



Diplomarbeit

Kennfeldmessung eines Radialverdichters mit Drehzahl- und Vordrallregelung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing. oder DI) eingereicht an der TU Wien,
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Michael Schwaiger
Mat.Nr.: 01325543

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger
Institut für Energietechnik und Thermodynamik, E302

Mödling, am 25. März 2019

Michael Schwaiger

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung
Diplomarbeit
nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Mödling, am 25. März 2019

Michael Schwaiger

Kurzfassung

Im Besitz des Labors für thermische Turbomaschinen des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien befinden sich verschiedene Luftversorgungseinrichtungen, darunter auch ein Radialverdichter PGW HL 100 / 50 / 00. Dieser wurde im Zuge der Übersiedlung des Labors an den Standort Arsenal neu aufgebaut und wird dort durch einen drehzahlregelbaren Gleichstrommotor angetrieben. Zusätzlich bietet ein vorgeschalteter Vordrallregler eine weitere Regelmöglichkeit. Um in weiterer Folge als Luftversorgung einer Versuchsanlage Verwendung finden zu können, ist die Kenntnis des Kennfeldes des Radialverdichters erforderlich. Ein solches beschreibt das Betriebsverhalten eines Verdichters und wird meist durch den Zusammenhang zwischen dem vom Verdichter erzeugten Druckverhältnis und dem sich dabei einstellenden Massenstrom bei unterschiedlichen Drehzahlen dargestellt.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit sollen Kennfelder des Radialverdichters PGW HL 100 / 50 / 00 für unterschiedliche Drehzahlen und Winkelstellungen des Vordrallreglers experimentell bestimmt werden. Zusätzlich erfolgen die Ermittlung des inneren Wirkungsgrades und der inneren Leistung sowie ein Vergleich der dimensionslos dargestellten Kennlinien unterschiedlicher Verdichterdrehzahlen und Winkelstellungen des Vordrallreglers. Zum Abschluss wird ein Vergleich zwischen dem mittels Drehzahlregelung aufgenommenen Kennfeld und einem Herstellerkennfeld durchgeführt.

Abstract

The collection of the Institute for Energy Systems and Thermodynamics of the Technische Universität Wien contains several compressors for serving the purpose of a compressed air supply. One of them is the radial compressor PGW HL 100 / 50 / 00. In the course of the move of the laboratory for thermal turbomachinery to the Arsenal this compressor was installed in a new test stand and is now driven by a direct current motor, which allows the compressor to be operated with variable speed. In addition the compressor can be regulated via variable inlet-guide vanes. For the purpose of serving as a compressed air supply unit for the test stand in which the compressor is installed in, knowledge of its so called compressor map is needed. This compressor map provides information about the compressors operational behaviour, usually it shows the connection between pressure ratio and mass flow at various speeds.

It is therefore the objective of the present study to experimentally determine compressor maps of the PGW HL 100 / 50 / 00 for several speeds and angular positions of the inlet-guide vanes. Additionally the efficiency and power requirement of the compressor are calculated and the characteristics of the compressor maps in their dimensionless form are compared with each other. At the end a comparison between the determined compressor map for various speeds and a compressor map provided by the manufacturer is realized.

Danksagung

Allen voran möchte ich mich bei Herrn Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger dafür bedanken, dass er meine Neugierde für die thermischen Turbomaschinen geweckt hat und es mir ermöglichte, dieser sowohl in einer Bachelor- als auch in dieser Diplomarbeit nachzugehen. Sein Engagement, sein ehrliches Interesse und der Umgang auf Augenhöhe zeichnen seine Betreuung aus.

Ich danke zudem auch Thomas Mitschitz recht herzlich für seine Mithilfe beim Aufbau des Versuchsstandes und bei der Durchführung der Messungen.

Ein besonderer Dank gilt außerdem meinen Eltern Vera und Herbert für ihre Unterstützung in allen Belangen. Sie hat in großem Maße dazu beigetragen, die Zeit meines Studiums zu einer zu machen, auf die ich mit Freude zurückblicken werde.

Zu großem Dank von Herzen bin ich auch meiner Freundin Viktoria verpflichtet. Mit ihrem ermutigenden Wesen stand sie mir während meiner Studienzeit immer zur Seite.

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	iv
1 Einleitung	1
2 Theoretische Grundlagen	3
2.1 Einteilung	3
2.2 Aufbau und Wirkungsweise	3
2.3 Verdichterkennfeld	6
2.4 Verdichterregelung	9
2.5 Kompressibilitätseinfluss auf das Verdichterkennfeld	13
3 Versuchsaufbau	19
3.1 Allgemeiner Versuchsaufbau	19
3.2 Anlagenkomponenten	20
4 Kennfeldmessung	24
4.1 Messtechnik	24
4.2 Messdatenerfassung	28
4.3 Massenstrommessung nach DIN EN ISO 5167 [1]	29
4.4 Versuchsdurchführung	32
4.5 Messergebnisse	33
5 Auswertung der Kennfeldmessung	37
5.1 Kennfeld mit Drehzahlregelung	37
5.2 Kennfeld mit Vordrallregelung	48
5.3 Vergleich mit Herstellerkennfeld	55
6 Bewertung und Ausblick	62
Literatur	64
Anhang A: Herstellerkennfeld	65
Anhang B: Berechnungsergebnisse	66

Symbolverzeichnis

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Querschnittsfläche	[m ²]
a_i	spezifische innere Arbeit	[J/kg]
a_u	spezifische Umfangsarbeit	[J/kg]
c	Absolutgeschwindigkeit	[m/s]
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	[J/kgK]
C	Durchflusskoeffizient	[-]
C	dimensionslose Absolutgeschwindigkeit	[-]
d	Außendurchmesser	[m]
D	Innendurchmesser	[m]
e	Länge der zyl. Blendenöffnung	[m]
E	Blendendicke	[m]
h	spezifische Enthalpie	[J/kg]
ΔH	spezifische Totalenthalpiedifferenz	[J/kg]
i	Übersetzungsverhältnis	[-]
k	Rauheit	[m]
l_E	Einlauflänge	[m]
La	Lavalzahl	[-]
Ma	Machzahl	[-]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Verdichterdrehzahl	[1/min]
n_A	Antriebsdrehzahl	[1/min]
p	statischer Druck	[Pa]
Δp	Druckdifferenz/erhöhung	[Pa]
p_w	Wirkdruck	[Pa]
P_i	innere Leistung	[W]
R	spezifische Gaskonstante	[J/kgK]
Re	Reynoldszahl	[-]
T	Temperatur	[K]
u	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
U	dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit	[-]
v	spezifisches Volumen	[m ³ /kg]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
w	Relativgeschwindigkeit	[m/s]
α	Winkelstellung des Vordrallreglers	[°]
α	Absolutströmungswinkel	[°]
β	Durchmesser Verhältnis der Blende	[-]
β	Relativströmungswinkel	[°]
ε	Kompressibilitätskoeffizient	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
ψ	Druckzahl	[-]
φ	rel. Luftfeuchte	[-]
φ	Durchflusszahl	[-]

φ_c	alt. Durchflusszahl	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Rohrreibungswert	[-]
λ	Arbeitszahl	[-]
Π	Druckverhältnis	[-]
ϱ	Dichte	[kg/m ³]

Index	Beschreibung
1	Anlage: Kontrollfläche vor Blende
1	Verdichter: Kontrollfläche Laufradeintritt
2	Anlage: Kontrollfläche nach Blende
2	Verdichter: Kontrollfläche Laufradaustritt
3	Anlage: Kontrollfläche vor Verdichter
3	Verdichter: Kontrollfläche Diffusoraustritt
4	Anlage: Kontrollfläche nach Verdichter
<i>A</i>	Verdichtereintritt
<i>Bl</i>	Blende
<i>B</i>	Verdichteraustritt
<i>Dr</i>	Drossel
<i>s</i>	isentrop
<i>t</i>	total
<i>U</i>	Umgebung
<i>u</i>	Umfang

1 Einleitung

In zahlreichen technischen Anwendungen besteht die Notwendigkeit Gas auf ein höheres Druckniveau zu verdichten. Sei es beispielsweise bei der Aufladung eines Verbrennungsmotors, in einer Gasturbine, bei der Zufuhr von Frischluft in Hochöfen oder auch in Verdichterstationen bei der Förderung von Gasen durch Pipelines. Um die in all diesen Anwendungen notwendige Verdichtung zu realisieren, existieren verschiedene technische Lösungen. Eine davon stellt der Radialverdichter dar. Bereits im 19. Jahrhundert in verschiedenen Industrien im Einsatz, liegt das Anwendungsgebiet der Radialverdichter heute dort, wo hohe Druckverhältnisse bei kompakter Bauweise und moderaten Wirkungsgraden gefragt sind, wie etwa bei Triebwerken für Leichtflugzeuge, sichtbar in Abb. 1.1.

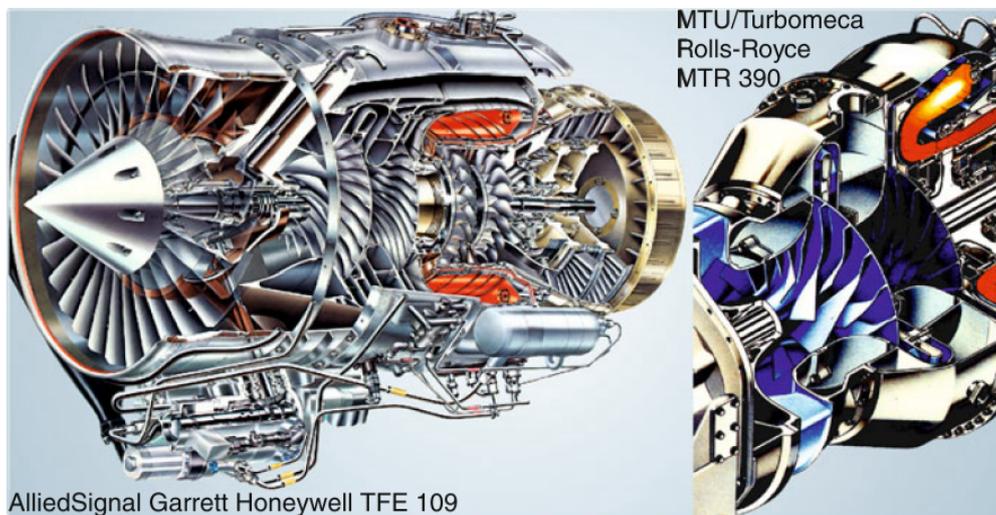


Abbildung 1.1: In Flugzeugtriebwerken verbaute Radialverdichter aus [2]

Um einen Radialverdichter für eine bestimmte Anwendung einsetzen zu können, ist die Kenntnis seines Betriebsverhaltens von essentieller Bedeutung. Dieses wird über einen breiten Betriebsbereich in sogenannten Verdichterkennfeldern festgehalten, welche Aufschluss darüber geben, wie Druckverhältnis, Wirkungsgrad, Leistungsaufnahme und Massenstrom voneinander bei variierten Betriebsparametern, wie etwa der Drehzahl, abhängen. Durch einen Vergleich des Verdichterkennfeldes mit den Anforderungen einer Anwendung kann also entschieden werden, ob ein bestimmter Verdichter für eine bestimmte Anwendung eingesetzt werden kann.

Auch im Labor für thermische Turbomaschinen der TU Wien befindet sich ein Radialverdichter, der PGW HL 100 / 50 / 00. Dieser wurde ursprünglich für einen Versuchsstand als Luftversorgung einer direkt biomassegefeuerten Gasturbinenanlage angeschafft. Da dieser Versuchsstand allerdings seit längerer Zeit nicht mehr in Betrieb ist, war auch der Radialverdichter nicht in Verwendung. Durch die Übersiedlung des Labors an den neuen Standort

Arsenal und die damit einhergehenden neu geschaffenen infrastrukturellen Möglichkeiten wurde dieser in einen neuen Versuchsstand integriert. Um in diesem als Luftversorgung dienen zu können, werden allerdings noch Informationen über das Betriebsverhalten des Radialverdichters in Form eines Kennfeldes benötigt.

Diese Arbeit beschäftigt sich daher mit der experimentellen Ermittlung des Verdichter kennfeldes für den Verdichter PGW HL 100 / 50 / 00. Dabei befasst sie sich mit grundlegenden theoretischen Überlegungen zu Radialverdichtern und deren Kennfeldern, der Dokumentation des Versuchsaufbaus und der eingesetzten Messtechnik und der Auswertung der Ergebnisse. Die in dieser Arbeit gewonnenen Informationen sollen in Folge dem weiteren Aufbau des Versuchsstandes dienen.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Einteilung

Radialverdichter sind sogenannte Turboarbeitsmaschinen und dienen zum Verdichten von Gasen. Sie wandeln die durch den Antrieb zugeführte mechanische Energie in kinetische und potentielle Energie des durch die Maschine strömenden Fluids. Dabei unterscheiden sich Verdichter von Ventilatoren durch das erzielte Druckverhältnis. Nach [3] wird allgemein bei Druckverhältnissen $\Pi < 1.3$ von Ventilatoren gesprochen, bei Druckverhältnissen $\Pi \geq 1.3$ wird der Ausdruck Verdichter verwendet. Auch wenn in der Fachliteratur noch andere, leicht unterschiedliche Einteilungen Verwendung finden, so ist diese eine gängige und soll deswegen zur Charakterisierung der untersuchten Arbeitsmaschine dienen.

Von den ebenfalls den Turboarbeitsmaschinen zuordenbaren Axialverdichtern unterscheidet sich der Radialverdichter durch die Strömungsführung durch die Maschine. Während bei Axialverdichtern die Strömung sowohl am Eintritt, als auch am Austritt axial verläuft, strömt das Fluid bei Radialverdichtern ebenfalls axial in die Maschine ein, verlässt diese aber in radiale Richtung. Aus aerodynamischen und festigkeitsmäßigen Gründen ist die in einer Einzelstufe erzeugbare Druckerhöhung begrenzt. Wird von einer Anwendung ein höheres Druckverhältnis verlangt, als eine Einzelstufe erzeugen kann, werden mehrere Stufen hintereinander geschaltet und der Verdichter wird als mehrstufig bezeichnet. [4]

2.2 Aufbau und Wirkungsweise

Die Wirkungsweise eines Radialverdichters soll hier anhand einer, wie der zu untersuchende Verdichter PGW HL 100 / 50 / 00, einstufig ausgeführten Maschine erläutert werden. Dabei werden in Strömungsrichtung auch die Einzelkomponenten des Radialverdichters beschrieben.

Wie in Abschn. 2.1 bereits erwähnt, tritt das Fluid in axialer Richtung in die Maschine ein und trifft als erstes auf das sogenannte Verdichterlaufrad (engl. Impeller). Ein Beispiel eines solchen ist rechts in Abb. 2.1 abgebildet. Es ist halboffen ausgeführt, besitzt also keine Deckscheibe, welche die Schaufelkanäle auf Seiten der Schaufelspitzen abdeckt.

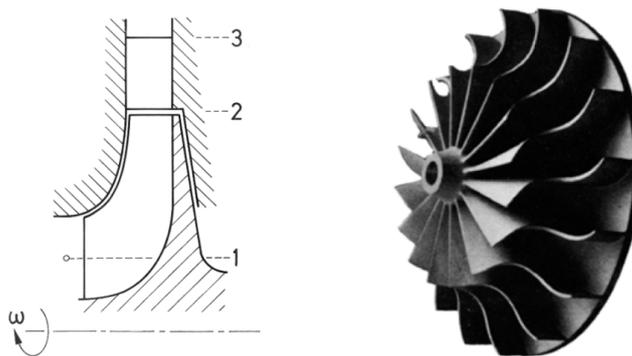


Abbildung 2.1: links: Radialverdichterstufe mit halboffenem Laufrad aus [5]; rechts: halboffenes Laufrad mit rückwärts gekrümmten Schaufeln aus [6]

Zusätzlich befindet sich links in Abb. 2.1 eine Darstellung einer Radialverdichterstufe mit eingezeichneten Kontrollflächen. Die Kontrollfläche am Eintritt in das Laufrad wird mit 1, jene am Austritt mit 2 beziffert. Wird eine drallfreie Anströmung und eine konstante Drehzahl des Verdichterlaufrades angenommen, so kann aus der absoluten Strömungsgeschwindigkeit c_1 , der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades u_1 und der Relativströmungsgeschwindigkeit w_1 zur Umfangsgeschwindigkeit ein Geschwindigkeitsdreieck für die Kontrollebene 1 gebildet werden, welches rechts in Abb. 2.2 ersichtlich ist.

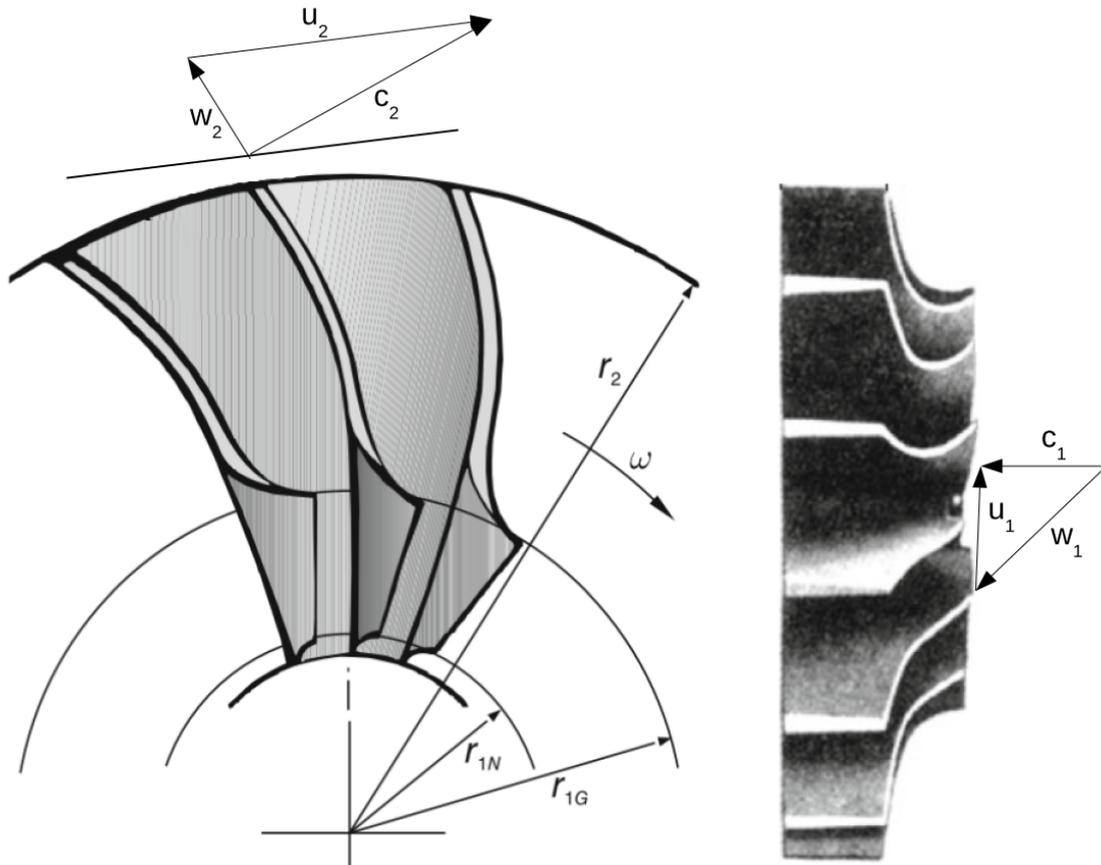


Abbildung 2.2: links: Laufrad aus axialer Sicht mit Geschwindigkeitsdreieck am Austritt, verändert aus [2]; rechts: Laufrad aus radialer Sicht mit Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt, verändert aus [2]

Abbildung 2.2 erklärt auch die in Abb. 2.1 ersichtlichen gebogenen Schaufelkanten am Eintritt des Verdichterlaufrades. Diese werden für einen möglichst verlustfreien Eintritt der Strömung in Richtung der Relativgeschwindigkeit w_1 im Auslegungspunkt ausgerichtet.

Nach dem Eintritt wird die Strömung durch die Schaufeln des Verdichterlaufrades umgelenkt und verlässt dieses bei Kontrollebene 2. Die Austrittskanten können dem Verwendungszweck folge leistend in Bezug auf die Drehrichtung vorwärtsgekrümmt, rückwärts-

gekrümmt oder radial endend ausgeführt sein. Das Geschwindigkeitsdreieck für die Kontrollebene 2 ist zusammen mit einer vereinfachten Abbildung eines Verdichterlaufrades in axialer Richtung in Abb. 2.2 links ersichtlich. Eine gemeinsame, übereinanderliegende Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke stellt Abb. 2.3 dar. In dieser werden mit α die Winkel bezeichnet, welche die Richtungen der Absolutströmungen mit der Umfangsgeschwindigkeit einschließen und mit β jene, welche die Richtungen der Relativströmungen mit der Umfangsgeschwindigkeit einschließen.

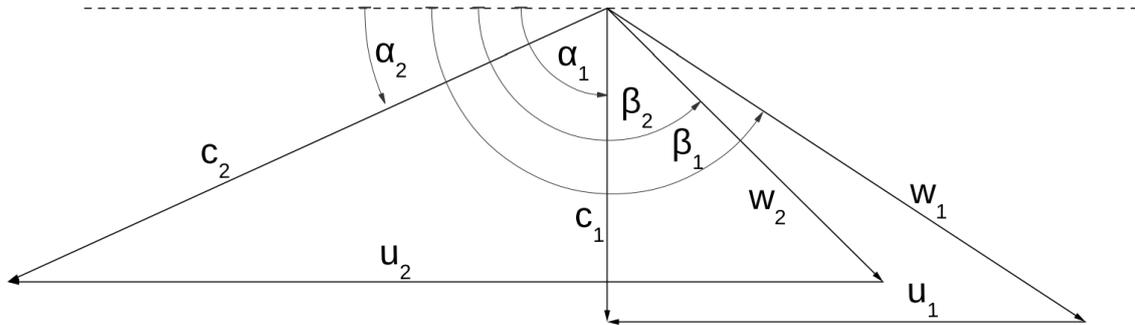


Abbildung 2.3: gemeinsame Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke des Verdichterlaufrades

Die vom Verdichterlaufrad am Strömungsfluid erbrachte spezifische Umfangsarbeit lässt sich mit den Größen der Geschwindigkeitsdreiecke gemäß [7] mit der eulerschen Impulsmomentengleichung

$$a_u = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (2.1)$$

ermitteln. Diese gibt die Steigerung der totalen spezifischen Enthalpie des Strömungsfluids von h_{t1} auf h_{t2} an. Wie aus Gl. (2.1) ersichtlich, tragen im Falle einer drallfreien Anströmung nur Komponenten aus der Kontrollebene 2, also dem Laufradaustritt, zur spezifischen Umfangsarbeit bei. Dass es nicht immer zu einer drallfreien Anströmung kommt und eine drallbehaftete Anströmung in manchen Fällen gewünscht ist, werden spätere Erläuterungen zur Regelung mittels Vordrallregler in Abschn. 2.4 zeigen.

Nach dem Austritt aus dem Verdichterlaufrad tritt eine hohe Absolutgeschwindigkeit c_2 auf. Diese wird in einem entweder beschaufelt oder unbeschaufelt ausgeführten Diffusor durch Verzögerung in statischen Druck umgewandelt. Ein anschließendes Spiralgehäuse erfüllt eine Sammelfunktion und leitet das Strömungsfluid in radialer Richtung aus der Maschine.

2.3 Verdichterkennfeld

Ein Verdichterkennfeld ist die gemeinsame Darstellung mehrerer Verdichterkennlinien eines Verdichters bei geänderten Betriebsparametern. Es ist daher naheliegend zuerst die Charakteristik einer solchen Verdichterkennlinie zu beschreiben und dann das Verdichterkennfeld näher zu betrachten.

