Die Abbildungen zeigen eine Ansicht in Strömungsrichtung, wobei die Passage links durch die Schaufel-saugseite und rechts durch die Druckseite begrenzt wird. Man sieht, dass nicht alle Bereiche mit der Sonde gemessen werden konnten. Die effektive Kanalgeometrie ist als schwarze Begrenzungslinie gezeigt.

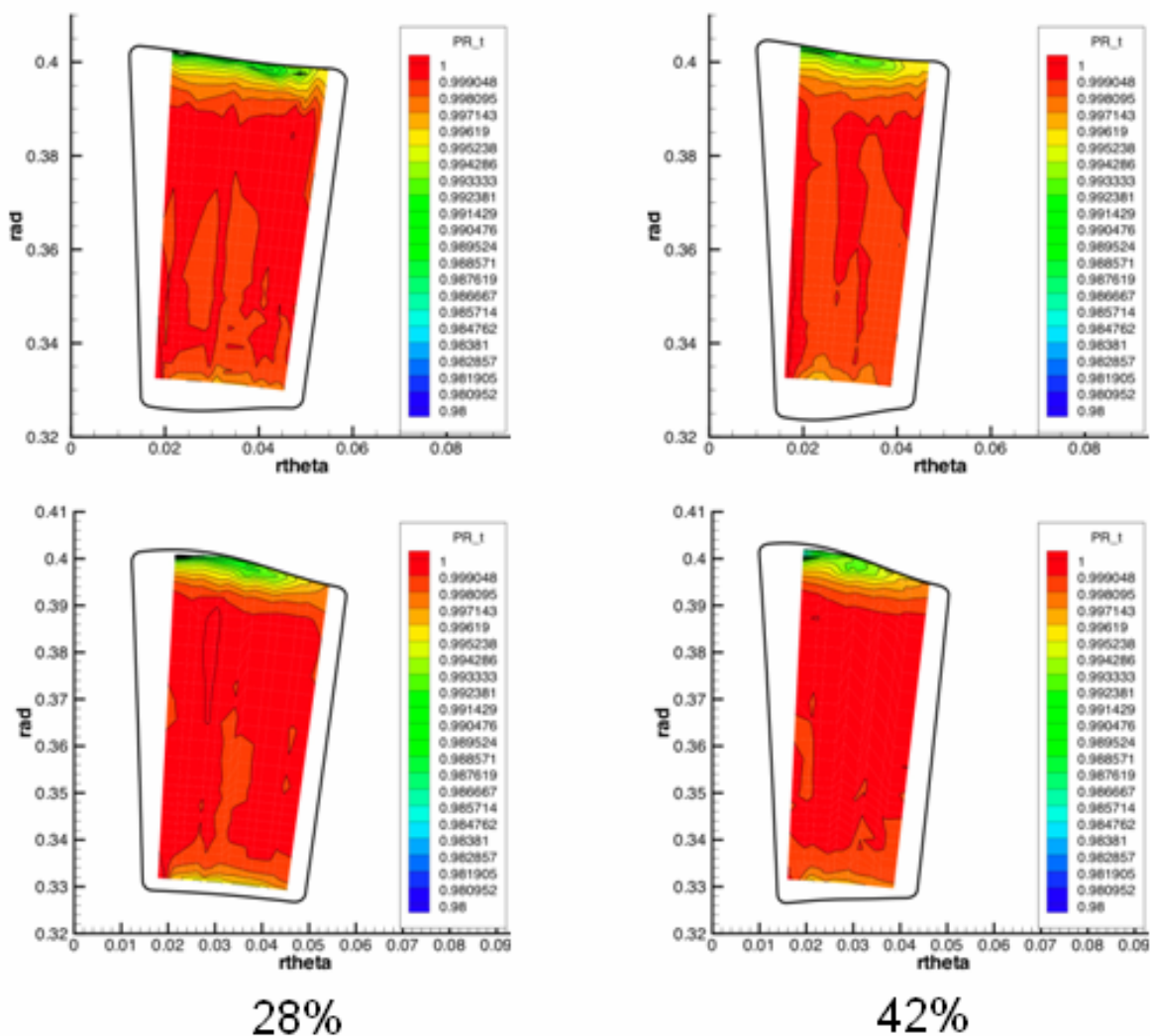


Abbildung 67: Totaldruck, Feldmessung in Passage des 1. Leitrades

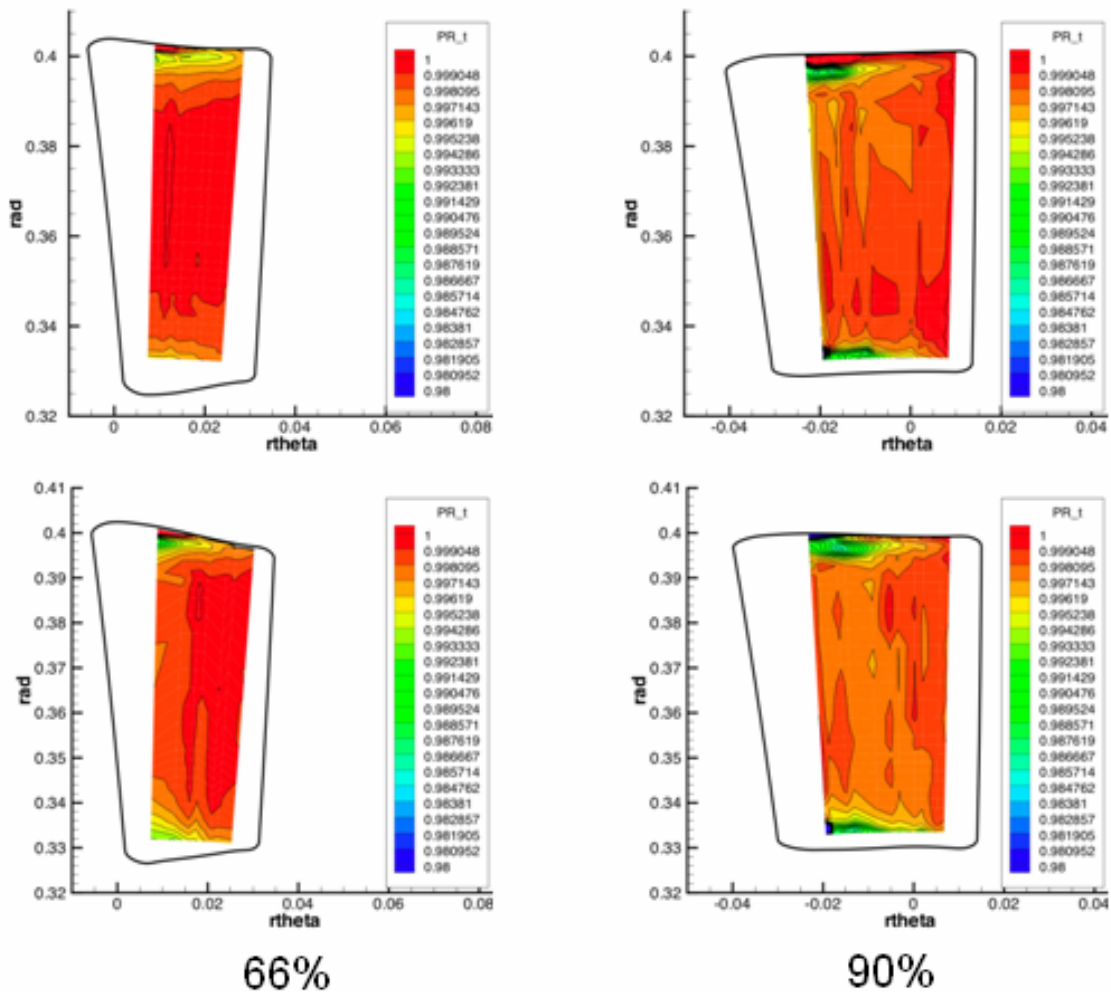


Abbildung 68: Totaldruck, Feldmessung in Passage des 1. Leitrades

Bei 28% axialer Sehnenlänge sieht man in beiden Fällen einen Bereich mit tieferem Totaldruck an der Gehäuseseite. Dies ist die Seitenwandgrenzschicht, die sich von der Druck- zur Saugseite bewegt. Die Grenzschicht im M2-Case bewegt sich schneller als im M-Case, dadurch erkennbar, dass sich bei der Druckseite wieder ein Bereich mit höherem Druck abzeichnet. An der Nabenseite wurde aufgrund der Limitierung durch die Sonden- geometrie nur der äußerste Bereich der Seitenwandgrenzschicht erfasst. Bei 42% hat sich der Bereich tiefen Totaldrucks noch mehr Richtung Saugseite bewegt. Im M2-Case ist eine Zunahme der Grenzschichtdicke erkennbar. Bei 66% erkennt man ein radiales nach innen Wandern dieser Zone niedrigen Totaldrucks, weg von der Seitenwand. Im M2-Case scheint diese Zone auf der Gehäuseseite konzentrierter zu sein. Bei 92% zeigt der M-Case auf der Gehäuseseite eine kleinere Verlustzone, die radial weiter innen liegt als im

M2-Case. An der Nabenseite zeigt der M2-Case eine ausgedehntere Verlustzone in Umfangsrichtung als der M-Case. Zudem nimmt im M2-Case die radiale Dicke der Verlustzone von der Druck- zur Saugseite zu.

