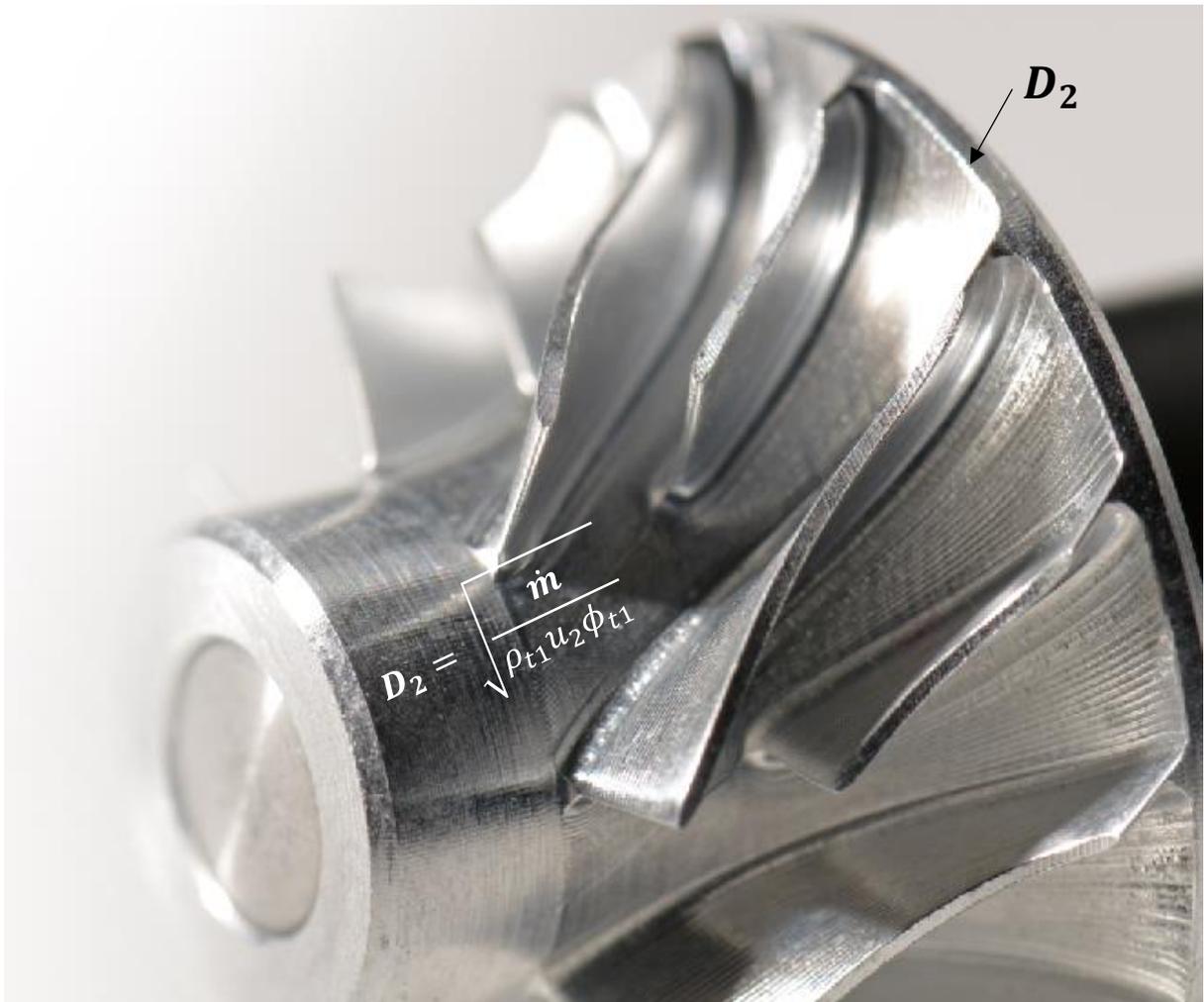




Schlussbericht

Erforschung der Grundlagen von optimierten Impeller- und Spiralgehäusegeometrien zur Realisierung von hochkompakten Turbo Kompressoren für Brennstoffzellen-Systeme





Datum: 30.09.2021

Ort: Volketswil

Auftraggeberin:

Bundesamt für Energie BFE

Forschungsprogramm XY

CH-3003 Bern

www.bfe.admin.ch

energieforschung@bfe.admin.ch

Auftragnehmer/in:

Celeroton AG

Industriestrasse 22

CH-8604 Volketswil

www.celeroton.com

Autor/in:

Fabian Dietmann, Celeroton AG, fabian.dietmann@celeroton.com

Flurin Dietz, Celeroton AG, flurin.dietz@celeroton.com

BFE-Bereichsleitung: Stefan Oberholzer, stefan.oberholzer@bfe.admin.ch

BFE-Programmleitung: Stefan Oberholzer, stefan.oberholzer@bfe.admin.ch

BFE-Vertragsnummer: SI/502077-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.



Zusammenfassung

Turbo Kompressoren sind ideal geeignet für mobile Brennstoffzellensysteme für PKW, Nutzfahrzeuge, LKW- und Bahnapplikationen. Der vorgesehene Einbauraum sinkt jedoch stetig, eine Verkleinerung vermindert jedoch üblicherweise den Wirkungsgrad. Daher werden in diesem Projekt hochkompakte aerodynamische Geometrien bei Beibehaltung des Wirkungsgrads und der Kennfeldbreite erforscht, um den Marktbedürfnissen gerecht zu werden und den Energiebedarf tief zu halten. Die theoretischen und experimentellen Verifikationen der neuen Geometrien zeigen, dass bei gleicher Baugrösse die Kennfeldbreite gesteigert (25% tiefere Pumpgrenze) und der Wirkungsgrad bei behalten werden kann, und bei Reduktion der aerodynamischen Baugrösse um 20% die Performance (Kennfeldabdeckung, Wirkungsgrad) beibehalten oder sogar leicht vergrössert werden kann.



[leere Seite, damit Inhaltsverzeichnis/Kapitel 1 auf ungerader Seite]



Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Inhaltsverzeichnis	5
1 Einleitung und Ausgangslage	6
1.1 Hintergrund	6
1.2 Projektidee.....	8
1.3 Ziele der Arbeit	9
2 Vorgehen und Methode	10
3 Resultate	10
3.1 Spezifische Auslegungs- und Messtools für Kennfeldbreiten-optimierte und Baugrößen-optimierte Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrien	10
3.1.1 Messtechnische Erfassung der Pumpgrenze	10
3.1.2 Performance-Abschätzung von Diffusor-Durchmesser	11
3.1.3 Auslegungsvorgang Impeller-Durchmesser	12
3.2 Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrie für Kennfeldbreiten-optimiertes System	13
3.2.1 Übersicht und Auswahl von Massnahmen zur Kennfeldbreiten-Optimierung	13
3.2.2 Theoretische Verifikation	15
3.2.3 Experimentelle Verifikation	15
3.3 Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrie für Baugrößen-optimiertes System	19
3.3.1 Einfluss-Analyse Impeller-Durchmesser	19
3.3.2 Auslegung des baugrößen-optimierten Systems	23
3.3.3 Experimentelle Verifikation	23
4 Diskussion der Ergebnisse und Schlussfolgerung	25
4.1 Nächste Schritte nach Projektabschluss	25
4.2 Allgemeine Erkenntnisse und Grundlagen	25
5 Referenzen	27
6 Anhänge	27



1 Einleitung und Ausgangslage

1.1 Hintergrund

Brennstoffzellensysteme kleinerer Leistung, wie sie zum Beispiel für PKW, kleinere Nutzfahrzeuge wie Gabelstapler, Reinigungsfahrzeuge und Auslieferungsfahrzeuge mit Range Extender eingesetzt werden, benötigen einen Kompressor mit einer Leistung im Bereich 1-10 kW. Bei vielen dieser Anwendungen ist der vorgesehene Einbauraum für das Kompressor-System limitiert, zum Beispiel durch den Einbau im Fahrgestell. Der grösste Durchmesser bei einer state-of-the-art Aerodynamikauslegung eines Turbo Kompressors ist definiert durch das Spiralgehäuse und dieses limitiert die Einbauteile.

Weiter erfordern Brennstoffzellensysteme grösserer Leistung, wie sie z.B. für LKW- und Bahnapplikationen benötigt werden, zur Versorgung der Brennstoffzelle einen erhöhten Massenstrom und Druck am Austritt des Kompressors. Dies resultiert in Kompressor-Leistungen im Bereich 10 - 20 kW und damit verbunden einer weiter gesteigerten Baugrösse. Diese wiederum ist massgeblich auf den grösseren Durchmesser von Impeller und Spiralgehäuse zurückzuführen, wie in Abbildung 1 gezeigt. Der für die Unterbringung der Brennstoffzellensysteme zur Verfügung stehende Bauraum wächst jedoch nicht proportional mit dem steigenden Leistungsbedarf. Die Baugrösse steht somit im Widerspruch zum limitierten vorhandenen Bauraum.

Bei allen Leistungen der Turbo Kompressoren sinkt bei einer Verkleinerung des Spiralgehäuse-Durchmessers bei einer state-of-the-art Aerodynamikauslegung der Wirkungsgrad und erhöht den Wasserstoff- und damit Energiebedarf des gesamten Brennstoffzellensystems. Bestehende Turbo Kompressor Dimensionen limitieren die Marktdurchdringung von Turbo Kompressoren mit hohen Wirkungsgraden und stattdessen kommen Kompressoren mit tieferen Wirkungsgraden zum Einsatz, was wiederum den Primärenergiebedarf unnötig erhöht. Diese Umstände erfordern optimierte aerodynamische Geometrien für Turbo Kompressoren, um den Marktbedürfnissen gerecht zu werden, die Anwendungsgebiete für hocheffiziente Turbo Kompressoren auszuweiten und damit den Primärenergiebedarf zu senken.

