

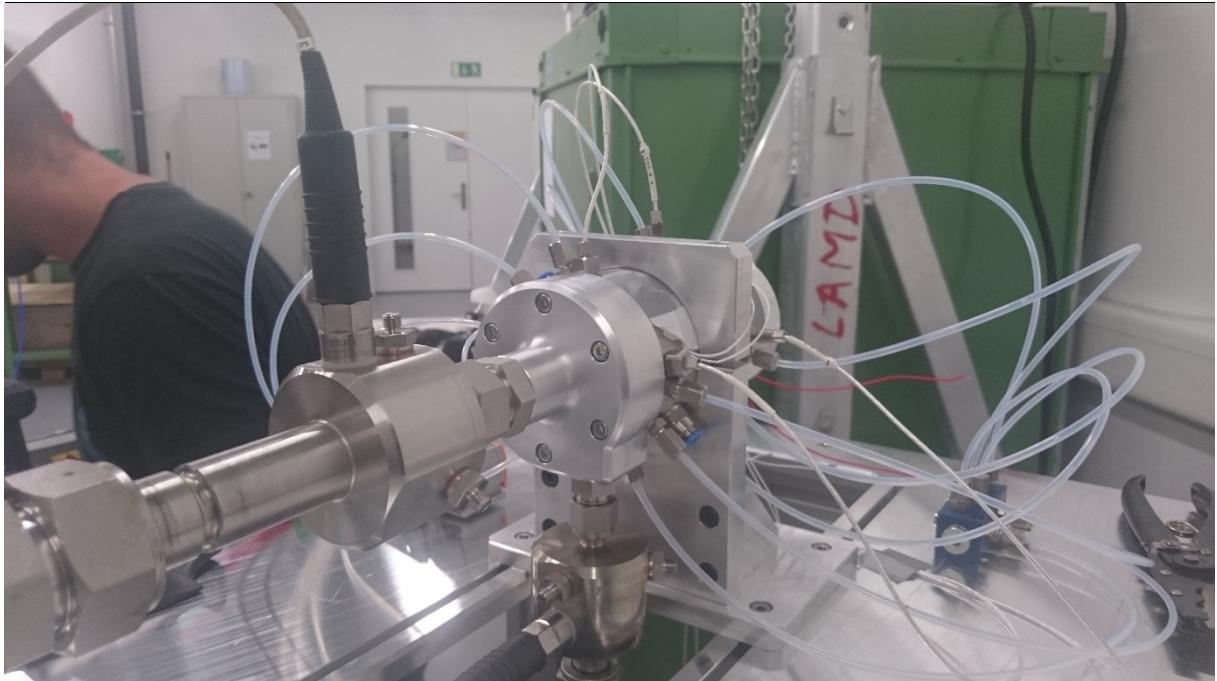


Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK
Bundesamt für Energie BFE
Energieforschung

Schlussbericht

Ölfreie Radialverdichter für mehrstufige Wärmepumpen



©LAMD 2018



Datum: 04.11.2018

Ort: Neuchâtel

Auftraggeberin:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch
energieforschung@bfe.admin.ch

Ko-Finanzierung:

SCCER EIP

Auftragnehmer/in:

Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
Laboratory for Applied Mechanical Design
EPFL-STI-LAMD
Rue de la Maladière 71b
2000 Neuchâtel
<http://lamd.epfl.ch>

Autor/in:

Prof. J. Schiffmann, Dr. A. Weickgenannt, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne,
Laboratory for Applied Mechanical Design, jurg.schiffmann@pfl.ch / ansgar.weickgenannt@epfl.ch

BFE-Bereichsleitung: Carina Alles, carina.alles@bfe.admin.ch

BFE-Programmleitung: Stephan Renz, info@renzconsulting.ch

BFE-Vertragsnummer: SI/501185-01

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



Zusammenfassung

Wärmepumpen im häuslichen Umfeld gewinnen zunehmend an Bedeutung. Ein grosser Schritt zur Effizienzsteigerung des Wärmepumpenkreisprozesses ist der Einsatz von ölfreien Radialverdichtern statt Verdrängerpumpen. Diese Radialverdichter müssen bei sehr hohen Drehzahlen arbeiten und sind deshalb gasgelagert. Im Rahmen dieses Projektes wird zuerst ein derartiger Radialverdichter entwickelt. Die theoretischen Ergebnisse für den entwickelten Verdichter liegen vor und er wurde bereits gefertigt. Es zeigte sich jedoch, dass die technischen Herausforderungen bezüglich der Gaslager grösser sind, als angenommen. Die Lösung dieser Probleme benötigte deutlich mehr Zeit und deren technische Umsetzung ist im Gang. Deshalb können in diesem Bericht noch keine Resultate von Messungen in mehrstufigen Wärmepumpen präsentiert werden.

Résumée

Les pompes à chaleur en milieu domestique prennent de plus en plus d'importance. L'utilisation de compresseurs radiaux sans huile au lieu de pompes volumétriques constitue une étape importante vers l'augmentation de l'efficacité du processus du circuit des pompes à chaleur. Ces compresseurs radiaux doivent fonctionner à des vitesses très élevées et sont donc montés sur paliers à gaz. Dans le cadre de ce projet, un compresseur radial de ce type sera d'abord développé. Les résultats théoriques pour le compresseur développé sont disponibles et il a déjà été fabriqué. Il s'est toutefois avéré que les défis techniques concernant les installations de stockage de gaz sont plus importants que prévu. La résolution de ces problèmes a pris beaucoup plus de temps et leur mise en œuvre technique est en cours. Par conséquent, les résultats des mesures dans les pompes à chaleur multi-étages ne peuvent pas encore être présentés dans ce rapport.

Summary

Heat pumps in domestic environments are becoming increasingly important. A major step towards increasing the efficiency of the heat pump circuit process is the use of oil-free radial compressors instead of positive displacement pumps. These radial compressors have to operate at very high speeds and are therefore gas bearing mounted. Within the scope of this project, a radial compressor of this type will be developed first. The theoretical results for the developed compressor are available and it has already been manufactured. However, it turned out that the technical challenges regarding the gas bearings are greater than expected. The solution of these problems took considerably more time and their technical implementation is in progress. Therefore, the results of measurements in multi-stage heat pumps cannot yet be presented in this report.



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



Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Résumée	3
Summary	3
Inhaltsverzeichnis	5
Abkürzungsverzeichnis	6
1 Einleitung	7
2 Ausgangslage	7
2.1 Hintergrund / Stand der Technik	7
2.2 Ziele des Projektes	7
3 Resultate	8
3.1 Projektstruktur / Arbeitspakete	8
3.2 Verdichterspezifikation	9
3.3 Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete	10
3.3.1 Auslegung der beiden Radialverdichterstufen	10
3.3.2 3-D CFD Verdichterdesign	13
3.3.3 Auslegung der beschaukelten Diffusoren	14
3.3.4 Spirale und Kollektor	16
3.3.5 Variable Verdichtereinlaufgeomtrie IGV	16
3.3.6 Prüfstand zum Test des Verdichters	19
3.4 Kennfeldmessungen im Kältemittel	21
4 Diskussion der Ergebnisse	22
4.1 Verdichterdrehzahl am Auslegungspunkt	22
4.2 Gaslagerung der Verdichterstufe	22
5 Schlussfolgerungen und Ausblick	24
5.1 Nächste Schritte nach Projektabschluss	24
6 Publikationen	25
7 Referenzen	26



Abkürzungsverzeichnis

BFE	Bundesamt für Energie
LAMD	Laboratory for Applied Mechanical Design
CFD	Computer Fluid Dynamics (Strömungssimulationsprogramme)
IGV	Inlet Guide Vanes, Variable Verdichtereinlassgeometrie
VD	Vaned Diffusor, Beschaufelter Diffusor
LSVD	Low Solidity Vaned Diffusor, Diffusoren mit geringer Schaufelanzahl
GWP	Global Warming Potential



1 Einleitung

Energie ist im Gegensatz zu früher zu einem wertvollen Gut geworden, mit dem wir sorgsam Umgang müssen. Die Verbrennung von fossilen Brennstoffen zur Gewinnung von elektrischer Energie und Wärme muss vermindert werden, damit die durch den CO₂-Ausstoss bedingte Klimaerwärmung gebremst wird. Eine Reduktion des Energieverbrauchs einhergehend mit einer Steigerung der Effizienz von Prozessen ist daher ein wichtiges Ziel.

Die Wärmepumpentechnologie kann einen grossen Beitrag zu diesem Ziel beisteuern. Dieses Projekt fokussiert besonders auf den Einsatz im unteren Leistungsbereich, also im häuslichen Bereich, wie Beispielsweise zur Gebäudeheizung, Klimatisierung oder Warmwassergewinnung, um nur einige zu nennen. Mit der zunehmenden Verbreitung dieser Wärmepumpen tritt deren Energieverbrauch und die Effizienz mit dem Umgang von elektrischer Energie ins Scheinwerferlicht.