Pneumatische Messungen

Am Eintritt der Turbine und am Austritt der beiden Leiträder und dem Laufrad wurden pneumatische Feldmessungen mit einer 5-Loch Sonde (Cobra-Shape, 0.9mm Durchmesser) durchgeführt. Die Auflösung betrug 41 Traversen in Umfangsposition und 40 radiale Messpunkte, welche an den Seitenwänden geclustert waren. Am Eintritt wurde die Auflösung auf 21 Traversen und 33 radiale Messpunkte reduziert.

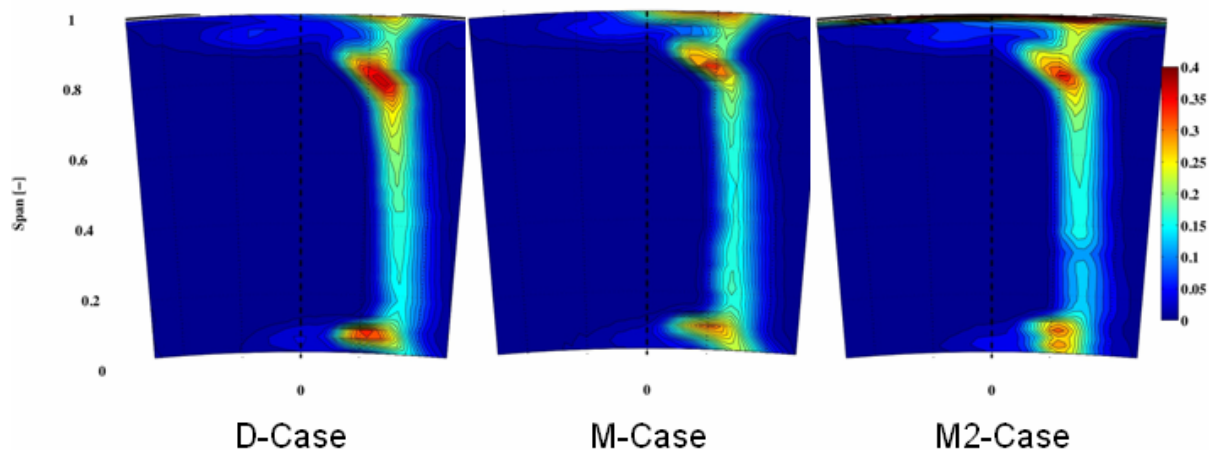


Abbildung 69: Totaldruckverlust am Austritt des 1. Leitrades

Abbildung 69 zeigt den Totaldruck-Verlust einer Passage der drei Seitenwandgeometrien in Strömungsrichtung. Der Totaldruck-Verlust Y ist wie folgt definiert:

$$Y = \frac{p_{t,in} - p_t}{p_{t,in} - p_s}$$

An der Nabenseite bei 10% radialer Höhe erkennt man ein Druckverlustsmaximum, das durch den nabenseitigen Kanalwirbel erzeugt wird. Bei 80% radialer Höhe findet sich ein zweites Maximum, welches durch den gehäuseseitigen Kanalwirbel hervorgerufen wird. Ganz am Gehäuse befindet sich eine weitere Verlustzone. Zwischen 20% und 70% radialer Höhe sieht man ein Verlustband, welches von der Nachlaufdüse der Schaufel stammt. Der M-Case zeigt nabenseitig einen reduzierten Druckverlust im Vergleich mit der Basis.

Die Verlustzone im M-Case ist radial nach außen verschoben. Der M2-Case zeigt an der Nabe zwei Verlustmaxima, die in einer radialen Linie angeordnet sind. Im Bereich des gehäuseseitigen Kanalwirbels ist im M-Case im Vergleich zur Basis eine Reduktion des Druckverlustes erkennbar. Im M2-Case sieht man im Vergleich zum M-Case einen Verlustanstieg. Zwischen 40% und 70% radialer Höhe zeigen die drei Geometrien Unterschiede im Verlustniveau der Nachlaufdüse. Dies zeigt, dass bei Schaufeln mit niedrigen Höhen-Seiten-Verhältnissen Seitenkonturierungen auch einen Einfluss über die Seitenwand-Sekundärströmungssysteme hinaus haben können. Der M-Case zeigt auch in dieser Region den niedrigsten Verlust. Eine detaillierte Erklärung kann in Germain [29] und Schuepbach [30] gefunden werden. Im Gebiet zwischen gehäuseseitigem Kanalwirbel und Gehäuseseitenwand zeigt der M2-Case den höchsten Verlust, was sich auch im umfangsgemittelten Verlust (siehe Abbildung 71) zeigt.

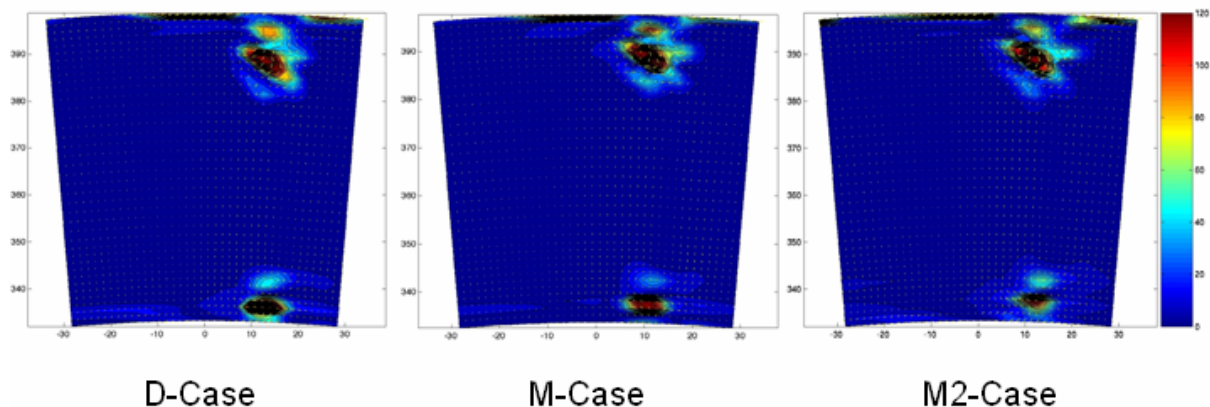


Abbildung 70: Kinetische Energie der Sekundärströmung

Abbildung 70 zeigt die kinetische Energie der Sekundärströmung. Die stetige Reduktion der Sekundärströmung an der Nabe von der Basis über den M-Case zum M2-Case ist gut zu erkennen. Am Gehäuse findet sich die am meisten ausgeprägte Zone im M2-Case. Außerhalb der Sekundärströmungszonen geht die kinetische Energie gegen Null.

Abbildung 71 zeigt den umfangsgemittelten Verlust, sowie die Deviationen (Winkelabweichungen) am Austritt des Leittrads 1. Man kann die Sekundärströmungszonen gut am erhöhten Verlust erkennen, zwischen 5% und 15% radialer Höhe, sowie ab 80% radialer Höhe. Ab 90% radialer Höhe beginnt die Grenzschicht. An der Nabe hat das M2-Profil den

größten Einfluss auf den Verlust. Der M-Case zeigt in dieser Region auch eine Verlustreduktion. Zudem haben sich in diesem Fall der maximale Verlust und damit die Sekundärströmung weiter nach außen bewegt. Am Gehäuse sieht man einen erhöhten Verlust in den Fällen mit Seitenwandkonturierung, d.h., Fluid mit niedriger kinetischer Energie bleibt in diesen Fällen eher an der Wand. In der Sekundärströmungszone am Gehäuse zeigt der M-Case die beste Performance, während der M2-Case sogar noch höhere Verluste als die Basis zeigt.