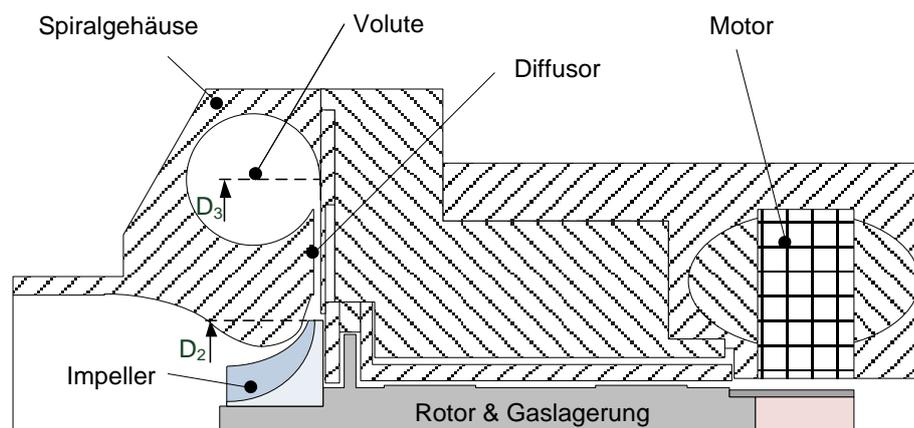


Abbildung 1: Axialsymmetrische Schnittdarstellung entlang der Kompressor-Achse zur Darstellung der Baugrössen-definierende Komponenten eines Turbo Kompressors für Brennstoffzellen. Der Durchmesser wird durch das Spiralgehäuse, und damit durch die aerodynamische Auslegung von Impeller und Spiralgehäuse, definiert.

Zusätzlich sind die Markt-Anforderungen an die aerodynamische Performance bezüglich Kennfeldbreite des Kompressors, wie in Abbildung 2 gezeigt, und des vorhandenen Bauraums, wie in



Abbildung 3 zeigt, noch vielerorts unklar. Respektive die Spezifikationen der Brennstoffzellenhersteller unterscheiden sich zum Teil stark. Sie hängen vom Entwurfs- und Betriebs-Konzept der Brennstoffzelle ab. Bei allen Entwurfs- und Betriebs-Konzepten gleich ist jedoch die Forderung nach einem hohen Wirkungsgrad. Das Brennstoffzellen-System besteht aus verschiedenen Subkomponenten wie dem Kompressor, Befeuchter und Wärmetauscher zur Luftvorkonditionierung vor der Brennstoffzelle, der Brennstoffzelle selbst und einem Druckverlust oder Auslassventil im «Abgas-Strang» nach der Brennstoffzelle zur Generierung des Betriebsdruck-Niveaus innerhalb der Brennstoffzelle. Abhängig von der Betriebsstrategie der Brennstoffzelle kann dieses als fixe Blende (Abbildung 2 links) oder als Ventil mit variablem Druckverlust (Abbildung 2, rechts) ausgeführt werden. Eine variable Ausführung ist hochpreisiger, ermöglicht jedoch sich frei im Kompressor-Kennfeld zu bewegen und abhängig vom Lastzustand der Brennstoffzelle einen gesamt optimaleren Betriebspunkt zu fahren. Zudem benötigt eine variable Ausführung ein breiteres Kennfeld des Kompressors da bei Nenndruckverhältnis ein gewisser Bereich an Massenströmen abgedeckt werden muss um die Leistung zu regeln und trotzdem gesamt optimal zu fahren.

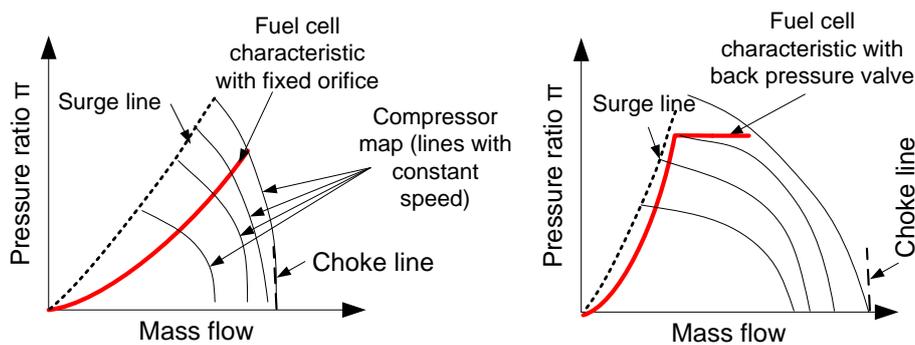


Abbildung 2: Kompressor-Kennfeld (compressor map, schwarz) und Brennstoffzellen-Charakteristik (rot) für das Betriebs-Konzept mit fixer Blende am Auslass der Brennstoffzelle (links) und mit regelbarem Auslassventil (rechts). Das Betriebs-Konzept mit regelbarem Auslassventil erlaubt höhere Teillastwirkungsgrade aber benötigt einen Turbo Kompressor mit breiterem Kennfeld. Die beiden Konzepte sind in [1] beschrieben.



Abbildung 3: Einbauorte mit unterschiedlichen Bauraumanforderungen: Einbau des Luftkompressors unter der Motorhaube (links, Quelle: Audi) mit Anforderung an Kompaktheit im Gesamtvolumen; Einbau des gesamten Brennstoffzellensystems inklusive Kompressor im Zwischenboden (rechts, Quelle: Hyundai) mit Anforderung dass der Luftkompressor einen möglichst geringen Durchmesser aufweisen soll.



1.2 Projektidee

Im Rahmen dieses Projektes werden daher zwei Alternativen zum bisherige Standard-Design in bestehenden Turbo Kompressoren gemäss Tabelle 1 untersucht:

- Alternative 1: Optimierung auf Kennfeldbreite bei Beibehaltung Wirkungsgrad
- Alternative 2: Optimierung auf Baugrösse, bei Beibehaltung Wirkungsgrad soweit möglich, aber Inkaufnahme einer Einschränkung der Kennfeldbreite

Dazu sollen neue Aerodynamik-Design-Ansätze mit Fokus Kennfeldverbreiterung (zum Beispiel gemäss [1], [2], [3]) und Baugrössen-Optimierung (zum Beispiel gemäss [4], [5]) erforscht werden. Das Ziel ist, dass Brennstoffzellen-System-Entwickler (Integratoren) dann zwischen einer Variante mit breitem Kennfeld und einer auf Bauraum optimierten Variante wählen können. Die Variante mit breitem Kennfeld ermöglicht einen Betrieb der Brennstoffzelle bei hohem Druck und gleichzeitig tiefen Massenströmen, dies erlaubt auch bei Teillasten in einem Gesamtsystemwirkungsgrad-optimaleren Betriebsbereich fahren zu können (da diese Betriebspunkte durch den Kompressor aerodynamisch abgedeckt werden) und somit die Gesamt-System-Flexibilität zu steigern.

Die Markt-Anforderungen können somit besser und durch zwei Alternativen abgedeckt und die Lücken im Angebot der Turbo Kompressoren können verkleinert werden. Mit den Forschungsergebnissen sollen kompaktere und effizientere Turbo Kompressoren für Brennstoffzellensysteme mit verschiedenen Entwurfs- und Betriebs-Konzepten ermöglicht werden. Dies fördert den breiteren Einsatz von Brennstoffzellensystemen und der Wasserstoff-Technologie. Weiter senkt es den Bedarf an Primärenergie für die Herstellung von Wasserstoff.



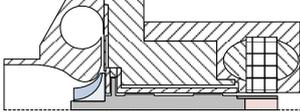
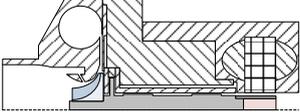
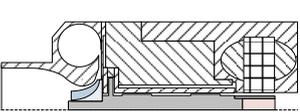
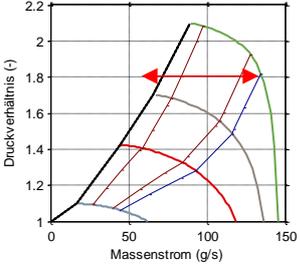
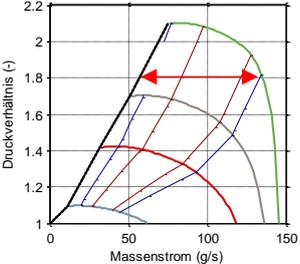
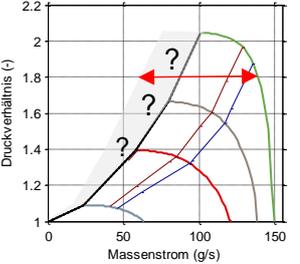
	Bestehende Turbo Kompressoren	Alternative 1 (dieses Projekt)	Alternative 2 (dieses Projekt)
Baugrösse			
Anpassungen gegenüber bestehenden Turbo Kompressoren		Anpassung im Bereich des Impellers zur Kennfeld-Verbreiterung. Keine Anpassungen an der Aussengeometrie.	Anpassungen im Bereich der Aerodynamik so dass Spiralgehäuse kompakter aufgeführt werden kann.
Kennfeldbreite			
Wirkungsgrad im Nennarbeitspunkt	65%	65%	66..63%
Optimierung	Wirkungsgrad	Kennfeldbreite, Wirkungsgrad	Bauraum, bei Beibehaltung Wirkungsgrad soweit möglich, Einschränkung Kennfeldbreite soweit nötig
Aerodynamik Design	Standardtools	Standardtools und spezifische Auslegungstools	Spezifische Auslegungstools

Tabelle 1: Übersicht über das bestehende Aerodynamik-Konzept und die in diesem Projekt zu untersuchenden alternativen Aerodynamik-Konzepte für Turbo Kompressoren.