Eine Schlüsselkomponente in Wärmepumpen ist der zur Druckerzeugung notwendige Verdichter. Gegen einen verstärkten Einsatz von Radialverdichtern statt der erprobten Verdrängerpumpen in der Industrie sprechen technologische Hürden, die es zu überwinden und gleichzeitig Wissenslücken zu schliessen gilt. Dieses Projekt soll einen Beitrag zur Beseitigung eben dieser Hürden und Wissenlücken leisten.

2 Ausgangslage

2.1 Hintergrund / Stand der Technik

In heutigen Wärmepumpen werden zur Druckerhöhung hauptsächlich Verdichter, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten, verwendet. Diese Technik ist sehr weit fortgeschritten, sodass signifikante Verbesserung des Wirkungsgrades kaum noch möglich sind. Bauartbedingt verunreinigen diese Verdichter jedoch das Arbeitsfluid (Kühlmittel) Beispielsweise mit Öl, sodass die Effizienz des gesamten Systems mit zunehmender Lebensdauer sinkt, (1).

Der Einsatz von Turboverdichtern eliminiert genau diese Grenzen. Es ist eine deutliche Wirkungsgradverbesserung des Verdichters und damit des Gesamtprozesses möglich. Dabei haben Turboverdichter gegenüber den Verdrängerpumpen eine viel höhere Leistungsdichte, was zu Materialeinsparungen führt. Der vielleicht wichtigste Aspekt ist jedoch der ölfreie Betrieb des wartungsfreien Turboverdichters, der das Arbeitsfluids nicht verschmutzt und somit der Anlagenwirkungsgrad über die Lebensdauer nicht sinkt.

Eine zweistufige Prozessführung des Wärmepumpenkreisprozesses in Verbindung mit Radialverdichtern zeigt bei theoretischen Berechnungen Verbesserungen im Prozesswirkungsgrad gegenüber konventionellen einstufigen Systemen. Deshalb wird in diesem Projekt eine umfassende Untersuchung auch des zweistufigen Prozesses durchgeführt.

2.2 Ziele des Projektes

Die drei Hauptziele des Projektes sind: (1) Das Potential von mit ölfreien, mehrstufigen Radialverdichtern betriebenen Wärmepumpen im unteren Leistungsbereich mit hohen Temperaturhüben experimentell aufzuzeigen, (2) den Effekt von beschaukelten Diffusoren auf den Betrieb (Stabilität, COP, Leistungsmodulierung) von zweistufigen Wärmepumpen experimentell zu erfassen und (3) Richtlinien für das Auslegen von Radialverdichter für thermodynamische WP-Kreisläufe zu erarbeiten und zu publizieren.



3 Resultate

3.1 Projektstruktur / Arbeitspakete

Um die Ziele des Projektes effizient erreichen zu können, wird das Projekt in folgende Schritte gliedert:

1. Zu Beginn des Projektes erfolgte die Spezifikation der Kompressoren anhand des ausgewählten mehrstufigen Wärmepumpenkreisprozesses. Dies erfolgte in enger Zusammenarbeit mit der NTB, Prof. Bertsch.
2. Basierend auf der Verdichterspezifikation aus Schritt 1 wurde mittels 1D Auslegungsprogramm und 2D / 3D CFD die Verdichtergeometrie bestimmt und die theoretischen Verdichterkennfelder berechnet. Diese Simulationen beinhaltet auch die Optimierung dieser Verdichter in mehreren Schleifen.
3. Der Arbeitsbereich, d.h. die Grösse des Kennfeldes der unter (2) entwickelten Verdichter kann mittels Diffusorbeschauflung (Druckerhöhung) und einer variablen Verdichtereinlaufgeometrie (Volumenstrom) vergrössert werden, um die wechselnden Bedingungen in einem Wärmepumpenprozess abdecken zu können.
4. Um die entwickelten Komponenten der Radialverdichter testen zu können, musste ein Teststand gebaut werden. Er besteht im Wesentlichen aus dem zu untersuchenden Verdichter, einer Drossel, einem Wärmetauscher, sowie der dazu notwendigen Instrumentierung und Steuerung. Die Drossel reduziert den Druck wieder auf das Eingangsniveau des Prozesses und der Wärmetauscher entnimmt dem Arbeitsfluid die durch den Kompressor geleistete Arbeit.
5. Im letzten Schritt wurden die entwickelten Kompressoren im mehrstufigen Wärmepumpenkreislauf getestet.

Es sei an dieser Stelle noch erwähnt, dass die Schritte 2 und 3 teilweise Parallel bearbeitet werden konnten.



3.2 Verdichterspezifikation

In einem ersten Schritt wurden mit Hilfe vom NTB die Spezifikationen der mehrstufigen Wärmepumpe mit zusätzlicher Wärmequelle im Economizer ermittelt. Abbildung 1 stellt den Aufbau des Kreislaufs mit den entsprechenden Spezifikationen und deren Abweichungen graphisch dar.

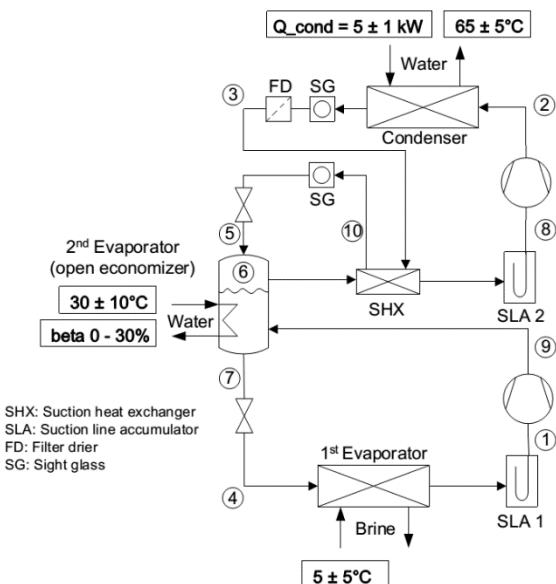


Abbildung 1: Spezifikationen der mehrstufigen Wärmepumpe (Quelle: NTB)

Die beiden Turboverdichter sollten primär die nominalen Werte erreichen können, wobei sie mit ihren Kennfelder die entsprechenden Abweichungen ebenfalls auffangen sollten. Unter Betrachtung von R134a als Kältemittel und einer relativen Wärmezufuhr von 20% im Economizer (relativ zur Kondensator-Abwärme) ergeben sich für die beiden Verdichter die Designpunkte, wo sie auch die besten Wirkungsgrade erreichen werden. Tabelle 1 fasst die Spezifikationen bezüglich Eintrittsbedingungen, Druckverhältnis und Massendurchfluss für die beiden Stufen zusammen

Parameter	Verdichter 1	Verdichter 2
Saugdruck, P_{in} [bar]	2.72	6.26
Saugtemperatur, T_{in} [K]	276.15	301.15
Wärmezufuhr, β [%]	20	20
Druckverhältnis, Π [-]	2.3	3.0
Massendurchfluss, m' [g/s]	20	40

Tabelle 1: Spezifikationen für die beiden Verdichterstufen



3.3 Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete

In diesem Abschnitt werden die zentralen Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete kurz vorgestellt. Die vorliegende Darstellung stellt eine umfassende Zusammenfassung der durchgeföhrten Arbeiten dar.

3.3.1 Auslegung der beiden Radialverdichterstufen

Um die Auslegung der beiden Verdichter anzugehen wurde das Softwarepaket von Concepts NREC und CFD-Tools von Ansys-CFX eingesetzt. Es wurde dabei eine klassische Auslegung durchgeföhr, wobei zuerst 1D-Tools eingesetzt wurden, gefolgt von einer 2D-Auslegung der Kanäle und schliesslich durch eine 3D-CFD basierte Optimierung abgeschlossen. Tabelle 2 fasst die Parameter der beiden Verdichterstufen zusammen.

Komponente	Parameter	Verdichter 1	Verdichter 2
Laufrad	Shroud Radius, r_{1s} [mm]	3.62	3.52
	Hub Radius, r_{1h} [mm]	1.5	1.5
	Austrittshöhe, b_2 [mm]	0.63	0.39
	Austrittsradius, r_2 [mm]	7.53	8.55
	Schaufeldicke, t_b [mm]	0.1	0.1
	Schaufelwinkel, β_{2b} [deg]	45°	45°
	Luftspalt t_{clr} [mm]	0.02	0.02
	Anzahl Schaufeln, Z [-]	16	16
Diffusor	Austrittsradius, r_5 [mm]	12.05	13.69
	Austrittshöhe, b_5 [mm]	0.51	0.31
Volute	Austrittsdurchmesser, D_7 [mm]	5.65	4.65

Tabelle 2: Zusammenfassung der Parameter der beiden Verdichterstufen

In der Abbildung 2 sind die mit dem 1D-Tool von Concepts NREC (Compal) berechneten Kennfelder der beiden Verdichterstufen dargestellt. Der grüne Punkt stellt jeweils den Auslegungspunkt der Verdichter dar. Es ist anzumerken, dass die beiden Verdichter vorerst mit Diffusoren ohne Beschaufelung ausgelegt wurden. Das erlaubt es ein möglichst weites Kennfeld abfahren zu können und setzt natürlich gegenüber den weiteren Versuchsreihen mit beschaufelten Diffusoren eine Vergleichsreferenz.