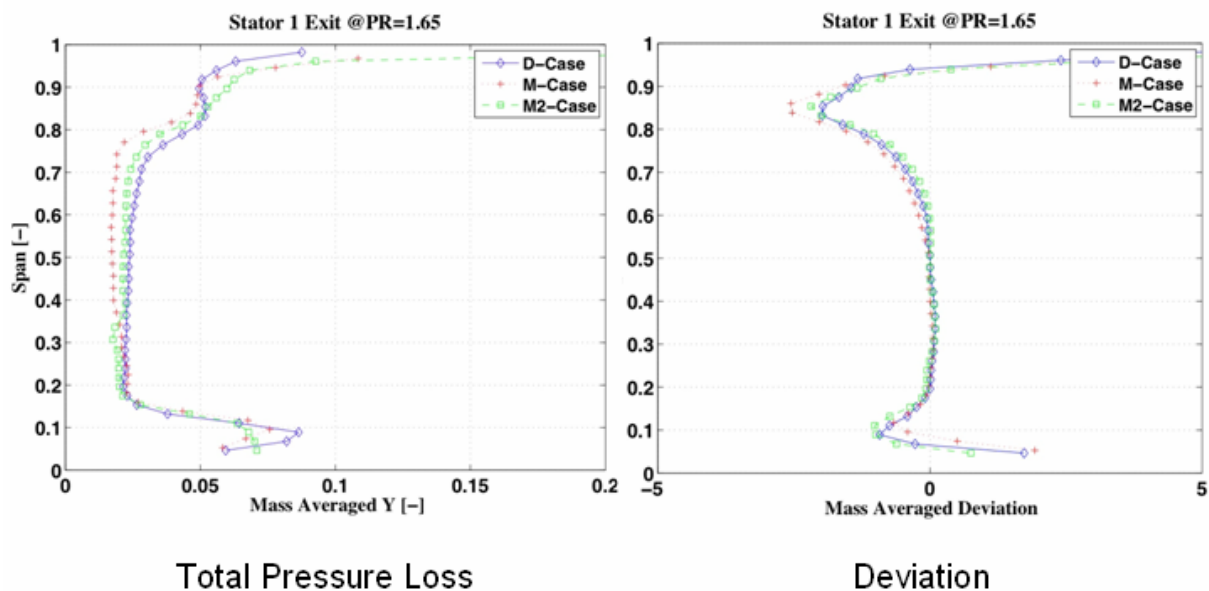


Abbildung 71: Umfangsgemittelte Größen am Austritt des 1. Leitrades

Zwischen 15% und 75% radialer Höhe zeigen die drei Fälle ganz unterschiedliche Verlustgradienten. Während der M-Case einen mehr oder weniger konstanten Verlust über dieses radiale Gebiet zeigt, nimmt der Verlust in den anderen beiden Fällen konstant zu. Am stärksten im Fall der Basisgeometrie. Es wird angenommen, dass eine unterschiedlich ausgeprägte radiale Scherströmung der Ursprung des erhöhten Verlustes in der Basis ist. Die Scherströmung wird durch eine ausgeprägte radiale Strömungskomponente auf der Saugseite hervorgerufen (vgl. Schuepbach [30]).

Abbildung 72 zeigt den umfangsgemittelten Stufenwirkungsgrad sowie die Deviationen (Winkelabweichungen) am Laufradaustritt. Die Wirkungsgrade wurden mit dem Wert der Basisgeometrie in der Kanalmitte normalisiert. Man sieht drei Zonen niedrigerer Effizienz

bei 20%, 80% und 95% radialer Höhe, hervorgerufen durch den nabenseitigen Kanalwirbel im Rotor, den gehäuseseitigen Kanalwirbel und die Spaltströmung. Die Spaltströmung zeigt in allen drei Geometrien in etwa das gleiche Niveau. Im Bereich zwischen 30% und 90% radialer Höhe zeigt der M-Case eine 1-2%-ige Wirkungsgrad-Verbesserung während sie beim M2-Case dort in etwa gleich bleibt. Der Verlust aufgrund des nabenseitigen Kanalwirbels ist im M2-Case praktisch eliminiert. Der Winkelverlauf zeigt eine Erhöhung der Über- und Unterumlenkung am Gehäuse in den konturierten Fällen. An der Nabe zeigt der M2-Case eine deutliche Reduktion der Über- und Unterumlenkung im Vergleich mit den beiden anderen Fällen. Die Unterschiede zwischen M-Case und Basis sind hier sehr klein.

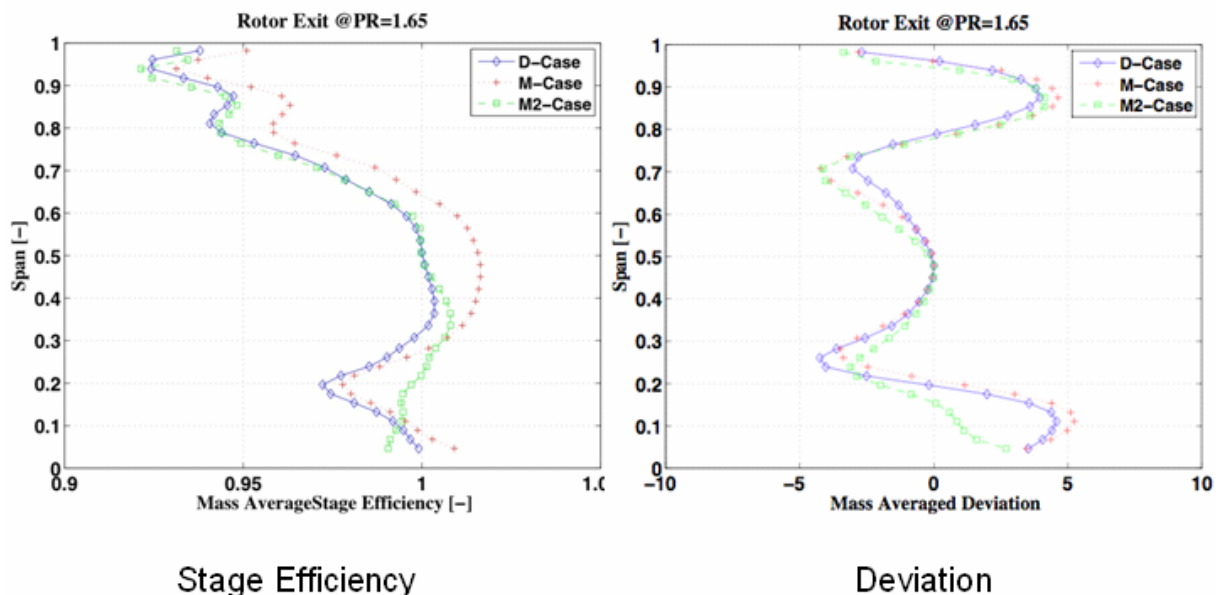
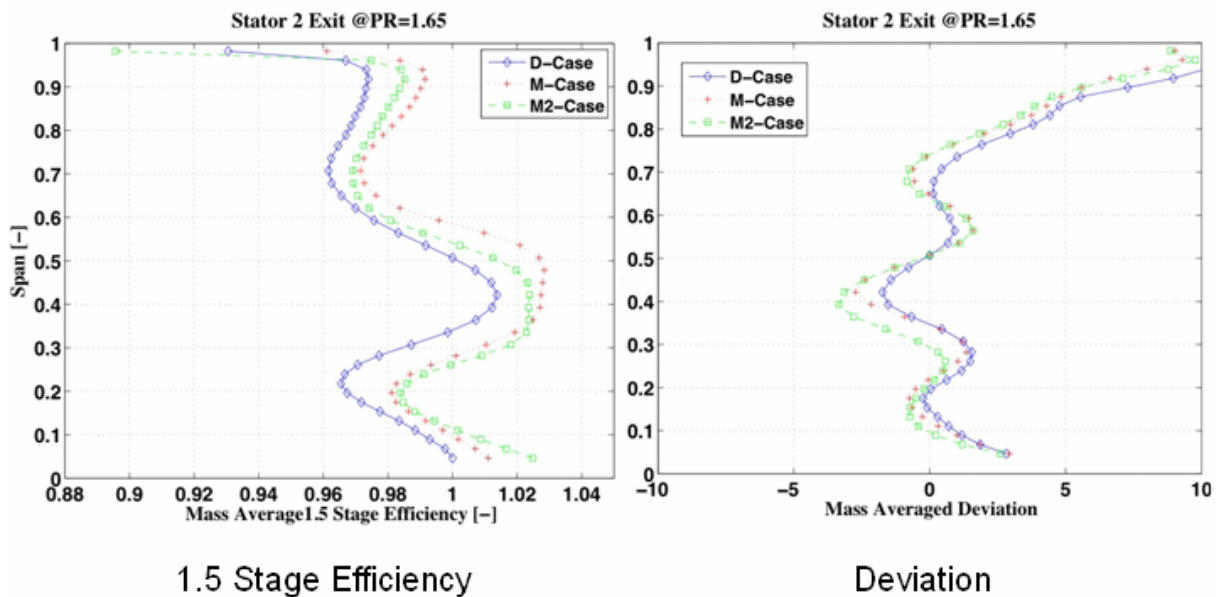


Abbildung 72: Umfangsgemittelte Größen am Austritt des Laufrades

Abbildung 73 zeigt den umfangsgemittelten Wirkungsgrad für 1,5-Stufen sowie die Winkelabweichungen (Deviation) am Austritt des Leittrads 2. Der Wirkungsgrad wurde mit dem Basisgeometrie-Wert in der Kanalmitte normalisiert. Man findet zwei ausgeprägte Verlustzonen bei 20% und 70% radialer Höhe. An der Nabe zeigen beide Seitenwandgeometrien eine Verbesserung von 2% im Vergleich zur Basis. In der Kanalmitte zeigen die beiden Fälle mit Profilierung ein radiales Gebiet mit konstanter Effizienz, während die Basis ein klares Maximum hat. Oberhalb von 40% radialer Höhe zeigt der M-Case die beste Performance.