1.3 Ziele der Arbeit

Die Hauptziele und Ergebnisse dieses Projekts sind:

- Theoretische Erarbeitung und Verifikation von Auslegungstools für neue Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrien
- Verifikation der Auslegung mittels Realisierung von Prototypen und experimentellen Tests auf dem Prüfstand bei Celeroton
- Experimentell verifizierte spezifische Auslegungstools
- Prototypen eines Turbo Kompressors optimiert auf Kennfeldbreite bei Beibehaltung Wirkungsgrad und eines Turbo Kompressors optimiert auf Baugrösse bei Beibehaltung



Wirkungsgrad soweit möglich aber Inkaufnahme einer Einschränkung der Kennfeldbreite. Diese Prototypen werden nachfolgend zum Projekt für Tests zur Klärung von Entwurfs- und Betriebs-Konzepten von Brennstoffzellen bei «friendly customers» von Celeroton eingesetzt werden.

- Messresultate der Prototypen. Diese Messresultate dienen sowohl für die Verifikation der Auslegungstools innerhalb des Projektes, aber auch für die Bereitstellung von Kundenunterlagen nachfolgend zum Projekt.

2 Vorgehen und Methode

Zur Erreichung der oben beschriebenen Projektziele wird folgendes Vorgehen gewählt:

- I. Auslegung Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrie für Kennfeldbreiten-optimiertes System mit Standardtools
- II. Fertigung Prototyp (Kennfeldbreiten-optimiert)
- III. Experimentelle Verifikation Prototyp (Kennfeldbreiten-optimiert)
- IV. Spezifische Auslegungstools für Kennfeldbreiten-optimierte und Baugrößen-optimierte Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrien erarbeiten und verifizieren
- V. Auslegung Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrie für Baugrößen-optimiertes System
- VI. Fertigung Prototyp (Baugrößen-optimiert)
- VII. Experimentelle Verifikation Prototyp (Baugrößen-optimiert)
- VIII. Quantifizierung und Darstellung der Resultate
- IX. Schlussbericht

3 Resultate

3.1 Spezifische Auslegungs- und Messtools für Kennfeldbreiten-optimierte und Baugrößen-optimierte Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrien

3.1.1 Messtechnische Erfassung der Pumpgrenze

Die Begrenzung des Kennfelds bei konstanter Drehzahl in die Richtung von minimalem Massenstrom wird durch die Pumpgrenze definiert. Da es sich bei der Pumpgrenze um instationäre Phänomene handelt, muss die Pumpgrenze zwingend mit einer experimentellen Verifikation überprüft werden. Aber auch in der experimentellen Verifikation ist die Bestimmung der Pumpgrenze kritisch, da ein dauerhafter Betrieb in oder unterhalb der Pumpgrenze zu einem Defekt des Kompressors führt. Daher wird eine Messmethodik entwickelt um das Pumpen des Kompressors zu detektieren und somit die Pumpgrenze zu ermitteln. Damit kann die Kennfeldbreite anhand von faktischen Kriterien gemessen und damit als vergleichendes Beurteilungs-Kriterium herangezogen werden. Abbildung 4 und Abbildung 5 zeigen Ausschnitte von Messdaten eines Drucksensors sowie die mittels Post-Processing aufbereiteten Daten. Klar erkennbar ist in Abbildung 4 die Signalveränderung von den Schritten 1-3 (kein Pumpen) hin zu Schritt 4 (Pumpen) sowie der Anstieg der nachrangig aufbereiteten Signalkurven bei Volumenströmen kleiner 200 l/min in Abbildung 5. Dieser Anstieg wird als Kriterium für die Vorsage der Pumpgrenze herangezogen. In einem nächsten Schritt werden die Auswertungs-Routinen in ein Messtool überführt, sodass die Indikation der Pumpgrenze bereits während der Durchführung der Messung erfolgen kann.

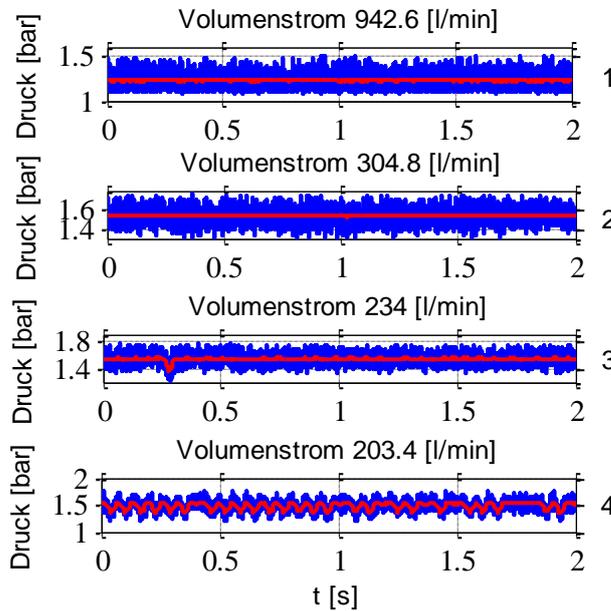


Abbildung 4: Variation des Drucksignales eines im Hochdruck-Bereich am Austritt des Kompressor angeordneten Drucksensors bei verschiedenen Volumenströmen.

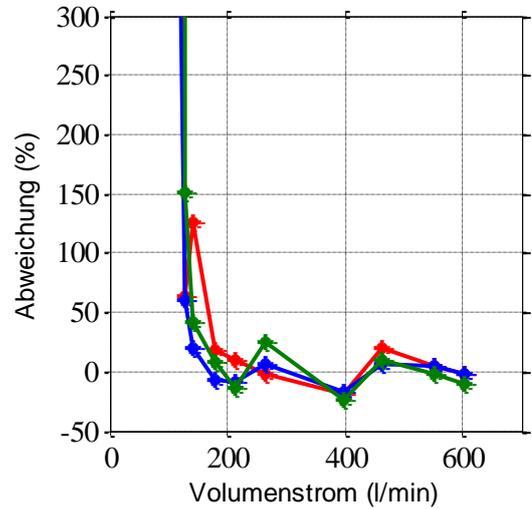


Abbildung 5: Mittels Post-Processing nachträglich aufbereitete Datensätze. Die verschiedenen Kurven repräsentieren unterschiedliche Auswerte-Ansätze.

Zusätzlich zu der Pumpgrenzdetektion über den Eingangsdruck wird ein Tool entwickelt, womit die Drehzahlvarianz softwaretechnisch ermitteln werden kann. Der Vorteil dieses Tool ist, dass keine zusätzliche Sensorik benötigt wird und sich der messtechnische Aufwand in Grenzen hält. In Abbildung 6 ist die Drehzahlvarianz über die Dauer einer Pumpgrenzmessung zu sehen. Dabei wird der Volumenstrom des Kompressors schrittweise soweit reduziert bis der Kompressor pumpt. Anschliessend wird der Volumenstrom wieder erhöht. Es ist ein klarer Ausschlag der Drehzahlvarianz zu erkennen. Dies ist der Zeitpunkt, wo der Kompressor ins Pumpen gefahren wird.

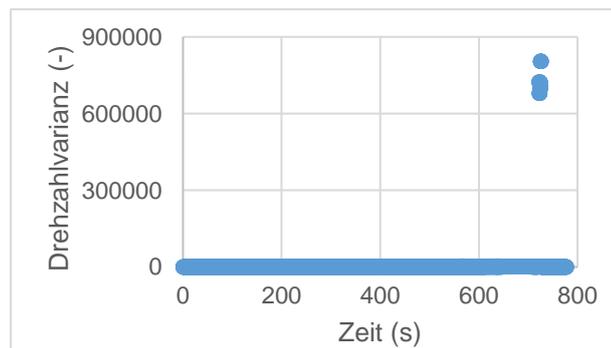


Abbildung 6: Drehzahlvarianz über die Dauer einer Pumpgrenzmessung. Volumenstrom wird dabei reduziert bis der Kompressor pumpt worauf der Volumenstrom wieder erhöht wird.

3.1.2 Performance-Abschätzung von Diffusor-Durchmesser

Um den Einfluss des Diffusor-Durchmessers auf die Performance am Nennarbeitspunkt der Maschine zu quantifizieren wird ein Auslegungstool benötigt. Dazu werden Simulationen mit dem gleichen



Impeller aber unterschiedlichen Diffusor-Durchmessern durchgeführt und ausgewertet. Abbildung 7 zeigt das total-total (tt) und total-statische (ts) Druckverhältnis des Kompressors über das Durchmesser Verhältnis von Diffusor zu Impeller-Durchmesser. Zusätzlich ist in Abbildung 8 der polytrope Wirkungsgrad des Kompressors zu sehen. Der Wirkungsgrad wird normalisiert über dem maximal erreichten Wirkungsgrad dargestellt. Da das Spiralgehäuse teilweise aus Guss ist und teilweise gefräst wird, wurden Resultate für eine Oberfläche aus Guss und für eine gefräste Oberfläche berechnet.