Eine Verdichterkennlinie beschreibt das Betriebsverhalten eines Verdichters über einen bestimmten Betriebsbereich. Zumeist geschieht dies durch den Zusammenhang zwischen dem erzeugten Druckverhältnis und dem sich dabei einstellenden Durchsatz eines Verdichters. Dabei wird der Durchsatz üblicherweise durch den Massenstrom \dot{m} , seltener auch über den Volumenstrom \dot{V} am Verdichtereintritt angegeben. Um die Charakteristik einer solchen Kennlinie zu ermitteln, wird in [5] ausgehend vom Durchflussgesetz der einfachen Mündung oder Düse mit Hilfe des Kegelgesetzes nach Stodola die allgemeine Form der Durchsatzgleichung der Turbine

$$\frac{\dot{m}\sqrt{\kappa p_A v_A}}{d^2 p_A} = F_1 \left(\frac{p_B}{p_A}, \frac{nd\pi}{\sqrt{\kappa p_A v_A}} \right) \quad (2.2)$$

ermittelt. Diese besteht ausschließlich aus dimensionslosen Kennzahlen und die Indizes A und B in dieser bezeichnen den Zustand des Fluids am Ein- und Austritt des Verdichters. Außerdem wird mit d in Gl. (2.2) der Laufradaußendurchmesser bezeichnet. Der Ausdruck auf der linken Seite der Gleichung beschreibt den reduzierten Massenstrom, der rechte Ausdruck in der Klammer beschreibt die reduzierte Drehzahl und der linke Ausdruck in der Klammer ist das erzielte Druckverhältnis. Der Grund, warum Massenstrom und Drehzahl in reduzierter Form in die Gleichung eingehen ist jener, dass dadurch das Mach'sche Ähnlichkeitsgesetz eingehalten wird, und so Vergleichbarkeit für Betriebspunkte bei unterschiedlichen Eintrittszuständen des Fluids besteht.

Gleichung (2.2) kann auch auf den Verdichter angewandt werden und bei Streichung aller Konstanten sowie Verwendung der Drehzahl in Umdrehungen pro Minute folgt für den Verdichter der Ausdruck

$$\frac{p_B}{p_A} = F_1 \left(\frac{\dot{m}\sqrt{\kappa p_A v_A}}{d^2 p_A}, \frac{nd}{\sqrt{\kappa p_A v_A}} \right) \quad (2.3)$$

für das Druckverhältnis in Abhängigkeit von reduziertem Massenstrom und reduzierter Drehzahl. Für den Wirkungsgrad des Verdichters kann ähnlich vorgegangen werden und die Gleichung

$$\eta = F_2 \left(\frac{\dot{m}\sqrt{\kappa p_A v_A}}{d^2 p_A}, \frac{nd}{\sqrt{\kappa p_A v_A}} \right) \quad (2.4)$$

ermittelt werden, in der dieser ebenfalls nur von reduziertem Massenstrom und reduzierter Drehzahl abhängig ist. Die so mit Gl. (2.3) und Gl. (2.4) aus Messergebnissen berechneten Kurven behalten ihre Gültigkeit für verschiedene Betriebsverhältnisse an der Maschine an der die Messung durchgeführt wurde und ihr geometrisch ähnlicher Maschinen, solange der Isentropenexponent κ und die Reynoldszahl Re konstant bleiben.

Wie jedoch [8] beschreibt ist der Einfluss der Reynoldszahl auf die Verdichterkennlinie oft vernachlässigbar, da dieser nur bei Reynoldszahlwerten bemerkbare Unterschiede in den Kennlinien hervorruft, welche von Strömungen durch Verdichter üblicherweise überboten werden.

Was den Einfluss des Isentropenexponenten anbelangt, so ist dieser vorallem dann zu beachten, wenn der Verdichter nicht mit dem Arbeitsmedium betrieben wird, mit dem die Kennlinie aufgenommen wurde. Mit unterschiedlichen Gasen auf derselben Maschine aufgenommene Kennlinien sind also im Allgemeinen verschieden. Ist allerdings das Arbeitsmedium dasselbe wie bei der Aufnahme der Kennlinie und nur die Betriebsbedingungen unterschiedlich, so kann der Einfluss des Isentropenexponenten gering ausfallen. Dies beruht auf der Tatsache, dass, wie beispielsweise bei Luft, κ oft über große Druck- und Temperaturbereiche relativ konstant bleibt.

Aus der Betrachtung der Einflüsse von Reynoldszahl und Isentropenexponent auf das Verdichterkennfeld lässt sich somit folgern, dass diese für Verdichterkennlinien eines bestimmten Radialverdichters, solange sie mit dem selben Arbeitsmedium aufgenommen wurden, eine untergeordnete Rolle spielen.

Es ist außerdem üblich Gl. (2.3) und Gl. (2.4) für die Darstellung des Verhaltens eines Verdichters für ein bestimmtes Arbeitsmedium mithilfe der allgemeinen Gasgleichung, angewandt auf die Bedingungen am Verdichtereintritt

$$p_A v_A = RT_A \quad (2.5)$$

und weglassen aller Konstanten, auf die nicht mehr dimensionslosen Formen

$$\frac{p_B}{p_A} = F_1 \left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_A}}{p_A}, \frac{n}{\sqrt{T_A}} \right) \quad (2.6)$$

und

$$\eta = F_2 \left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_A}}{p_A}, \frac{n}{\sqrt{T_A}} \right) \quad (2.7)$$

zu bringen.

Werden nun Kennlinien eines Verdichters für unterschiedliche Betriebsparameter, beispielsweise unterschiedliche Drehzahlen, ermittelt und in ein einziges Diagramm eingetragen entsteht ein Verdichterkennfeld. Abbildung 2.4 zeigt ein beispielhaftes Kennfeld eines Radialverdichters, in dem sowohl der Massenstrom, als auch die Drehzahl wie in Gl. (2.6) reduziert und auf die jeweiligen Werte im Auslegungspunkt bezogen sind. Es setzt sich aus bei sechs unterschiedlichen Drehzahlen aufgenommenen Verdichterkennlinien und aus durch mit Linien konstanten isentropen Wirkungsgrades, sogenannte Muschelkurven, begrenzte Bereiche zusammen.

Die in Abb. 2.4 gestrichelt dargestellte Begrenzung der Verdichterkennlinien, die sogenannte Pumpgrenze (engl. surge line), bildet den minimalen Fördermassenstrom der jeweiligen

Kennlinie ab. Diese Grenze markiert einen Bereich in dem der Verdichter keinen stabilen Betriebszustand halten kann, sondern eine durch Strömungsabrisse in den Stufen auftretende Unterdruckwelle in ursprüngliche Strömungsrichtung erzeugt, welcher eine schlagartige Rückströmung folgt. Dies geschieht in bestimmter Periodizität, da nach der Rückströmung der Verdichter wieder zu seinem ursprünglichen instabilen Betriebspunkt gelangt. Man spricht bei diesem für den Verdichter schädlichen Betriebsverhalten von Verdichterpumpen.

Die Grenze des maximalen Fördermassenstroms für die jeweilige Kennlinie bildet die sogenannte Schluckgrenze (engl. choke line). Das Erreichen dieser Grenze zeigt sich im Verdichterkennfeld zunächst durch einen steilen Abfall und danach durch einen senkrechten Verlauf der Kennlinien, welcher in Abb. 2.4 zwar nicht mehr eingezeichnet ist, sich aber aus dem Verlauf der Kennlinien bei 1.0- und 1.05-facher Auslegungsdrehzahl erahnen lässt. Diese Grenze entsteht durch das Annähern der Machzahl der Strömung im Verdichter an den Wert 1, was dazu führt, dass der Massenstrom durch die Maschine nicht mehr gesteigert werden kann.

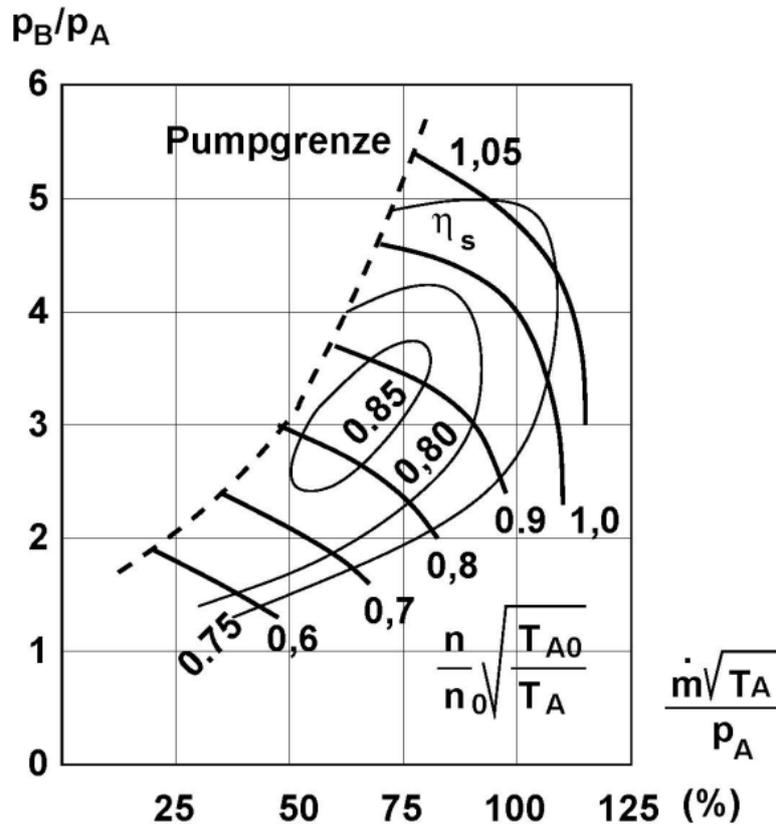


Abbildung 2.4: Kennfeld eines Radialverdichters aus [5]

2.4 Verdichterregelung

Um eine Anlage in der ein Verdichter verbaut ist an verschiedenen Betriebspunkten betreiben zu können, muss ein Verdichter gewisse Regelungsmöglichkeiten bieten. Die gängigsten davon sollen in diesem Abschnitt erläutert werden. Während einige Methoden der Vollständigkeit halber erwähnt, aber bewusst nur kurz erläutert werden, soll ein besonderes Augenmerk auf der Drehzahländerung und dem Einsatz eines Vordrallreglers liegen. Diese Regelungsmethoden werden bei der in Abschn. 4.4 erläuterten Aufnahme der Messpunkte angewendet.

Drosselung am Verdichteraustritt

Eine einfache Möglichkeit den vom Verdichter geförderten Massenstrom an einen geringeren Bedarfsmassenstrom anzupassen besteht in einer Drosselung am Verdichteraustritt. Durch den geringeren Bedarfsmassenstrom erzeugt der Verdichter eine erhöhte Drucksteigerung, welche bei dieser Regelungsmethode durch Drosselung am Verdichteraustritt abgebaut wird. Nachteilig an dieser Methode ist, dass die durch den Verdichter zu viel geleistete Arbeit am Strömungsfluid durch die Drosselung verloren geht.

Drosselung am Verdichtereintritt

Die Drosselung am Verdichtereintritt stellt eine energetisch günstigere Lösung als die Drosselung am Verdichteraustritt dar. In Abb. 2.5 links ist ersichtlich, dass der Verdichter ein geringeres Druckverhältnis erzeugen und damit nach [5] auch weniger Leistung aufwenden muss, um den gewünschten Betriebspunkt zu erreichen, wenn durch Drosselung der Eintrittsdruck gesenkt wird.

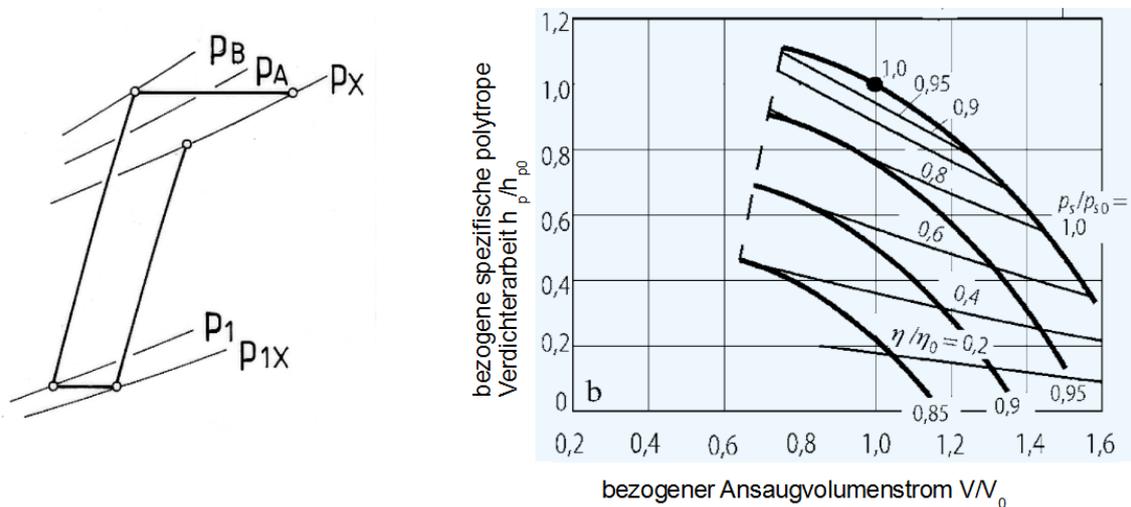


Abbildung 2.5: links: h/s -Diagramm zum Vergleich von Eintritts- und Austrittsdrosseln aus [5]; rechts: Kennfeld eines am Verdichtereintritt gedrosselten Verdichters [9]

Außerdem hat diese Regelmethode noch den Nebeneffekt, dass die Pumpgrenze im in Abb. 2.5 ersichtlichen Verdichterkennfeld nach links, also zu kleineren Volumen- und damit auch Massenströmen verschoben wird. Das in dieser Abbildung ersichtliche Kennfeld besteht dabei aus Kennlinien mit konstanter Drehzahl und unterschiedlichen Druckverhältnissen an der eintrittseitigen Drosselklappe.

Anmerkung: Auf der Ordinate des Kennfeldes in Abb. 2.5 ist anstatt des Druckverhältnisses die bezogene spezifische polytrope Verdichterarbeit aufgetragen. Dies ändert allerdings qualitativ nichts an der Form der Kennlinien.

Bypass-Regelung

Die Bypass-Regelung wird vor allem dann verwendet, wenn andere Regelungsmethoden nicht angewandt werden können. Dies könnte beispielsweise bei einer steilen Kennlinie eines Axialverdichters der Fall sein, bei dem mittels Drosselung nur ein sehr kleiner Betriebsbereich abgedeckt werden kann.

Die Regelungsmethode beruht darauf, dass der für den Betriebspunkt zu viel geförderte Anteil des Verdichtermassenstroms nach der Verdichtung abgeführt und über einen Bypass-Kühler zur Saugleitung zurückgeführt wird. In anderen Ausführungen wird der Bypass-Massenstrom auch in einer sogenannten Rekuperationsturbine dazu genutzt einen Teil der zu viel geleisteten Verdichterarbeit zurückzugewinnen. Abbildung 2.6 links zeigt den Aufbau einer Bypass-Regelung mit Rekuperationsturbine und Abb. 2.6 rechts ein für die Bypass-Regelung typisches Kennfeld, bei dem für konstante Drehzahlen Kennlinien für unterschiedliche Bypass-Verhältnisse aufgetragen werden.

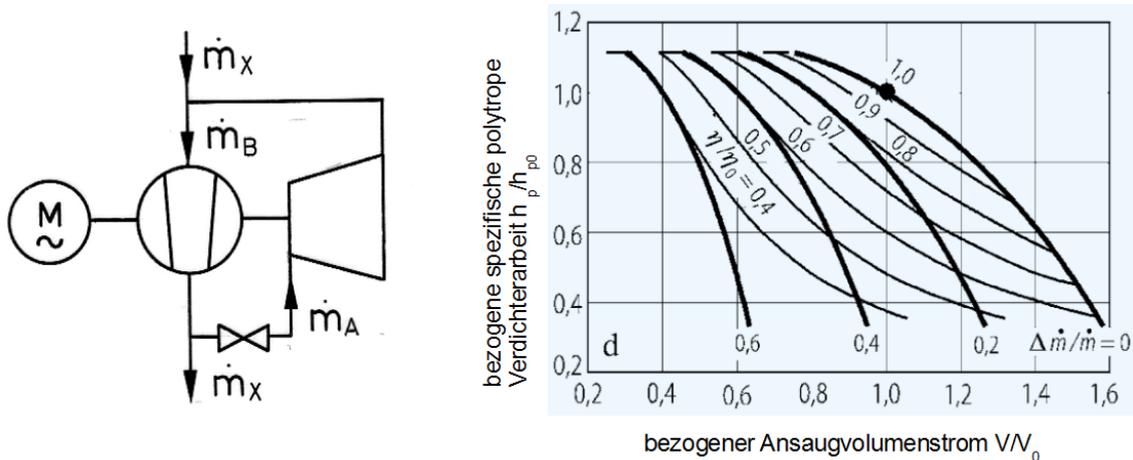


Abbildung 2.6: links: Aufbau Bypass-Regelung mit Rekuperationsturbine aus [5]; rechts: Kennfeld eines Bypass-geregelten Verdichters aus [9]

Drehzahländerung

Die vermutlich naheliegendste Methode zur Anpassung des Verdichters an einen neuen Betriebspunkt ist die Änderung der Betriebsdrehzahl. Zur Anwendung dieser muss allerdings antriebsseitig die Möglichkeit gegeben sein den Verdichter mit verschiedenen Drehzahlen betreiben zu können. Dies ist etwa durch einen regelbaren Elektromotor oder durch den direkten Antrieb mittels Dampf- oder Gasturbine gegeben. Die in Abschn. 2.3 bereits gezeigte Abb. 2.4 zeigt ein Kennfeld für unterschiedliche Betriebsdrehzahlen.

Bei inkompressibler Betrachtung lassen sich nach [9] auf der Drehzahl beruhende Ähnlichkeitsbeziehungen für Strömungsmaschinen (engl. fan laws) angeben. Diese besagen, dass sich bei Änderung der Verdichterdrehzahl der geförderte Volumenstrom mit

$$\dot{V} = k_1 \cdot n \quad (2.8)$$

linear, die erzeugte Druckerhöhung mit

$$\Delta p = k_2 \cdot n^2 \quad (2.9)$$

quadratisch und die innere Leistung mit

$$P_i = k_3 \cdot n^3 \quad (2.10)$$

kubisch verändert. Anders als bei den zuvor beschriebenen Regelmöglichkeiten leistet der Verdichter bei Betrieb mit veränderter Drehzahl nur die tatsächlich benötigte Arbeit und erzielt so, wie in Abb. 2.4 ersichtlich, auch bei anderen Betriebspunkten als dem Auslegungspunkt hohe Wirkungsgrade. Außerdem bietet die Regelung mittels Drehzahländerung die Möglichkeit den Verdichter durch höhere Drehzahlen auch bei Überlast zu betreiben.

Vordrallregelung

Eine weitere Möglichkeit zur Regelung eines Verdichters bietet der Einbau eines Vordrallreglers unmittelbar am Verdichtereintritt. Dieser Drallerzeuger besteht aus einer verstellbaren Schaufelreihe mit deren Hilfe der Strömung ein Mit- oder Gegendrall aufgeprägt werden kann. In Abbildung 2.7 ist der Aufbau eines solchen Vordrallreglers ersichtlich.

Der erzeugte Drall spiegelt sich in einer Veränderung der Richtung α_1 der in den Verdichter eintretenden Absolutströmung wieder, während vor allem bei Radialrädern die kanalartigen Laufradgitter dafür sorgen, dass die Austrittsströmung wenig von diesen geänderten Eintrittsverhältnissen beeinflusst wird. Diese veränderte Eintrittsströmung wirkt sich gemäß Gl. (2.1), der eulerschen Impulsmomentengleichung, auf die vom Verdichter geleistete spezifische Umfangsarbeit a_u und somit auch auf die erzielte Drucksteigerung aus. Wie die in Abb. 2.8 ersichtlichen Geschwindigkeitsdreiecke zeigen sorgt ein aufgeprägter Mitdrall für eine Senkung der spezifischen Umfangsarbeit a_u , während ein Gegendrall diese erhöht. Dabei beschreiben die roten Größen und Linien die Geschwindigkeitsdreiecke bei verändertem Drall und die schwarzen Größen und Linien jene ohne Drallregelung. Es zeigt sich damit auch, dass mit dieser Regelung ein Betrieb in Überlast möglich ist. Außerdem



Abbildung 2.7: Aufbau eines Vordrallreglers [10]

sorgt der durch die verdrehten Leitschaufeln veränderte Strömungsquerschnitt für einen veränderten Durchfluss durch den Verdichter.

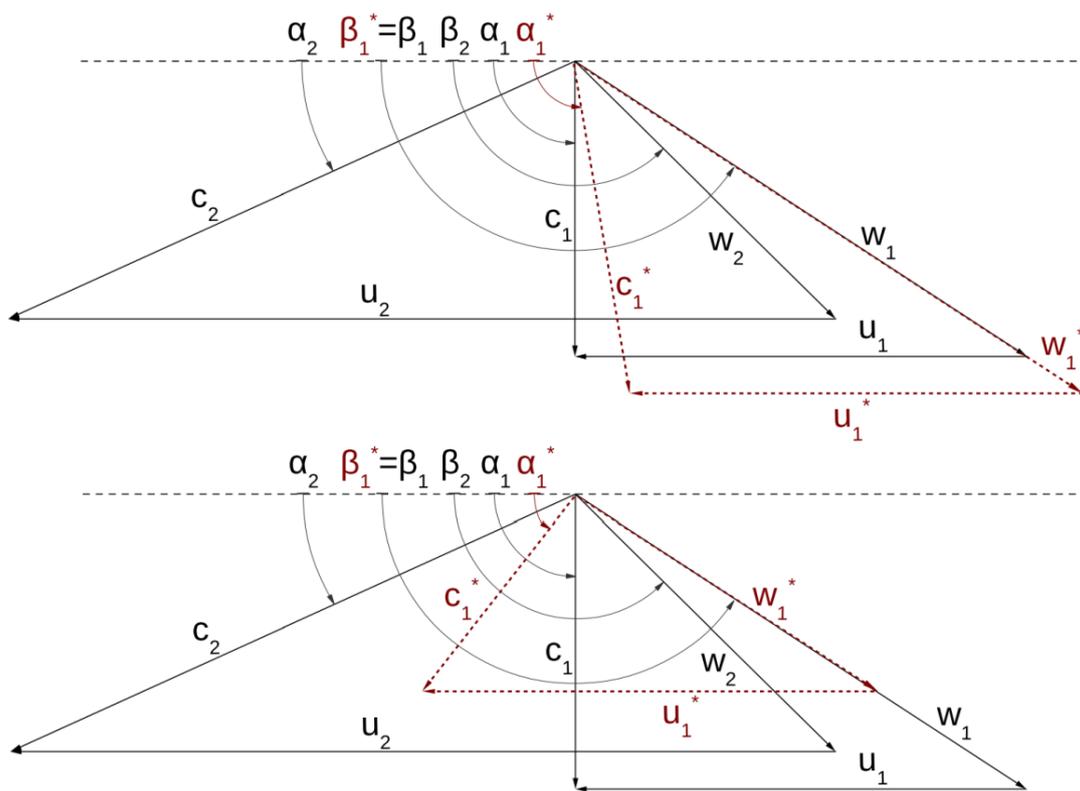


Abbildung 2.8: Geschwindigkeitsdreiecke einer mittels Vordrall geregelten Verdichterstufe; oben: Gegendrall; unten: Mitdrall

Abbildung 2.9 zeigt ein typisches Verdichterkennfeld bei Regelung mittels Vordrallregler. Die unterschiedlichen Kennlinien entstehen durch die verschiedenen Winkelstellungen α der Leitschaufelreihe bei konstanter Verdichterfrequenz. Außerdem kommt es durch die Veränderung der Eintrittsgeschwindigkeit bei Mitdrall zu einer Linksverschiebung des Kennfeldes und auch der Pumpgrenze.