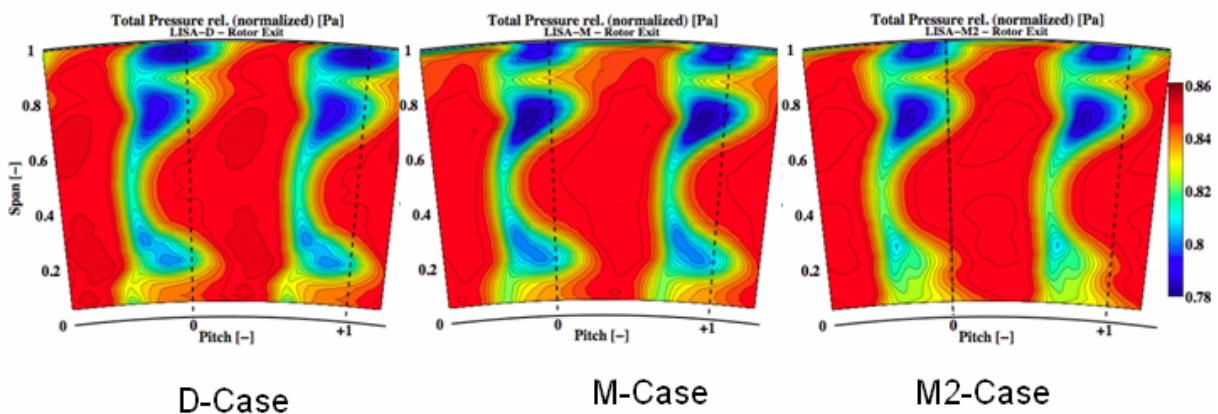
1.5 Stage Efficiency

Deviation

Abbildung 73: Umfangsgemittelte Größen am Austritt des 2. Leitrades

Zeitaufgelöste Messungen

In diesem Kapitel werden die im Rotorsystem zeitgemittelten Daten am Laufrad-Austritt gezeigt, die mit der zeitaufgelösten Sondentechnik gemessen wurden.



D-Case

M-Case

M2-Case

Abbildung 74: Zeitgemittelter Totaldruck im Relativsystem des Rotors

Abbildung 74 zeigt den relativen Totaldruck am Laufradaustritt über zwei Passagen in Strömungsrichtung. Man erkennt drei radiale Zonen mit niedrigem Druck. In 20% radialer Höhe die Verlustzone des nabenseitigen Kanalwirbels, in 70% radialer Höhe den Verlust des gehäuseseitigen Kanalwirbels. Am Gehäuse sieht man außerdem den Verlust der

Spaltströmung. Im Bereich des nabenseitigen Kanalwirbels sieht man praktisch keinen Unterschied zwischen Basis und dem M-Case, während der Sekundärströmungsverlust im M2-Case deutlich reduziert ist. Da es am Gehäuse keine Seitenwand gibt, konnte dort auch keine Konturierung angebracht werden. Aus diesem Grund sind die Unterschiede in der äußeren Hälfte des Strömungskanals durch ein geändertes Eintrittsströmungsfeld in das Laufrad bedingt.

Wie in Abbildung 71 gezeigt, bewirkt der M-Case eine verstärkte Unterumlenkung im Vergleich zur Basis. Diese bewirkt eine positive Fehlanströmung des Laufrades, welche die Sekundärströmung verstärkt. Aus diesem Grund sieht man im M-Case in der Zone des gehäuseseitigen Kanalwirbels auch den höchsten Verlust aller drei Fälle. Die beiden konturierten Fälle zeigen einen reduzierten Verlust im Gebiet der Spaltströmung. Diese beiden Fälle zeigen im Unterschied zur Basis einen Teil der verlustreichen Spaltströmung als dünne Schicht über die ganze Seitenwand verteilt.

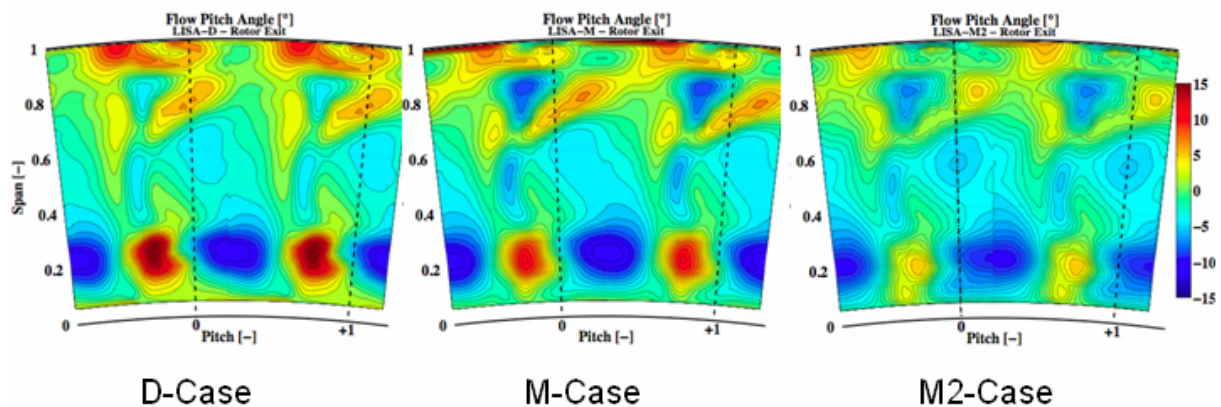


Abbildung 75: Zeitgemittelter Nickwinkel im Rotorsystem

Abbildung 75 zeigt die Nickwinkelverteilung von zwei Laufradpassagen. Die Analyse der Gradienten in Umfangsrichtung erlaubt Rückschlüsse auf die Wirbelstärke. An der Nabe erkennt man einen ausgeprägten positiven und negativen Gradienten in Umfangsrichtung. Der negative Gradient ergibt sich aufgrund des nabenseitigen Kanalwirbels. Man erkennt eine leichte Verringerung dieses Gradienten im M-Case. Im M2-Case zeigt dieser Gradient eine bedeutende Verringerung. An der Gehäuseseite findet man einen positiven Gradienten auf Grund des gehäuseseitigen Kanalwirbels. Der M-Case zeigt den ausgeprägteren

Gradienten als die Basis. Dies ist konsistent mit dem niedrigeren relativen Totaldruck des M-Case in dieser Region.

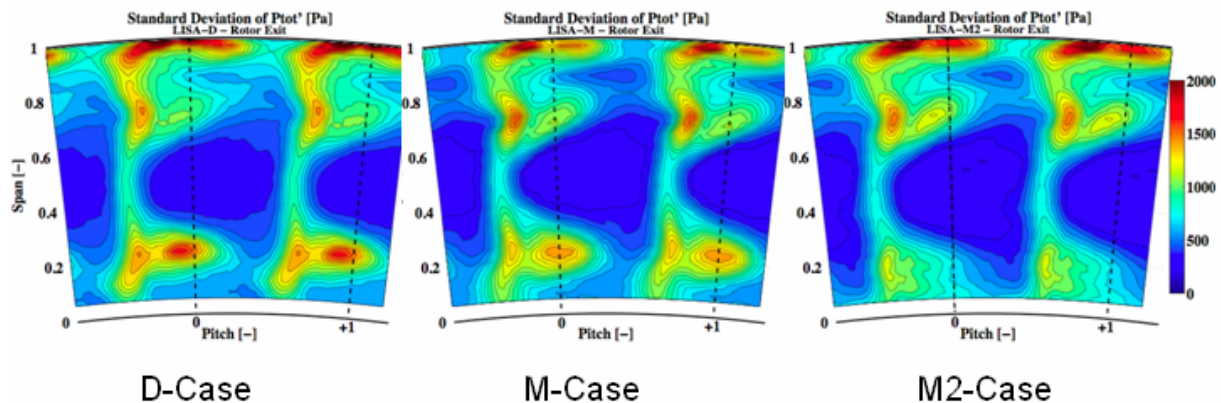


Abbildung 76: Zeitgemittelte Standardabweichung des zeitaufgelösten Drucksignals im Rotorsystem

Abbildung 76 zeigt die Standardabweichung des zeitaufgelösten Drucksignals für zwei Laufradpassagen. Diese Variable zeigt hohe Werte in Bereichen hoher Turbulenz. Die Gebiete mit hoher Standardabweichung decken sich mit den Zonen hohen relativen Totaldrucks. In der nabenseitigen Zone des Kanalwirbels sieht man eine leichte Verringerung des M-Case im Vergleich zur Basis, während im M2-Case das Maximum im Kanalwirbel praktisch nicht existent ist. Gehäuseseitig sind Unterschiede schwer feststellbar.

Kenngrossen

Abbildung 77 zeigt die Reduktion des absoluten Totaldruck-Verlustkoeffizienten des ersten Leitrades der konturierten Geometrien im Vergleich zur Basis, außerdem die Reduktion des relativen Totaldruck-Verlustkoeffizienten des Laufrades der konturierten Geometrien im Vergleich zur Basis. Der M-Case zeigt eine Reduktion des Verlustkoeffizienten von mehr als 12%. Der M2-Case zeigt ein Anwachsen des Verlustes um 2% im Vergleich zur Basis. Im Laufrad ist der Trend gerade umgekehrt. Der M2-Case zeigt eine Verbesserung von mehr als 6%, während der M-Case nur eine halb so große Verbesserung bringt.