Mit einem steigenden Durchmesser Verhältnis steigt das total-total und das total-statische Druckverhältnis und der Wirkungsgrad des Kompressors an. Für ein baugrößen-optimiertes System muss dementsprechend abwägt werden, wieviel Druckverhältnis und Wirkungsgrad für einen kleineren Bauraum geopfert werden soll. Zusätzlich bildet dieses Tool den Unterschied zwischen Guss- und Fräs-Oberflächen, wobei die günstigere Guss-Fertigung mit Performance-Einbußen einhergeht.

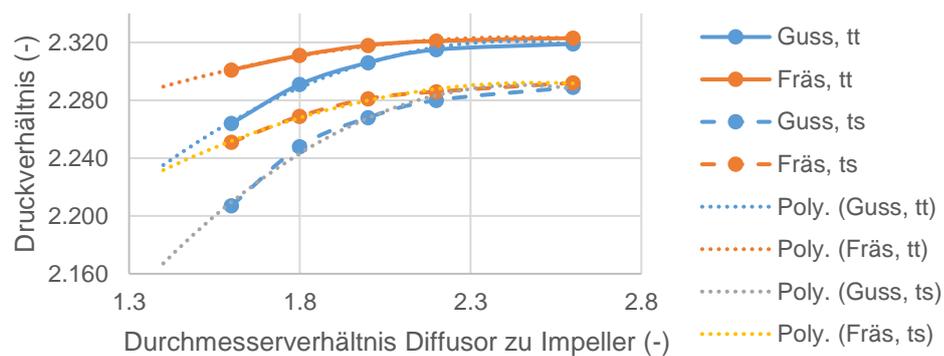


Abbildung 7: Total-total (tt) und total-statisches (ts) Druckverhältnis des Kompressors über Durchmesser Verhältnis von Diffusor zu Impeller-Durchmesser am Nennarbeitspunkt. Resultate wurden für Oberfläche aus Guss und für gefräste Oberfläche berechnet.

3.1.3 Auslegungsvorgang Impeller-Durchmesser

Der Auslegungsvorgang, und die dafür verwendeten spezifischen Gleichungen und Tools, sind in Kapitel 3.3.1 aufgeführt wo anhand eines Fallbeispiels die Anwendung der Tools gezeigt ist.

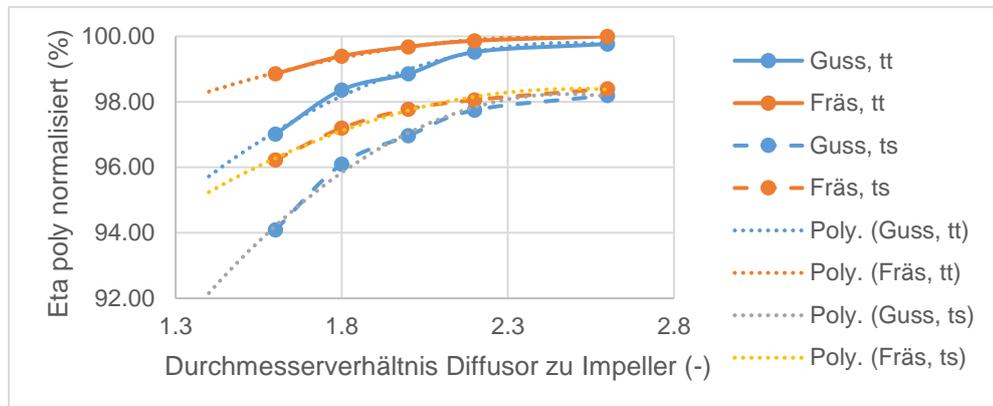


Abbildung 8: Total-total (tt) und total-statischer (ts) polytroper Wirkungsgrad des Kompressors über Durchmesser Verhältnis von Diffusor zu Impeller-Durchmesser am Nennarbeitspunkt. Wirkungsgrad ist normalisiert über den maximal erreichten Wirkungsgrad. Resultate wurden für Oberfläche aus Guss und für gefräste Oberfläche berechnet.

3.2 Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrie für Kennfeldbreiten-optimiertes System

3.2.1 Übersicht und Auswahl von Massnahmen zur Kennfeldbreiten-Optimierung

Tabelle 2 zeigt mögliche Massnahmen an der Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrie für die Verbreiterung von Kennfeldern. Eine ausführlichere Beschreibung der Massnahmen zur Verbreiterung von Kennfeldern ist in [6] zu finden.

Als kennfeldverbreiternde Massnahme wird das Inlet Recirculation (IR) ausgewählt, da es den besten Kosten-Nutzen Wert aufweist. Das IR verschiebt sowohl die Pumpgrenze eines Verdichters nach links, als auch die Sperrgrenze nach rechts [7]. Bei geringen Massenströmen wirkt das IR stabilisierend. Strömungsablösungen, die sich durch zu hohe Inzidenzen am Impeller ausbilden, werden zurückgeführt. Dies verringert die Blockierung der Hauptströmung. Durch ein geschicktes Design des IR wird der Drall durch die Rückströmung reduziert, was die Anströmwinkel verringert und somit eine zusätzlich stabilisierende Wirkung entfachen kann [8].



	Beschreibung / Bewertung	Bild
Variable Eintritts-Leitschaufeln (VIGV) [9]	Verschiebung der Pumpgrenze nach links, benötigt zusätzliche Eintrittsschaufeln und ausserdem geschlossenen Regelkreis mit Sensoren und Aktuatoren	<p>Rückströmung IR VIGV Impeller</p>
Variable Diffuser Leitschaufeln (VDGV) [10]	Verschiebung der Pumpgrenze nach links, nur für beschauelte Diffusoren, benötigt geschlossenen Regelkreis mit Sensoren und Aktuatoren	<p>Impeller Diffusor 6° 0° -6° VDGV</p>
Ring- und Axialnuten [11]	Verschiebung der Pumpgrenze nach links, kleine Anpassung des Spiralgehäuse notwendig	<p>Angewinkelte Axialnuten</p>
Inlet Recirculation (IR) [7], [8]	Verschiebung der Pumpgrenze nach links und Sperrgrenze nach rechts, kleine Anpassung des Spiralgehäuse notwendig	<p>Rückströmung IR VIGV Impeller</p>

Tabelle 2: Übersicht über wichtigste Massnahmen zur Verbreiterung von Kennfeldern, Quelle:[6].



3.2.2 Theoretische Verifikation

Die theoretische wie die experimentelle Verifikation des IR erfolgt mittels Anpassungen an einem bestehenden Kompressor (Celeroton CT-25-10000.GB).

Für die theoretische Verifikation werden CFD Simulationen mit und ohne IR durchgeführt um den Einfluss auf das Kennfeld zu analysieren. Die Pumpgrenze wird definiert ab dort wo sich bei einer Verminderung des Volumenstroms das Druckverhältnis reduziert statt erhöht. Da es sich bei der Pumpgrenze um instationäre Phänomene handelt, muss die Pumpgrenze zwingend mit einer experimentellen Verifikation überprüft werden.

Abbildung 9 zeigt das Resultat der CFD Simulationen. In grau sind die Simulationsergebnisse mit IR zu sehen und in schwarz die Resultate ohne IR. Ohne IR wird die Pumpgrenze nach CFD Resultaten bei 2650 l/min und mit IR bei 2150 l/min erreicht (gemäß Kriterium sinkendes Druckverhältnis). Dies ergibt eine theoretische Verminderung der Pumpgrenze um 25% und damit eine wesentliche Kennfeldverbreiterung.

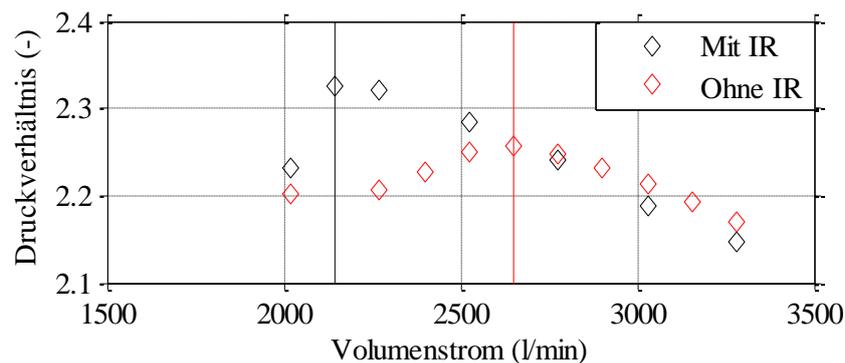


Abbildung 9: CFD Simulationen von CT-25-10000.GB bei maximaler Drehzahl. Diamanten in rot zeigen die Resultate ohne IR und Diamanten in schwarz die Resultate mit IR. Die durchgezogene Linie zeigt in der jeweiligen Farbe den Volumenstrom der Pumpgrenze an.

3.2.3 Experimentelle Verifikation

Abbildung 10 bis Abbildung 12 zeigt den Prüfstands Aufbau und das Testobjekt.