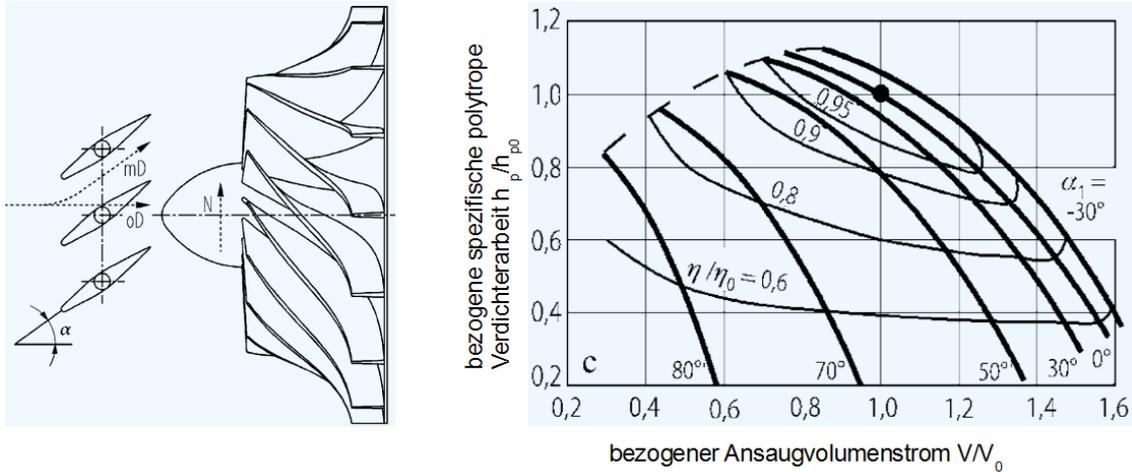


Abbildung 2.9: links: Funktionsskizze eines Vordrallreglers [9]; rechts: Kennfeld eines Verdichters mit Vordrallregelung [9]

Da der Einbau eines Vordrallreglers nicht unerheblich Platz vor jeder Stufe erfordert, wird er vorwiegend bei einstufigen Radialverdichtern und vor jeder Stufe bei Getriebeverdichtern eingesetzt. Bei Axialverdichtern findet sich oftmals nur Platz für eine oder zwei mit Vordrallregler ausgestattete Stufen.

2.5 Kompressibilitätseinfluss auf das Verdichterkennfeld

Der Dokumentation des in dieser Diplomarbeit zu untersuchenden Radialverdichters liegt ein Kennfeld aus dem Jahr 1993 bei. Laut diesem ist der Verdichter bei den Eintrittsbedingungen $T_A = 20^\circ C$ und $p_A = 1 \text{ bar}$ in der Lage mit Drehzahlen von bis zu $n = 28400 \text{ min}^{-1}$ einen Volumenstrom von bis zu $\dot{V}_A = 9000 \text{ m}^3/h$ zu fördern und ein Druckverhältnis von bis zu $\Pi = 2.5$ zu erzeugen. Beim Fördermedium handelt es sich mit Luft außerdem um ein prinzipiell als kompressibel anzunehmendes Fluid. Diese Umstände legen nahe, dass einige der möglichen Betriebspunkte des zu untersuchenden Radialverdichters in einem Bereich liegen, in dem Kompressibilitätseffekte keine untergeordnete Rolle mehr spielen. Als Grenze für Strömungszustände bei denen kompressible Effekte in der Strömung berücksichtigt werden sollten dient der Machzahlwert

$$Ma = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} > 0.3 . \quad (2.11)$$

Verdichterkennlinien bei inkompressibler Strömung

Um in weiterer Folge einen Vergleich der Form der Verdichterkennlinien im kompressiblen und inkompressiblen Fall vornehmen zu können, soll in diesem Abschnitt die Darstellung einer inkompressiblen Verdichterkennlinie mittels dimensionsloser Kennzahlen nach [5] erläutert werden. Für die Darstellung von Kennlinien geometrisch ähnlicher Maschinen können die dimensionslosen Kennzahlen

$$\lambda = \frac{a_u}{u^2} = \frac{\Delta H}{u^2} \quad (2.12)$$

und

$$\varphi = \frac{c_m}{u} \quad (2.13)$$

herangezogen werden, wobei ΔH die spezifische Totalenthalpiedifferenz bezeichnet. Die Durchfluss- oder auch Lieferzahl φ ist ein Maß für den Durchfluss durch den Verdichter und die Arbeitszahl λ ist ein Maß für die Umfangsarbeit. Wie [5] zeigt lässt sich für die Verdichterstufe im inkompressiblen Fall mittels eulerscher Impulsmomentengleichung (Gl. 2.1) der lineare Zusammenhang

$$\lambda = 1 - A\varphi \quad (2.14)$$

zwischen den beiden dimensionslosen Kennzahlen ermitteln. Die Größe

$$A = (KU_1 \cot \alpha_1 - \cot \beta_2) \quad (2.15)$$

stellt in dieser Gleichung mit $K = C_{m1}/C_{m2}$ und $U_1 = u_1/u_2 = d_1/d_2$ eine nur von der Verdichtergeometrie abhängige positive Konstante dar. Damit beschreibt Gl. (2.14), wie in Abb. 2.10 ersichtlich, eine Gerade mit von den konstanten Gitterabströmwinkeln abhängiger negativer Steigung.

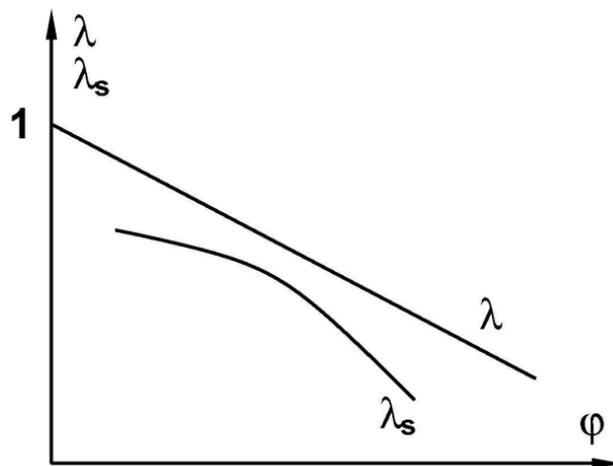


Abbildung 2.10: λ , φ - und λ_s , φ -Charakteristik einer Verdichterstufe [5]

Eine weitere dimensionslose Kennzahl, die mit λ_s bezeichnete isentrope Arbeitszahl, wird mit dem Umfangswirkungsgrad

$$\eta_u = \frac{\Delta H_s}{\Delta H} \quad (2.16)$$

durch

$$\lambda_s = \eta_u \lambda = \frac{\Delta H_s}{u^2} \quad (2.17)$$

ermittelt und ihr Verlauf ist ebenfalls in Abb. 2.10 ersichtlich. Die so ermittelten λ , φ - und λ_s , φ -Charakteristiken gelten dann, solange das Fluid noch als inkompressibel betrachtet werden kann, für beliebige Verdichterdrehzahlen und alle geometrisch ähnlichen Maschinen.

Verdichterkennlinien bei kompressibler Strömung

Wie sich nun die Form einer Verdichterkennlinie durch den Einfluss der Kompressibilität des Strömungsmediums verändert, wird in diesem Abschnitt nach [11] erläutert. In [11] wird die dimensionslose Darstellung einer Verdichterkennlinie mittels der dimensionslosen Druckzahl

$$\psi = \frac{2\Delta H_s}{u^2} = 2\lambda_s \quad (2.18)$$

und der bereits bekannten Durchflusszahl φ für eine Axialverdichterstufe ermittelt. Die Kennzahl ψ unterscheidet sich allerdings nur um den Faktor 2 von λ_s , weshalb ein qualitativer Vergleich zwischen der in Abb. 2.10 ersichtlichen inkompressiblen und der in diesem Abschnitt dargelegten kompressiblen Form der dimensionslosen Verdichterkennlinie möglich ist.

Im ersten Schritt erfolgt in [11] die Ermittlung der Verdichterkennlinien für den verlustlosen kompressiblen Strömungsfall und die Umfangslavalzahlwerte $La_u = [0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.3]$. Die Umfangslavalzahl La_u wird durch

$$La_u = \frac{u}{\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_t}} \quad (2.19)$$

mit Hilfe der Totaltemperatur T_{t1} am Verdichtereintritt ermittelt und dient in der in Abb. 2.11 ersichtlichen Darstellung der Berechnungsergebnisse als Scharparameter, da sich, ähnlich wie bei der Machzahl, mit dieser der Einfluss der Kompressibilität auf die Strömung verändert.

Da es sich wie bereits erwähnt zunächst um einen verlustlosen Strömungsfall handelt gilt $\Delta H_s = \Delta H$ und somit sind die in der Abbildung sichtbaren Kennlinien qualitativ vergleichbar mit der linearen λ -Kennlinie in Abb. 2.10. Es lässt sich erkennen, dass für geringen Durchfluss die kompressiblen Kennlinien in Abb. 2.11 ebenfalls eine lineare Charakteristik aufweisen. Bei höherem Durchfluss jedoch beginnen die einzelnen Kurven abzufallen. Dieser

Abfall erfolgt umso steiler, je höher die auftretende Lavalzahl der Umfangsgeschwindigkeit und somit auch der Einfluss der Kompressibilität ist.

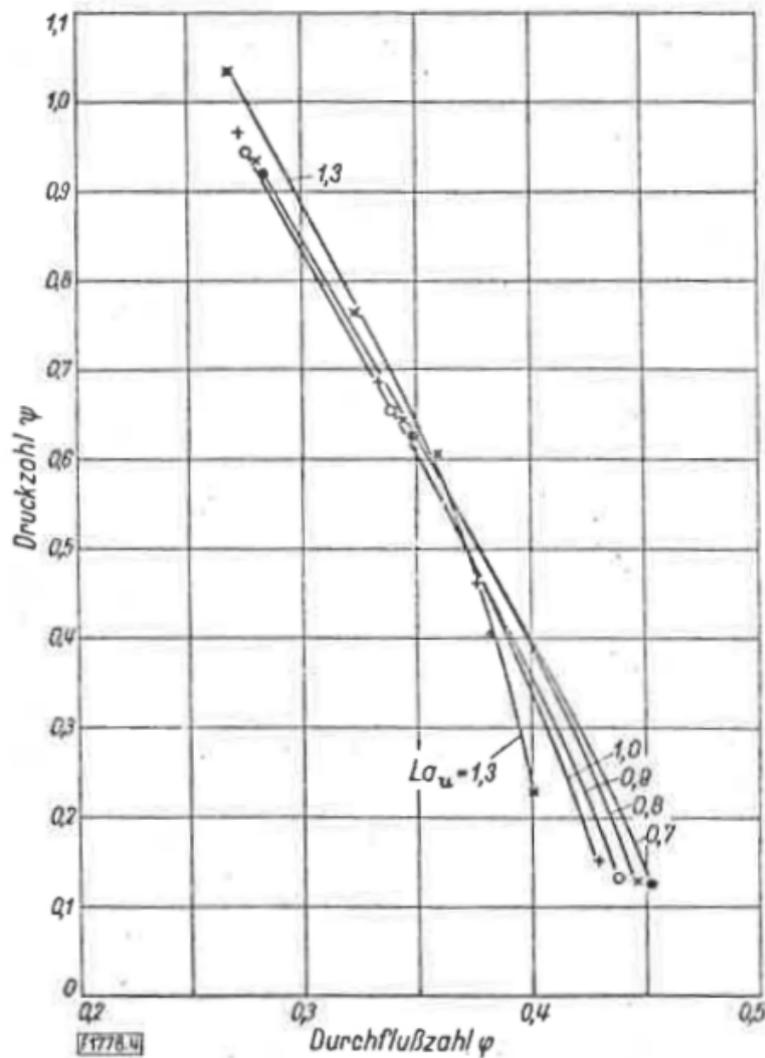


Abbildung 2.11: Kennlinien für eine verlustlose Axialverdichterstufe bei Lavalzahlen $La_u = [0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.3]$ aus [11]

Mit einigen Ergänzungen der den bisher gezeigten Ergebnissen zugrundeliegenden Berechnungen werden in [11] in weiterer Folge auch die Gitterverluste in die Berechnung der Verdichterkennlinien für den kompressiblen Fall miteinbezogen, womit $\Delta H_s = \Delta H$ nicht mehr gilt. Die dafür wieder mit denselben Werten der Umfangslavalzahlen durchgeführten Berechnungen führen zu in Abb. 2.12 ersichtlichen ψ -Kennlinien, welche nun qualitativ mit den λ_s -Charakteristiken für den inkompressiblen Strömungsfall aus Abb. 2.10 vergleichbar sind.

Durch die ebenfalls über φ aufgetragenen parabelförmigen Wirkungsgradverläufe weisen die Verdichterkennlinien nun eine durchgehend gekrümmte Form auf, wobei wie in der verlustlosen Darstellung in Abb. 2.11, die Kurven mit zunehmender Lavalzahl der Umfangsgeschwindigkeit im Bereich hohen Durchflusses steiler abfallen.

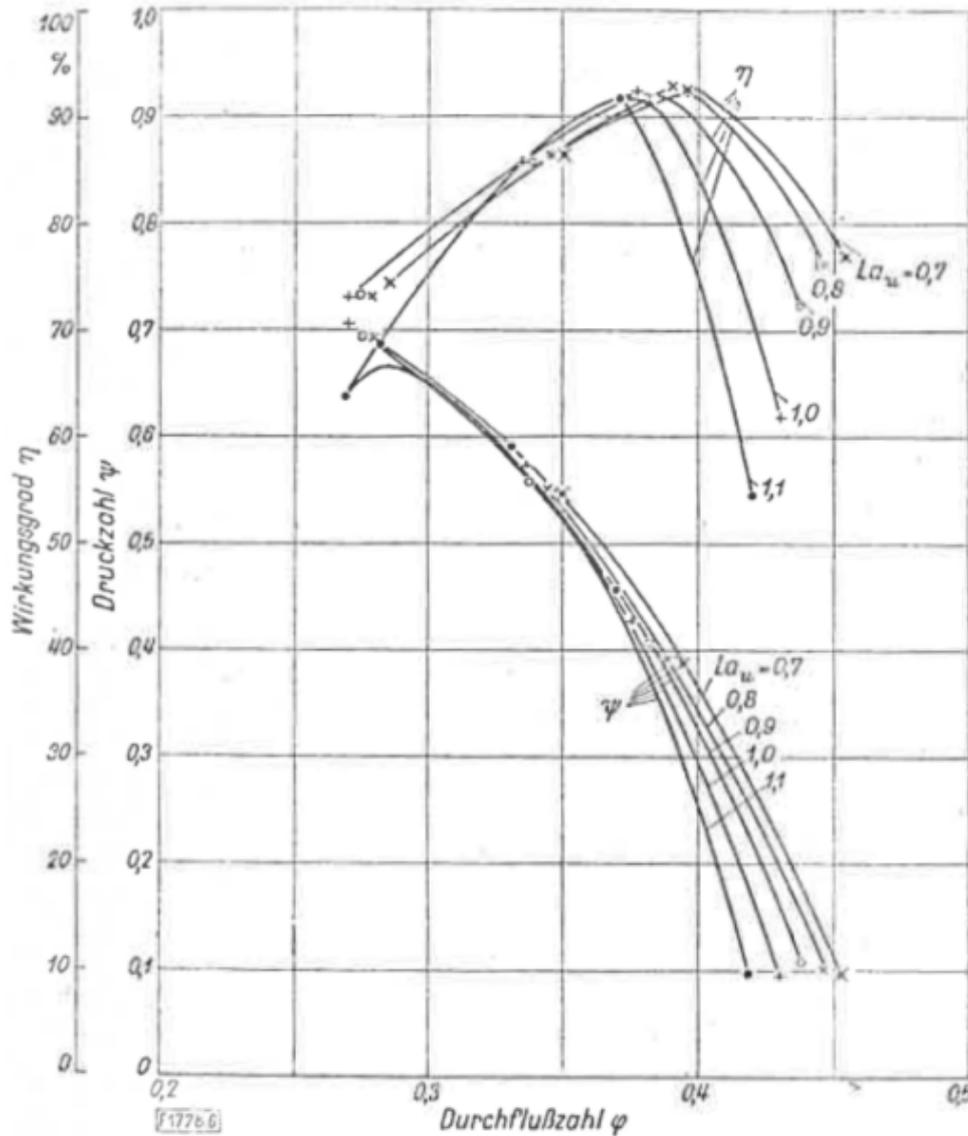


Abbildung 2.12: Wirkungsgradkurven und Kennlinien für eine Axialverdichterstufe bei Lavalzahlen $La_u = [0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1]$ unter Einfluss der Gitterverluste aus [11]

Die Maxima der Wirkungsgradkurven unterscheiden sich in ihrem Betrag nur geringfügig, ihre Position verschiebt sich jedoch mit zunehmender Umfangslavalzahl La_u in Richtung geringeren Durchflusses. Außerdem verlaufen auch die Wirkungsgradkurven bei un-

terschiedlichem La_u unterschiedlich steil, was auf die Machzahlabhängigkeit (und damit auch Lavalzahlabhängigkeit) der Gitterverluste zurückzuführen ist.

Auch wenn es sich bei dem in dieser Diplomarbeit zu untersuchenden Verdichter um einen in radialer Bauform handelt und die Berechnungen in [11] für einen Axialverdichter durchgeführt wurden, können die daraus gewonnenen Erkenntnisse über den Einfluss der Kompressibilität auf die Form einer Verdichterkennlinie in die spätere Interpretation der Ergebnisse der Kennfeldmessung einfließen, da davon auszugehen ist, dass sich der Einfluss der Kompressibilität in gleicher Weise bei Kennlinien von Axial- und Radialverdichtern zeigt.

3 Versuchsaufbau

3.1 Allgemeiner Versuchsaufbau

In Abb. 3.1 ist der allgemeine Aufbau des Versuchsaufbaus zur Kennfeldmessung ersichtlich. Ein drehzahlregulierbarer Gleichstrommotor treibt mithilfe eines Planetengetriebes das Laufrad des Radialverdichters PGW HL 100 / 50 / 00 an. Dadurch wird Luft aus der Umgebung angesaugt, welche nach einer Rohrstrecke, die der Bildung einer ausgeprägten Rohrströmung dienen soll, durch die Messblende strömt. Unter Verwendung dieser wird der Massen- bzw. Volumenstrom bestimmt. Danach folgt erneut eine gerade Rohrstrecke, um die Strömung vor dem Eintritt in den Radialverdichter zu beruhigen. Dem Eintritt des Verdichters ist ein Vordrallregler vorgeschaltet, welcher die Strömung sowohl mit Gegen-, als auch Mitdrall beaufschlagen kann. Vor und nach dem Verdichter werden Temperatur- und Druckmessungen durchgeführt. Die axial einströmende Luft verlässt radial (senkrecht nach oben) den Verdichter und folgt der Rohrleitung nach dem Durchströmen eines Gummi-Kompensators in einen 90°-Krümmer und anschließend in einen Luft/Wasser-Wärmetauscher. Am Ende der Rohrleitung befindet sich ein Drosselschieber, der zur Variierung der Anlagenkennlinie und somit zur Erstellung der Verdichterkennlinien benutzt wird.

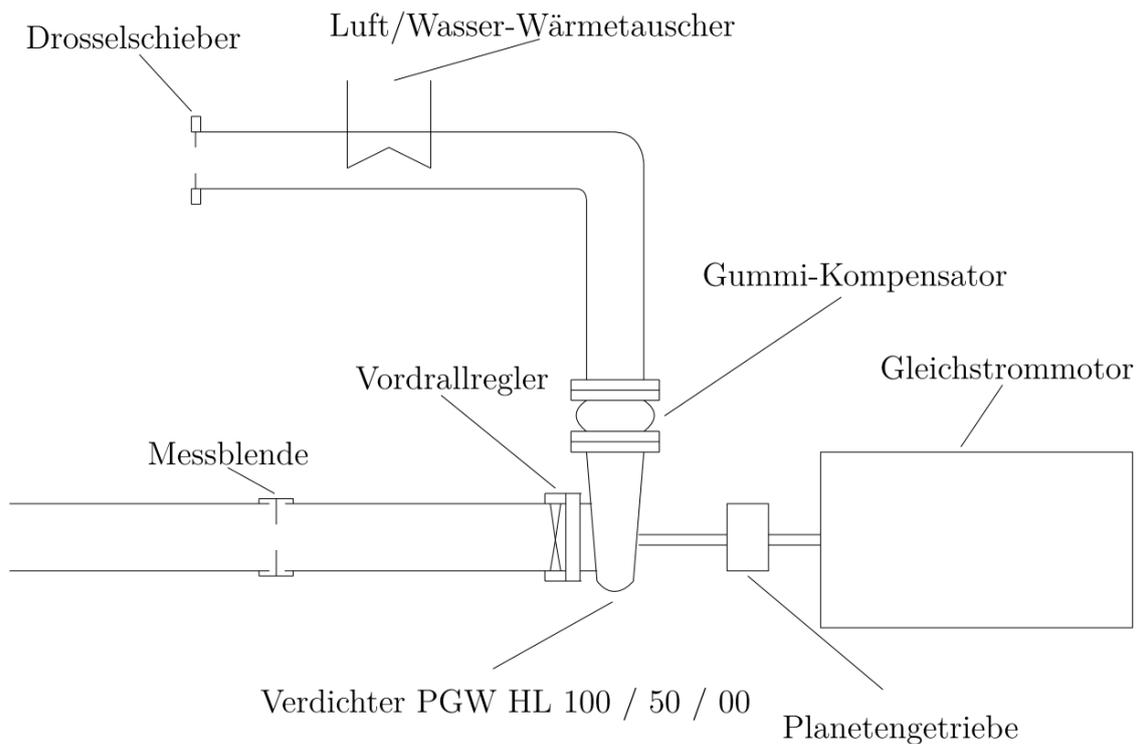


Abbildung 3.1: Versuchsaufbau zur Kennfeldmessung

3.2 Anlagenkomponenten

Verdichter PGW HL 100 / 50 / 00

Der Radialverdichter PGW HL 100 / 50 / 00 verfügt über ein halboffenes Laufrad mit 14 Schaufeln und $d_2 = 260 \text{ mm}$ Laufradaußendurchmesser. Der Diffusor des Radialverdichters ist beschaufelt mit einer Anzahl von 20 Schaufeln ausgeführt und mündet in ein Spiralgehäuse. Der Saugstutzen misst eine Nennweite von DN 350 und der Druckstutzen eine Nennweite von DN 250. Ein im Anhang einsehbares Herstellerkennfeld aus dem Jahr 1993 legt nahe, dass der Auslegungspunkt für die Eintrittsbedingungen $p_A = 1 \text{ bar}$ und $T_A = 20^\circ\text{C}$ in etwa bei einem Druckverhältnis $\Pi = 2$ und einem Volumenstrom $\dot{V} = 7400 \text{ m}^3/\text{h}$ liegt. Dieser wird mit einer Drehzahl $n = 26070 \text{ min}^{-1}$ erreicht. Außerdem geht aus weiteren Unterlagen hervor, dass die 1. kritische Drehzahl des Rotors bei $n = 26000 \text{ min}^{-1}$ liegt.

Am Eintrittsstutzen des Verdichters ist ein Vordrallregler angebracht. Dieser kann der Strömung einen mittels Stellrad per Hand einstellbaren Mit- und Gegendrall aufprägen. Das Gerät ermöglicht die Erzeugung eines Mitdralls von bis zu $\alpha = 90^\circ$ und eines Gegendralls von bis zu $\alpha = -25^\circ$. Durch die Dralländerung ändert sich, wie in Abschn. 2.4 erläutert, die geleistete Umfangsarbeit und damit auch die erzeugte Druckerhöhung. Der Vordrallregler bietet somit, neben der Variierung der Antriebsdrehzahl, eine weitere Möglichkeit den Verdichter zu regeln und durch die Aufnahme einzelner Kennlinien bei unterschiedlichen Stellungen der Schaufeln des Vordrallreglers kann ein Kennfeld erstellt werden.