In einem weiteren Schritt wurden diese Kennfelder mit dem parametrischen mehrstufigen Wärmepum-

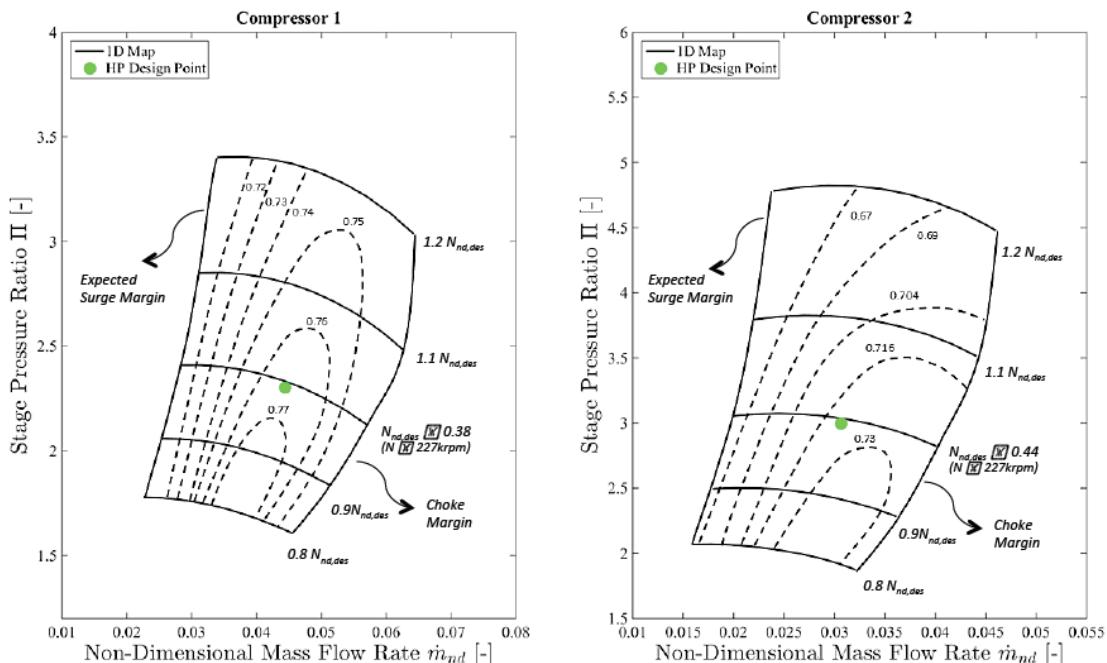


Abbildung 2: Verdichterkennfelder mit Designpunkt (grün)

pen-Modell zusammengeführt, um zu ermitteln, wie gut die beiden Verdichter mit Schwankungen der Randbedingungen der Wärmepumpe (Quellentemperaturen & Leistung) zureckkommen. Es zeigt sich, dass zumindest theoretisch die Verdichter unter der Zuhilfenahme von IGV's (siehe Abschnitt 3.3.5) den wechselnden Anforderungen genügen.

Diese Analyse wurde über eine Monte-Carlo Simulation durchgeführt. Der Effekt der Streuung der Randbedingungen der Quellentemperaturen und der Leistung auf den Betriebspunkt der beiden Verdichterstufen wird in Abbildung 3 und Abbildung 4 dargestellt. Die Streuung der COPs wird in Abbildung 5 gezeigt. Daraus lassen sich folgende Punkte folgern:

1. Verdichterstufe 2 ist primär der Schwankung der Temperaturen im Kondensator und Economizer ausgesetzt und natürlich der Leistungsmodulierung. Die Betriebspunkte sind zu 95% im Kennfeld enthalten.
2. Die Abweichungen vom Designpunkt setzen der Verdichterstufe 1 wesentlich mehr zu, dies vor allem wegen der Modulierung der Zusatzwärme im Economizer (beta), welche den Massenstrom von Stufe 1 zusätzlich zur Leistungsmodulation beeinflusst. Gerade bei tieferem Wärmeeintrag in den Economizer wird Stufe 1 vermehrt in die Stopfgrenze geführt.
3. Vor- oder Nachdrall vor dem Verdichtereinlass mit Richtschaufeln erlaubt es die nominalen Kennfelder nach links oder rechts zu verschieben. Sogenannte Inlet Guide Vanes (IGV) werden dazu entwickelt.
4. Es ist zu erwarten dass Wirkungsgrade und COPs mit beschaufelten Diffusoren ansteigen werden, die Kennfelder allerdings dadurch enger sein werden.



5. Es werden COPs zwischen 2.8 und 4.7 erreicht, wobei die Erwartungswerte zwischen 3.54 und 3.76 zu liegen, Abbildung 5. Die Standardabweichung und der COP nimmt mit zunehmendem Wärmeeintrag im Economizer zu.

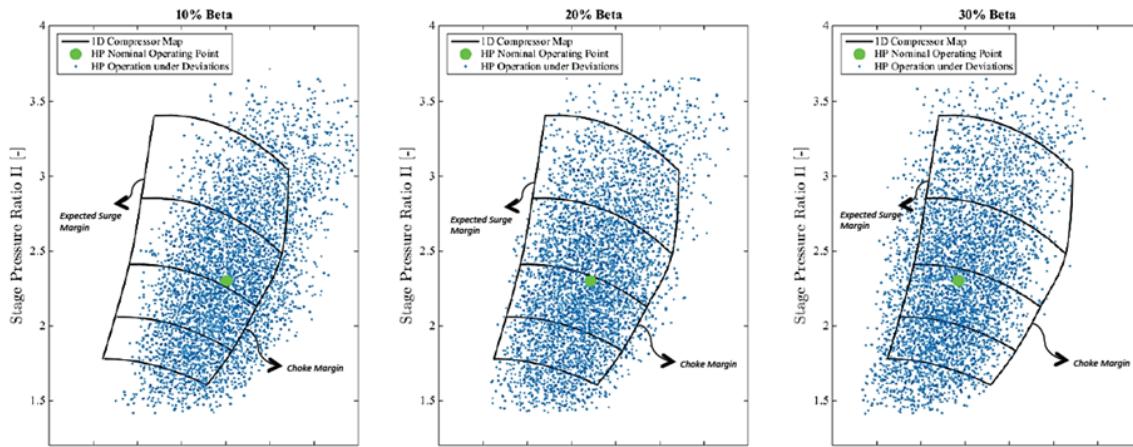


Abbildung 3: Effekt der Abweichung der Betriebsbedingungen der Wärmepumpe auf das Verdichterkennfeld der ersten Stufe

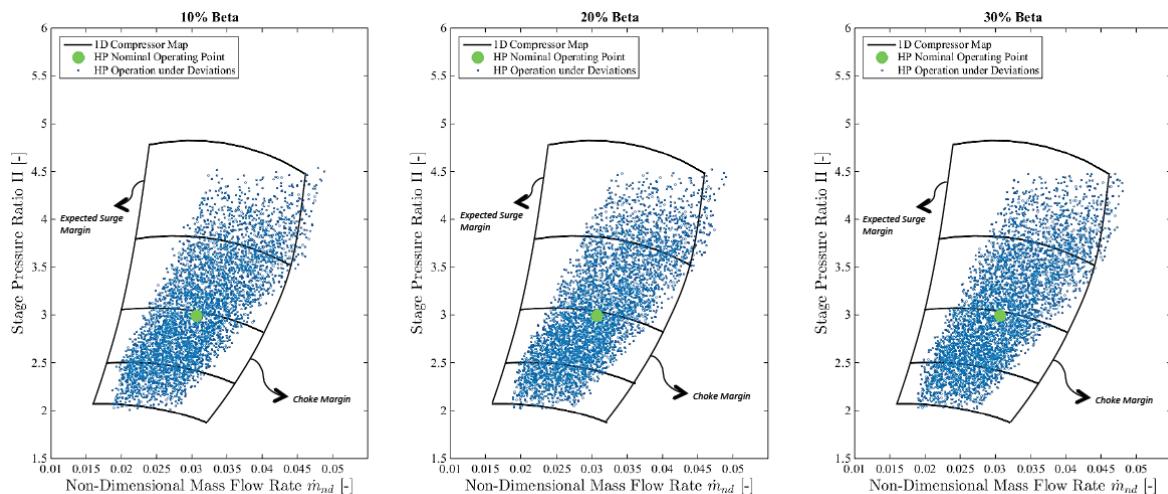


Abbildung 4: Effekt der Abweichung der Betriebsbedingungen der Wärmepumpe auf das Verdichterkennfeld der zweiten Stufe