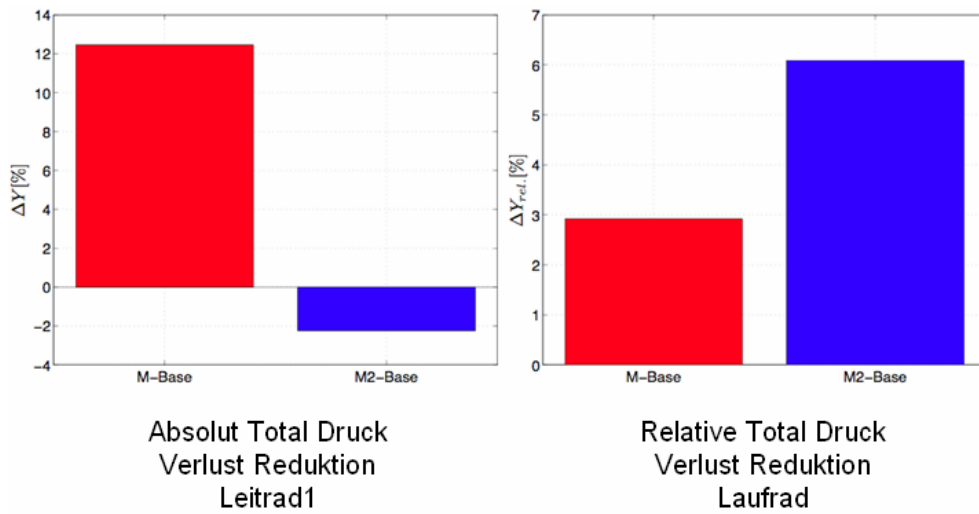


Abbildung 77: Relativer und absoluter Totaldruckverlust, Reduktion relativ zur Basis in Leitrad 1 und Laufrad

Tabelle 5 zeigt die Veränderung des Wirkungsgrades der konturierten Testfälle im Vergleich zur Basis. Die Effizienz wird mittels folgender Formel ermittelt:

$$\eta_{it} = \frac{\omega \cdot M}{m \cdot c_p \cdot T_{t,in} \left(1 - \left(\frac{p_{t,out}}{p_{t,in}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right)}$$

Dabei ist ω die Rotationsgeschwindigkeit, M das Moment, m der Massenstrom, $p_{t,out}$ ist der Austritts-Totaldruck, welcher der massenstromgemittelte Wert einer Nachlaufmessung nach dem Laufrad ist.

	M-Case	M2-Case
$\Delta\eta_{it}$	1%	0.3%

Tabelle 5: Wirkungsgrad

Schlussfolgerungen

Die am Labor für Strömungsmaschinen durchgeführten Messungen haben folgende Erkenntnisse gebracht:

- Die Wanddruckmessungen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den CFD-Simulationen, was einen Vergleich der Basissimulation mit den gemessenen Werten der konturierten Fälle erlaubt.
- Die Wanddruckmessungen zeigen ein „Aft-Loading“ der Druckverteilung in der Nähe der konturierten Seitenwände.
- Die Seitenwand-Druckmessungen zeigen eine Reduktion des Druckgradienten im hinteren Bereich der Passage, was zu einer Reduktion der Sekundärströmung beiträgt.
- Die Messungen im ersten Leitrad zeigen, dass sich die Grenzschicht im M2-Case schneller von der Druck- zur Saugseite bewegt. An der letzten axialen Messposition zeigt der M-Case einen geringeren Verlust, der sich im Vergleich zum M2-Case radial weiter innen befindet.
- Die Sondenmessungen zeigen im M-Case den tiefsten Verlust. Interessanterweise zeigt die Konturierung im M-Case eine Verbesserung über die ganze Schaufelhöhe und nicht nur in den Seitenwand-Sekundärströmungs-Zonen. Der M2-Case zeigt aufgrund eines erhöhten Verlustes am Gehäuse im Vergleich zur Basis eine Erhöhung des Gesamtverlustes, obwohl der Verlust im Bereich des nabenseitigen Kanalwirbels entscheidend reduziert ist.
- Der M-Case zeigt gehäuseseitig eine erhöhte Unterumlenkung im Vergleich mit der Basis, was zu einer erhöhten Intensität des Laufradgehäuse-Kanalwirbels führt.
- Der M2-Case zeigt eine deutliche Verbesserung im Bereich des nabenseitigen Kanalwirbels aufgrund der 3D-Seitenwandkontur.
- Die beschriebenen Effekte führen verglichen zur Basis zu einer Erhöhung der Stufeeffizienz von 1% im M-Case und 0.3% im M2-Case.

3.3.4 Rigversuch (AP 4300)

Im Hinblick auf den Einsatz der umfangsunsymmetrischen Seitenwandkonturierung im Triebwerk war die Untersuchung eines Niederdruckturbinenrigs bei realistischen Machzahlen und unter triebwerkstypischen Druckverhältnissen interessant. Dazu wurde in einem weiteren Schritt ein 3-stufiges Turbinenrig aufgebaut und im Höhenprüfstand der Universität Stuttgart erprobt (siehe Abbildung 78). Dabei wurde die Seitenwandkonturierung in alle Schaufelplattformen und Deckbänder der Niederdruckturbinenringe eingebracht.

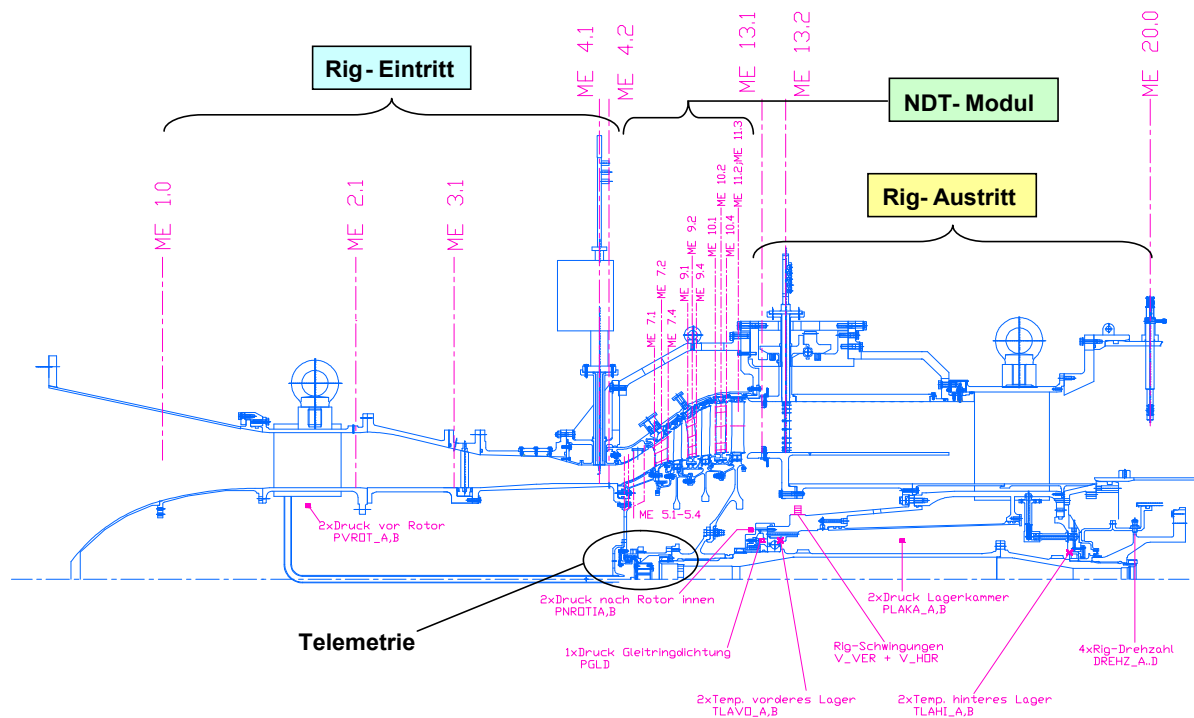


Abbildung 78: Rig 451 mit Hauptstrommessebenen und Kammern

Zur Herstellung der Konturierung wurde die bestehende Triebwerksbeschaufelung modifiziert, indem Vertiefungen durch Erodieren abgetragen und Erhebungen durch Aufkleben erzeugt wurden. Abbildung 79 zeigt ein Mehrfarbenmodell des modifizierten Eintrittsleitrades.

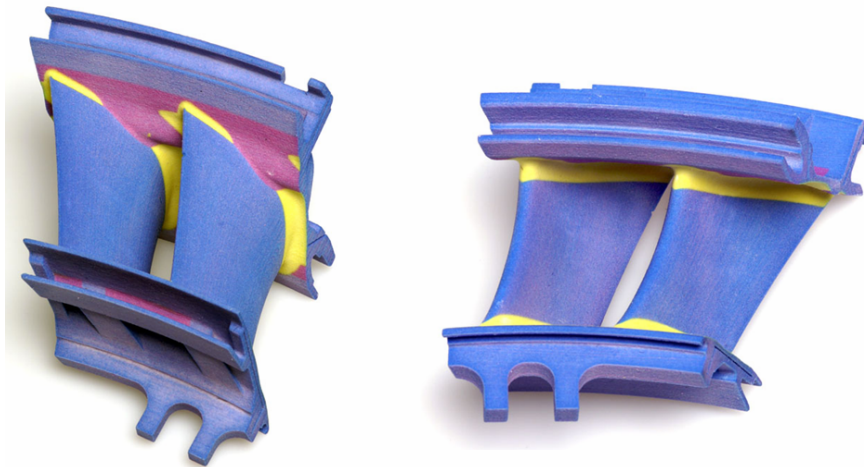


Abbildung 79: Mehrfarbenmodell zur Darstellung der Auftrags- und Abtragszonen auf den Plattformen

Eine zusätzliche Randbedingung bei dieser Auslegung ergab sich aus der Tatsache, dass der Rigaufbau keine Umstaffelung der Schaufeln erlaubte, so dass die Einhaltung der Kapazität allein über die Seitenwandkontur sichergestellt werden musste. Das erfordert auch die Einbeziehung der Ausrundungsradien in die Seitenwandgestaltung als Teil der zu optimierenden Topologie.