Gleichstrommotor

Für den Antrieb des Radialverdichters PGW HL 100 / 50 / 00 sorgt ein fremderregter Gleichstrommotor Gfa 107 der Firma ELIN mit folgenden Leistungsdaten:

Ankerspannung: 53-440 V
Ankerstrom : 544 A
Leistung: 22-220 kW
Drehzahl: 400-4000 U/min
Fremderregung: 110 V

Die Gleichstrommaschine ist pendelnd gelagert und war ursprünglich mit einem Hebel versehen, der auf eine Drehmomentenwaage Schember S/D-5U drückte und so eine Drehmomentenmessung bis zu 10 kpm durchführen konnte. Diese Messeinrichtung wurde im Zuge des Neuaufbaus des Versuchsstandes am neuen Laborstandort Arsenal nicht mitinstalliert. Die pendelnde Lagerung kann mit einem Verriegelmechanismus außer Kraft gesetzt werden.

Um auch bei niedrigen Drehzahlen für ausreichend Kühlung der Gleichstrommaschine Gfa 107 zu sorgen, wird diese mit Hilfe eines durch den Drehstrom-Asynchronmotors KmF 90 s/2 der Firma ELIN angetriebenen Lüfters fremdbelüftet. Der Drehstrom-Asynchronmotor

besitzt folgende Leistungsdaten:

Statorspannung: 380 V
Leistung: 1,5 kW
Drehzahl: 2820 U/min
Frequenz: 50 Hz

Getriebe

Die vom Gleichstrommotor erzeugte Wellendrehzahl wird mithilfe eines RENK-TACKE TPA 16 p Planetengetriebes mit einer Getriebeübersetzung von

$$i = 6,882$$

ins Schnelle übersetzt. Es entstand 1993 durch Umbau eines Planetengetriebes RENK PA 16p So. Antriebs- und Abtriebswelle weisen die gleiche Drehrichtung auf. Die Minimaldrehzahl des Gleichstrommotors wird mit Hilfe des Planetengetriebes somit von $n_A = 400 \text{ min}^{-1}$ auf $n = 2753 \text{ min}^{-1}$ und die Maximaldrehzahl des Gleichstrommotors von $n_A = 4000 \text{ min}^{-1}$ auf $n = 27528 \text{ min}^{-1}$ erhöht.

Luft/Wasser-Wärmetauscher

Der Luft/Wasser-Wärmetauscher der Firma GEA Renzmann und Grunewald ist als Gegenstromwärmetauscher mit einer Austauschfläche von $36,05 \text{ m}^2$ ausgeführt. Er dient zur Absenkung der durch die Verdichtung erhöhten Temperatur der Luft, welche zurück in die Umgebung abgeblasen wird. Seine Steuerung erfolgt über die Zentralsteuerung der Verdichteranlage, welche auf Basis der Software Zenon von der Firma GRÜBL eingerichtet wurde, in der eine Temperatur der Luft nach dem Wärmetauscher festgelegt werden kann, ab der Wasser durch den Wärmetauscher geleitet wird.

Drosselschieber

Mit dem verwendeten Drosselschieber der Firma Emile Egger und Co. kann die Durchflussquerschnittsfläche über ein Stellrad kontinuierlich von einem maximalen Wert von $A_{Dr} = 0,03801 \text{ m}^2$ bis zum vollständigen Verschluss geändert werden. Die Skala des Stellrades gibt die geöffnete Querschnittsfläche in Prozent der maximalen Öffnungsquerschnittsfläche an. Den Verschlussmechanismus soll Abb. 3.2 verdeutlichen.

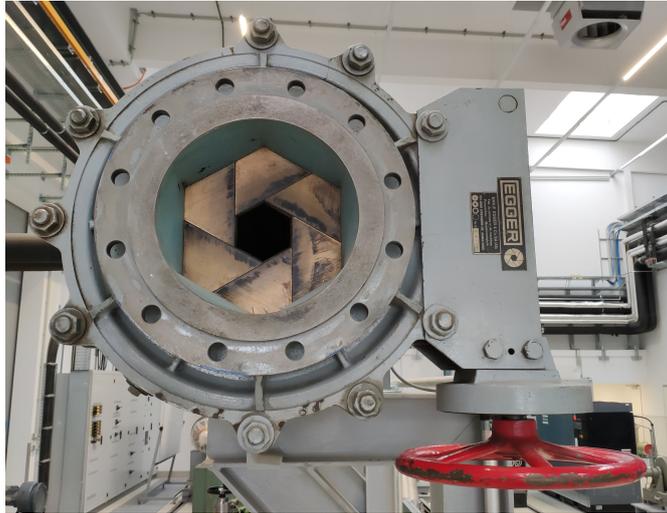


Abbildung 3.2: Drosselschieber in leicht geöffneter Position

Messblende

Für die Durchflussmessung ist eine Messblendenmessung mit Eck-Druckentnahmen realisiert worden, wobei die Druckentnahmen, wie in Abb. 3.3 dargestellt, in Ringkammern in den Flanschen erfolgen.

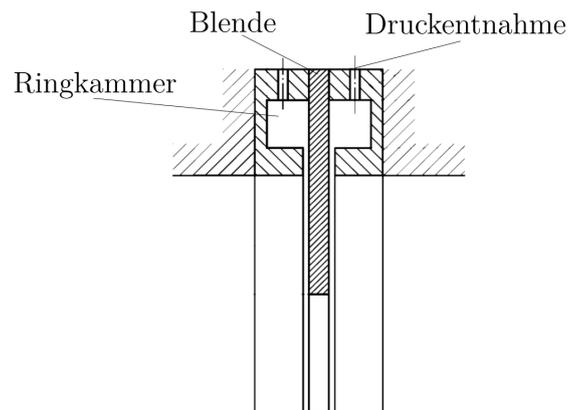


Abbildung 3.3: eingebaute Messblende mit Eck-Druckentnahme; abgeändert aus [1]

Der Innendurchmesser der Messblende beträgt $d_{Bl} = 211 \text{ mm}$, die Dicke etwa $E = 4 \text{ mm}$ und die Innenkante ist, anders als in Abb. 3.3 abgebildet, auf der stromabwärts gewandten Seite abgeschrägt. Von der Blendendicke E bleibt nach der Abschrägung eine Länge der zylindrischen Blendenöffnung von $e = 2.5 \text{ mm}$. Das später für die Massenstromberechnung in Abschn. 4.3 wichtige Durchmesser Verhältnis

$$\beta = \frac{d_{Bl}}{D} = 0.59 \quad (3.1)$$

ergibt sich aus dem Verhältnis des Blendeninnendurchmessers zum Innendurchmesser $D = 355 \text{ mm}$ des Rohrs in dem die Blende verbaut ist.

4 Kennfeldmessung

4.1 Messtechnik

Um ein wie in Abschn. 2.3 beschriebenes Kennfeld aufzunehmen, ist es notwendig die benötigten Größen messtechnisch zu erheben. Neben den für die Messung des Massenstrom mittels Blende benötigten Größen sind das die Drücke und Temperaturen des Fluids vor und nach dem Verdichter. Die Messstellen und Messgrößen sind in Abb. 4.1 in die bereits aus Abb. 3.1 bekannte schematische Darstellung des Versuchsaufbaus eingezeichnet und werden im folgenden näher erläutert.

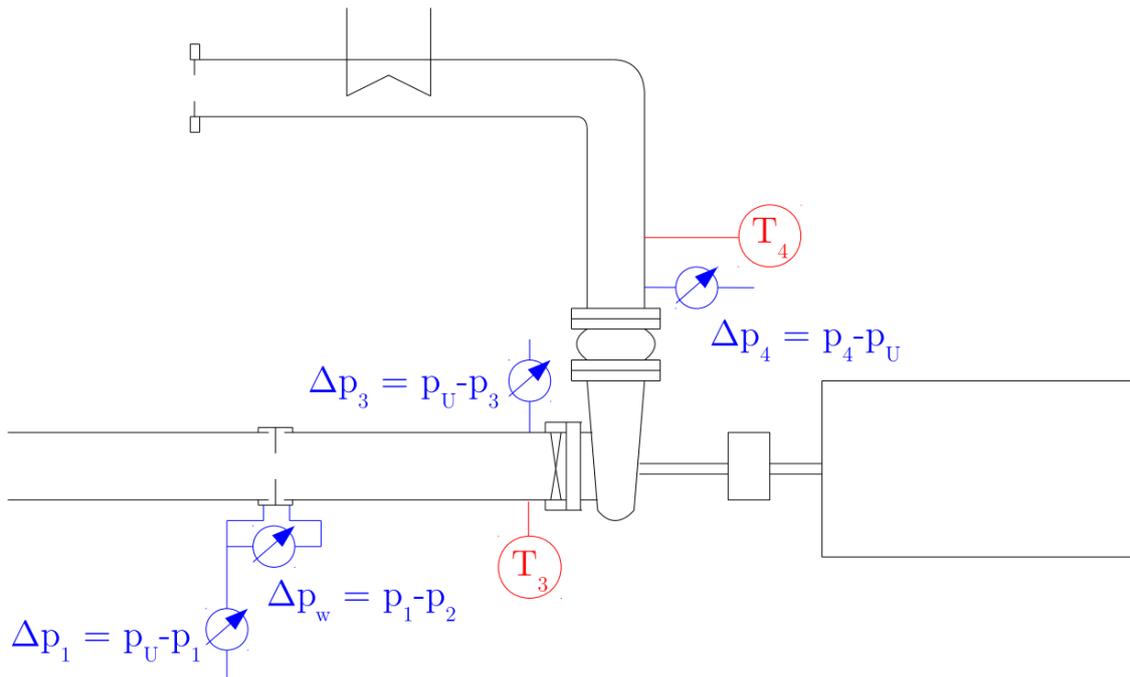


Abbildung 4.1: Versuchsaufbau mit Messgeräten; Blau: Druckmessungen, Rot: Temperaturmessungen

Die Bezeichnungen der Indizes der Messstellen überschneiden sich mit jenen, welche in Kap. 2 zur Erläuterung der Theorie des Radialverdichters verwendet wurden. Durch den Kontext in dem die mit Indizes versehenen Größen verwendet werden, sollte es jedoch im Verlaufe dieser Diplomarbeit zu keinen Unklarheiten darüber kommen können, auf welche Bezugsebene sich der Index der Größe bezieht.

Druckaufnehmer

Zur Erfassung der Drucksignale werden Piezoresistive Drucksensoren der Firma Honeywell verwendet, die an ein USB-6008 Multifunktions-I/O-Gerät der Firma National Instruments angeschlossen sind und mit 8 V Versorgungsspannung betrieben werden. Tabelle 1 listet

die genaue Bezeichnung, den Messbereich, die Messart, die Messstelle und die Messgröße auf. Die beschriebenen Messstellen der Druckmessaufnehmer sind außerdem in Abb. 4.1 ersichtlich.

Bezeichnung	Messbereich	Messart	Messstelle	Messgröße
142PC01D	0 - 6894 Pa	Differenzdruck	vor Blende	$\Delta p_1 = p_U - p_1$
142PC01D	0 - 6894 Pa	Differenzdruck	vor Verdichter	$\Delta p_3 = p_U - p_3$
142PC02D	0 - 13789 Pa	Differenzdruck	über Blende	$\Delta p_w = p_1 - p_2$
142PC05D	0 - 34473 Pa	Differenzdruck	nach Verdichter	$\Delta p_4 = p_4 - p_U$
142PC15D	0 - 103421 Pa	Differenzdruck	nach Verdichter	$\Delta p_4 = p_4 - p_U$

Tabelle 1: Druckaufnehmer

Die Druckaufnahme nach dem Verdichteraustritt wurde mittels 4 gleichmäßig am Rohrumfang verteilten Bohrungen und einer Ringleitung realisiert, um genauere Messergebnisse zu erzielen. Außerdem kommt der Drucksensor 142PC15D nur bei der Aufnahme von Kennlinien zum Einsatz, bei der an einem oder mehreren Betriebspunkten Δp_4 die obere Grenze des Messbereichs des Drucksensors 142PC05D überschreiten würde.

Da es sich bei den Druckmessungen unmittelbar vor und nach dem Verdichter (Messstelle 3 und 4) um Wanddruckmessungen handelt, wird an diesen nicht der Totaldruck, sondern nur der statische Druckanteil gemessen. Eine Abschätzung der Größe des Totaldrucks in Abhängigkeit der Machzahl an der Messstelle kann für kompressible Fluide durch den Zusammenhang

$$\frac{p_t}{p} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (4.1)$$

zwischen dem Totaldruck p_t und dem statischen Druckanteil p erfolgen. Die Gleichung zeigt, dass der relative Unterschied mit der Machzahl steigt. Für eine Machzahl $Ma = 0.1$, welche bei den Messstellen 3 und 4 bei keinem sich während der Messungen einstellenden Betriebspunkt überschritten wird und somit eine obere Grenze darstellt, sowie einen konstanten Wert des Isentropenexponenten $\kappa = 1.4$ lässt sich das Verhältnis zu $p_t/p = 1.007$ berechnen. Im Angesicht dieses geringen Unterschiedes wird in der Auswertung der gemessene statische Druckanteil mit dem Totaldruck gleichgesetzt .

Temperaturfühler

Für die in Abb. 4.1 ersichtlichen Temperaturmessungen der Luft vor und nach dem Verdichter kommen zwei Thermoelemente des Typs J zum Einsatz. Diese sind, anders als die Druckaufnehmer, mittels Isothermal Terminal Block Module SCXI-1303 der Firma National Instruments an ein SCXI-1000 Chassis ebenfalls von der Firma National Instruments

angeschlossen. Die Thermoelemente erlauben somit eine Messung der Temperatur bis mindestens 400°C .

Die Messung mittels Thermoelement ermittelt allerdings nicht die eigentlich benötigte statische Temperatur des strömenden Fluids, sondern gibt aufgrund des Recovery-Effekts einen Temperaturwert, die Eigentemperatur, an, welcher zwischen der Totaltemperatur und der statischen Temperatur des Fluids liegt. Auch hier soll eine Abschätzung die Größenordnung dieser Abweichung aufzeigen. Dafür kann der Zusammenhang

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \quad (4.2)$$

zwischen der Totaltemperatur T_t und der statischen Temperatur T herangezogen werden. Auch dieser relative Unterschied nimmt mit der Machzahl zu und lässt sich für $Ma = 0.1$ und $\kappa = 1.4$ zu $T_t/T = 1.002$ berechnen. Da der relative Unterschied zwischen den beiden Größen für die obere Machzahlgrenze $Ma = 0.1$ nur gering ausfällt und der relative Unterschied außerdem einen Maximalwert darstellt, da die gemessene Temperatur zwischen den beiden Größen liegt, wird die gemessene Temperatur in der Auswertung als statische Temperatur betrachtet.

Drehzahlgeber

Die Messung der Drehzahl erfolgt an der langsamen Welle auf Seiten des Gleichstrommotors mit Hilfe eines Tachogenerators TDP 0.2 LT-5 der Firma Baumer. Dieser ist Teil der Betriebsmesstechnik und die Drehzahl dient als Steuergröße in der Steuerungssoftware der Verdichteranlage. Die Drehzahl wird daher direkt aus der Steuerung übernommen.

Messung des Umgebungszustands

Die Messung der Größen des Umgebungszustands in Form der Umgebungstemperatur T_U , des Umgebungsdrucks p_U sowie der relativen Luftfeuchtigkeit der Umgebung φ_U erfolgt manuell. Zur Bestimmung von T_U und p_U wird ein GTD 1100 der Firma Greisinger verwendet, φ_U wird mittels Aspirationspsychrometer der Firma Lambrecht ermittelt.

Kalibrierung der Messgeräte

Um eine genaue und aussagekräftige Messung zu gewährleisten müssen die verwendeten Signalaufnehmer kalibriert werden. Für die verwendeten Druckaufnehmer wurde dazu die maximal messbare Druckdifferenz aufgebracht und danach in kleinen Schritten der Druck verringert. Währenddessen wurde in jedem Schritt mittels NI Measurement and Automation Explorer (NI-MAX) ermittelt, welche Spannung bei welchem Druck der jeweilige Druckaufnehmer ausgibt. Aufgebracht wurde der Druck für die Druckaufnehmer 142PC01D und 142PC02D per Handpumpe und für die Druckaufnehmer 142PC05D und 142PC15D per Druckkalibriergerät. Um in Erfahrung zu bringen, wie groß der aufgebrachte Druck ist, wurde bei den Druckaufnehmern, welche mittels Handpumpe kalibriert wurden mit

wassergefülltem U-Rohr-Manometer gearbeitet. Beim Druckkalibriergerät diente die eingebaute Druckmessung des Geräts als Nachweis. Die so aufgenommenen Spannung/Druck – Kalibrierkurven sind in Abb. 4.2 ersichtlich und wurden direkt in dem für die Messung verwendeten Task im NI-MAX hinterlegt. In Abb. 4.2 ist aus Gründen der Übersicht nicht die gesamte Kalibrierkurve für den Sensor 142PC15D abgebildet.

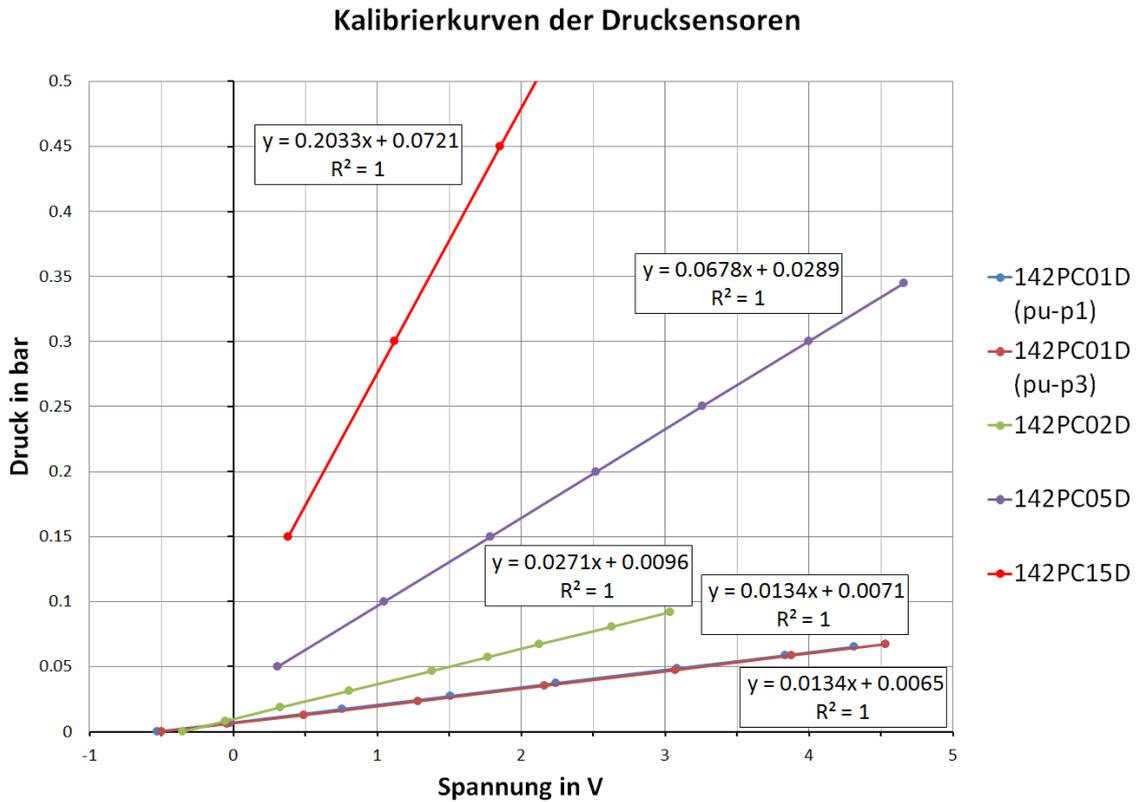


Abbildung 4.2: Kalibrierkurven der verwendeten Drucksensoren

Zur Kalibrierung der beiden Thermoelemente des Typs J wurde der Kalibrierofen 600 S2 der Firma Jofra verwendet. Dabei wurde wie folgt vorgegangen: Im Bereich von $22 - 150^{\circ}C$ wurde der Ofen in $10^{\circ}C$ -Schritten aufgeheizt und dabei die von den Thermoelementen angezeigte Temperatur aufgenommen. Diese Werte in Form der Tab. 2 wurden ebenfalls in den Task zur Temperaturmessung im NI-MAX hinterlegt. Aus den so ermittelten Temperaturen kann das Programm dann aus dem vom Thermoelement angegebenen Temperaturwert auf die tatsächliche Temperatur schließen.

Kalibriertemperatur [$^{\circ}C$]	T_3 [$^{\circ}C$]	T_4 [$^{\circ}C$]
150.00	147.78	147.56
140.00	137.67	137.50
130.00	127.83	127.69
120.00	117.98	117.87
110.00	107.94	108.03
100.00	98.17	98.26
90.00	88.21	88.36
80.00	78.72	78.91
70.00	68.56	68.64
60.00	58.89	59.00
50.00	49.49	49.62
40.00	39.12	39.28
30.00	29.76	29.95
22.00	21.32	21.55

Tabelle 2: Kalibrierungsdaten der Thermoelemente

4.2 Messdatenerfassung

Sowohl die Werte der Temperaturmessung, als auch die der Druckmessung werden mit Hilfe eines in Labview erstellten Programms eingelesen, pro Messpunkt über 5 Sekunden gemittelt und aufgenommen. Die während der Messung separat gemessenen Werte für den Umgebungsdruck, die Umgebungstemperatur und die relative Luftfeuchtigkeit, sowie die Verdichterdrehzahl und die Drosselstellung müssen manuell in das Programm eingetragen werden. Außerdem werden in diesem direkt aus den aufgenommenen Differenzdrücken die Absolutdrücke an den jeweiligen Messstellen berechnet und angezeigt. Sowohl die gemessenen Temperaturen und Differenzdrücke, als auch die berechneten Absolutdrücke der einzelnen Messpunkte, sowie die eingegebenen Werte der Umgebungstemperatur, des Umgebungsdrucks, der relativen Luftfeuchte, der Verdichterdrehzahl und der Drosselstellung werden bei der Aufnahme eines Messpunktes in ein File mit dem Format TTMMJJ.txt gespeichert.

4.3 Massenstrommessung nach DIN EN ISO 5167 [1]

Zur Bestimmung des Massenstroms durch den Verdichter wird im Saugrohr eine Messung mittels Messblende nach DIN EN ISO 5167 durchgeführt. In diesem Abschnitt wird auf das Messprinzip und die Anforderungen an den Einbau eingegangen und die Berechnung des Massenstroms erläutert.

Messprinzip

Das Messprinzip beruht auf der Tatsache, dass der Einbau eines Drosselgerätes, in diesem Fall eine Messblende (siehe Abb. 3.3), in eine voll durchströmte Rohrleitung eine Absenkung des statischen Drucks hervorruft. Diese Druckdifferenz vor und nach dem Einbau, genannt Wirkdruck, ist proportional dem Massenstrom und wird in diesem konkreten Fall durch Eck-Druckentnahmen in Ringkammern der Einbauflansche gemessen. In Kombination mit den bekannten Stoffwerten des Fluids, den Geometriedaten des Rohrs und des Drosselgerätes sowie einer empirisch an geometrisch ähnlichen Drosselgeräten ermittelten Gleichung kann somit der Massenstrom ermittelt werden.

Anforderungen an den Einbau

Um eine möglichst genaue Messung zu garantieren werden von Seiten der Norm einige Anforderungen gestellt, sowie Anwendungsgrenzen definiert. Diese sollen sicherstellen, dass die Messung mit jenen vergleichbar ist, auf denen die Ausarbeitung der Norm DIN EN ISO 5167 beruht. Hier folgt ein Auszug der wichtigsten Anforderungen, der Beleg ihrer Einhaltung, sowie Anforderungen, welche aus bestimmten Gründen nicht zur Gänze eingehalten werden konnten.