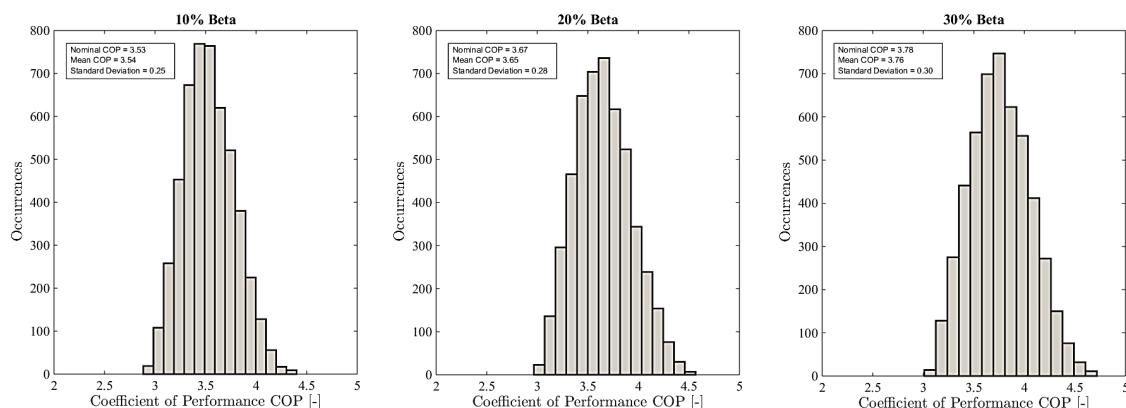


Abbildung 5: Streuung des COP als Folge der variierenden Betriebsbedingungen



3.3.2 3-D CFD Verdichterdesign

Nach einem weiteren Designschritt mittels 2D-Verfahren (throughflow calculation) erfolgt im letzten Schritt die Formgegung der Verdichterräder mit 3D CFD (Ansys CFX). In dieser Phase können nun die tatsächlichen Verlustmechanismen untersucht und durch Geometrieoptimierung reduziert werden. Im folgenden wird dies anhand der Untersuchung der Spaltströmung beispielhaft gezeigt.

Radialverdichter unterliegen auf Grund der Kanalkrümmung sowie der Strömung in radialer Richtung erhöhten Sekundärströmungen. Die Bildung dieser Sekundärströmungen benötigt Energie, welche dem Haupstrom entzogen wird und ist deshalb als Verlust zu betrachten. Der Spaltströmung wird hierbei besondere Aufmerksamkeit zu Teil, da diese mit den Sekundärströmungen interagiert und die Haupströmung wesentlich beeinflusst. Abbildung 6 zeigt die Stromlinien der Kompressorauslegung, welche sich vom Radialschlitz aus entwickeln. Ebenfalls wird die relative Mach Zahl an verschiedenen Querschnittsflächen gezeigt, wobei die verlusbehafte Strömung dort vorliegt, wo die Mach Zahl gering ist. Es ist zu erkennen, dass sich die Stromlinien der Spaltströmung durch die verlusbehafeten Zonen niedriger relativer Geschwindigkeit erstrecken. Es resultiert, dass die Spaltströmung in Kombination mit Sekundärströmung ein elementarer Verlustmechanismus in Radialverdichter ist, welcher Effizienz und Stabilität massgeblich beeinflusst. Ein aerodynamisch optimiertes Design ist somit der Grundstein für eine Radialverdichterauslegung in Bereichen, in denen mit erhöhten Radialschlitzten, wie in Miniaturkompressoren üblich, zu rechnen ist

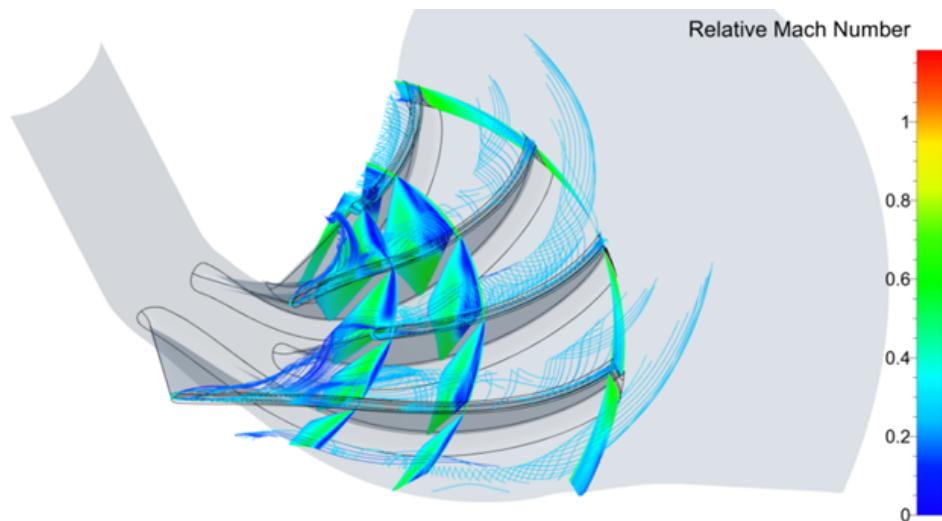


Abbildung 6: Simulierte Stromlinien der Spaltströmung



Das Ergebnis der umfassenden 3D-CFD Simulationen wird in Abbildung 7 gezeigt. Dargestellt ist ein Vergleich zwischen einem ersten Verdichterrad und dem optimierten Design für Stufe 1. Die Schaufelwinkel sowie die Innen- und Aussenkontur des Laufrades wurden so optimiert, dass möglichst wenig Sekundärströmungen im Laufrad entstehen. Das schlägt sich unter anderem in einer niedrigeren Entropie am Verdichteraustritt nieder.

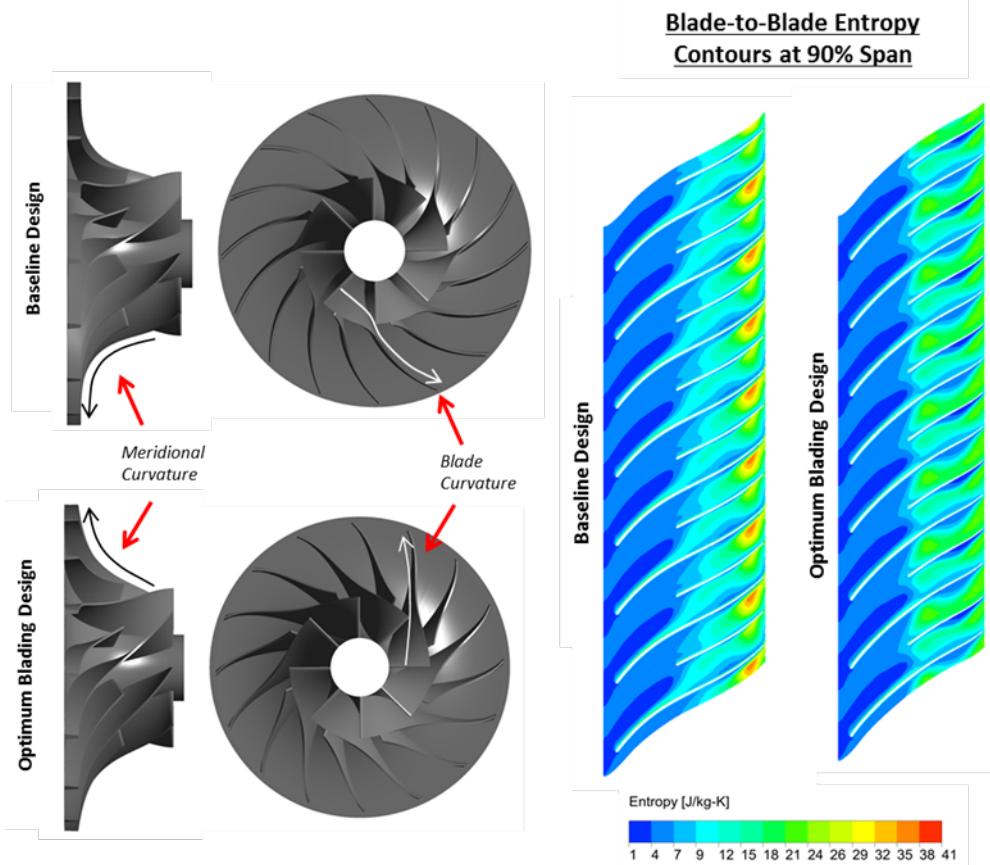


Abbildung 7: Vergleich der Verdichterkontouren, Schaufelform und der Entropie für das Startdesign und die optimierte Verdichterradgeometrie