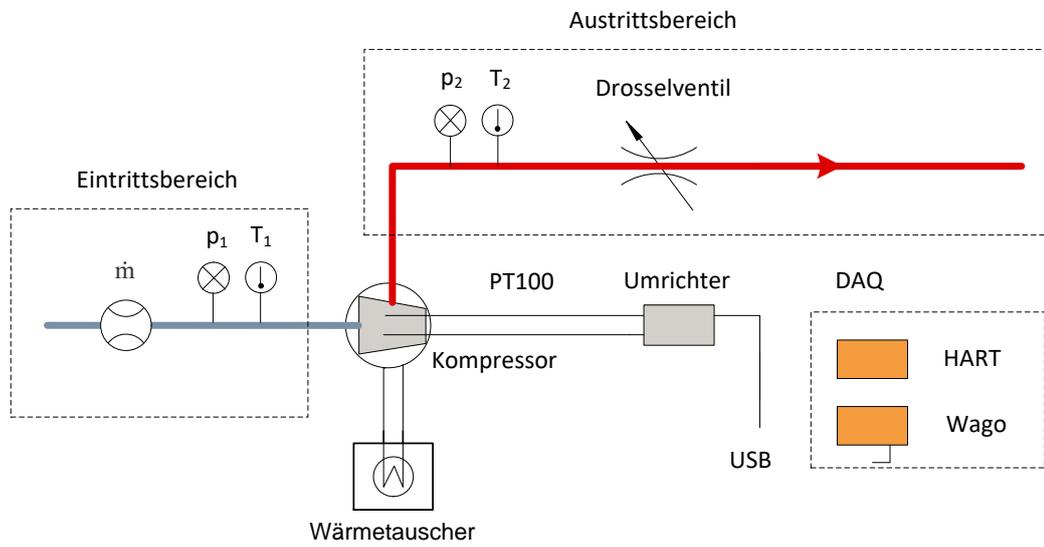


Abbildung 10: Schema des Kompressorprüfstands.

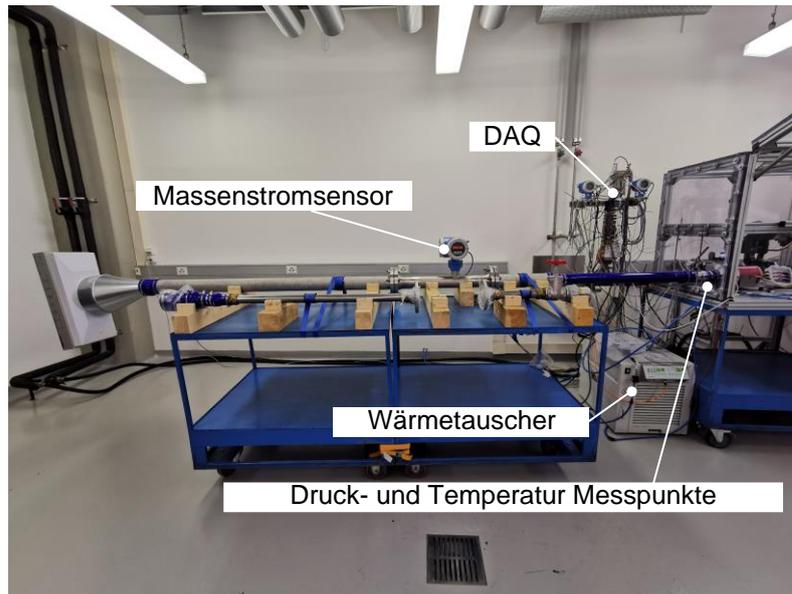


Abbildung 11: Bild von Eintrittsbereich des Kompressorprüfstands.

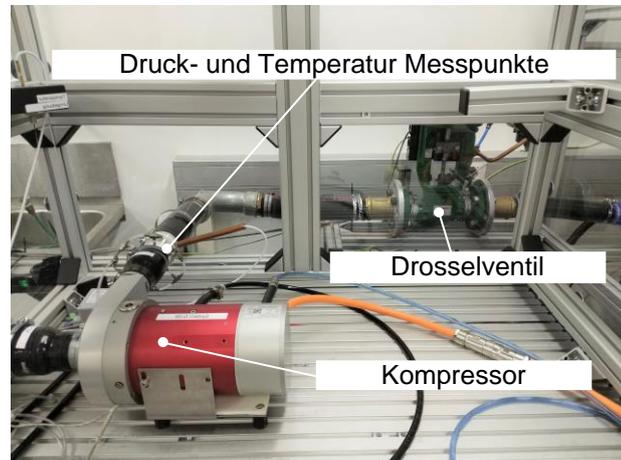


Abbildung 12: Bild von Austrittsbereich des Kompressorprüfstands mit eingebautem Kompressor.

Abbildung 13 zeigt die messtechnischen Ergebnisse des Kennfeldbreiten-optimierten Kompressors. Es werden Messungen mit 2 Systemen dargestellt, die eine unterschiedlich eng eingestellte Tip-Clearance aufweisen. Die unterschiedlich eingestellte Tip-Clearance ist auf Fertigungstoleranzen zurückzuführen und definiert schlussendlich eine Performance-Bandbreite mit unterschiedlich hohem Druckverhältnis, Wirkungsgrad und unterschiedlicher Position der Pumpgrenze. Die Resultate der Messungen werden in schwarzen und roten Diamanten dargestellt. Zusätzlich zu den Messresultaten werden die CFD Simulationsresultate dargestellt um sie mit den Messungen vergleichen zu können. Als letztes wird noch die analytisch berechnete Kennlinie gestrichelt angezeigt, welche verdeutlicht, dass die Resultate bei der maximalen Drehzahl dieses Kompressors von 150 krpm simuliert und gemessen wurden.

Die Messungen ergeben für diese Drehzahl eine Pumpgrenze von 1950 – 2150 l/min während die Simulation die Pumpgrenze bei 2150 l/min vorhergesagt hat.

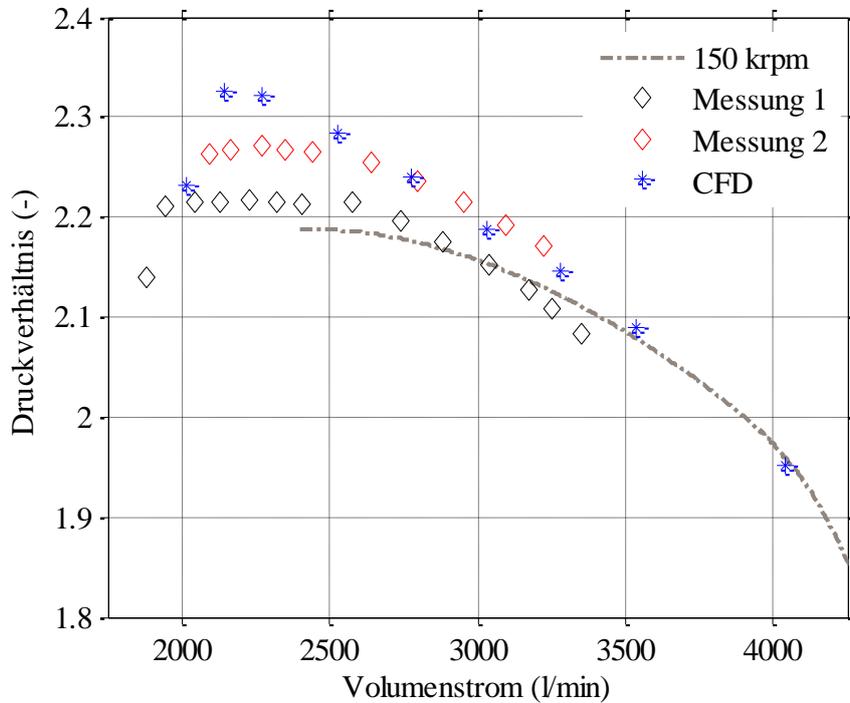


Abbildung 13: Kompressor mit IR: Mess- und CFD Resultate

Abbildung 14 zeigt den messtechnischen Vergleich der angefahrenen Arbeitspunkte des Kompressors mit und ohne IR. Mit IR ist die Pumpgrenze bei der maximalen Drehzahl von 150 krpm bei 1950 – 2150 l/min. Ohne IR liegt die Pumpgrenze bei derselben Drehzahl bei 2550 l/min. Dies entspricht einer Reduktion von 15 – 25 % des Pump-Volumenstroms durch Verwendung eines IR. Für tiefere Drehzahlen liegt die mögliche Reduktion des Pump-Volumenstroms in der gleichen Größenordnung.