An die Art des Fluids wird die Bedingung gestellt, dass dieses zwar entweder kompressibel oder inkompressibel sein kann, jedoch auf alle Fälle homogen und einphasig sein muss, was bei Luft zweifelsfrei gegeben ist. Die Strömung darf während der Messung nicht pulsieren, die Rohrleitung muss im Bereich der Messstrecke ständig voll durchströmt werden und über den ganzen Messquerschnitt muss diese im Unterschallbereich liegen. Auch bei diesen Anforderungen kann bereits im Vorhinein davon ausgegangen werden, dass sie erfüllt werden. Für Messblenden mit Eck-Druckentnahme und vorliegendem $\beta > 0.56$ muss außerdem

$$Re_D \geq 16000\beta^2 \quad (4.3)$$

erfüllt sein. Einer Überschlagsrechnung bei den Umgebungsbedingungen $p_U = 1 \text{ bar}$ und $T_U = 20^\circ\text{C}$ zufolge, entspräche diese Grenze einem Massenstrom von $\dot{m} = 0.028 \text{ kg/s}$. Es ist davon auszugehen, dass kein Messpunkt des Kennfeldes unter dieser Grenze aufgenommen wird.

Weiters sieht die Norm eine zwingend kreisförmige und konzentrisch zur Rohrachse liegenden Blende vor, eine weitere Bedingung die eingehalten wird. Weitere wichtige geometrische

Anforderungen in Abhängigkeit des Rohrrinnendurchmessers D sind in Tab. 3 zusammengefasst.

Geometrie	Grenzen	tatsächlicher Wert	erfüllt?
Länge e	$0.005D - 0.02D$	$0.007D$	erfüllt
Dicke E	$e - 0.05D$	$0.011D$	erfüllt
Durchmesser Verhältnis β	$0.1 - 0.75$	0.59	erfüllt
Schlitzweite a	$0.005D - 0.03D$	$0.0056D$	erfüllt

Tabelle 3: geometrische Anforderungen an die Messblende

Um eine annähernd drallfreie Strömung mit voll entwickeltem Strömungsprofil zu gewährleisten, sind gewisse gerade und störungsfreie Rohrstrecken im Ein- und Auslauf gefordert. In [12] befindet sich hierfür eine Tabelle, in der zu den gängigsten Einbaustörungen die jeweiligen störungsfreien Mindeststrecken angegeben sind. Leider weist diese Tabelle weder einen Eintrag für einen Rohreintritt, noch für einen nachfolgenden Verdichter auf. Daher wurden die nun folgenden Überlegungen zu den Mindestlängen angestellt.

Mindesteinlaufänge: Nach [13] lässt sich die Einlaufänge l_E einer turbulenten Rohrströmung näherungsweise mit

$$\frac{l_E}{D} = \frac{4.88}{\sqrt{\lambda}} \quad (4.4)$$

ermitteln, wobei hier λ den Rohrreibungswert bezeichnet. Dieser kann im vorliegenden Fall mit der Formel von Nikuradse für ein hydraulisch raues Rohr

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(\frac{3.71D}{k} \right) \quad (4.5)$$

und einer angenommenen absoluten Rauheit $k = 0.1mm$ zu

$$\lambda = 0.199 \quad (4.6)$$

berechnet werden. Aus diesem Rohrreibungswert resultiert mit Gl. (4.4) eine Einlaufänge von $l_E = 10.93D$. Das im konkreten Fall vor der Blende verbaute Rohr besitzt eine Länge von $5 m (= 14.05D)$ und genügt somit der nach dieser Berechnung ermittelten Mindestlänge.

Mindestauslaufänge: Als Grenze für die Mindestauslaufänge wird die Länge angenommen, nach der die Rückgewinnung des statischen Drucks nach der Blende abgeschlossen ist. Diese wird in [12] mit etwa $6D$ angegeben. Die Länge des verbauten Rohres zwischen Blende und Verdichtereintritt beträgt $2.7 m (= 7.606D)$ und genügt somit diesem Kriterium.

Berechnung

Die Berechnung des Massenstroms nach DIN EN ISO 5167 beruht auf der Gleichung

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d_{Bl}^2 \sqrt{2 \Delta p_w \varrho_1} . \quad (4.7)$$

Darin bezeichnet C den sogenannten Durchflusskoeffizient. Er gibt den Zusammenhang zwischen dem tatsächlichen und dem idealen, reibungsfreien Durchfluss eines inkompressiblen Fluids durch das Messgerät an. Er ist für Messblenden mit Eck-Druckentnahmen mit

$$\begin{aligned} C = & 0.5961 + 0.261\beta^2 - 0.0216\beta^8 + 0.000521 \left(\frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0.7} + \\ & + (0.0188 + 0.0063A)\beta^{3.5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0.3} + \\ & + 0.043(1 - 0.11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \end{aligned} \quad (4.8)$$

zu berechnen, wobei

$$A = \left(\frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0.8} \quad (4.9)$$

gilt. Um die Kompressibilität des Fluids zu berücksichtigen, fließt die Kenngröße ε in Gl. (4.7). mit ein. Gemäß der Gleichung

$$\varepsilon = 1 - (0.351 + 0.256\beta^4 + 0.93\beta^8) \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right) \quad (4.10)$$

ist diese gleich 1, wenn das Fluid inkompressibel und < 1 , wenn es kompressibel ist.

Der Koeffizient $\beta = \frac{d_{Bl}}{D}$ ergibt, sich wie bereits erwähnt, aus dem Verhältnis des Innendurchmessers der Blende zum Rohrrinnendurchmesser. Weiters fließt in Gl. (4.7) noch mit d_{Bl} der Innendurchmesser der Blende, mit Δp_w der gemessene Wirkdruck und mit ϱ_1 die Dichte des Fluids beim Eintritt in die Blende ein. Die Dichte ϱ_1 wird mit Hilfe der allgemeinen Gasgleichung (Gl. 2.5) aus den Größen des Umgebungszustands berechnet.

Wie aus Gl. (4.8) ersichtlich, hängt C im Falle der Verwendung einer Messblende von der Reynoldszahl Re_D ab. Diese allerdings ist abhängig von der Geschwindigkeit des Fluids und somit auch vom noch zu berechnenden Massenstrom. Eine Lösung muss somit mittels Iteration berechnet werden.

4.4 Versuchsdurchführung

Der vorhandene Versuchsaufbau bietet die Möglichkeit Verdichterkennfelder für zwei verschiedene Regelungsmethoden aufzunehmen. Die beiden veränderlichen Regelparameter sind die durch den Antrieb mittels Gleichstrommaschine veränderbare Verdichterdrehzahl und die Winkelstellung des Vordrallreglers. Wird nun für die beiden Parameter jeweils ein Wert fixiert kann aus Messpunkten, welche bei verschiedenen Öffnungsquerschnitten des Drosselschiebers aufgenommenen werden, eine Kennlinie berechnet werden. Durch zusätzliche Variation einer der beiden Regelparameter entsteht eine Schar an Kennlinien, ein Kennfeld.

Konkret wird im Zuge dieser Arbeit ein Kennfeld bei voll geöffnetem Vordrallregler $\alpha = 0^\circ$ für die Antriebsdrehzahlen $n_A = [1000, 1500, 2000, 2500] \text{ min}^{-1}$ aufgenommen. Diese Antriebsdrehzahlen entsprechen den Verdichterdrehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$. Außerdem wird ein Kennfeld bei fester Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ min}^{-1}$ für die Winkelstellungen des Vordrallreglers $\alpha = [-20, 0, 20, 40, 60]^\circ$ aufgenommen.

Bei der Aufnahme der Messpunkte zur Ermittlung der einzelnen Kennlinien wird wie folgt vorgegangen: Ausgehend vom stationären Betriebszustand der Anlage bei eingestellter Drehzahl und Winkelstellung sowie voll geöffnetem Drosselschieber wird dieser in 10%-Schritten von 100% bis 30% Öffnungsquerschnitt geschlossen und jeweils nach Erreichen eines stationären Betriebszustandes ein Messpunkt aufgezeichnet. Dabei wird der Zustand als stationär betrachtet, wenn die Austrittstemperatur T_4 nach dem Verdichter einen konstanten Wert annimmt. Der selbe Vorgang wird ab 30% Öffnungsquerschnitt in 5%-Schritten bis zum Erreichen von 10% Öffnungsquerschnitt des Drosselschiebers wiederholt. So ergeben sich je Kombination aus Winkelstellung und Drehzahl 12 Messpunkte, welche verbunden die jeweilige Kennlinie ergeben.

Durch das sukzessive Verringern des Öffnungsquerschnitts des Drosselschiebers wandert der Betriebspunkt entlang der Verdichterkennlinie in Richtung geringeren Durchfluss und nähert sich somit auch der Pumpgrenze des Verdichters an. Im Zuge der Vorbereitungen der Kennfeldmessung wurde bei der geringsten Drehzahl ($n = 6882 \text{ min}^{-1}$) der pumpfreie Betrieb bis zu 10% Öffnungsquerschnitt des Drosselschiebers festgestellt. Da die Ausdehnung der Kennlinie bis zu diesem Betriebspunkt ausreichend groß war und Verdichterpumpen mitunter gefährliche Konsequenzen hätte, wurde 10% Öffnungsquerschnitt des Drosselschiebers als untere Grenze für alle Drehzahlen und Winkelstellungen des Vordrallreglers festgelegt.

Weiters sei hier noch angemerkt, dass der Luft/Wasser-Wärmetauscher nach dem Verdichter in keinem Betriebspunkt aktiviert wurde.

4.5 Messergebnisse

In diesem Abschnitt sind die nach in Abschn. 4.4 erläuteter Methodik aufgenommenen Messpunkte in tabellarischer Form dargestellt.

$n = 6882 \text{ U/min}$	$\alpha = 0^\circ$	$T_U = 19.0^\circ\text{C}$	$p_U = 1.00051\text{bar}$	$\varphi_U = 48\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [°C]	T_2 [°C]
100	0.000557	0.003727	0.013491	0.005111	20.02	23.91
90	0.000555	0.003707	0.014108	0.005090	20.06	24.12
80	0.000546	0.003635	0.015748	0.004998	20.17	24.31
70	0.000543	0.003571	0.017360	0.004901	20.29	24.52
60	0.000534	0.003500	0.019522	0.004777	20.31	24.60
50	0.000528	0.003398	0.022648	0.004610	20.41	24.74
40	0.000502	0.003221	0.027406	0.004394	20.41	24.82
30	0.000466	0.002868	0.035055	0.003893	20.45	24.98
25	0.000436	0.002595	0.040807	0.003517	20.45	25.09
20	0.000383	0.002253	0.047976	0.003078	20.46	25.29
15	0.000326	0.001761	0.054910	0.002375	20.47	25.53
10	0.000241	0.001114	0.061129	0.001492	20.50	25.92

Tabelle 4: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 6882 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = 0^\circ$

$n = 10323 \text{ U/min}$	$\alpha = 0^\circ$	$T_U = 19.0^\circ\text{C}$	$p_U = 1.00051\text{bar}$	$\varphi_U = 48\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [°C]	T_2 [°C]
100	0.000981	0.008282	0.028131	0.011317	21.13	30.38
90	0.000982	0.008260	0.029410	0.011232	21.56	30.95
80	0.000993	0.008157	0.032809	0.011084	21.52	31.10
70	0.000965	0.008051	0.036908	0.010970	20.99	30.85
60	0.000955	0.007879	0.042182	0.010739	20.90	30.86
50	0.000929	0.007669	0.049527	0.010435	20.93	30.99
40	0.000913	0.007304	0.060458	0.009919	20.92	31.12
30	0.000825	0.006616	0.078351	0.008997	20.89	31.36
25	0.000782	0.006069	0.092205	0.008206	20.90	31.59
20	0.000694	0.005264	0.109030	0.007198	20.95	32.03
15	0.000573	0.004074	0.125893	0.005571	20.88	32.56
10	0.000422	0.002577	0.141060	0.003485	20.84	33.44

Tabelle 5: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 10323 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = 0^\circ$

$n = 13764 \text{ U/min}$	$\alpha = 0^\circ$	$T_U = 19.2^\circ\text{C}$	$p_U = 0.99170\text{bar}$	$\varphi_U = 45\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [°C]	T_2 [°C]
100	0.001642	0.014456	0.046820	0.019535	20.79	38.66
90	0.001613	0.014376	0.049020	0.019465	21.02	39.18
80	0.001613	0.014264	0.054773	0.019290	21.17	39.47
70	0.001622	0.014139	0.061919	0.019079	21.10	39.55
60	0.001604	0.013901	0.071330	0.018762	21.33	39.90
50	0.001552	0.013575	0.084218	0.018345	21.38	40.13
40	0.001509	0.013066	0.104417	0.017596	21.31	40.36
30	0.001411	0.012020	0.137028	0.016200	21.47	40.87
25	0.001331	0.011134	0.162638	0.014941	21.49	41.28
20	0.001197	0.009837	0.194000	0.013173	21.51	41.90
15	0.000931	0.007676	0.226194	0.010230	21.53	42.81
10	0.000662	0.004886	0.255289	0.006464	21.53	44.42

Tabelle 6: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = 0^\circ$

$n = 17205 \text{ U/min}$	$\alpha = 0^\circ$	$T_U = 19.2^\circ\text{C}$	$p_U = 0.99170\text{bar}$	$\varphi_U = 45\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [°C]	T_2 [°C]
100	0.002369	0.021997	0.070268	0.029862	22.43	50.85
90	0.002350	0.021940	0.073335	0.029793	22.63	51.44
80	0.002344	0.021792	0.081907	0.029554	23.15	52.12
70	0.002334	0.021604	0.092480	0.029282	23.44	52.65
60	0.002334	0.021381	0.107655	0.028948	23.94	53.32
50	0.002280	0.020978	0.127857	0.028424	24.17	53.79
40	0.002221	0.020302	0.158648	0.027524	24.45	54.40
30	0.002148	0.019186	0.211894	0.025886	24.47	55.05
25	0.001994	0.017941	0.256246	0.024222	24.39	55.59
20	0.001849	0.016116	0.308114	0.021710	24.42	56.54
15	0.001449	0.012686	0.361928	0.017098	24.43	58.09
10	0.000952	0.007984	0.411265	0.010732	24.05	60.76

Tabelle 7: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 17205 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = 0^\circ$

$n = 13764 \text{ U/min}$	$\alpha = 20^\circ$	$T_U = 20.6^\circ\text{C}$	$p_U = 0.98350\text{bar}$	$\varphi_U = 46\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [$^\circ\text{C}$]	T_2 [$^\circ\text{C}$]
100	0.001582	0.013718	0.044940	0.018643	22.17	39.27
90	0.001612	0.013704	0.046978	0.018579	22.44	39.78
80	0.001582	0.013596	0.052583	0.018447	22.01	39.59
70	0.001571	0.013448	0.059493	0.018230	21.68	39.48
60	0.001561	0.013267	0.068651	0.017948	21.74	39.64
50	0.001545	0.012969	0.081144	0.017532	21.63	39.73
40	0.001474	0.012466	0.099989	0.016853	21.76	40.10
30	0.001404	0.011527	0.131732	0.015525	21.90	40.65
25	0.001294	0.010712	0.157069	0.014429	21.95	41.08
20	0.001196	0.009430	0.186913	0.012600	21.92	41.70
15	0.000943	0.007342	0.217580	0.009863	21.95	42.76
10	0.000674	0.004704	0.245769	0.006242	21.90	44.18

Tabelle 8: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = 20^\circ$

$n = 13764 \text{ U/min}$	$\alpha = 40^\circ$	$T_U = 20.8^\circ\text{C}$	$p_U = 0.99610\text{bar}$	$\varphi_U = 45\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [$^\circ\text{C}$]	T_2 [$^\circ\text{C}$]
100	0.001513	0.012905	0.042621	0.017631	22.24	38.26
90	0.001514	0.012874	0.044531	0.017581	22.53	38.72
80	0.001480	0.012750	0.049776	0.017424	22.82	39.17
70	0.001436	0.012594	0.055831	0.017152	23.13	39.66
60	0.001415	0.012302	0.064304	0.016816	23.30	40.04
50	0.001380	0.012036	0.075833	0.016424	23.44	40.35
40	0.001340	0.011558	0.094014	0.015744	23.51	40.71
30	0.001251	0.010786	0.124494	0.014643	23.57	41.21
25	0.001191	0.010034	0.149268	0.013651	23.50	41.61
20	0.001043	0.008798	0.178248	0.011981	23.59	42.39
15	0.000867	0.006912	0.207734	0.009406	23.63	43.59
10	0.000613	0.004496	0.238118	0.006034	23.61	45.45

Tabelle 9: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = 40^\circ$

$n = 13764 \text{ U/min}$	$\alpha = 60^\circ$	$T_U = 20.6^\circ\text{C}$	$p_U = 0.98350\text{bar}$	$\varphi_U = 46\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [°C]	T_2 [°C]
100	0.001282	0.011243	0.037940	0.015314	23.71	39.32
90	0.001283	0.011203	0.039602	0.015234	23.84	39.41
80	0.001267	0.011092	0.044301	0.015091	23.79	39.44
70	0.001251	0.010979	0.049780	0.014917	24.19	39.89
60	0.001252	0.010835	0.057252	0.014705	24.11	39.95
50	0.001199	0.010568	0.067643	0.014382	24.39	40.32
40	0.001196	0.010230	0.083795	0.013873	24.39	40.58
30	0.001138	0.009545	0.111127	0.012868	24.36	41.07
25	0.001030	0.008796	0.131728	0.011930	24.26	41.49
20	0.000930	0.007743	0.158082	0.010506	24.27	42.32
15	0.000792	0.006261	0.187856	0.008469	24.07	43.27
10	0.000570	0.004164	0.221118	0.005618	24.13	45.30

Tabelle 10: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = 60^\circ$

$n = 13764 \text{ U/min}$	$\alpha = -20^\circ$	$T_U = 20.8^\circ\text{C}$	$p_U = 0.99610\text{bar}$	$\varphi_U = 45\%$		
Drosselstellung [%]	Δp_1 [bar]	Δp_3 [bar]	Δp_4 [bar]	Δp_w [bar]	T_1 [°C]	T_2 [°C]
100	0.001648	0.015002	0.049309	0.020457	24.02	43.62
90	0.001659	0.014964	0.051417	0.020383	24.18	43.88
80	0.001644	0.014809	0.057453	0.020198	24.45	44.19
70	0.001614	0.014602	0.064705	0.019882	24.76	44.51
60	0.001593	0.014352	0.074627	0.019549	24.79	44.66
50	0.001547	0.013984	0.088077	0.019066	24.80	44.81
40	0.001507	0.013412	0.108602	0.018252	24.83	45.06
30	0.001399	0.012328	0.141933	0.016789	25.01	45.58
25	0.001268	0.011303	0.168108	0.015372	25.01	45.95
20	0.001159	0.010047	0.200834	0.013621	25.09	46.54
15	0.000938	0.007817	0.233069	0.010568	25.14	47.48
10	0.000620	0.004879	0.259869	0.006611	25.00	48.73

Tabelle 11: Messergebnisse bei Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ U/min}$ und Winkelstellung des Vordrallreglers $\alpha = -20^\circ$

5 Auswertung der Kennfeldmessung

5.1 Kennfeld mit Drehzahlregelung

Kennfeld

Abbildung 5.1 zeigt die bei der Kennfeldaufnahme durch den Verdichter PGW HL 100 / 50 / 00 erzeugten Druckerhöhungen

$$\Delta p = p_4 - p_3 = \Delta p_3 + \Delta p_4 \quad (5.1)$$

aufgetragen über dem nach Abschn. 4.3 berechneten Volumenstrom \dot{V}_3 für die Verdichterdrehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$ bei voll geöffnetem Vordrallregler.

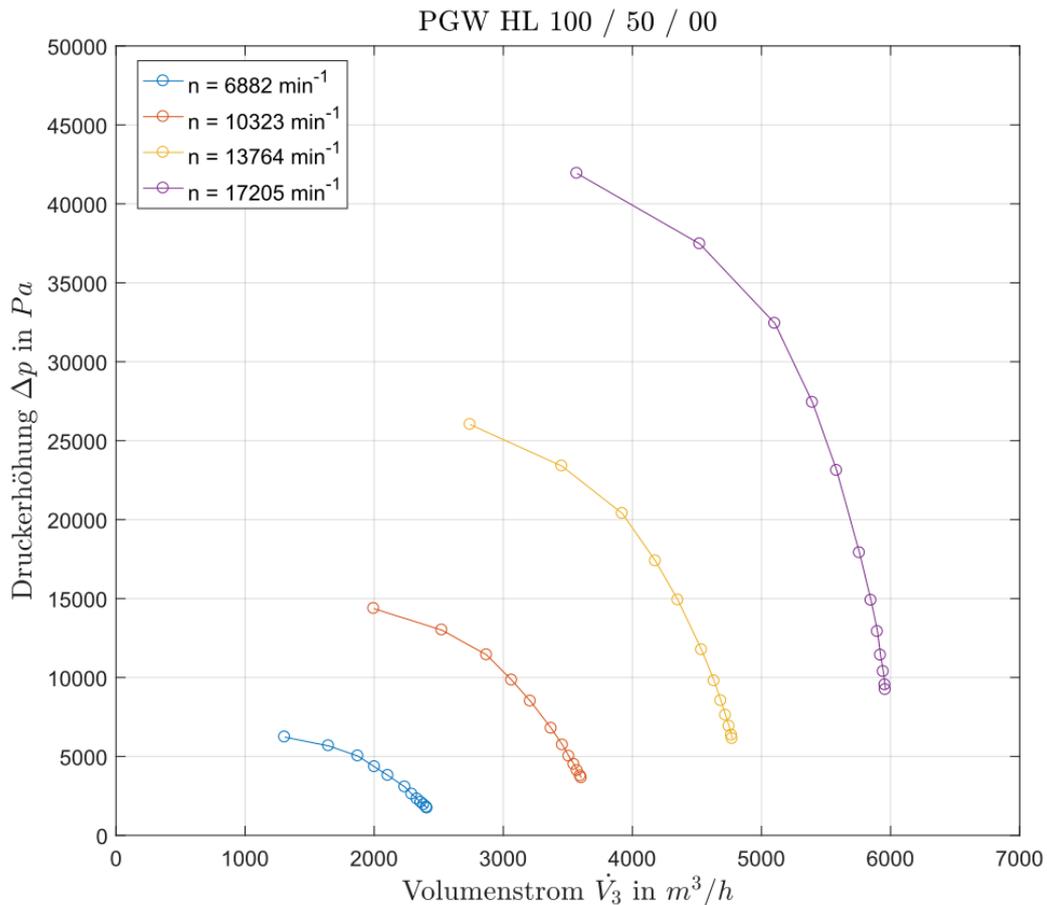


Abbildung 5.1: Kennfeld des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Drehzahlregelung

Dies stellt die gängige Form der Darstellung eines Kennfeldes für Ventilatoren dar. Auch wenn es sich bei der untersuchten Arbeitsmaschine um einen Verdichter handelt, soll sie hier der Vollständigkeit halber gezeigt sein, da der untersuchte Verdichter für die Drehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$ eine Druckerhöhung liefert, welche unter der

Grenze liegt, ab der von einem Verdichter gesprochen wird (siehe Abschn. 2.1). Angemerkt sei, dass in dieser Darstellung nicht mit bezogenen Größen gearbeitet wird, was bedeutet, dass die unterschiedlichen Eintrittsbedingungen nicht berücksichtigt werden.