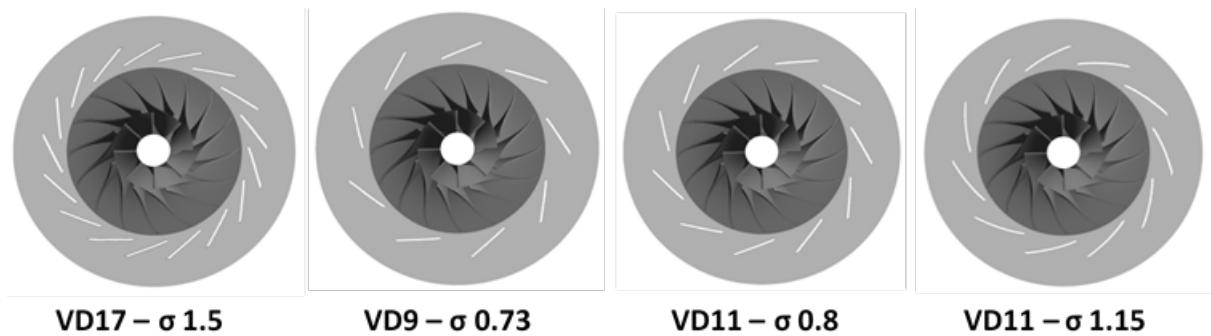
3.3.3 Auslegung der beschaukelten Diffusoren

Am Austritt des Radialverdichterlaufrads weist die Strömung einen hohen Anteil an kinetischer Energie auf, welche in potentielle Energie (Druck) umzuwandeln ist. Im Grunddesign wird dies durch einen schaufellosen Diffusor erreicht, in welchem der Druckaufbau durch Querschnittserweiterung sowie Drallerhaltung erreicht wird. Einschlägige Kompressorliteratur schlägt vor, dass ab einem Druckverhältnis von 2,8 der beschaukelte Diffusor eine höhere Effizienz sowie Druckaufbau als der unbeschaukelte Diffusor aufweist, weshalb beschaukelte Diffusoren für die Wärmepumpenanwendung interessant sind. Die Strömung wird in einem beschaukelten Diffusor zusätzlich durch die Schaufelgeometrie verzögert, was in einer Effizienzsteigerung resultiert. Nachteilig ist, dass ein beschaukelter Diffusor exakt auf die Laufradströmung abgestimmt werden muss und der Betriebsbereich (Pumpgrenze zu Stopfgrenze) wird dadurch minimiert.



Um den Betriebsbereich so wenig wie möglich zu beeinflussen, sind sogenannte Low Solidity Vaned Diffusoren (LSVD) ein Mittel der Wahl für die Anwendung in Wärmepumpen. Die Schaufeln weisen in dieser Diffusorbauart ein geringes Teilungsverhältnis (solidity) auf und haben dadurch keinen engsten Querschnitt, welcher die Stopfgrenze beeinflusst.

Verschiedene Konzepte beschaukelter Diffusoren wurden mittels numerischer Strömungssimulation untersucht, was in Abbildung 8 gezeigt wird. Ebenfalls werden die Leistungsdaten der einzelnen Diffusoren gezeigt, wobei sich folgendes ergibt: Das Totaldruckverhältnis des Kompressors wird durch beschaukelte Diffusoren im Vergleich zum unbeschaukelten Diffusor nahezu nicht verändert. Eine leichte Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads konnte durch alle beschaukelten Diffusoren erzielt werden. Der Druckrückgewinnungsgrad C_p konnte durch ein beschaukelte Diffusorausführung im Vergleich zum unbeschaukelten Diffusor in allen Fällen deutlich erhöht werden, was beweist, dass beschaukelte Diffusoren den dynamischen Eintrittsdruck deutlich effizienter umwandeln. Der Verlustfaktor K ist bei allen Versionen (beschaukt / unbeschaukt) etwa gleich groß. Der LSVD mit einer Schaufelzahl von 9 bis 11 scheint das beste Leistungsverhalten aufzuweisen, weshalb dies ein geeigneter Kandidat für die Wärmepumpenanwendung scheint. Der unbeschaukelte Diffusor, welcher einfacher und kostengünstiger zu fertigen ist, weist nichtsdestotrotz ein Leistungsverhalten auf, welches mit den beschaukelten Diffusoren konkurriert. Die beschaukelten Diffusoren dienten als Startdesigns und wurden nicht weiter optimiert, sodass durch eine Optimierung mittels dreidimensionaler transienter Strömungssimulation eine weitere Wirkungsgradsteigerung möglich ist.



PROPERTY	BSL	VD17	LSVD9	LSVD11	LSVD11 SWEPT	LSVD11 SWEPT SHORT
PR (-)	2.38	2.4	2.37	2.37	2.4	2.38
EFF (-)	0.776	0.786	0.77	0.778	0.785	0.777
C_p (-)	0.46	0.63	0.62	0.63	0.56	0.55
K (-)	0.24	0.21	0.21	0.20	0.21	0.22
CHOKE (g/s)	30.0	24.7	> 29.0	> 28.0	23.8	25

Abbildung 8: Unterschiedliche Ausführungen beschaukelter Diffusoren und ihr Leistungsverhalten in Kombination mit dem Verdichter
PR: Drukverhältnis, EFF: Wirkungsgrad, BSL: unbeschaukelten Diffusor, VD: beschaukelter Diffusor, LSVD: beschaukelter Diffusor mit geringer Schaufeldichte



3.3.4 Spirale und Kollektor

Die Aufgabe der Spirale (Volute) ist die Fassung des radial am Umfang des Diffusors austretenden verdichteten Fluids, hier Kältemittel. Dies soll möglichst Verlustfrei erfolgen.

Abseits des Auslegungspunkts treten vor allem im Teillastbereich starke Druckgradienten in Umfangsrichtung auf, welche die Strömung im Impeller und Diffusor stromaufwärts negativ beeinflussen. Dies führt zu erhöhten Verlusten und somit zu einem reduzierten Wirkungsgrad des Verdichters. In Abbildung 9, linke Seite, ist die mit einem eindimensionalen Auslegungsverfahren konzipierte Spirale zu sehen, wobei die Eingangsgrößen aus der CFD Rechnung entnommen wurden.

Ist jedoch ein sehr breiter Arbeitsbereich des Verdichters gefordert, kann ein Sammler (Kollektor) mit konstantem Querschnitt, der jedoch einen höheren Verlust gegenüber der Spirale aufweist, eingesetzt werden. Durch die grosse Querschnittsfläche wird einen Druckgradienten in Umfangsrichtung vermieden und die stromauf liegenden Verdichterkomponenten können besser arbeiten. Der konstruierte Kollektor ist in Abbildung 9, rechte Seite, dargestellt.



Abbildung 9: Sprialgehäuse (links) und Kollektor (rechts) des Miniaturkompressors

3.3.5 Variable Verdichtereinlaufgeomtrie IGV

Vorleitschaufeln (Inlet Guide Vanes) werden verwendet, um das Kennfeld eines Verdichters aktiv zu regeln, indem der Strömung vor dem Laufrad ein Vordrall aufgeprägt wird. Einerseits kann hierbei bei konstanter Verdichterdrehzahl und konstantem Massenstrom das Druckverhältnis entsprechend verändert werden und andererseits kann auf die Kennfeldbreite (Stopfgrenze und Pumpgrenze) bewusst Einfluss genommen werden. Gerade für den Einsatz in Wärmepumpen mit wechselnden Betriebspunkten sind IGVs ein adequates Mittel das Leistungsverhalten des Verdichters zu beeinflussen.



Die IGVs sowie ein Mechanismus zur Einstellung der Winkelposition der Schaufeln wurde durch einen Studenten im Rahmen seines studentischen Praktikums konzipiert. Die Vorleitschaufeln werden hierbei durch einen Schrittmotor auf die gewünschte Position gebracht. Der Schrittmotor treibt eine Schaufel an und die Rotation wird über einen Kegelrad-Zahnstangenmechanismus an die anderen Schaufeln übertragen, sodass diese synchronisiert sind. Die Schaufeln sind in Anlehnung an ein aerodynamisch optimiertes NACA-Design gestaltet. In Abbildung 10 ist eine Explosionszeichnung des Vorleitschaufelmechanismus dargestellt.