Messprogramm

Der Rigversuch mit den modifizierten Schaufeln wurde im November 2007 erfolgreich durchgeführt. Das vorgesehene Versuchsprogramm konnte im vollen Umfang für ein komplettes Kennfeld und Versuchspunkte bei unterschiedlichen Reynoldszahlen sowie bei Sekundärluftvariationen gefahren werden. Dazu verfügte das Rig über ein Sekundärluftsystem zur Variation des Sekundärmassenstroms.

Das Versuchsprogramm des Rig 451 Bau 05 umfasste eine komplette Kennfeldmessung bei Auslegungs-Reynoldszahl (5 Kennfeldlinien von 80 – 105 % relativer Drehzahl) und eine Reynoldszahlvariation von $Re = 240.000 - 650.000$ bei der 100 %- Drehzahllinie, siehe nachfolgende Übersicht:

1. Kennfeld bei Auslegungs-Reynoldszahl ($Re_{v2} = 340.000$) und 5 Drehzahllinien $N/N_A=80\%$, 90% , 95% , 100% u. 105% bei jeweils 5 Druckverhältnissen pro Drehzahllinie sowie Telemetrie- und PSP-Messungen
2. Reynoldszahlvariation bei $N/N_A=100\%$ für die zusätzlichen Reynoldszahlen $Re_{v2}=240.000$, 480.000 , 650.000 bei jeweils 3 Druckverhältnissen sowie Telemetrie- und PSP-Messungen
3. 1 x Flächentraversierung am Turbinenausritt mit Einzeltraversiersonden (19 Radialen und jeweils 5 Umfangspositionen)
4. Strömungssichtbarmachung bei $Re_{v2} = 240.000$

Parallel zu diesen Kennfeldmessungen wurden die Druckverteilungen auf den Leitgittern 1 bis 3 sowie die Druckverteilung auf Laufgitter 3 (PSP-Messungen) aufgenommen. Im Anschluss an die Kennfeldmessungen wurde im Auslegungspunkt der Turbine eine Flächentraversierung mit Einzeltraversiersonden am Turbinenausritt auf einem feinen Messraster durchgeführt. Zum Abschluss der Versuche wurde eine Farbeinspritzung zur Sichtbarmachung der Strömung auf der Beschaufelung vorgenommen. Das Versuchsprogramm war identisch mit dem des Referenzaufbaus Bau 04 (siehe Kap. 3.2.1), so dass ein direkter Vergleich der beiden Versuche und damit eine Aussage über zu erwartende Verbesserungen ermöglicht wurde.

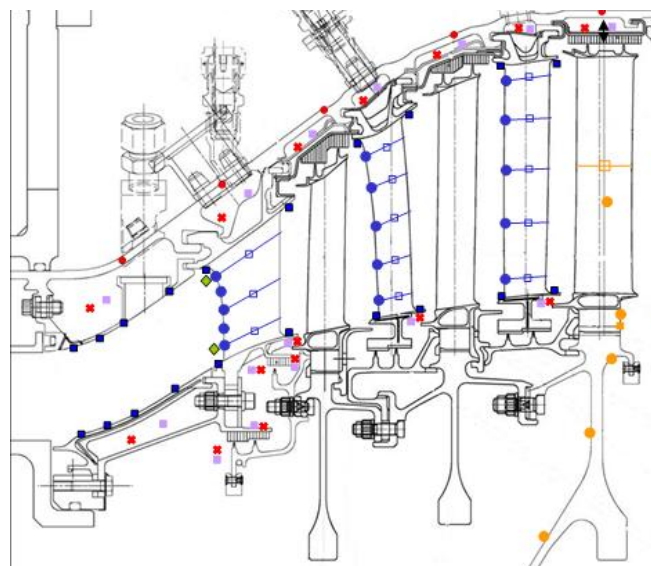


Abbildung 80: Rig 451 Bau 05 mit Instrumentierungsübersicht

Zur Bestimmung der Performance-Daten der modifizierten Beschaufelung wurde das Rig umfangreich instrumentiert (siehe Abbildung 80). Zur genaueren Analyse der seitenwandnahen Schaufelbereiche wurden dort zusätzliche Druckmessstellen eingebracht. Darüber hinaus erfolgten Messungen mit Grenzschichtsensoren und drucksensitiven Farben (siehe Abbildung 81). Wichtige Erkenntnisse insbesondere zum Transitionsverhalten wurden auch aus der durchgeführten Sichtbarmachung der Strömung abgeleitet. Abbildung 82 zeigt das vollständig instrumentierte Modul.

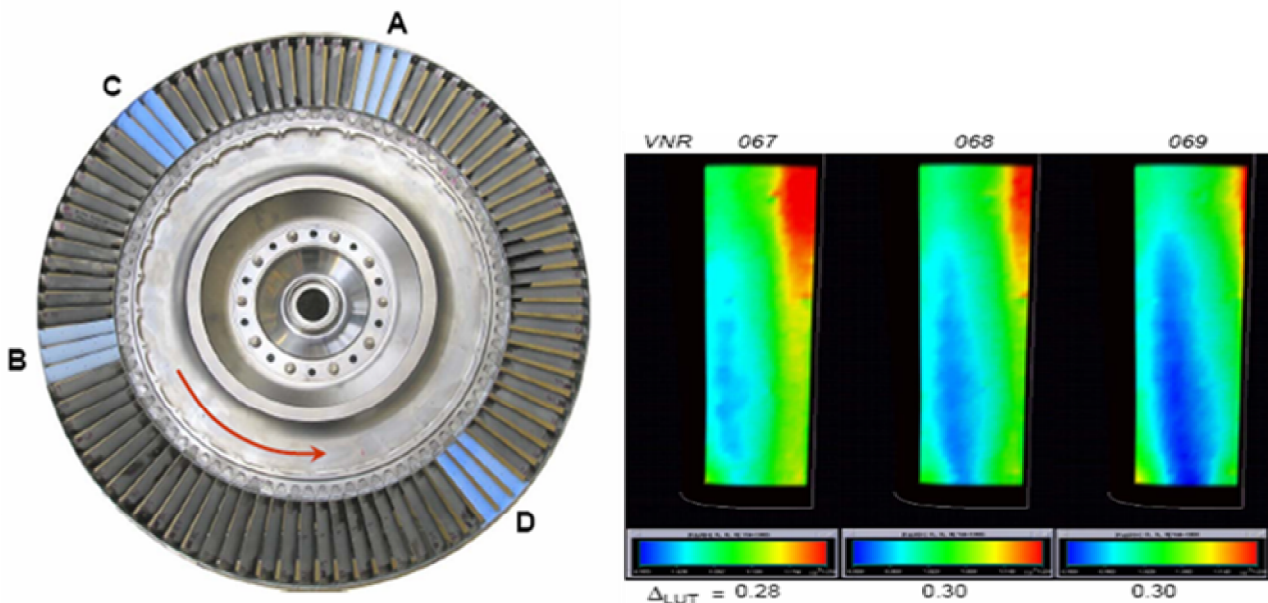


Abbildung 81: Messung mit drucksensitiven Farben

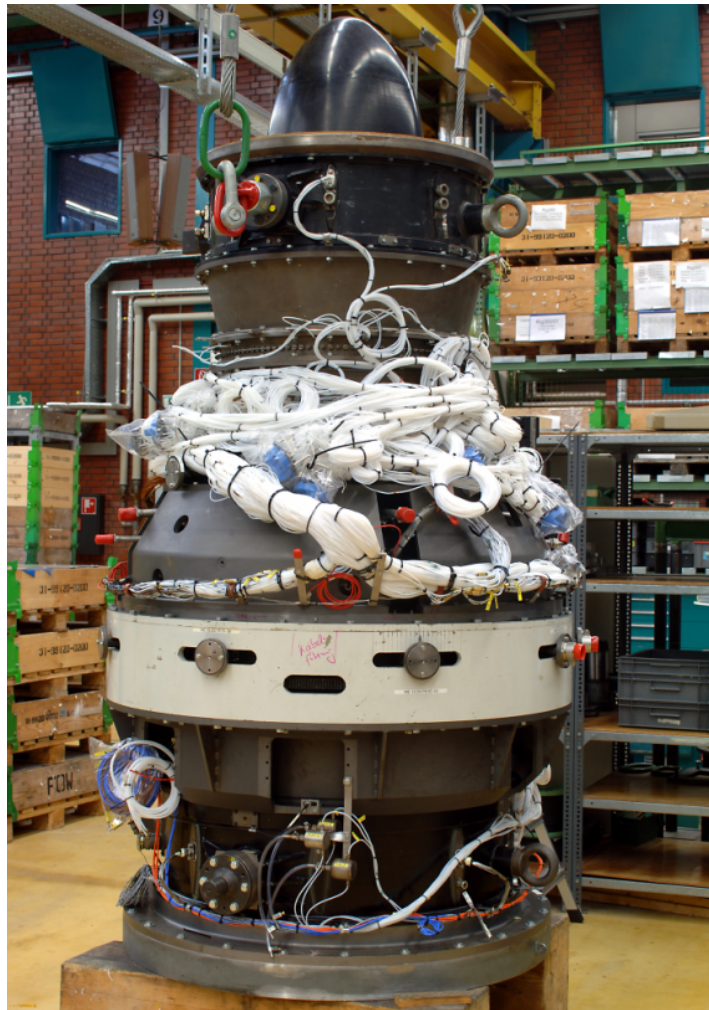


Abbildung 82: Rigaufbau für den Höhenprüfstand Stuttgart

Analyse der Versuchsergebnisse

Die Ergebnisse des Versuchs Rig 451 Bau 05 wurden mit dem Referenzaufbau Bau 04 verglichen.