Für die Darstellung des Kennfeldes eines Verdichters ist die mit Gl. (2.6) beschriebene Form üblich. Um diese zu ermitteln wird das Druckverhältnis durch die Gleichung

$$\Pi = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_u + \Delta p_4}{p_u - \Delta p_3} \quad (5.2)$$

aus den Messgrößen Δp_3 , Δp_4 und p_u ermittelt. Werden außerdem der reduzierte Massenstrom und die reduzierte Drehzahl der einzelnen Messpunkte mit den jeweiligen Eintrittsbedingungen p_3 und T_3 gebildet und diese anschließend auf die gleichen Eintrittsbedingungen $p_3 = 1\text{bar}$ und $T_3 = 20^\circ\text{C}$ bezogen, ergibt sich das in Abb. 5.2 ersichtliche Verdichterkennfeld. Es zeigt das durch den Verdichter erzeugte Druckverhältnis, aufgetragen über den auf die konstanten Eintrittsbedingungen bezogenen Massenstrom für die Verdichterdrehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$ bei voll geöffnetem Vordrallregler.

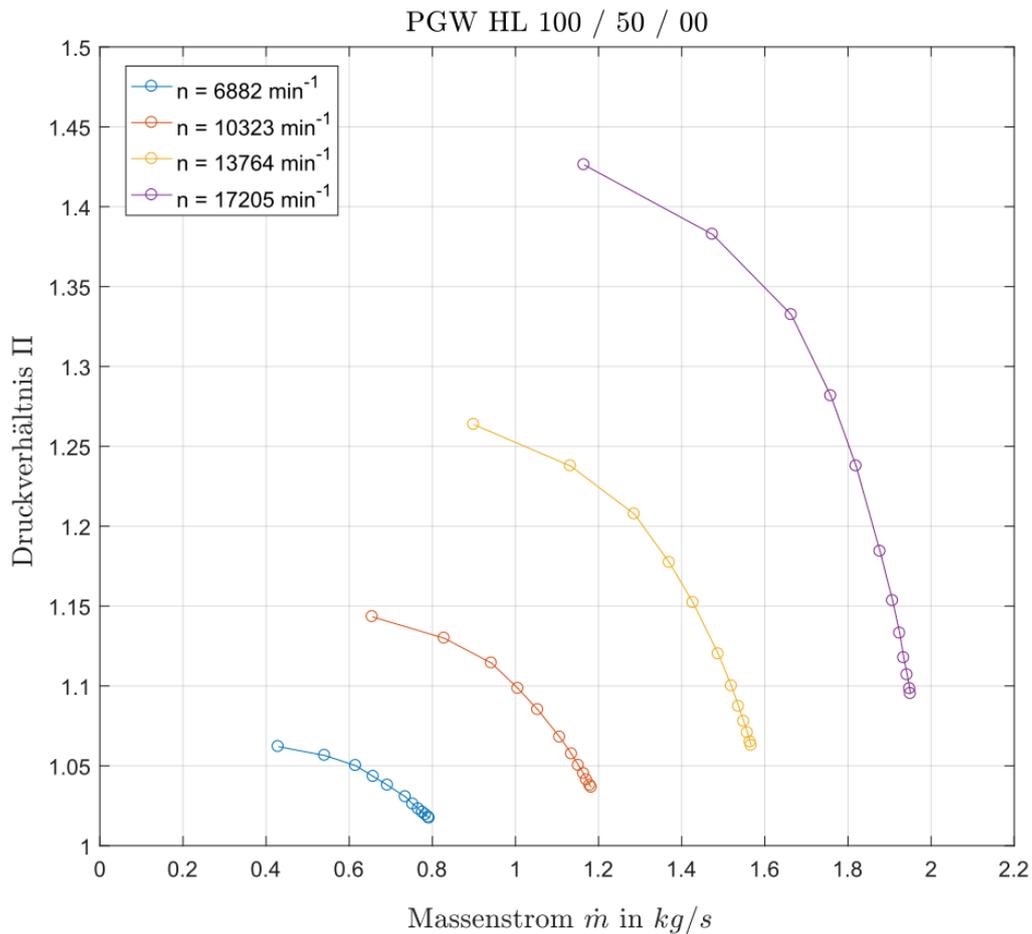


Abbildung 5.2: Kennfeld des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Drehzahlregelung

Anzumerken ist jedoch, dass durch die Reduzierung der Drehzahl mit der in jedem Messpunkt gemessenen Eintrittstemperatur den Kennlinien streng genommen keine eindeutige Drehzahl mehr zuordenbar ist. Durch die unterschiedlichen Eintrittstemperaturen ergeben sich auch für Messpunkte, welche mit gleicher Drehzahl aufgenommen wurden unterschiedliche reduzierte Drehzahlen. Damit sind auch die auf die konstante Eintrittstemperatur bezogenen Drehzahlen entlang einer Kennlinie leicht unterschiedlich. Da jedoch die Unterschiede in den bezogenen Drehzahlen in Relation zur Höhe der Drehzahlen eher gering sind, ist eine Darstellung als einzelne Kennlinie legitim. Tabelle 12 zeigt die jeweiligen Grenzen, innerhalb denen sich die bezogenen Drehzahlen jeder Kennlinie bewegen.

Verdichterdrehzahl [min^{-1}]	6882	10323	13764	17205
bez. Drehzahl - obere Grenze [min^{-1}]	6882	10308	13746	17134
bez. Drehzahl - untere Grenze [min^{-1}]	6876	10296	13728	17075

Tabelle 12: Grenzen der bezogenen Verdichterdrehzahlen

Die für die Darstellungen in diesem Unterkapitel berechneten Größen und jene, die in den folgenden Unterkapiteln der Auswertung berechnet werden sind aus Gründen der Übersicht im Anhang angeführt.

Wirkungsgrad

Der Verlauf des Wirkungsgrades entlang der einzelnen Kennlinien kann ebenfalls aus den aufgenommenen Messgrößen ermittelt werden. Abbildung 5.3 zeigt den Kompressionsverlauf einer Verdichterstufe im h/s -Diagramm.

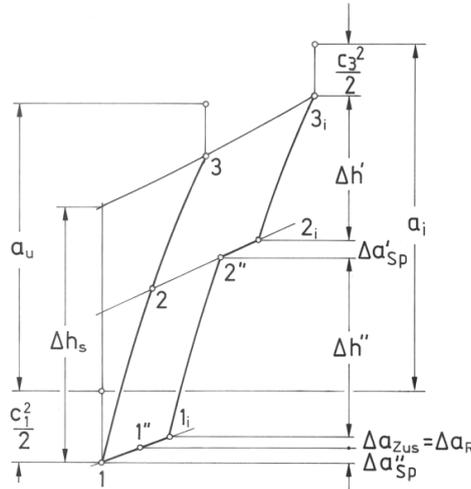


Abbildung 5.3: Kompressionsverlauf einer Verdichterstufe aus [5]

Anhand diesem soll die in diesem Abschnitt durchgeführte Berechnung des Wirkungsgrades verdeutlicht werden, wobei angemerkt sei, dass es sich dabei um eine thermodynamische Wirkungsgradbestimmung handelt, da eine Drehmomentenmessung mittels Drehmomentenmesswelle nicht durchgeführt wurde.

Dafür wird aus der Temperatur T_3 vor dem Verdichter und dem Druckverhältnis Π die spezifische isentrope Enthalpiedifferenz

$$\Delta h_s = c_p T_1 \left[\frac{\kappa - 1}{\Pi^{\frac{1}{\kappa}} - 1} \right] \quad (5.3)$$

berechnet. Dabei werden die spezifische Wärmekapazität $c_p = 1005 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ und der Isentropenexponent $\kappa = 1.4$ des Arbeitsmediums Luft für den gesamten Druck- und Temperaturbereich der Messungen als konstant angenommen. Die tatsächlich auftretende spezifische Enthalpiedifferenz wird aus T_3 und T_4 mit der Gleichung

$$\Delta h = c_p (T_4 - T_3) \quad (5.4)$$

ermittelt. Um auf die spezifische Arbeit zu schließen, werden aus dem ermittelten Massenstrom \dot{m} , den Querschnittsflächen A_3 und A_4 der Rohre unmittelbar vor und nach dem Verdichter, sowie der Dichten ρ_3 und ρ_4 am Verdichterein- und Verdichteraustritt mittels

$$c_i = \frac{\dot{m}}{A_i \rho_i} \quad (5.5)$$

die Strömungsgeschwindigkeiten c_3 und c_4 berechnet. Die Dichten ρ_3 und ρ_4 lassen sich durch die allgemeine Gasgleichung (Gl. 2.5) und die spezifische Gaskonstante für Luft $R_s = 287 \text{ J/kgK}$ berechnen. Mit

$$a_i = \Delta h + \frac{c_4^2 - c_3^2}{2} \quad (5.6)$$

kann anschließend die spezifische Arbeit berechnet werden. Da die Berechnung der Enthalpiedifferenz über die Temperaturen vor und nach dem Verdichter die Spalt- und Radreibungsverluste miteinbezieht, wird durch Gl. (5.6) die spezifische innere Arbeit des Verdichters berechnet. Schlussendlich wird mit

$$\eta = \frac{\Delta h_s + \frac{c_4^2}{2} - \frac{c_3^2}{2}}{a_i} \quad (5.7)$$

der innere total-zu-total-Wirkungsgrad des Verdichters ermittelt.

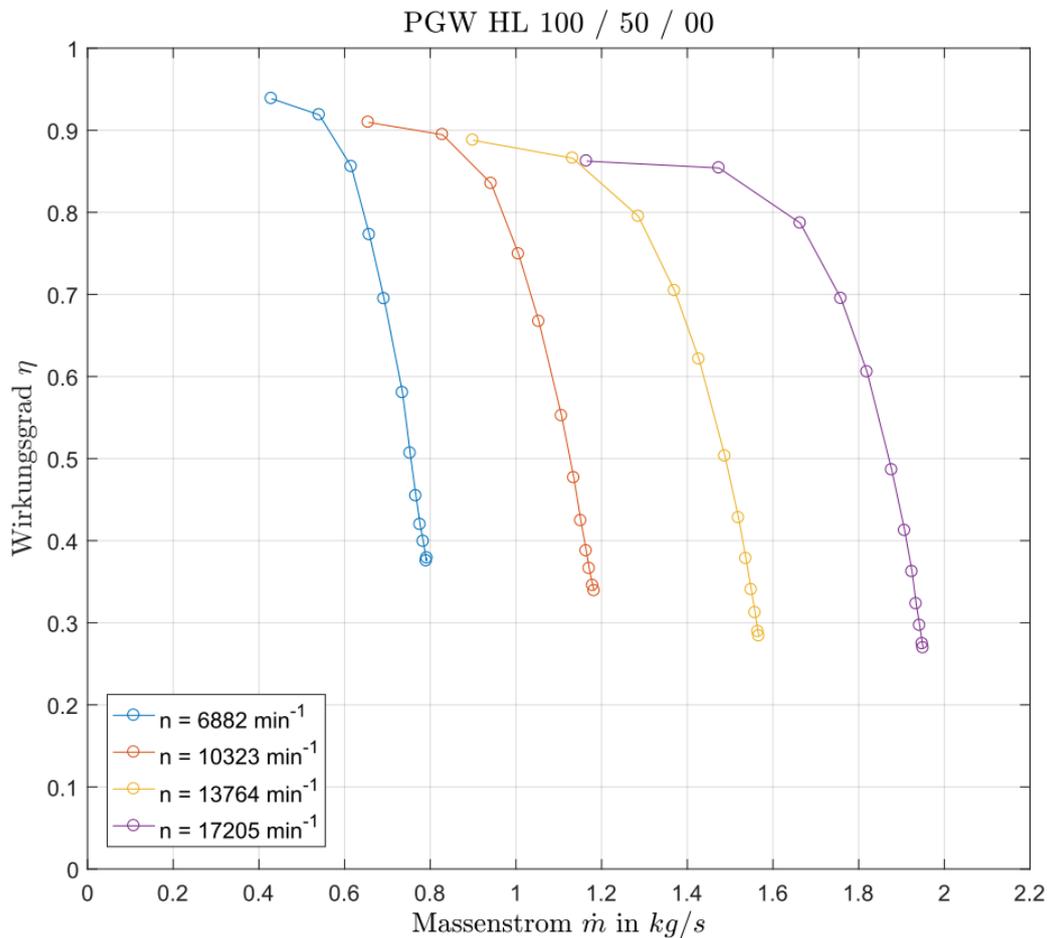


Abbildung 5.4: Wirkungsgradverläufe des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Drehzahlregelung

Abbildung 5.2 zeigt die aus der Messung nach dieser Methode berechneten Wirkungsgradverläufe, aufgetragen über den auf die konstanten Eintrittsbedingungen aus Abschn. 5.1 bezogenen Massenstrom für die Verdichterdrehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$ bei voll geöffnetem Vordrallregler.

In Abschn. 4.1 wird um Abschätzungen der Unterschiede zwischen Totaldruck und statischem Druckanteil sowie Totaltemperatur und statischer Temperatur durchzuführen, die Machzahl $Ma = 0.1$ als Obergrenze an den Messstellen 3 und 4 angegeben. Dass diese eingehalten wird, kann nach der in diesem Abschnitt erfolgten Berechnung der Geschwindigkeiten c_4 gezeigt werden.

Die höchste Machzahl tritt in Messstelle 4 bei der Verdichterdrehzahl $n = 17205 \text{ min}^{-1}$ und bei Drosselstellung 100% auf. Die in diesem Betriebspunkt berechnete Geschwindigkeit $c_4 = 33.599 \text{ m/s}$ ergibt mit der auftretenden Temperatur $T_4 = 324 \text{ K}$ eine Machzahl von

$$Ma_4 = \frac{c_4}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_4}} = 0.093 . \quad (5.8)$$

Leistung

Eine weitere Größe, welche sich anhand der Messdaten bestimmen lässt, ist die innere Leistung P_i . Diese lässt sich durch die im Abschn. 5.1 ermittelte innere Arbeit mithilfe des Massenstroms mit

$$P_i = \dot{m} a_i \quad (5.9)$$

berechnen. Abbildung 5.2 zeigt die aus der Messung berechneten Verläufe der inneren Leistung, aufgetragen über den auf die konstanten Eintrittsbedingungen aus Abschn. 5.1 bezogenen Massenstrom für die Verdichterdrehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$ bei voll geöffnetem Vordrallregler.

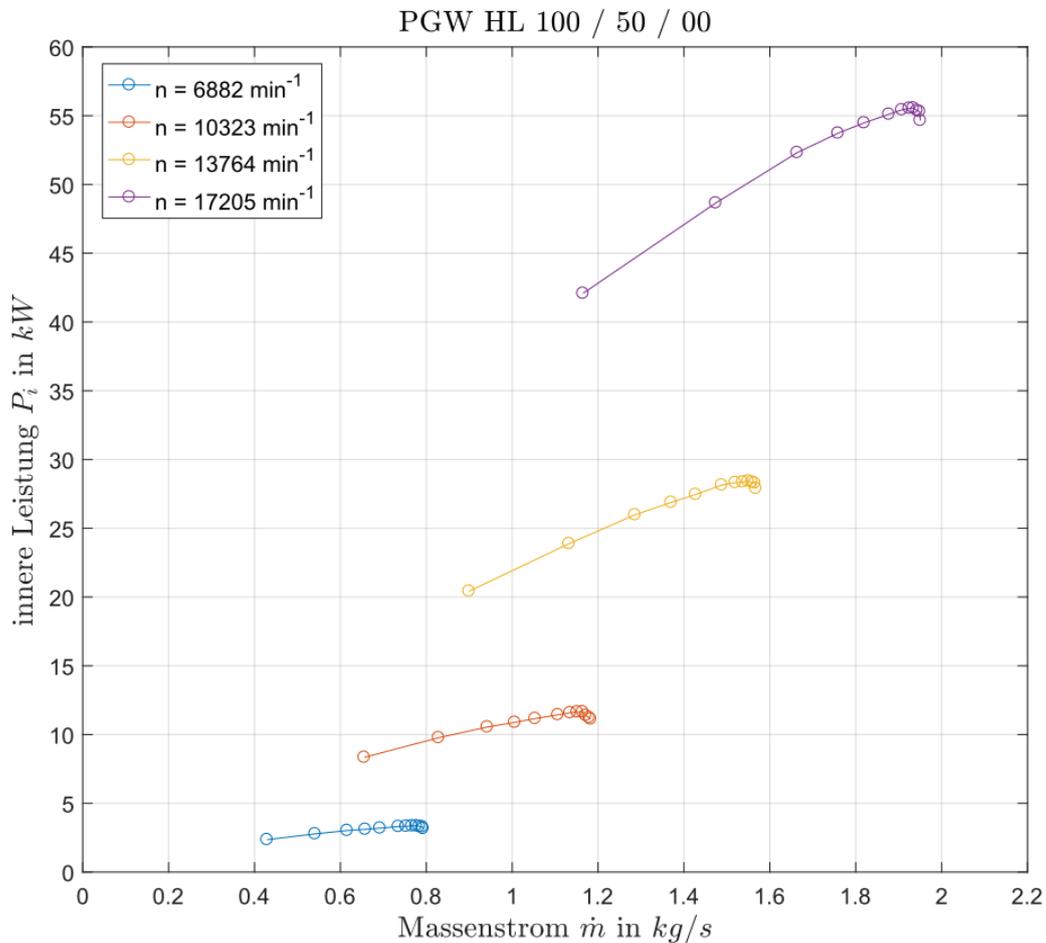


Abbildung 5.5: Verläufe der inneren Leistung des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Drehzahlregelung

Die berechneten Kurven der einzelnen Drehzahlen weisen einen für Radialverdichter üblichen Verlauf auf. Der Wert der inneren Leistung steigt zwischen den Drehzahlkurven, wie

in Gl. (2.10) beschrieben, in etwa mit der 3. Potenz der Drehzahl an, außerdem besitzen die Kurven im Bereich hohen Durchflusses ihr Maximum und fallen mit Verringerung von diesem kontinuierlich ab, wobei sie umso steiler abfallen, je höher die Verdichterdrehzahl ist. Ungewöhnlich ist jedoch der kurze steile Abfall der Kurven im Bereich der Messpunkte mit den höchsten Durchflüssen. Üblicherweise folgen auch diese Messpunkte der Form der restlichen Kurve und führen den flachen Verlauf fort.

Da diese Messpunkte jeweils als erste nach einer Erhöhung der Betriebsdrehzahl aufgenommen wurden, könnte eine naheliegende Erklärung für diesen ungewöhnlichen Verlauf noch nicht vollständig erwärmte dickwandige Bauteile des Verdichters sein. Dadurch könnte eine Temperatur T_4 nach dem Verdichteraustritt gemessen worden sein, die niedriger ist, als die eigentliche Temperatur T_4 im stationären Betriebspunkt wäre. Da T_4 in Gl. (5.4) und somit auch in die innere Leistung P_i einfließt, könnten somit zu geringe Werte für diese berechnet worden sein.

Verschärfend kommt hinzu, dass die Temperaturdifferenzen, welche mit T_4 für die Berechnung der inneren Leistung ermittelt werden, im Bereich hohen Durchflusses geringer sind, als bei niedrigerem Durchfluss. Dies hat zur Folge, dass sich ein Fehler bei der Messung von T_4 bei hohem Durchfluss besonders stark auswirkt. Eine Abweichung der Temperaturmessung von $\Delta T = 1^\circ C$ bei einem Massenstrom von etwa $\dot{m} = 1.5 \text{ kg/s}$ führt bereits zu einem Fehler bei der Ermittlung der inneren Leistung von $\Delta P_i = 1.5 \text{ kW}$.

Dimensionslose Darstellung

Wie schon in Abschn. 2.5 erwähnt können Verdichterkennfelder auch mittels dimensionsloser Kennzahlen dargestellt werden. Eine solche Darstellung erlaubt einen Vergleich der Kennlinien des Kennfeldes untereinander. Die in dem erwähnten Abschnitt beschriebenen dimensionslosen Kennzahlen φ , λ und λ_s werden, mit einer kleinen Anpassung an die gegebenen Möglichkeiten, auch in dieser Betrachtung verwendet. Statt der Durchflusszahl φ aus Abschn. 2.5 wird in der dimensionslosen Betrachtung des aufgenommenen Kennfeldes eine alternative Form verwendet, da nicht genügend Informationen zur Bestimmung von c_{m2} vorliegen.

Die alternative Form der Durchflusszahl soll als φ_c bezeichnet werden, lässt sich aus den Messdaten und den bisher berechneten Größen durch

$$\varphi_c = \frac{4\dot{V}_3}{u_2 D_2^2 \pi} \quad (5.10)$$

ermitteln und ist der ursprünglichen Durchflusszahl φ proportional. Die für Gl. (5.10) benötigte Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Laufradaustritt wird mit der Verdichterdrehzahl n und dem Außendurchmesser d_2 des Laufrades durch

$$u_2 = \frac{d_2 n \pi}{60} \quad (5.11)$$

berechnet. Die Arbeitszahl λ wird, anders als in Gl. (2.12), in dieser Betrachtung mit

$$\lambda = \frac{a_i}{u_2^2} \quad (5.12)$$

aus dem Verhältnis der bereits berechneten inneren Arbeit und dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt ermittelt, da die Berechnung der Enthalpiedifferenz über die Temperaturen vor und nach dem Verdichter, welche der Ermittlung der spezifischen Arbeit zu Grunde liegt, die Spalt- und Radreibungsverluste miteinbezieht.

Die isentrope Arbeitszahl wird mit Hilfe der ebenfalls bereits berechneten isentropen Enthalpieerhöhung und den Strömungsgeschwindigkeiten am Verdichterein- und -austritt mit

$$\lambda_s = \frac{\Delta h_s + \frac{c_4^2 - c_3^2}{2}}{u_2^2} \quad (5.13)$$

gebildet. Des Weiteren kann aus der Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Laufradaustritt mittels

$$Ma_u = \frac{u_2}{\sqrt{T_3 \kappa R}} \quad (5.14)$$

jeder Verdichterdrehzahl eine Umfangsmachzahl zugeordnet werden. Diese gibt, ähnlich wie die Lavalzahl in Abschn. 2.5, Aufschluss über den Einfluss der Kompressibilität auf die Strömung.

Abbildung 5.6 zeigt die aus der Messung nach diesen Definitionen berechneten Verläufe der dimensionslosen Kennzahlen λ und λ_s , aufgetragen über der Durchflusszahl φ_c für die Verdichterdrehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$ bei voll geöffnetem Vordrallregler.

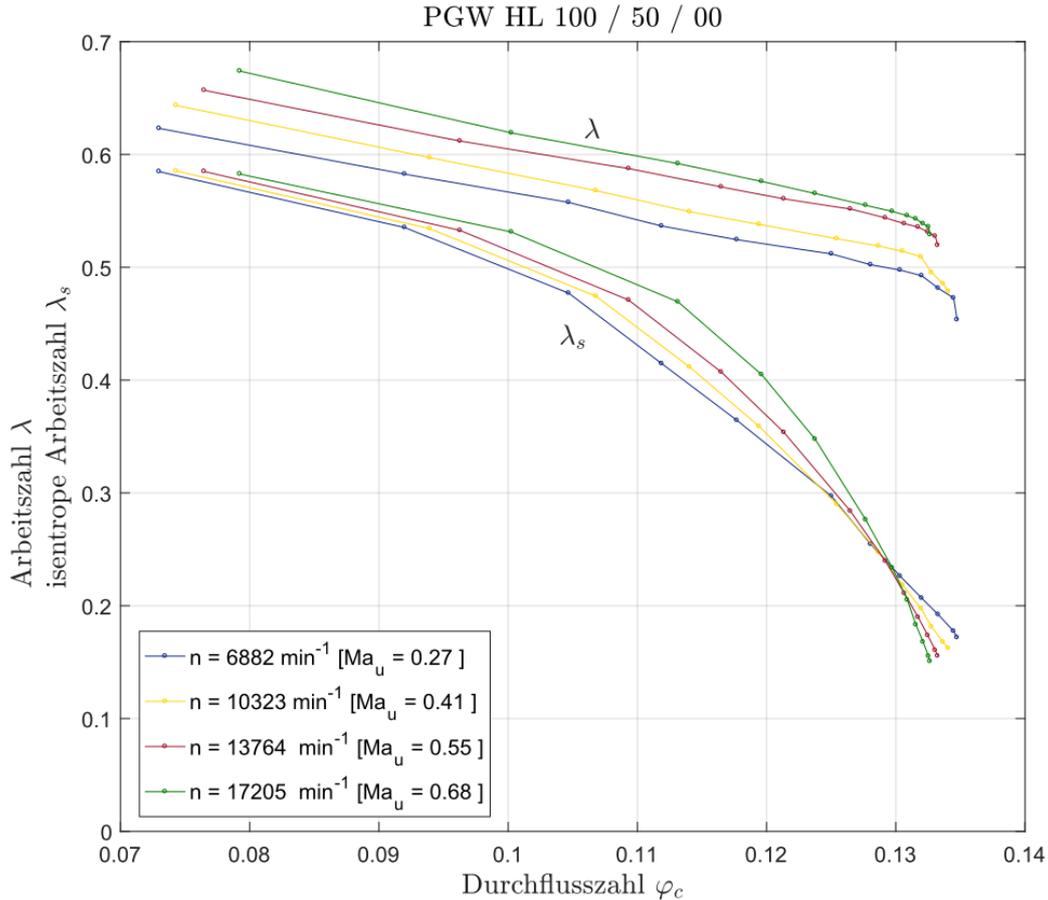


Abbildung 5.6: Dimensionslose Darstellung der Kennlinien des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Drehzahlregelung

Die Kennlinien der Darstellung durch die Arbeitszahl λ weisen über den Großteil des Durchflusses einen näherungsweise linearen Verlauf mit ähnlich großer negativer Steigung auf. Dies folgt der in Abschn. 2.5 erläuterten Theorie. Im Bereich hohen Durchflusses ist, wie bereits beim Verlauf der inneren Leistung, ein steiler Abfall der Kurven zu beobachten. Da in die Berechnung von λ ebenfalls die innere Arbeit a_i einfließt, liegt der Schluss nahe, dass die Ursache dieses Abfalls dieselbe ist, über die schon in Abschn. 5.1 Überlegungen angestellt wurden.