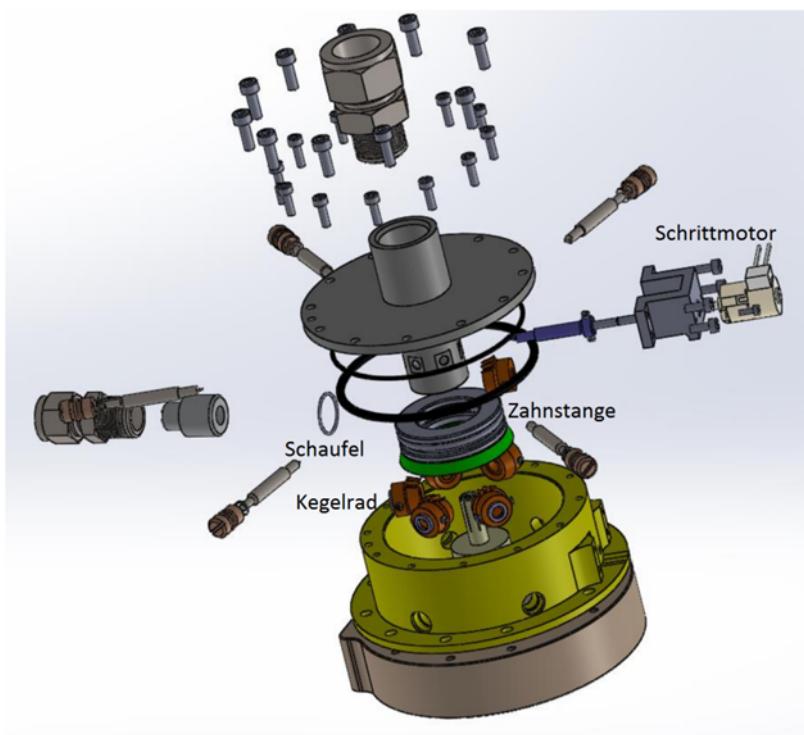


Abbildung 10: Explosionszeichnung des Vorleitschaufelmechanismus

Die Vorleitschaufeln wurden in einem Vorabtest mit Luft als Arbeitsmittel getestet. Der Volumenstrom wurde mittels eines Gebläses, welches Luft durch den IGV-Mechanismus ansaugt, erzeugt. Die Messung des Strömungswinkels sowie des statischen und totalen Drucks erfolgte über eine im Labor konzipierte Pseudo-Mehrloch-Sonde. Das Strömungsfeld wird in radialer Richtung an verschiedenen Positionen bestimmt. Abbildung 11 zeigt den gewählten Versuchsaufbau. Die Luft tritt von der rechten Bildkante durch eine Viertelkreisdüse in den Versuchsstand ein. Die Düse bildet ein definiertes Eintrittsprofil und misst gleichzeitig den Volumenstrom. Es schliessen sich (von rechts nach links) der Vorleitapparat, die Messstrecke und der Übergang zum Sauggebläse an.

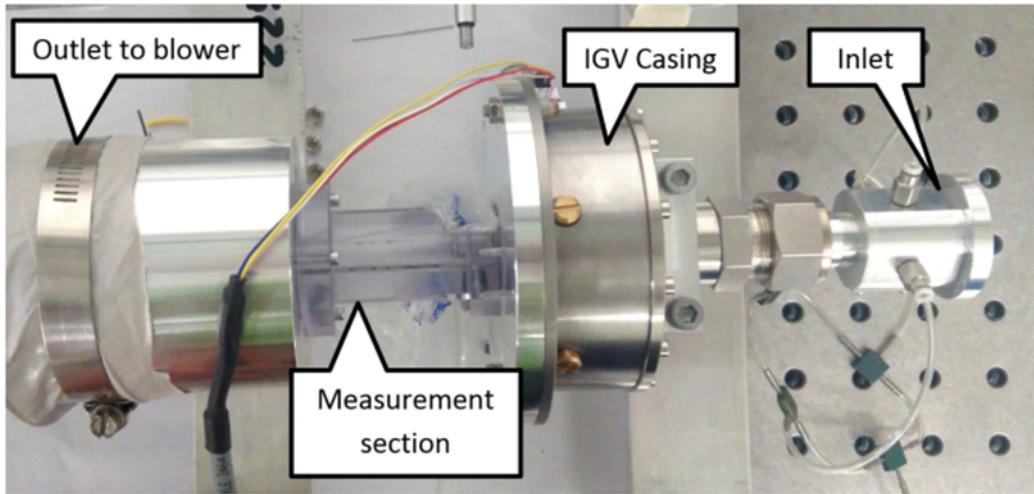


Abbildung 11: Photographische Aufnahme der Vorabtests des IGV Mechanismus

Es zeigte sich, dass der Verstellmechanismus grundsätzlich sehr gut funktioniert. Die gleichmässige Ausrichtung der Schaufeln machte auf Grund der Kleinheit der Schaufeln zu Beginn der Messungen noch Schwierigkeiten. Diese konnten jedoch im Verlauf der Tests eliminiert werden. Zeitgleich zu den Messungen erfolgte im Rahmen der Masterarbeit von Arno Aeschbacher mit dem Titel: «Numerical and experimental performance investigations on a reduced-scale centrifugal compressor by using variable inlet guide vanes» (2) die numerische Untersuchung der Wirkung auf den Verdichterwirkungsgrad. Ein Aspekt dieser Arbeit war die experimentelle Validierung des durch die IGV's erzeugten Drallwinkels. Der Vergleich zwischen Simulation und Experiment für eine Reynoldsche Zahl von $Re = 2 \cdot 10^4$, dargestellt in Abbildung 12, zeigt für kleine Anstellwinkel gute Ergebnisse. Für grosse Anstellwinkel ist die Übereinstimmung deutlich schlechter.

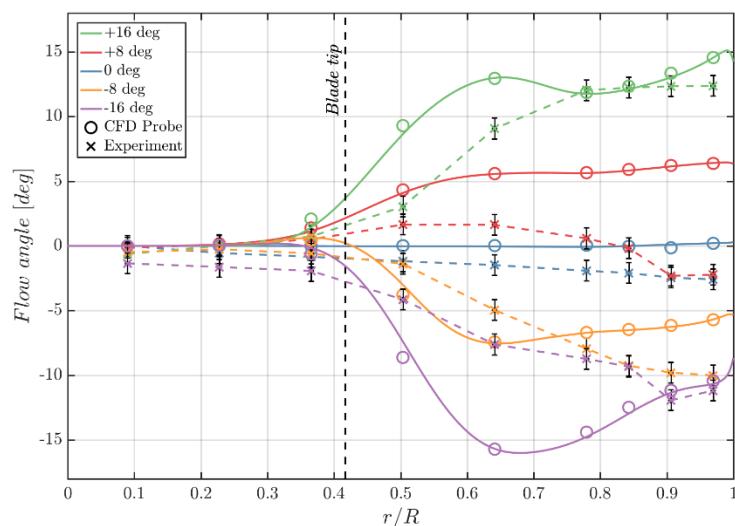


Abbildung 12: Vergleich zwischen der gemessenen und der simulierten radialen Verteilung des Strömungswinkels



3.3.6 Prüfstand zum Test des Verdichters

Ein Verdichterprüfstand zur Erfassung aller relevanten Eintritts- und Austrittsgrößen wurde konzipiert und gebaut. Aufgrund der bestehenden Infrastruktur am LAMD wird zum Zeitpunkt der Berichtserstellung als Arbeitsfluid noch das Kältemittel R134a verwendet. Die gewonnenen Ergebnisse mit diesem grossmolekularen Arbeitsfluid (hohe Dichte) lassen sich jedoch auf andere Arbeitsfluide mit geringerem GWP (Global Warming Potential), wie R1234yf übertragen, da die fluidmechanischen Eigenschaften zu R134a sehr ähnlich sind.

Eine schematische Darstellung der Prüfstandsfunktion ist in Abbildung 13 dargestellt. Es werden hierbei Temperaturen und Drücke vor und nach dem Verdichter gemessen. Am Austritt wird der Massenstrom über ein Coriolis-Durchflussmesser bestimmt. Das Fluid am Kompressoraustritt wird über ein Expansionsventil auf den Kondensatordruck (niedriger Druck) gedrosselt. Ein Teil des Massenstroms wird noch bevor dem Expansionsventil zur Speisung der Gaslager abgezapft, über ein Druckregelventil gedrosselt und den Gaslagern zugeführt. Im Kondensator wird die vom Kompressor ins Fluid eingebrachte Wärme abgeführt und das Kältemittel verflüssigt. Die Temperaturen und Drücke werden hierbei ebenfalls messtechnisch erfasst. Bevor das Fluid dem Kompressor zugeführt wird, passiert dieses einen Separator, welcher nur gasförmiges überhitztes Kältemittel zum Verdichter lässt. Abbildung 14 zeigt den Prüfstand am LAMD mit eingebautem Kompressor.