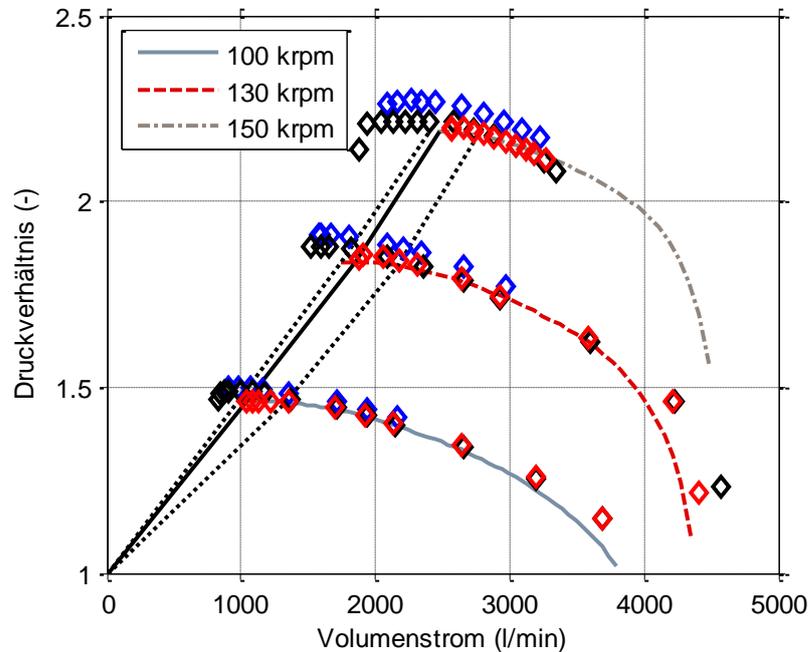


Abbildung 14: Vergleich von Kompressorkennlinien des CT-25-10000.GB mit IR (blaue und schwarze Diamanten) und ohne IR (rote Diamanten)

3.3 Impeller- und Spiralgehäuse-Geometrie für Baugrößen-optimiertes System

Die Baugröße des Gesamtsystems skaliert primär mit dem Impeller-Durchmesser D_2 und der Wahl des Diffusor-Typs sowie dessen Aussendurchmesser D_3 , zu sehen in Abbildung 1. Des Weiteren hat die Form der Volute einen Einfluss auf die Baugröße, welche sich radial aussen anschließt.

3.3.1 Einfluss-Analyse Impeller-Durchmesser

Für ein definiertes Gas mit dem Isentropen Koeffizient γ und ein definiertes Druckverhältnis Π , welches erreicht werden soll und unter Annahme eines bestimmten Wirkungsgrad η und einer bestimmte Arbeitsziffer ist die Austrittsmachzahl Mu_2 folgendermassen definiert [12]:

$$Mu_2^2 = \frac{\frac{(\gamma-1)}{\Pi \eta^\gamma} - 1}{(\gamma - 1) \cdot \lambda}$$

Die Austrittsmachzahl ist das Verhältnis von der Schaufelspitzen-Geschwindigkeit u_2 und Eintritts-Schallgeschwindigkeit a_1 , welche durch das Verwendete Gas und die Eintrittstemperatur definiert ist:

$$Mu_2 = \frac{u_2}{a_1}$$

Zur Erreichung eines gewünschten Druckverhältnisses ist bei gegebenem Gas und Eintrittsbedingungen damit ein bestimmtes u_2 zu erreichen.

Die Schaufelspitzen-Geschwindigkeit kann mit folgender Formel berechnet werden:



$$u_2 = \omega \cdot \frac{D_2}{2} = \pi \cdot N \cdot D_2,$$

wobei ω die Rotationsgeschwindigkeit und N die Drehzahl des Impellers ist. Durch Kombination von Formel 1,2 und 3 kann folgende Formel für den Impeller-Durchmesser definiert werden:

$$D_2 = \frac{a_1}{\pi \cdot N} \cdot \sqrt{\frac{\frac{(\gamma-1)}{\Pi^{\eta \cdot \gamma}} - 1}{(\gamma-1) \cdot \lambda}}$$

Da es sich bei a_1 , γ und Π um Design-Vorgaben handelt, bleiben noch folgende Parameter zur Bestimmung des Impeller-Durchmessers:

- Drehzahl N : Wahlmöglichkeit innerhalb von min/max-Grenze aufgrund von Aerodynamik, zusätzliche Limitationen weil grosse Verknüpfung mit Gaslager/Motor-Design (für Neuentwicklungen)
- Wirkungsgrad η : CFD-Optimierung eines spezifischen Designs (nicht angeschaut in diesem Projekt)
- Arbeitsziffer λ : Aero-Design-Parameter, typisch für unbeschauelte Diffusoren ist die Arbeitsziffer ~ 0.65 , für beschauelte Diffusoren ist die Arbeitsziffer ~ 0.70

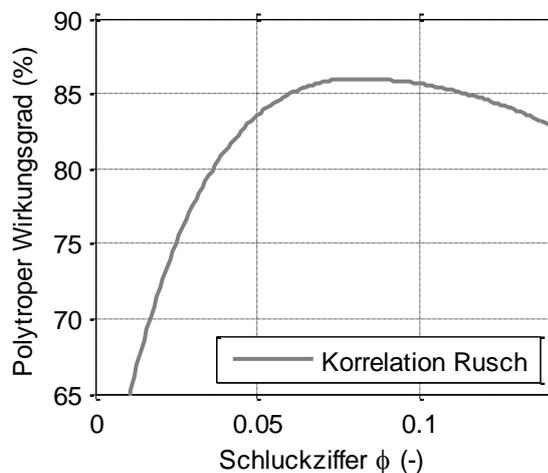


Abbildung 15: Wirkungsgradkorrelation in Abhängigkeit der Schluckziffer [13].

Wie in Abbildung 15 zu sehen ist, ist der aerodynamische Wirkungsgrad eines Turbokompressors abhängig von seiner Schluckziffer. Die Schluckziffer ist ein wesentlicher Parameter, der die Form des Impellers bestimmt. Dabei ist die Schluckziffer ϕ_{t1} wie folgt definiert:

$$\phi_{t1} = \frac{\dot{m}}{\rho_{t1} \cdot u_2 \cdot D_2^2} = \frac{\dot{m}}{\rho_{t1} \cdot \pi \cdot N \cdot D_2^3}$$

Wobei ρ_{t1} die Gaseintrittsdichte und \dot{m} der Massenstrom ist. Für Radialverdichter liegt die Schluckziffer üblicherweise zwischen 0.02 und 0.1. Daraus ergibt sich bei den gegebenen Grössen und unter Verwendung der Formel für den Impeller-Durchmesser und der Formel für die Schluckziffer



eine untere aerodynamische Drehzahlgrenze von 85 krpm und eine obere aerodynamische Drehzahlgrenze von 190 krpm für den zu entwickelnden Verdichter.

Im Folgenden Abschnitt wird eine Sensitivitätsanalyse dieser 3 Einflussparameter auf den Impeller-Durchmesser durchgeführt, wobei immer jeweils 2 Parameter konstant gehalten werden. Abbildung 16 zeigt den Impeller-Durchmesser über eine variable Drehzahl. Die maximale und minimale Drehzahl kommt dabei aus den berechneten Drehzahlen, welche eine Schluckziffer von 0.02 respektive 0.1 repräsentieren. Der Wirkungsgrad wird dabei als konstant bei 77 % angenommen und die Analyse wird für 3 verschiedene konstante Arbeitsziffern durchgeführt. Auf der rechten Seite von Abbildung 16 ist der Impeller-Durchmesser normalisiert mittels Impeller-Durchmesser bei minimaler Drehzahl über eine variable Drehzahl dargestellt. Der Wirkungsgrad (77 %) und die Arbeitsziffer (0.65) wurden dafür konstant gehalten. Der Impeller-Durchmesser ist bei maximaler Drehzahl noch ungefähr 45 % von dem Impeller-Durchmesser bei minimaler Drehzahl.

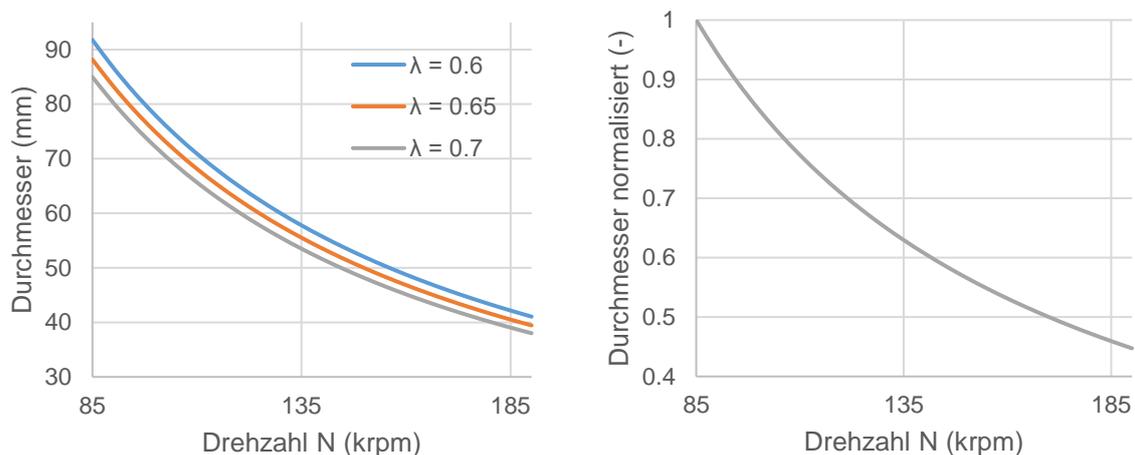


Abbildung 16: Sensitivitätsanalyse des Impeller-Durchmessers über eine variable Drehzahl. Zusätzlich ist auf der rechten Seite der Impeller-Durchmesser normalisiert mittels Impeller-Durchmesser bei minimaler Drehzahl über eine variable Drehzahl dargestellt.

Abbildung 17 zeigt den Impeller-Durchmesser über eine variable Arbeitsziffer. Eine Arbeitsziffer von 0.6- 0.75 ist dabei ein realistischer Bereich für Turbokompressoren. Der Wirkungsgrad wird dabei als konstant angenommen und die Analyse wird für 3 verschiedene konstante Arbeitsziffern durchgeführt. Auf der rechten Seite von Abbildung 17 ist der Impeller-Durchmesser normalisiert mittels Impeller-Durchmesser bei minimaler Arbeitsziffer über eine variable Arbeitsziffer dargestellt. Der Wirkungsgrad (77 %) und die Drehzahl (170 krpm) wurden dafür konstant gehalten. Der Impeller-Durchmesser ist bei maximaler Arbeitsziffer noch ungefähr 89 % von dem Impeller-Durchmesser bei minimaler Arbeitsziffer.