Auch die Kennlinien der Darstellung mittels isentroper Arbeitszahl λ_s in Abb. 5.6 folgen einem Verlauf, der in der Theorie in Abschn. 2.5 so beschrieben ist. Ähnlich wie in Abb.

2.12 lässt sich neben dem prinzipiell parabolischen Verlauf der einzelnen Kennlinien außerdem beobachten, dass diese im Bereich hohen Durchflusses umso steiler abfallen, je höher die Verdichterdrehzahl und somit auch die Umfangsmachzahl ist. Bei kleinen Durchflüssen hingegen weisen die Kennlinien ähnliche Steigungen auf. Dies deutet auf den in Abschn. 2.5 nach [11] beschriebenen Einfluss der Kompressibilität auf die Verdichterkennlinien hin.

Der Einfluss der Kompressibilität auf das Verdichterkennfeld lässt sich ähnlich auch in Abb. 5.7 erkennen. Sie zeigt die aus der Messung berechneten Wirkungsgrade, aufgetragen über der Durchflusszahl φ_c für die Verdichterdrehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 17205] \text{ min}^{-1}$ bei voll geöffnetem Vordrallregler. Die Kurven weisen auch hier bei hohem Durchfluss einen mit steigender Umfangsmachzahl steiler werdenden Verlauf auf.

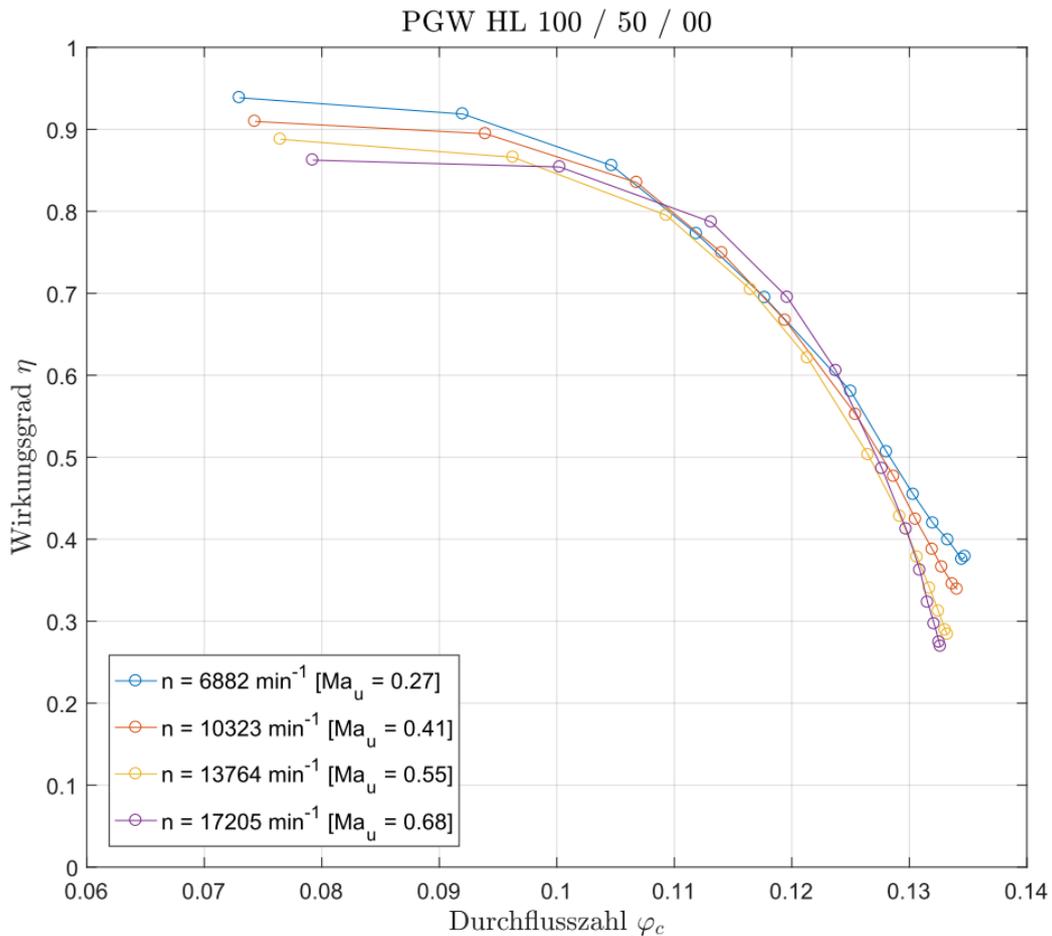


Abbildung 5.7: Dimensionslose Darstellung der Wirkungsgradverläufe des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Drehzahlregelung

5.2 Kennfeld mit Vordrallregelung

Kennfeld

Abbildung 5.8 zeigt die vom Verdichter PGW HL 100 / 50 / 00 erzeugten Druckerhöhungen Δp , aufgetragen über den nach Abschn. 4.3 berechneten Volumenstrom \dot{V}_3 bei der Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ min}^{-1}$ und den Winkelstellungen $\alpha = [-20, 0, 20, 40, 60]^\circ$ des Vordrallreglers.

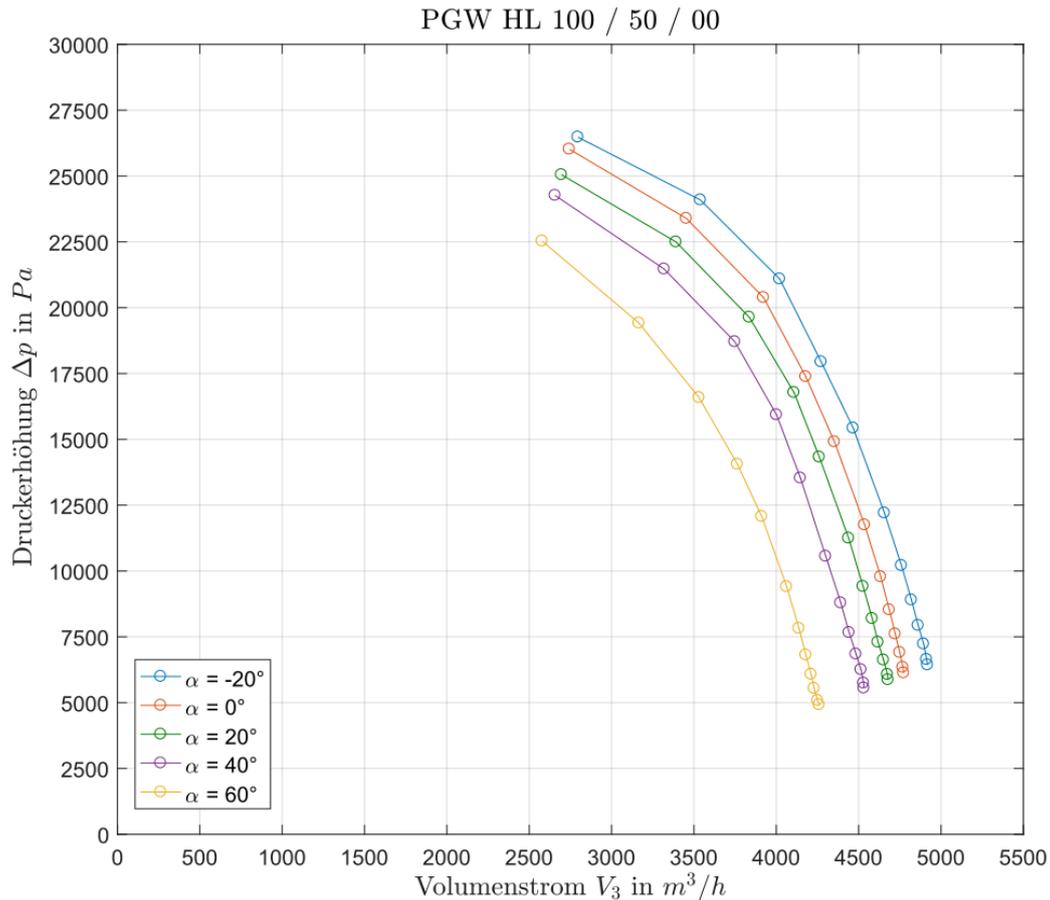


Abbildung 5.8: Kennfeld des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Vordrallregelung

Auch hier sei angemerkt, dass diese Form der Darstellung die gängige für Ventilatoren darstellt und der Vollständigkeit halber aufgrund der bei der Drehzahl $n = 13764 \text{ min}^{-1}$ auftretenden Druckerhöhungen angeführt ist.

Die für Verdichter übliche Darstellung, welche bereits in Abschn. 5.1 erläutert wurde, ist Abb. 5.9 zu entnehmen. Diese zeigt das durch den Verdichter erzeugte Druckverhältnis, aufgetragen über den auf die konstanten Eintrittsbedingungen bezogenen Massenstrom für die Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ min}^{-1}$ und die Winkelstellungen $\alpha = [-20, 0, 20, 40, 60]^\circ$ des Vordrallreglers. Außerdem kommt es auch hier bei der Umrechnung auf bezogene Größen

zu unterschiedlichen bezogenen Verdichterdrehzahlen. Diese liegen zwischen den Grenzen $n = 13745 \text{ min}^{-1}$ und $n = 13646 \text{ min}^{-1}$.

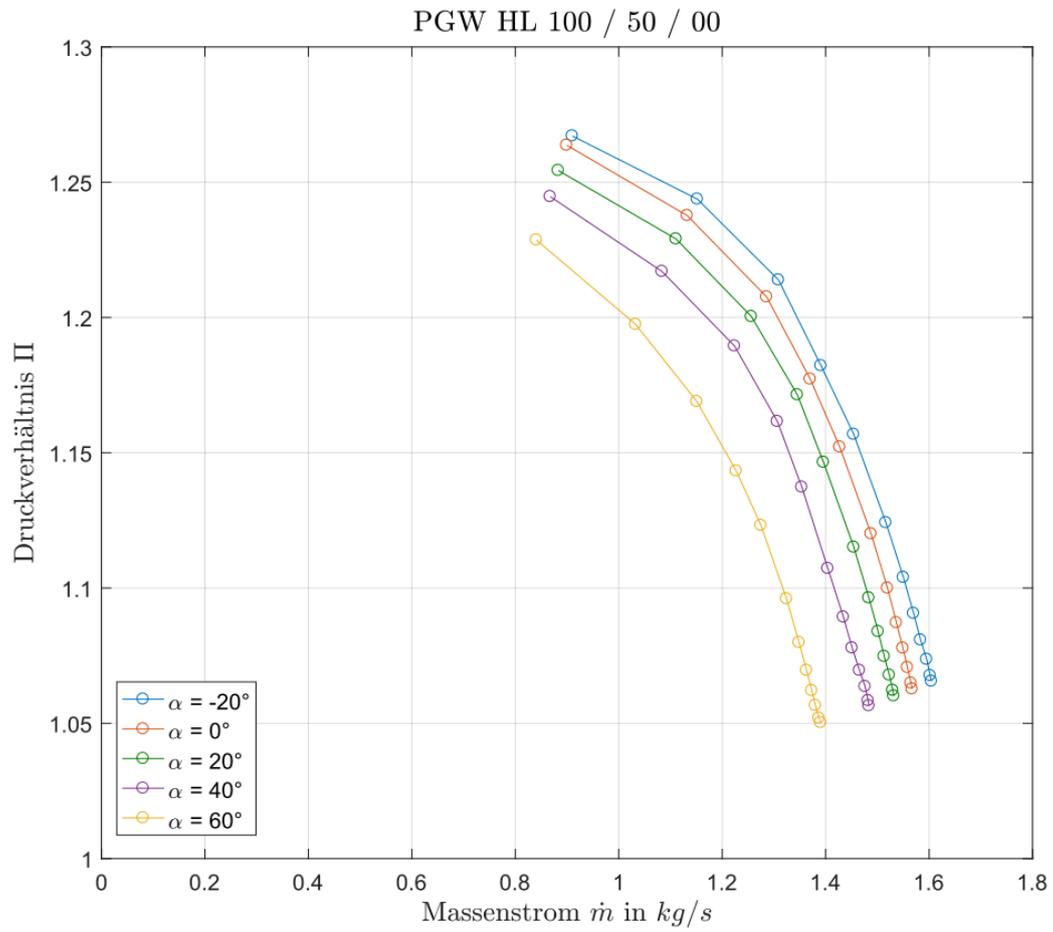


Abbildung 5.9: Kennfeld des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 mit Vordrallregelung

Wirkungsgrad

Die Berechnung der Wirkungsgrade aus den Messergebnissen bei Vordrallregelung erfolgt ebenfalls durch die in Abschn. 5.1 erläuterte Methode und führt zu den in Abb. 5.10 ersichtlichen Verläufen der Wirkungsgrade für die Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ min}^{-1}$ bei den Winkelstellungen $\alpha = [-20, 0, 20, 40, 60]^\circ$ des Vordrallreglers.

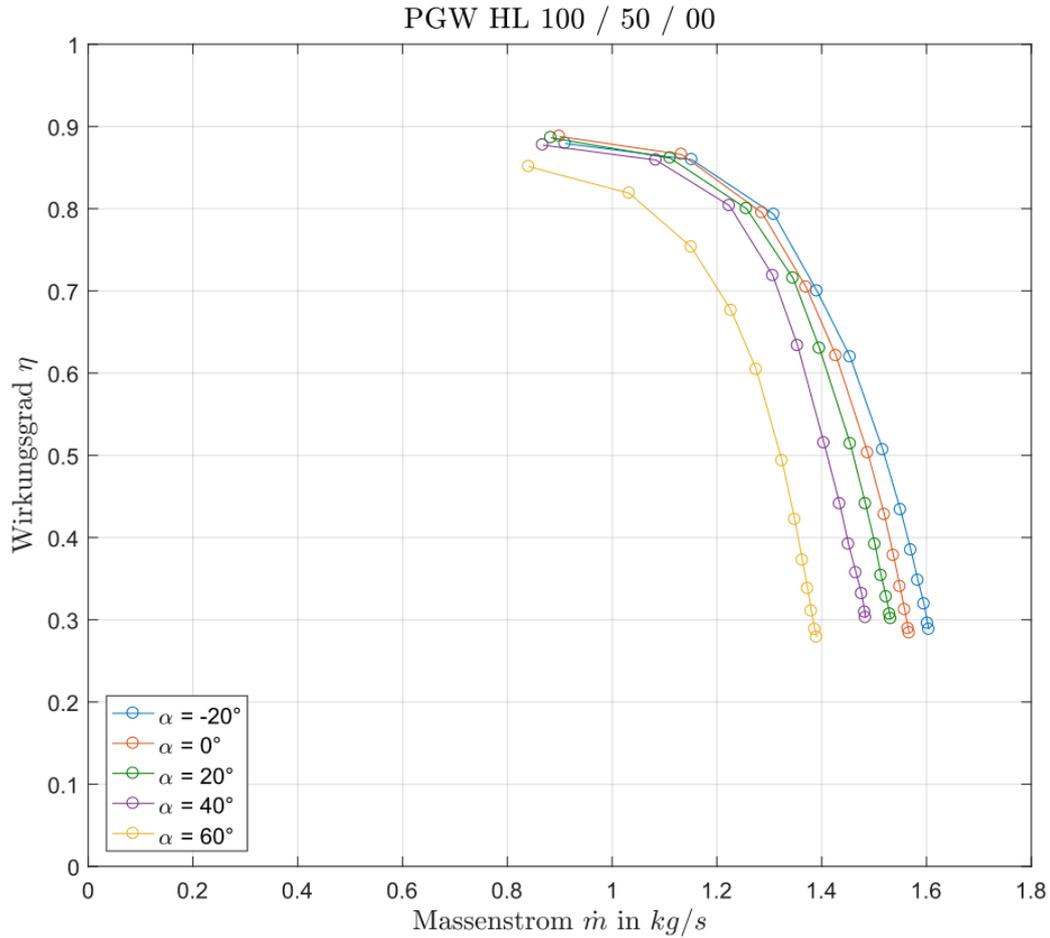


Abbildung 5.10: Wirkungsgradverläufe des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00, Vordrallregelung

Leistung

Auch die Berechnung der inneren Leistung erfolgt wieder durch Gl. (5.9). Die so berechneten Verläufe der inneren Leistung für die Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ min}^{-1}$ bei den Winkelstellungen $\alpha = [-20, 0, 20, 40, 60]^\circ$ des Vordrallreglers sind in Abb. 5.11 ersichtlich.

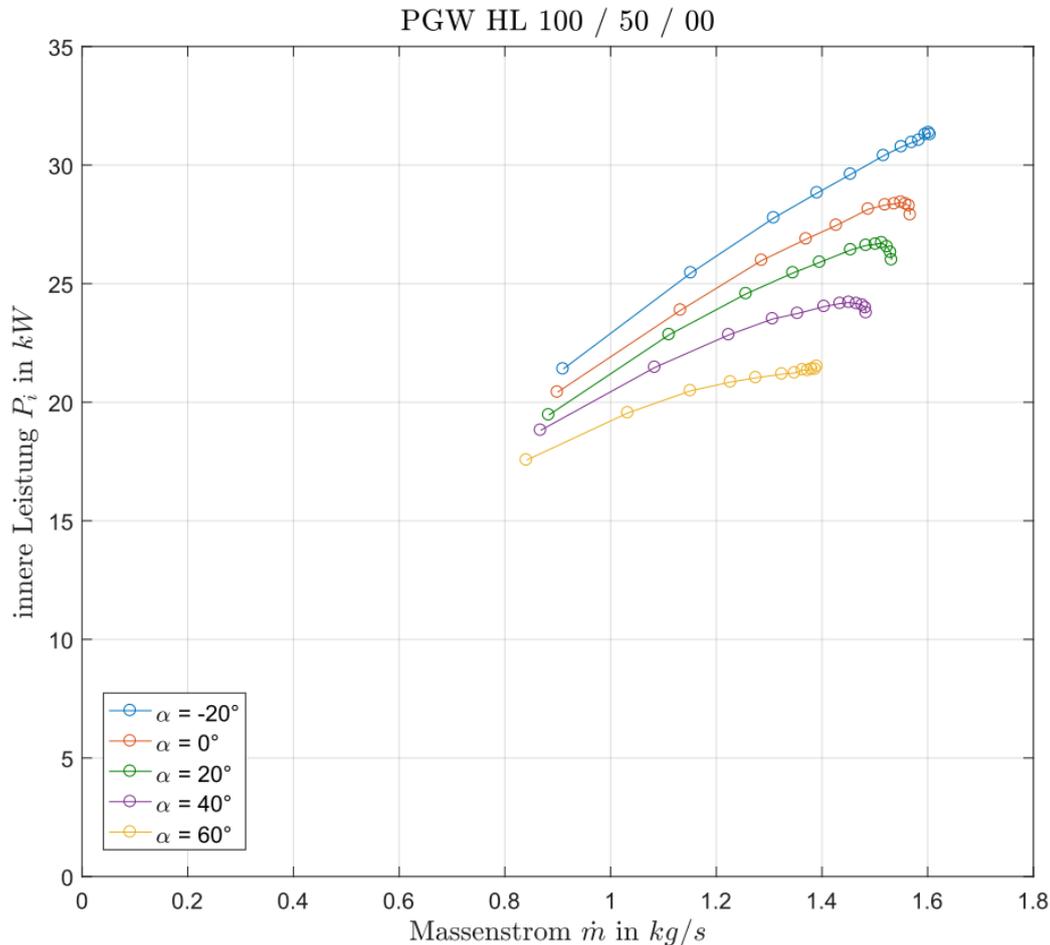


Abbildung 5.11: Innere Leistung des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00, Vordrallregelung

Auch bei dieser Auswertung der inneren Leistung lassen sich im Bereich hohen Durchflusses ungewöhnliche Änderungen der Verläufe erkennen. Die Kennlinien für $\alpha = [0, 20, 40]^\circ$ weisen in diesem Bereich wieder einen steilen Abfall der inneren Leistung auf. Sie wurden ausgehend von tieferen Temperaturniveau aufgenommen. Der Verlauf der Kennlinie für $\alpha = 60^\circ$ zeigt in diesem Bereich jedoch eine umgekehrte Tendenz. Diese Kennlinie wurde ausgehend von höherem Temperaturniveau aufgenommen.

Diese Umstände unterstützen die in Abschn. 5.1 angestellte Vermutung, dass die Ursache dieser ungewöhnlichen Leistungsverläufe in der noch nicht vollständigen Durchwärmung oder Abkühlung dickwandiger Bauteile des Verdichters liegt.

Dimensionslose Darstellung

Die dimensionslose Darstellung der Verdichterkennlinien bei Vordrallregelung erfolgt ebenfalls mithilfe der Kennzahlen φ_c , λ und λ_s , deren Berechnung aus den Messdaten bereits in Abschn. 5.1 erläutert wurde.

Abbildung 5.12 zeigt die so aus der Messung berechneten Verläufe der dimensionslosen Kennzahlen λ und λ_s aufgetragen über der Durchflusszahl φ_c für die Verdichterdrehzahl $n = 13764 \text{ min}^{-1}$ bei den Winkelstellungen $\alpha = [-20, 0, 20, 40, 60]^\circ$ des Vordrallreglers.