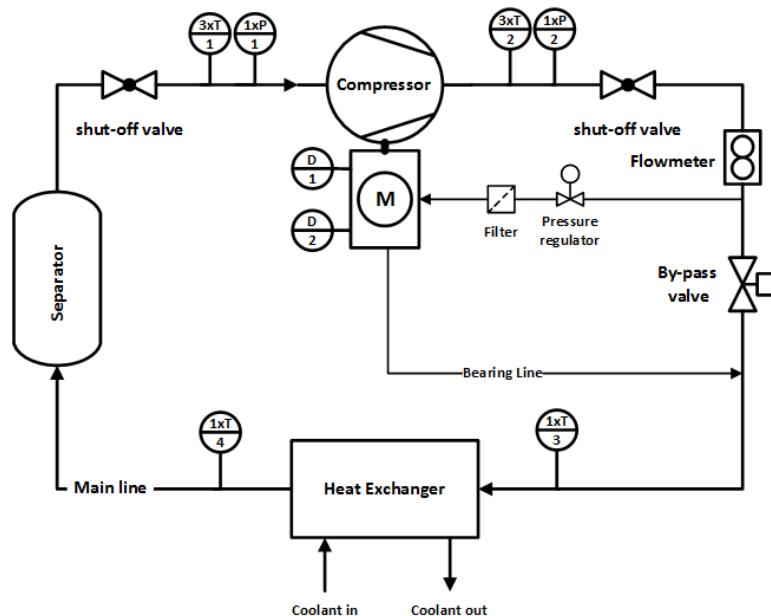


Abbildung 13: Schematische Darstellung des Kompressor-Prüfstands



Abbildung14: Kompressorprüfstand am LAMD mit montiertem Kompressor



3.4 Kennfeldmessungen im Kältemittel

Nach der Auslegung, Konstruktion und Bau der Radialverdichterstufe wurde mit der experimentellen Verifikation begonnen. Das Basisdesign des vorliegenden Kompressors fußt auf den Erfahrungen von J. Schiffmann (1). Dieses erlaubte die Messung der Druckerhöhung als Funktion des Volumenstromes bis zu einer Drehzahl von $NV = 180\,000$ rpm mit dem Kühlmittel R134a als Arbeitsfluid. Wie in Abschnitt 3.3.6 bereits erläutert, wird der Einfachheit halber noch mit diesem Kältemittel gearbeitet. Die Ergebnisse lassen sich jedoch auf zukünftige grossmolekulare Arbeitsfluide übertragen. In Abbildung 15 wird eine solche Kennline gezeigt. Diese stellt die gleichzeitig die untere Drehzahlgrenze dar. Zur Erreichung des geforderten Druckverhältnisses von $PIV = 3$ ist eine Drehzahl von $NV = 280\,000$ rpm notwendig. Mit dem Basisdesign war es nicht möglich, höhere Drehzahlen als $NV = 180\,000$ rpm zu erreichen. Deshalb musste die Gestaltung der Gaslagerung überdacht und neu konzipiert werden.

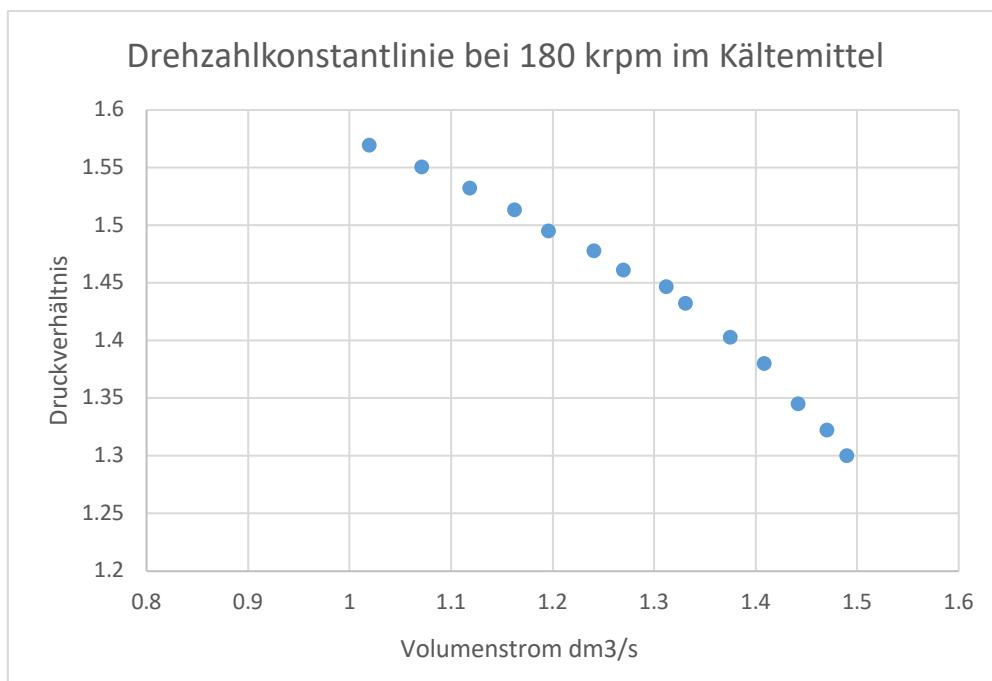


Abbildung 15: Druckverhältnis als Funktion des Volumenstroms für eine feste Drehzahl (constant speed line) mit Kältemittel als Arbeitsfluid

Dass die hohen geforderten Drehzahlen technisch überhaupt möglich sind, wird in Abbildung 16 gezeigt. Dargestellt sind die maximalen drehzahlsynchronen Amplituden der Welle in den beiden Lagern für zwei Wuchtzustände der Welle. Dabei steht die linke Ordinatenachse für das vordere Radiallager und die Rechte für das hintere Radiallager. Die Abszisse zeigt die Wellendrehzahl. Es zeigt sich, dass die Welle eine Drehzahl von maximal $NV = 260\,000$ rpm erreicht. Danach musste aus Sicherheitsgründen der Versuch abgebrochen werden, da es zu Instabilitäten in der Lagerung kam. Dies zeigten auch Berechnungen mit einem am LAMD entwickelten Berechnungsprogramm. Aktuell wird ein neuer Rotor gefertigt, der es erlauben wird, die Radialverdichterstufen im geforderten Drehzahlintervall zu betreiben.

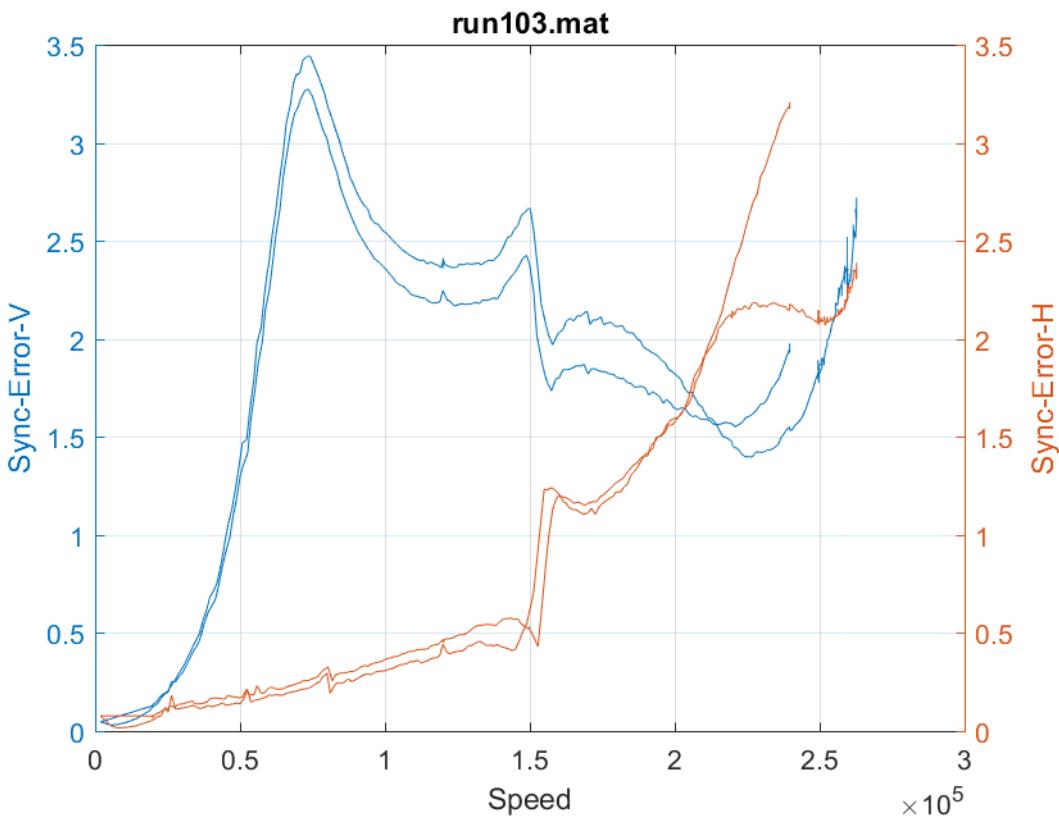


Abbildung 16: Drehzahlsynchrone Radiale Amplitude der Welle (V = Vorders Lager, H = Hinteres Lage) über der Wellendrehzahl für zwei unterschiedliche Wuchtzustände

4 Diskussion der Ergebnisse

4.1 Verdichterdrehzahl am Auslegungspunkt

Mit der Festlegung der Verdichterauslegungsgrößen Druckverhältnis π_v und Volumenstrom \dot{V} (aus dem Kreisprozess kommend) ergibt sich die notwendige Arbeit, die an das Arbeitsfluid übertragen werden muss. Mittels einer empirischen Korrelation (Cordier / Balje) kann das beste Laufraddurchmesser / Drehzahlverhältnis ausgewählt werden.