Aus den Kennfeldmessungen des isentropen Wirkungsgrades (nicht dargestellt) ist zu erkennen, dass mit den konturierten Schaufeln bei geringen Expansionsverhältnissen eine Wirkungsgradeinbuße von ca. 0,2%-Punkten entsteht. Bei Drehzahlen über 90% und höheren Expansionsverhältnissen sind beide Bauten gleich. Im Auslegungspunkt bleibt eine Einbuße im Bau B05 von ca. 0,25%-Punkten. Zieht man die Fehlerschranke von $\pm 0,2\%$ -Punkten in Betracht, die man für den Vergleich zweier Bauzustände ansetzen muss, so ist

auch im ungünstigsten Fall im Auslegungspunkt ($\Delta\eta = +0,25 \pm 0,2\%$ -Punkte) noch ein Defizit feststellbar.

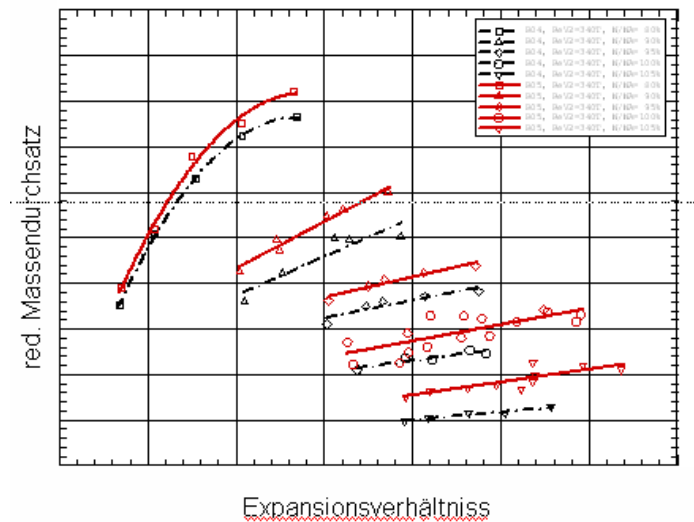


Abbildung 83: Vergleich des reduzierten Massenstroms für Rig451 Bau 04 – Bau 05

Abbildung 83 zeigt den reduzierten Massendurchsatz aus der Kennfeldmessung für die beiden Versuchsaufbauten. Der reduzierte Massendurchsatz erhöht sich für das gesamte Kennfeld um etwa 0,2 – 0,5%-Punkte (im Auslegungspunkt ergibt sich $\Delta M_{\text{red}} = +0,3 \pm 0,2\%$ -Punkte). Die Durchsatzerhöhung gegenüber dem Bau 04 ergibt sich zum einen durch die geringeren Verluste in den Wandgrenzschichten aufgrund des dort verbesserten Wirkungsgrades zum anderen ist ein Einfluss durch die geometrische Veränderung der Engfläche denkbar.

In Abbildung 84 ist der Radialverlauf des Wirkungsgrades über der Kanalhöhe in der Turbinenaustrittsebene im Vergleich zu Bau 04 gezeigt. Auch hier erkennt man aus den Verläufen, dass die Wirkungsgradverbesserung durch die Plattformkonturierung an den Randzonen einen geringen Einfluss zeigt. In Kanalmitte hingegen zeigt sich sogar ein etwas niedrigerer Wirkungsgrad als im Vergleichsaufbau.

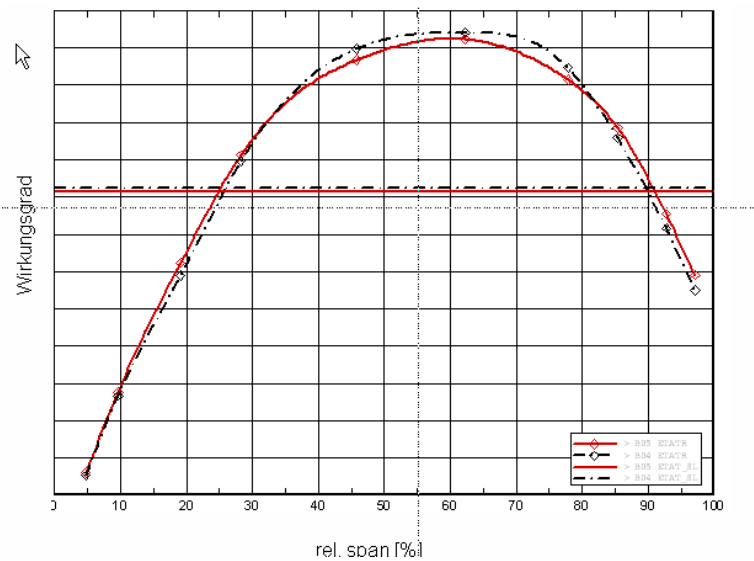


Abbildung 84: Radialer Verlauf des Wirkungsgrades am Turbinenaustritt

Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Reynoldszahl ist in Abbildung 85 dargestellt. Der Vergleich mit der Basisturbine zeigt die stärkere Reynoldszahl-Abhängigkeit des Aufbaus mit konturierten Deckbändern und Plattformen. Während der Wirkungsgrad für hohe Reynoldszahlen steigt, kommt es bei niedrigeren Werten zu einem schlechteren Abschneiden des konturierten Moduls.

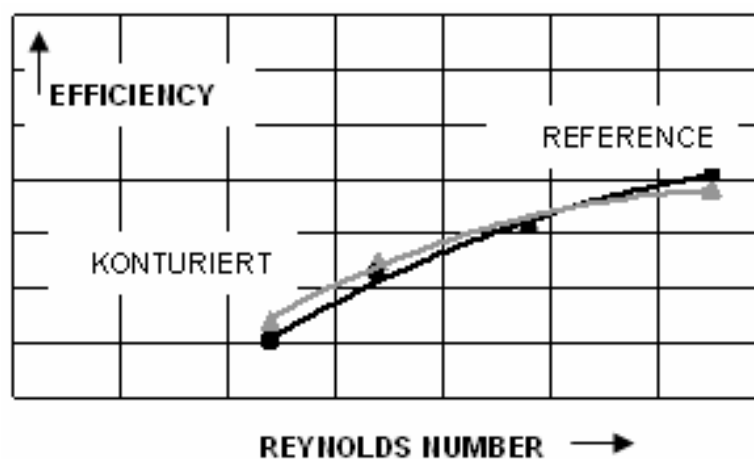


Abbildung 85: Rig 451 Reynoldszahlabhängigkeit des Wirkungsgrades

Eine Ursache für dieses teilweise ungünstige Verhalten des konturierten Aufbaus kann in Abbildung 86 analysiert werden. Das Foto der Strömungssichtbarmachung im Eintrittsleit-

gitter zeigt eine Ablösung an der Seitenwand für den dargestellten Betriebspunkt. Die daneben abgebildete CFD-Lösung berechnet nur eine Strömungsverzögerung, die aber nicht zur Ablösung kommt. Die Auslegung wurde also in der Simulation nicht richtig berechnet und war damit an dieser Stelle zu aggressiv. Die Auslegung der Konturierung sollte in diesem Fall deutlich konservativer gewählt werden, indem große Gradienten vermieden werden. Außerdem muss die CFD-Berechnung in der Vorhersage transitorischer Vorgänge deutlich verbessert werden. Das Ergebnis zeigt, wie wichtig daher die Bewertung der Seitenwandgestaltung im Hinblick auf wechselnde Betriebspunkte ist, die über die numerische Simulation hinausgeht.

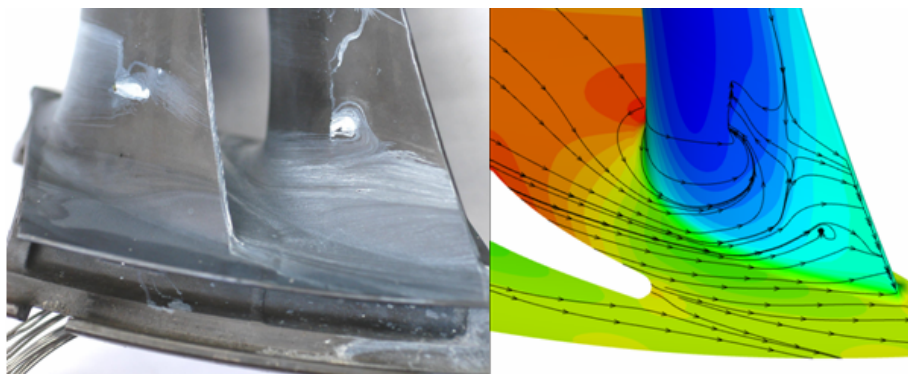


Abbildung 86: Strömungssichtbarmachung Eintrittsleitrad

3.3.5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Arbeitspaket wurde die Technologie der Seitenwandkonturierung von Niederdruckturbinen bei MTU von Grund auf entwickelt. Dazu wurde ein neuer integrierter CAD-Auslegungsprozess entwickelt und es wurden Experimente durchgeführt, deren Komplexität vom Ringgitter über eine Modellturbine bis zum Rigversuch mit der dreistufigen Niederdruckturbine eines zivilen Flugtriebwerks stetig zunahm. Dies ermöglichte eine systematische Analyse der strömungsphysikalischen Grundlagen und die Validierung der Auslegungswerkzeuge. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass die Geometriegenerierung ausreichend flexibel ist, um eine numerische Optimierung durchführen zu können. Entscheidend für die erfolgreiche Optimierung sind neben der Zuverlässigkeit des Strömungslösers vor allem die geeignete Auswahl der Zielkriterien und die Zusammensetzung der Zielfunktion.