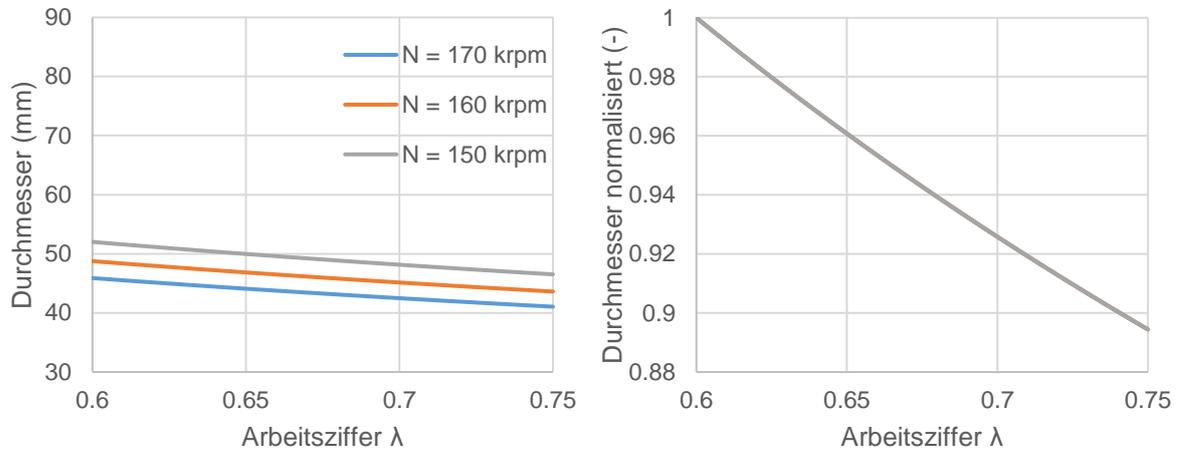


Abbildung 17: Sensitivitätsanalyse des Impeller-Durchmessers über eine variable Arbeitsziffer. Zusätzlich ist auf der rechten Seite der Impeller-Durchmesser normalisiert mittels Impeller-Durchmesser bei minimaler Arbeitsziffer über eine variable Arbeitsziffer dargestellt.

Abbildung 18 zeigt den Impeller-Durchmesser über einen variablen Wirkungsgrad. Die 4 % Differenz von maximalem zu minimalem Wirkungsgrad ist dabei ein typisches Intervall, auf welches mit umfangreichen CFD-Optimierungsstudien der Wirkungsgrad beeinflusst und optimiert werden kann. Die Arbeitsziffer wird dabei als konstant angenommen und die Analyse wird für 4 verschiedene konstante Drehzahlen durchgeführt. Auf der rechten Seite von Abbildung 18 ist der Impeller-Durchmesser normalisiert mittels Impeller-Durchmesser bei minimalem Wirkungsgrad über einen variablen Wirkungsgrad dargestellt. Die Arbeitsziffer (0.65) und die Drehzahl (170 krpm) wurden dafür konstant gehalten. Der Impeller-Durchmesser ist bei maximalem Wirkungsgrad noch ungefähr 97 % von dem Impeller-Durchmesser bei minimalem Wirkungsgrad.

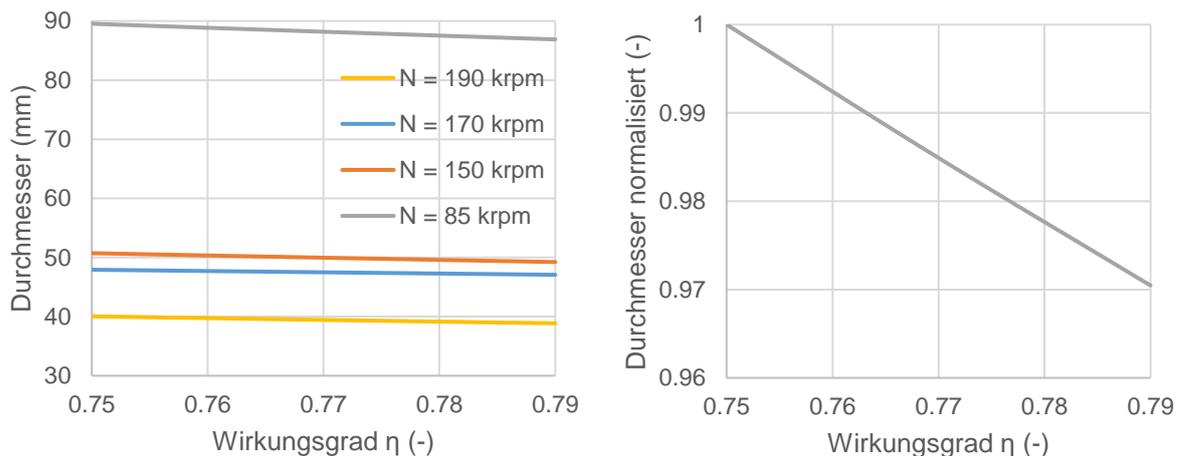


Abbildung 18: Sensitivitätsanalyse des Impeller-Durchmessers über einen variablen Wirkungsgrad. Zusätzlich ist auf der rechten Seite der Impeller-Durchmesser normalisiert mittels Impeller-Durchmesser bei minimalem Wirkungsgrad über einen variablen Wirkungsgrad dargestellt.



Eine Potential-Beurteilung der Parameter bzgl. Baugrößen-Minimierung ergibt folgende Schlussfolgerungen:

- Das grösstes Potential ist klar durch Drehzahlerhöhung gegeben.
- Es gibt ein vergleichsweise kleines Potential für Durchmesseränderung durch eine variable Arbeitsziffer.
- Der Wirkungsgrad hat in einem möglichen Einflussbereich eigentlich keinen Einfluss auf den Durchmesser. Daher haben umfangreiche CFD-Optimierungsstudien zur Wirkungsgrad-Optimierung keinen signifikanten Einfluss auf die Maschinenbaugröße.

3.3.2 Auslegung des baugrößen-optimierten Systems

Der Fokus für die Baugrößen-optimierung durch den Impeller-Durchmesser wird auf die Drehzahl gesetzt. Dies ist nur bei Neuauslegungen anwendbar. Dabei müssen zusätzliche Limitationen durch die Gaslager und den Motor berücksichtigt werden.

Als zweiter Aspekt wird der in Abschnitt 3.1.2 behandelte Einfluss des Diffusor-Durchmessers berücksichtigt und auf einen akzeptablen Wert gesetzt, was den Trade-off von Performance-Einbussen und Baugrößen-optimierung anbelangt.

Zusätzlich zu der Auslegung mit unbeschaukeltem Diffusor und einer Arbeitsziffer von 0.65 wurden CFD Simulationen mit beschaukeltem Diffusor und einem Impeller mit erhöhter Arbeitsziffer durchgeführt. Beschaukelte Diffusoren werden üblicherweise bei erhöhter Arbeitsziffer verwendet und können mit einem kleineren Diffusor-Durchmesser auskommen. Die in diesem Fall reduzierte Baugröße rechtfertigt die resultierenden Performance-Einbussen und Kosten nicht, weshalb für das hier gebaute baugrößen-optimierte System auf einen beschaukelten Diffusor verzichtet wurde.

3.3.3 Experimentelle Verifikation

Da die Drehzahl massgeblich für die Baugrößen-Optimierung ist und dies für ein bestehendes System nur schwer zu ändern ist, wird ein neuer Kompressor entwickelt an dem die Massnahme umgesetzt und experimentell verifiziert wird. Von der Performance ist der neue Kompressor gut vergleichbar mit dem bisherigen Kompressor, wie man in Abbildung 19 sehen kann. Die in grau dargestellten Kennlinien des baugrößen-optimierten Systems wurden mittels CFD Simulationen verifiziert.