Um die entsprechende Arbeit im Betriebsbereich des Verdichters an das Arbeitsfluid zu übertragen, ergibt sich bei einem Laufraddurchmesser D2 des Radialverdichters von $D_2 = 15 \text{ mm}$ ein Drehzahlbereich von $N_V = [180 \text{ krpm} - 280 \text{ krpm}]$. Wird für einen sicheren Betrieb des Kompressors eine Sicherheitsmarge vom ca. 7% bezüglich der maximalen Betriebsdrehzahl berücksichtigt, ergibt sich eine maximal Drehzahl von $N_V = 300 \text{ krpm}$ des Rotors.

4.2 Gaslagerung der Verdichterstufe

Eine der kritischen Komponenten dieses Radialverdichters ist aufgrund der hohen benötigten Drehzahlen die verwendete Gaslagerung. Wie der Name sagt, rotiert die Welle auf einem hydrodynamischen Gasfilm. Der Lagerspalt C ist einer der Schlüsselparameter für einen stabilen Betrieb und liegt im vorliegenden Fall im Bereich von $C = 10 \mu\text{m}$, welcher sehr klein ist und auch



hinsichtlich der Fertigung eine grosse Herausforderung darstellt. In den folgenden Abschnitten wird dies erläutert.

Jeder Rotor stellt vereinfacht ein Feder-Masse System dar, was unter Anregung, hier die Rotation, schwingen kann (Moden). Dies erzeugt bei durch das System festgelegten Rotationsgeschwindigkeiten Wellenbewegungen (Orbits) in den Lagern, deren Schwingungsebene senkrecht auf der Rotationsachse stehen. Diese Orbita können durch die geeignete Wahl von Federsteifigkeit und Dämpfung beeinflusst werden. Jeder reale Rotor zeigt Unregelmässigkeiten in der Masseverteilung bezüglich der Rotationsachse. Die reale Masseverteilung erzeugt eine Kraft, die mit steigender Rotationsgeschwindigkeit quadratisch zunimmt und ebenfalls ein Orbit erzeugt. Es folgt daraus, dass ein grosser Lagerspalt anzustreben ist.

Ein weiteres Phänomen was es zu berücksichtigen gilt, ist die Instabilität des oben erwähnten Fluidfilms im Lager. Wird dieser Fluidfilm instabil, kann er die notwendige Lagerkraft nicht mehr erzeugen, um den Rotor in der Schwebe zu halten und er berührt die Wand, was zur raschen Zerstörung des Lagers führt. Die Drehzahl, bei der diese Instabilität auftritt, ist invers proportional zum Lagerspalt. Damit folgt, dass ein möglichst kleiner Lagerspalt zu wählen ist, um hohe Drehzahlen zu erreichen.

Für einen stabilen Betrieb des Radialverdichters muss der Lagerspalt so gewählt werden, dass die auftretenden Wellenbewegungen (Eigenschwingung und Unwucht) im Drehzahlbereich möglich sind und gleichzeitig der Fluidfilm stabil bleibt.

Begonnen wurde mit einem Lagerkonzept, welches auf O-Ring gedämpften Lagerschalen beruht. Während des Betriebes wurden Stabilitätsprobleme mit dem gewählten Lagerungskonzept bei sehr hohen Drehzahlen beobachtet. Deshalb wurde das Lagerungskonzept von O-Ring gedämpften Lagerschalen auf steif eingebaute Lagerschalen geändert. Mit dieser Massnahme ist die notwendige genaue Ausrichtung der Lagerschalen möglich. Zwar geht die zusätzliche Dämpfung durch die O-Ringe verloren, jedoch ist ein stabiler Betrieb bis 300 000 rpm gemäss des am LAMD entwickelten Berechnungsprogramms trotzdem möglich.

Es zeigte sich, dass der Rotor bis zu einer Drehzahl vom 205 000 rpm in Kühlmittel R134a stabil läuft. Wie schon oben erwähnt, beträgt die Zieldrehzahl jedoch 300 000 rpm. Für Drehzahlen grösser als 210 000 rpm wurden die gemessenen Amplituden der Welle zu gross, um einen sicheren Betrieb bei dem gewählten Lagerspalt zu gewährleisten. Grund dafür sind die bestehenden Restunwuchten. Die Bauform des Verdichters erlaubt es jedoch nicht, eine Feinwuchtung (Nachwuchtung) des Rotors bei hohen Drehzahlen (180 000 – 200 000 rpm) durchzuführen. Deshalb konnte die Zieldrehzahl konzeptbedingt nicht erreicht werden.

Abhilfe für dieses Problem ist ein parallel dazu am LAMD entwickeltes neues Lagerkonzept, welches einerseits erlaubt, die Lagerschalen flexibel aufzuhängen, um die Feinwuchtung bei hohen Drehzahlen durchzuführen und gleichzeitig die Ausrichtung der Lagerschalen soweit zu verbessern, dass Stabilitätsanforderungen an die Lager erfüllt werden. Dieses Konzept ist seit Februar 2018 am LAMD verfügbar.

Um die benötigte Zieldrehzahl zu erreichen, musste jedoch das Rotormaterial des Verdichters geändert werden, was eine Neubeschaffung der Rotoren bedeutete. In der Zwischenzeit wurde das neue Konzept mit den vorhandenen alten Rotoren überprüft. Es konnte eine maximale Drehzahl von 260 000 rpm erreicht werden, wie mit dem am LAMD entwickelten Berechnungsprogramm vorhergesagt. Diese hohe Drehzahl konnte nur mit einer Feinwuchtung bei 80% der maximalen Drehzahl erreicht werden. Eine weitere Drehzahlsteigerung ist mit dieser Konfiguration nicht möglich, da aufgrund des Rotorgewichtes die Lager instabil werden.



5 Schlussfolgerungen und Ausblick

Trotz der erzielten Erfolge

- Wärmepumpen Prozess in Abstimmung mit der NTB ausgelegt
- Verdichter ausgelegt und gefertigt
- Vorleitradapparat gefertigt und getestet
- Versuchsstand zur Vermessung der Verdichterkennfelder konzeptioniert, gebaut und getestet

konnten die Projektziele (siehe Abschnitt 2.2) nicht vollumfänglich erreicht werden.

Aufgrund der Messungen von J.Schiffmann mit seinem Verdichter (Techdemonstrator) durfte man davon ausgehen, dass die Lagerung der neuen Kompressoren trotz der um etwa 40% höheren Drehzahl keine allzu grosse Hürde darstellen würde. Es zeigten sich jedoch, dass die Parallelität und Zentrität der Lagerschalen bezüglich der Wellenachse des auf O-Ringen basierenden radialen Lagerkonzeptes bei den geforderten Spaltmassen nicht mehr ausreichend ist. Zum Anderen hat die notwendige Fertigungsgüte beim zur Zeit einzigen Lieferanten noch viel Potential, was zu erheblichen Zeit und Kostenüberschreitungen führt. Diese Effekte führten letztlich zur Verzögerung des gesamten Projektes, da ohne eine gut funktionierende Kernkomponente, den Radialverdichter, die Projektziele nicht erreicht werden können.

5.1 Nächste Schritte nach Projektabschluss

Da wie Eingangs dargestellt, das Potential eines Turboverdichters als hoch bewertet wird, werden die Arbeiten fortgesetzt. Nach den durchgeföhrten Änderungen im Rotor- und Lagerdesign wird gemäss der in Abschnitt 3.1 geschilderten Projektstruktur fortgeföhren.



6 Publikationen

Im Berichtszeitraum erfolgten bisher keine Publikationen. Sobald die Projektziele erreicht werden, werden die Ergebnisse, teilweise zusammen mit der NTB, wie geplant in Fachzeitschriften veröffentlicht.



7 Referenzen

1. *Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps.*
Schiffmann, Jürg and Favrat, Daniel. s.l. : International Journal of Refrigeration, 32, 8, 1918-1928, 2009.
2. *Aeschbacher, Arno. Numerical and experimental performance investigations on a reduced-scale centrifugal compressor by using variable inlet guide vanes.* s.l. : Masterthesis at LAMD / EPFL, 2017.