Die durchgeführten Validierungen zeigen in den meisten Fällen eine zufriedenstellende Übereinstimmung von Messung und Berechnung, wobei Verbesserungen insbesondere der Transitionsmodellierung für die Verlustberechnung weitere Fortschritte erwarten lassen. Auf Basis der umfangreichen experimentellen Ergebnisse und der erarbeiteten Auslegungssystematik kann die Seitenwandkonturierung nun bei der Neuauslegung von Niederdruckturbinen eingesetzt werden.

Wie beschrieben haben sich die durchgeführten Untersuchungen zur Seitenwandkonturierung auf die Optimierung von Plattformen bestehender Schaufeln beschränkt. Ziel einer dreidimensionalen Gestaltung des Strömungskanals wird zukünftig die Optimierung der gesamten benetzten Oberfläche sein. Neben der schon erwähnten Einbeziehung der Ausrundungsradien in die Optimierungsaufgabe wird deshalb das Schaufelblatt zusammen mit der Seitenwand optimiert werden. Die nächsten Schritte auf dem Weg der Seitenwandkonturierung müssen auch die Einbeziehung der Spaltströmungen zum Ziel haben. Die Ergebnisse aus dem Rigversuch und der LISA-Turbine zum Einfluss der Leckageströmung werden dazu noch weiter analysiert werden und die Geometrie der Kavitäten ist in der Plattformgestaltung zu berücksichtigen.

4. **Schrifttum**

- [1] Howell, R.J., Ramesh, O.N., Hodson, H.P., Harvey, N.W., Schulte, V., "High Lift and AFT Loaded Profiles for Low Pressure Turbines", ASME GT2000-0261
- [2] Haselbach, F., Schiffer, H. P., Horsman, M., Dressen, S., Harvey, N., Read, S., "The Application of Ultra High Lift Blading in the BR715 LP Turbine", ASME GT2001-0436
- [3] Houtermans, R., Coton, Th., Arts, T., "Aerodynamic Performance of a Very High Lift Low Pressure Turbine Blade With Emphasis on Separation Prediction", Journal of Turbomachinery, July 2004, Vol. 126
- [4] Ulizar, I., Gonzalez, P., "Aerodynamic Design of a New Five Stage Low Pressure Turbine for the Rolls Royce Trent 500 Turbofan", ASME GT2001-0440
- [5] Schulte, V. and Hodson, H. P., 1994, "Wake-Separation Bubble Interaction in Low Pressure Turbines", AIAA 94-2931
- [6] Stieger, R.D., Hodson, H. P., "Unsteady Dissipation Measurements on a Flat Plate Subject to Wake Passing", 5th European Conference on Turbomachinery – Fluid Dynamics and Thermodynamics, 17-22 March, 2003, Praha, CZ, Conference Proceedings pp. 901 - 910
- [7] Schulte, V., Hodson, H. P., "Prediction of The Recalmed Region for LP Turbine Profile Design", ASME GT97-0398
- [8] Ramesh, O.N., Hodson, H.P., Harvey, N.W., "Separation Control in Ultra High Lift Airfoils by Unsteadiness and Surface Roughness", ISABE 2001-1096
- [9] Gier, J., Hübner, N., "Design and Analysis of a High Stage Loading Five Stage LP Turbine Rig Employing Improved Transition Modelling", ASME GT2005-68971
- [10] Schröder, Th., "Niederdruckturbine II (Anlaufphase)", Luftfahrtforschung und -technologie "Engine 3E 2010 Programm", Abschlussbericht, Förderkennzeichen: 20T0003, MTU Aero Engines, München, April 2004.
- [11] Wilfert, G., "Transsonische gekühlte Niederdruckturbine Phase 1A", Luftfahrtforschung und -technologie "Engine 3E 2010 Programm", Abschlussbericht, Förderkennzeichen: 20T9505, MTU Aero Engines, München, September 1999.

- [12] Hain, K., "Transsonische gekühlte Niederdruckturbine Phase 1B", Luftfahrtforschung und -technologie "Engine 3E 2010 Programm", Abschlussbericht, Förderkennzeichen: 20T9605, MTU Aero Engines, München, September 1999.
- [13] Ludewig, T.: "Untersuchungen am Turbinengitter T161-T-Jet mit saugseitiger Ausblausung zur Bestimmung des Grenzschichtverhaltens", Institutsbericht LRT-WE-12-08/04, Institut für Strahlantriebe, UniBwM, München, 2008.
- [14] Sturm, W., Fottner, L.: "The High-Speed Cascade Wind Tunnel of the German Armed Forces University Munich", Paper presented at the 8th Symp. on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Genoa, Italy, 1985 und Institutsbericht LRT-WE-12-85/11, Institut für Strahlantriebe, UniBwM, München, 1985.
- [15] Acton, P., Fottner, L.: "Investigation of the Boundary Layer Development on a Highly Loaded Low Pressure Turbine Cascade under the Influence of Unsteady Flow Conditions", Paper presented on the ISIAAT, Stockholm, Sweden, 1997.
- [16] Ludewig, T.: "Untersuchungen am Turbinengitter T165 mit Durchblasebohrungen zur Bestimmung der Profilcharakteristik", Institutsbericht LRT-WE-12-06/03, Institut für Strahlantriebe, UniBwM, München, 2006.
- [17] Entlesberger, R.-G.: "Untersuchungen am Turbinengitter T161 zur Bestimmung der Profildruckverteilung und der Gittercharakteristik", Institutsbericht LRT-WE-12-05/02, Institut für Strahlantriebe, UniBwM, München, 2005.
- [18] Sieverding, C. H. 1984, Recent progress in the understanding of basic aspects of secondary flow in turbine blade passages, ASME 84-GT-78
- [19] Langston, L.S. 2001, Secondary Flows in Axial Turbines, a review, Annals of the New York Academy of Sciences, Vol. 934
- [20] Ingram, G. and Gregory-Smith, D.G. and Rose, M. and Harvey, N. and Brennan, G. 2002, The Effect of End-wall Profiling on Secondary Flow and Loss Development in a Turbine Cascade, ASME 2002-GT-30339
- [21] Brennan, G. and Harvey, N.W. and Rose, M.G. and Fomison, N. and Taylor, M.D. 2001, Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Non-Axisymmetric End Walls: part 1 Turbine Design, ASME 2001-GT-0444
- [22] Brennan, G., Harvey, N.W., Rose, M.G., Fomison, N., Taylor, M.D.: "Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Non-Axisymmetric End Walls: Part 1

- Turbine Design", in: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2001, American Society of Mechanical Engineers, 2001.
- [23] Rose, M.G., Harvey, N.W., Seaman, P., Newman, D.A., McManus, D.: "Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Non-Axisymmetric End Walls. Part II: Experimental Validation", in: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2001, American Society of Mechanical Engineers, 2001.
- [24] Homeier, L. and Staudacher, W. 2003, Untersuchungen am Turbinengitter T160 zur Bestimmung der Gittercharakteristik bei homogener stationärer und periodisch instationärer Zuströmung und Anfertigen von Ölanstrichbildern, MTU Auswertebereich, Universität der Bundeswehr München.
- [25] Sell, M., Schlienger, J., Pfau, A., Treiber, M., and Abhari, R. S., 2001. „The 2-Stage Axial Turbine Test Facility LISA“. ASME Turbo Expo, 2001-GT-0492
- [26] Behr, T., Kalfas, A. I., Abhari, R. S., 2007. „Unsteady Flow Physics and Performance of a One-and-1/2-Stage Unshrouded High Work Turbine“. *Journal of Turbomachinery*. 129, pp. 348-359.
- [27] Kupferschmied, P., Köppel, O., Gizzi, W. P., and Gyarmathy, G., 2000. „Time Resolved Flow Measurements with Fast Aerodynamic Probes in Turbomachinery“. *Meas. Sci. Technol.*, 11, pp. 1036-1054
- [28] Pfau, A., Schlienger, J., Kalfas, A. I., and Abhari, R. S., 2003. „Unsteady 3-Dimensional Flow Measurement Using a Miniature Virtual 4 Sensor Fast Response Aerodynamic Probe (FRAP)“. ASME Turbo Expo, GT-2003-38128
- [29] Germain, T., Nagel, M., Raab, I., Schuepbach, P., Abhari, R. S., and Rose, M. G., 2008. „Improving Efficiency of a High Work Turbine Using Non-Axisymmetric Endwalls Part I: Endwall Design and Performance“. ASME Turbo Expo, GT-2008-50469
- [30] Schuepbach, P., Abhari, R. S., Rose, M. G., Germain, T., Raab, I., Gier, J., 2008. „Improving Efficiency of a High Work Turbine Using Non-Axisymmetric Endwalls Part II: Time-Resolved Flow Physics“. ASME Turbo Expo, GT-2008-50470