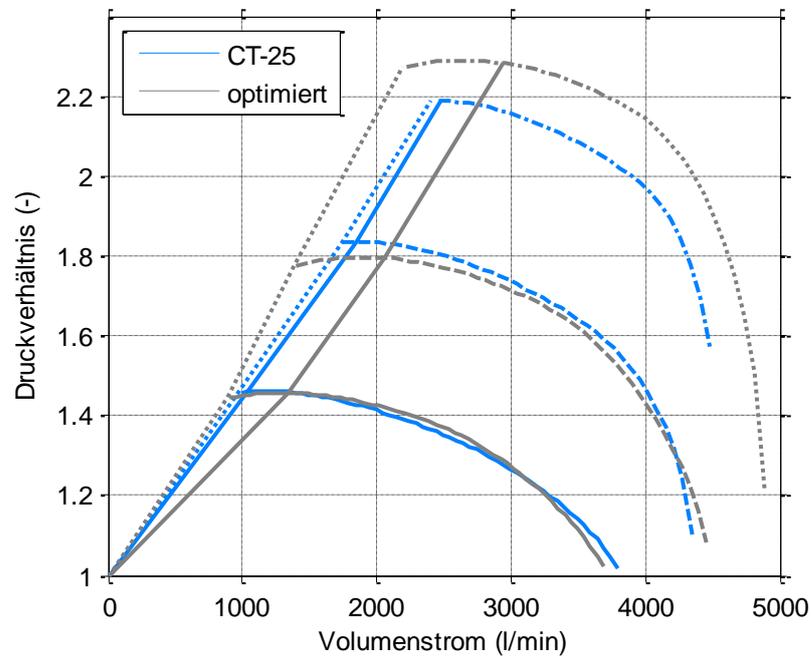


Abbildung 19: Berechneter Performance-Vergleich baugrößen-optimiertes System (grau) VS CT-25-10000.GB (blau)

Es ist durch die in Tabelle 3 angegebenen Hauptmasse klar ersichtlich, dass der baugrößen-optimierte Kompressor deutlich kleiner ist. Die Aussenkontur des Kompressors wird von vielen weiteren Merkmalen beeinflusst als nur von aerodynamischen Bauteilen und vom Strömungskanal, wie zum Beispiel von der Verschraubung des Spiralgehäuses. Deshalb wird für einen fairen Vergleich in Tabelle 3 zusätzlich der aerodynamische Aussendurchmesser angegeben, welcher für den von der Volute benötigte Aussendurchmesser steht und somit als Mass für eine aerodynamische Baugrößen-optimierung verwendet werden kann. Alle Hauptmasse können trotz mindestens gleichbleibender Performance deutlich reduziert werden.

Die experimentelle Verifikation der theoretischen Performance (Wirkungsgrad, Kennfeldabdeckung) ist im gleichen Testsetup wie in 3.2.3 beschrieben geplant, bei Erstellung dieses Berichtes aber noch nicht abgeschlossen.

	CT-25-10000.GB	Baugrößen-optimiertes System
Aussenkontur (Breite x Höhe)	154 x 192 mm	141 x 174 mm
Länge	311 mm	244 mm
Impeller Durchmesser D2	47 mm	44 mm



Diffusor Durchmesser D3	110 mm	83.6 mm
Aerodynamischer Aussendurchmesser	128 mm	106 mm

Tabelle 3: Vergleich der Hauptmasse zwischen baugrößen-optimiertem System und dem CT-25-10000.GB. Der aerodynamische Aussendurchmesser steht für den von der Volute benötigte Durchmesser.

4 Diskussion der Ergebnisse und Schlussfolgerung

Die neuen, in diesem Bericht beschriebenen spezifischen Tools erlauben eine experimentelle Bestimmung und damit eindeutige Quantifizierung der Pumpgrenze einerseits, und die Quantifizierung des Einflusses des Diffusor-Durchmessers auf die Performance. Die Tools erlauben damit die Entwicklung und experimentelle Verifikation von Kennfeldbreiten-optimierten und baugrößen-optimierten Kompressoren.

Anhand eines Fallbeispiels kann ein Vergleich zwischen einem Standard-Kompressor und einem Kennfeldbreiten-optimiertem System erstellt werden. Durch die Verwendung eines IR zur Kennfeldverbreiterung konnte die Pumpgrenze bei maximaler Drehzahl um 15 – 25 % nach links verschoben werden. Dabei stimmen die Tools gut mit den Messresultaten überein. Durch diese Kennfeldverbreiterung ist der Turbo-Kompressor wesentlich attraktiver für den Brennstoffzellen-Markt. In Anbetracht des Nutzens sind die Kosten für die Umsetzung des IR sehr tief.

In einem zweiten Fallbeispiel kann ein Vergleich zwischen einem Standard-Kompressor und einem baugrößen-optimierten System erstellt werden. Durch die Erhöhung der Drehzahl und einer Reduktion des Verhältnisses von Diffusor- zu Impeller-Durchmesser kann ein Kompressor trotz leicht höherer Performance (Kennfeldabdeckung, Wirkungsgrad) wesentlich kleiner ausgeführt werden. Spezifisch die aerodynamische Baugröße kann um 20 % reduziert werden. Durch diese Baugrößen-Optimierung ist der Turbo-Kompressor wesentlich attraktiver für den Brennstoffzellen-Markt.

4.1 Nächste Schritte nach Projektabschluss

Als nächster Schritt ist die Umsetzung der Resultate dieses Projektes in Produktentwicklungen und Zusammenarbeiten mit geplant. Spezifisch soll der baugrößen-optimierte Kompressor aufgebaut und als Gesamtsystem experimentell verifiziert werden, und alle weiteren Produkte sollen mit einem IR zur Kennfeldverbreiterung ausgestattet werden. Zudem sollen die Auslegungs- und Messtools die in diesem Projekt entwickelt wurden in weiteren Forschungs- und Entwicklungszusammenarbeiten eingesetzt werden, spezifisch der Forschungszusammenarbeit «Compressor system building blocks» mit Swiss Hydrogen.

4.2 Allgemeine Erkenntnisse und Grundlagen

Durch dieses Projekt konnten die allgemeinen Erkenntnisse und Grundlagen gemäss Tabelle 4 gewonnen werden.

Bereich	Erkenntnis / Grundlage	Zielpersonen
---------	------------------------	--------------



Spezifische Messtools	Durch spezifische Messtools basierend auf Druckmessungen oder Drehzahlmessungen kann die Pumpgrenze von Turbokompressoren messtechnisch detektiert und quantifiziert werden.	Systemintegratoren + Entwickler von Turbo Kompressoren + Brennstoffzellen-Kunden
Turbo Kompressor Grundlagen	Grundlagen von Turbo Kompressoren, der aerodynamischen Performance und der Möglichkeiten und Limiten der Kennfeldverbreiterung und Baugrößenoptimierung	Systemintegratoren
Kennfeldverbreiterung	Zusammenstellung der Massnahmen zur Kennfeldverbreiterung	Entwickler von Turbo Kompressoren
Kennfeldverbreiterung	Durch die Massnahme Inlet Recirculation kann die Pumpgrenze um 15-25% gesenkt werden und damit eine Verbreiterung des Kennfeldes erreicht werden, und damit ein grösserer Bereich an Betriebspunkten mit dem gleichen Kompressorsystem abgedeckt werden.	Systemintegratoren + Entwickler von Turbo Kompressoren
Spezifische Auslegungstools	Zusammenstellung der Theorie zur Abschätzung der Änderung der aerodynamischen Performance durch Anpassungen an Impellerbaugrösse, Diffusorbaugrösse, und Drehzahländerung.	Forscher und Entwickler im Bereich Turbo Kompressoren
Baugrößenoptimierung	Durch eine Drehzahlerhöhung kann die Baugrösse eines Kompressors verkleinert werden bei gleichbleibender Performance (Kennfeldabdeckung, Wirkungsgrad). Konkret anhand eines Fallbeispiels: Eine Drehzahlerhöhung von 150 auf 170 krpm verringert die Baugrösse um 20%.	Systemintegratoren + Entwickler von Turbo Kompressoren

Tabelle 4: Allgemeine Erkenntnisse.



5 Referenzen

- [1] Development of an oil free turbo compressor for mobile fuel cell applications – challenges and results, Fröhlich, P., FC³ - 1st Fuel Cell Conference Chemnitz - Saubere Antriebe. Effizient Produziert (2019), <https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:ch1-qucosa2-362309>.
- [2] Improvements in surge margin for centrifugal compressors, Jansen, W., Carter, A. F., Swarden, M. C., In Centrifugal Compressors, Flow Phenomenon and Performance, AGARD Conference Proceedings 282 (1980), paper 19.
- [3] The improvement of operating range in a small, high speed, centrifugal compressor using casing treatment, Macdougall, I., Elder, R. L., In IMechE Conference (1982), paper C32/82
- [4] The turbocharger - a vital part of the engine intake and exhaust systems, W. E. Woolenweber, SAE 700534 (1970), doi: 10.4271/700534
- [5] Process centrifugal compressors: basics, functions, operation, design, application, Lüdtkke, K. H., Springer (2004), doi: 10.1007/978-3-662-09449-5
- [6] Numerische und Experimentelle Bestimmung der Pumpgrenze einer Radialverdichter-Stufe, Busschaert, J., ETH Zürich, Masterarbeit (2020)
- [7] Application of Map Width Enhancement Devices to Turbocharger Compressor Stages, Fisher, F.B., SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1988), doi: 10.4271/880794
- [8] Roles and mechanisms of casing treatment on different scales of flow instability in high pressure ratio centrifugal compressors, He, X., Zheng, X., Aerospace Science and Technology 84 (2019), 734-746, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2018.10.015>
- [9] Development of wide flow range compressor with variable inlet guide vane, Uchida, H., Kashimoto, A. und Iwakiri, Y., R&D Review of Toyota CRDL, Band 41 (2006)
- [10] Effects of variable diffuser vanes on performance of a centrifugal compressor with pressure ratio of 8.0, Ebrahimi, M., Huang, Q., He, X. und Zheng, X., Energies, Band 10 (2017), doi: 10.3390/en10050682
- [11] Stall margin improvement in a centrifugal compressor through inducer casing treatment, Koyyalamudi, V. und Nagpurwala, Q., International Journal of Rotating Machinery (2016), doi: 10.1155/2016/2371524
- [12] Radial Flow Turbocompressors, Casey, M., Cambridge University Press (2021), doi: 10.1017/9781108241663
- [13] The design space boundaries for high flow capacity centrifugal compressors, Rusch, D., Casey, M., Proceedings of ASME Turbo Expo (2012), doi: 10.1115/1.4007548

6 Anhänge

Keine