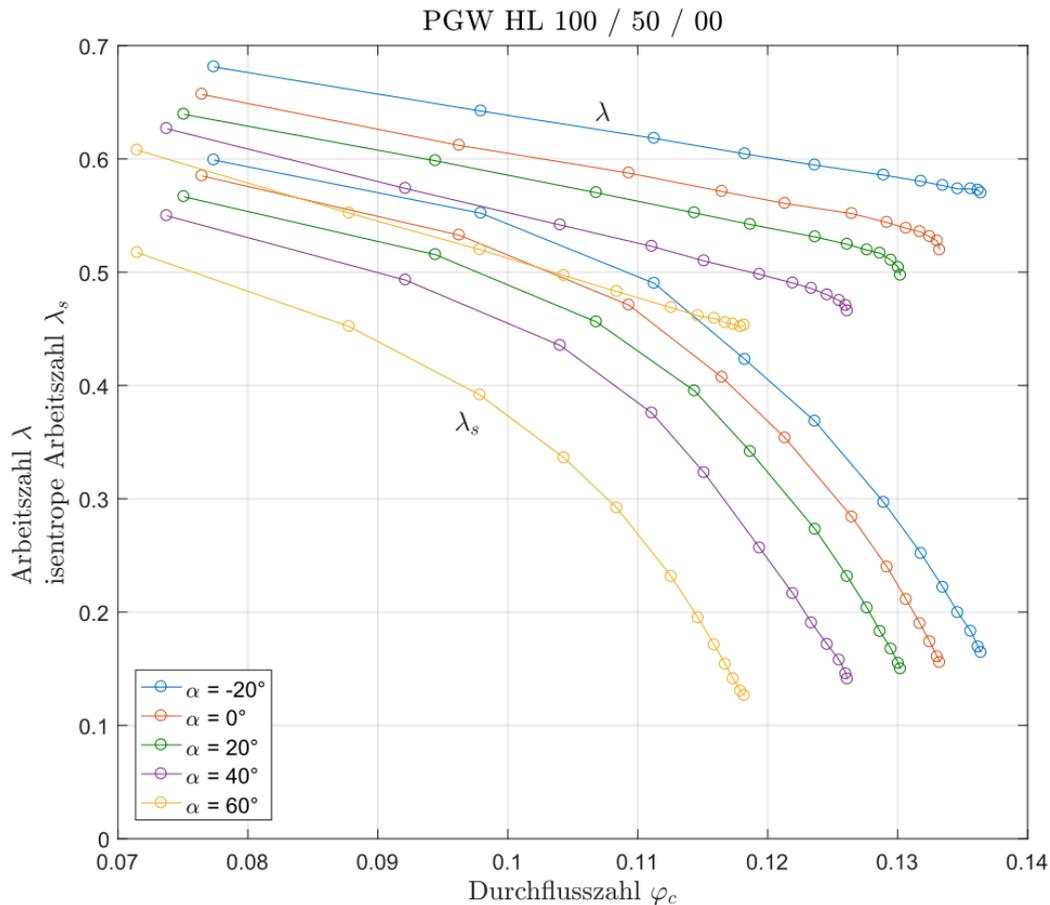


Abbildung 5.12: Dimensionslose Darstellung der Kennlinien des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00

Die Darstellung der Kennlinien mittels dimensionsloser Kennzahlen bei Vordrallregelung ähnelt jener bei Drehzahlregelung, jedoch mit dem Unterschied, dass die einzelnen Kennlinien weiter auseinander liegen. Dies liegt daran, dass die Änderung der Winkelstellung des Vordrallreglers eine Geometrieänderung des Verdichters darstellt und das Gesamtsystem bestehend aus Vordrallregler und Radialverdichter streng genommen nicht mehr geometrisch ähnlich mit dem bei einer anderen Winkelstellung ist.

Diese Veränderung der Kennlinie, ausgelöst durch die Variierung der Winkelstellung des Vordrallreglers, lässt sich anhand der Verläufe der Arbeitszahl λ zeigen. Die Verläufe stellen in der Theorie, und nach Abb. 5.12 auch annähernd in der Auswertung der Messergebnisse, Geraden dar. Mittels linearer Regression kann aus den Messergebnissen die Parameter dieser Geraden ermittelt werden. Sie sind in Tab. 13 zusammengefasst. Aus den Berechnungen der Regressionsgeraden ist ersichtlich, dass mit Erhöhung des Winkels α des Vordrallreglers auch die absolute Steigung der Geraden zunimmt.

Winkelstellungen α	-20°	0°	20°	40°	60°
λ bei $\varphi = 0$	0.8251	0.821	0.8129	0.8368	0.8483
Steigung	-1.8634	-2.1492	-2.2867	-2.8439	-3.3672
Bestimmtheitsmaß R^2	0.9998	0.9983	0.9988	0.9993	0.9998

Tabelle 13: Parameter der Regressionsgeraden der λ -Verläufe

Eine Erklärung dieses Umstandes liefert die in Abschn. 2.5 nach [5] beschriebene theoretische Geradengleichung für die Arbeitszahl λ im inkompressiblen Fall. Die Steigung dieser Geraden wird durch Gl. (2.15) beschrieben. Während sich durch die Veränderung des Schaufelwinkels α des Vordrallreglers auch der Strömungswinkel α_1 verändert, bleibt β_2 großteils unverändert. Wird der Strömung Mitdrall aufgeprägt ($\alpha = 0$ bis 90°) verringert sich der Strömungswinkel α_1 , was zur Folge hat, dass sich die Konstante A in Gl. (2.15) erhöht und die absolute Steigung der λ -Geraden zunimmt. Wird der Strömung Gegendrall aufgeprägt ($\alpha = 0$ bis -25°), vergrößert sich der Strömungswinkel α_1 und die absolute Steigung der λ -Geraden nimmt ab.

Ungewöhnlich ist jedoch, dass die Regressionsgeraden die Ordinate nicht wie in der Theorie in Abschn. 2.5 beschrieben bei $\lambda = 1$ schneiden, sondern bei einem etwas tieferen Wert. Der folgende Erklärungsversuch dieser unerwarteten Ergebnisse stellt eine ausschließlich auf Überlegungen basierende Theorie dar.

Zwischen dem rotierenden Laufrad und dem feststehenden Gehäuse des Radialverdichters befindet sich aus Betriebsgründen ein Spalt. Da außerdem im Betrieb am Laufradeintritt des Verdichters ein geringerer Druck vorherrscht, als am Laufradaustritt, strömt ein Teil des durch das Laufrad strömenden Massenstroms, der Spaltmassenstrom \dot{m}''_{sp} , über diesen Spalt wieder zum Laufradeintritt zurück, wo er anschließend erneut in das Laufrad eintritt. Diese Zirkulation, schematisch dargestellt links in Abb. 5.13, hat zur Folge, dass der Massenstrom, der durch das Laufrad des Verdichters strömt größer ist, als jener der die gesamte Anlage durchströmt. Da die Lieferzahl φ mit dem Durchsatz durch die gesamte Anlage berechnet wird, bedeutet dies, dass der sich aufgrund des Massenstroms durch das Laufrad (Massenstrom \dot{m} durch die Anlage + Spaltmassenstrom \dot{m}''_{sp}) einstellenden Arbeitszahl λ eine geringere Lieferzahl φ zugeordnet wird. Geometrisch schlägt sich dies, wie rechts in Abb. 5.13 zu sehen ist, in einer Linksverschiebung der λ -Geraden und damit in einem tieferen Schnittpunkt dieser mit der Ordinate nieder.

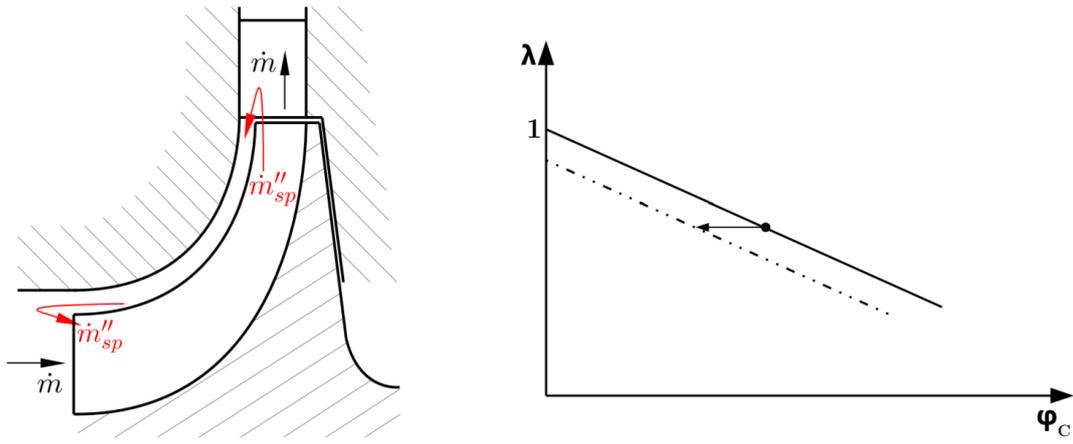


Abbildung 5.13: links: Massenströme in der Radialverdichterstufe; rechts: Verschiebung der λ -Geraden

Anmerkung zur Berechnung der Regressionsgeraden: Um Verfälschungen der berechneten Geraden aufgrund der ungewöhnlichen Anstiege bzw. Abfälle im Bereich hohen Durchflusses zu vermeiden, fließen die jeweils letzten 3 Messpunkte einer Kennlinie nicht in die Regressionsgeradenberechnung mit ein.

5.3 Vergleich mit Herstellerkennfeld

Kennfeld

In diesem Abschnitt sollen die durch die Auswertung der Messungen erhaltenen Ergebnisse mit einem vorhandenen Kennfeld des zu untersuchenden Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00 verglichen werden. Dadurch kann einerseits die Plausibilität der aufgenommenen Kennfelder überprüft werden, andererseits kann das Kennfeld des Herstellers auch als Erweiterung des aufgenommenen Kennfeldes dienen.

Das Herstellerkennfeld, ersichtlich im Anhang, zeigt Kennlinien in Form der absoluten Austrittsdrücke p_4 , aufgetragen über den Volumenstrom \dot{V}_3 für die Verdichterdrehzahlen $n = [22100, 24300, 26070, 26500, 28400] \text{ min}^{-1}$ bei den Eintrittsbedingungen $p_3 = 1 \text{ bar}$ und $T_3 = 20^\circ\text{C}$. Die Eintrittsbedingungen sind also ident mit jenen, auf welche die Größen im Kennfeld aus Abb. 5.2 bezogen wurden. Um eine gemeinsame Darstellung der beiden Kennfelder zu ermöglichen genügt es daher die Größen p_4 und \dot{V}_3 des Herstellerkennfeldes mittels der angegebenen Eintrittsbedingungen in das Druckverhältnis Π und den Massenstrom \dot{m} umzurechnen. Dies erfolgt für das Druckverhältnis Π durch Gl. (5.2) und für den Massenstrom \dot{m} durch

$$\dot{m} = \dot{V}_3 \rho_3, \quad (5.15)$$

wobei $\rho_3 = 1.1894 \text{ kg/m}^3$ für die Dichte bei den angegebenen Eintrittsbedingungen gilt. Abbildung 5.14 zeigt die so erzeugte gemeinsame Darstellung des in dieser Arbeit aufgenommenen Kennfeldes und des Herstellerkennfeldes.

Die gemeinsame Darstellung der Kennfelder scheint auf den ersten Blick sowohl von Seiten des erzielten Druckverhältnisses, als auch von Seiten des sich dabei einstellenden Massenstroms ein stimmiges Gesamtbild abzugeben. Eine mögliche Form dieses auch rechnerisch zu überprüfen bieten die bereits in Abschn. 2.4 erwähnten Ähnlichkeitsbeziehungen für Strömungsmaschinen. Diese gelten streng genommen nur für inkompressible Medien, können aber hier als näherungsweise Überprüfung dienen.

Konkret sollen zur Überprüfung, mit Hilfe der Beziehungen Gl. (2.8) und Gl. (2.9), aus der aufgenommenen Kennlinie bei $n = 17205 \text{ min}^{-1}$ die Kennlinien bei den Drehzahlen des Herstellerkennfeldes berechnet und mit den tatsächlichen Herstellerkennlinien verglichen werden. Außerdem werden zur Überprüfung der Methode aus der oben genannten Kennlinie auch die restlichen im Zuge dieser Arbeit aufgenommenen Kennlinien berechnet und mit den tatsächlich aufgenommenen Kennlinien verglichen.

Dafür werden die Druckerhöhungen Δp bei $n = 17205 \text{ min}^{-1}$ durch

$$\Delta p = \Pi p_3 - p_3 \quad (5.16)$$

aus den Druckverhältnissen ermittelt, nach Gl. (2.9) auf die jeweilige Drehzahl umgerechnet und mit

$$\Pi = \frac{p_3 + \Delta p}{p_3} \quad (5.17)$$

wieder auf ein Druckverhältnis zurückgerechnet. Die Massenströme können direkt mit Gl. (2.8) berechnet werden.

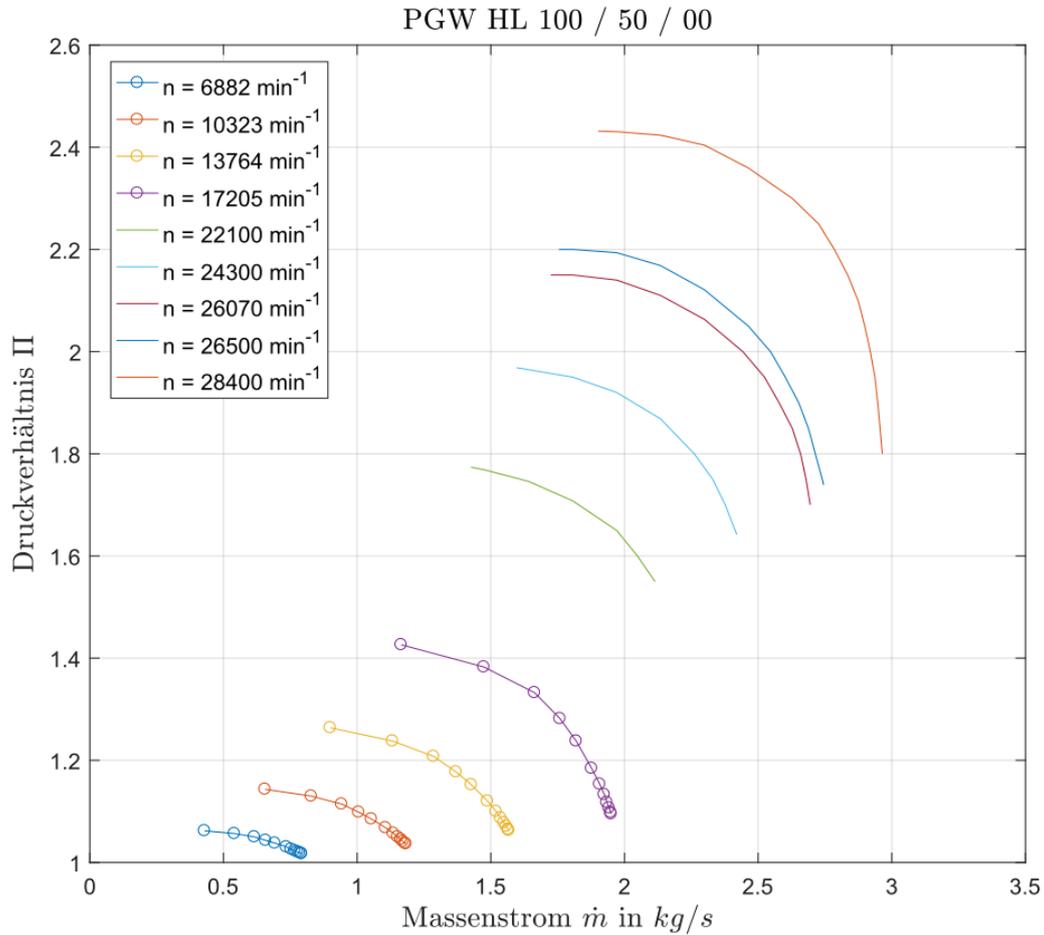


Abbildung 5.14: Gemeinsame Darstellung des aufgenommenen Kennfeldes und des Herstellerkennfeldes des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00

Abbildung 5.15 zeigt die so berechneten Kennlinien für die Drehzahlen $n = [6882, 10323, 13764, 22100, 24300, 26070, 26500, 28400] \text{ min}^{-1}$ eingefügt in Abb. 5.14.

Der Vergleich der berechneten Kennlinien mit jenen des Herstellerkennfeldes zeigt, dass die aus der durchgeführten Näherungsrechnung erhaltenen Kennlinien tendenziell tiefer liegen, als diejenigen des Herstellerkennfeldes. Die berechnete Kennlinie bei der tiefsten Verdichterdrehzahl $n = 22100 \text{ min}^{-1}$ besitzt die größte Nähe zu jener des Herstellerkennfeldes, mit steigender Drehzahl liegen die zu vergleichenden Kennlinien allerdings immer weiter

auseinander. Die zur Überprüfung der Methode berechneten Kennlinien für die tieferen Drehzahlen des in dieser Arbeit aufgenommenen Kennfeldes liegen wiederum höher als die tatsächlich aufgenommenen Kennlinien. Der Unterschied ist jedoch geringer als jener zu den Herstellerkennlinien.

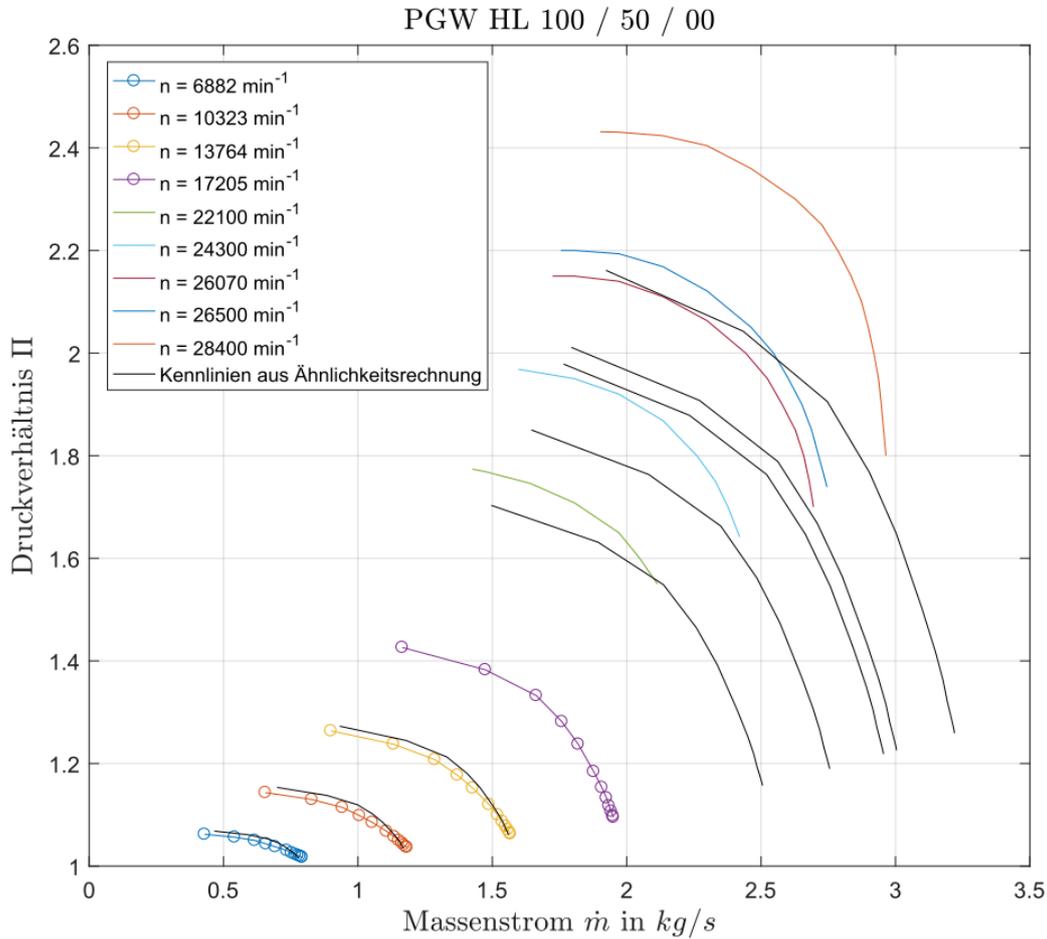


Abbildung 5.15: Vergleich des Herstellerkennfeldes mit den aus der Kennlinie $n = 17205 \text{ min}^{-1}$ berechneten Kennlinien

Da die Berechnungsmethode auf der Ähnlichkeitstheorie der Strömungsmaschinen basiert, diese streng genommen nur für inkompressible Medien gültig ist und Luft als kompressibles Fluid gilt, könnte dieser mit der Drehzahl größer werdende Unterschied auf dem Einfluss der mit der Drehzahl steigenden Machzahlen beruhen. In [4] ist dazu festgehalten, dass bei Radialverdichtern der Machzahleinfluss bei Druckverhältnissen Π bis etwa 1.5 nur geringfügig, im Bereich hoher Machzahlen jedoch erheblich ist. Dies deckt sich mit der Beobachtung, dass die Unterschiede der berechneten Kennlinien zu den aufgenommenen Kennlinien eher gering ausfallen, während der Unterschied zu den Herstellerkennlinien, vor allem im Bereich der höchsten Drehzahlen, deutlich ist.

Leistung

Ebenfalls im Herstellerkennfeld abgebildet sind die Verläufe der inneren Leistung entlang der Drehzahlkennlinien, welche zusammen mit jenen des aufgenommenen Kennfeldes in Abb. 5.16 dargestellt sind.

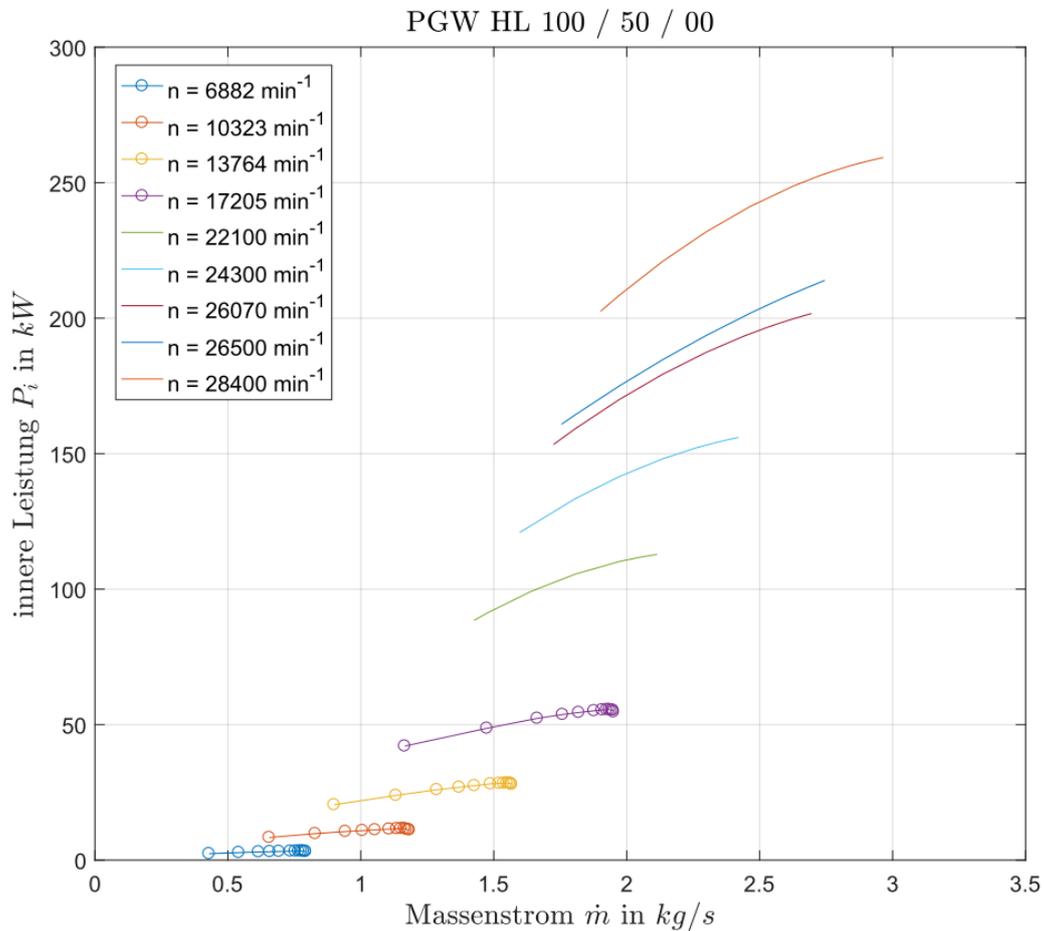


Abbildung 5.16: Gemeinsame Darstellung der Verläufe der inneren Leistung des aufgenommenen Kennfeldes und des Herstellerkennfeldes des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00

Auch hier zeigt sich, dass, wie bereits in Abschn. 5.1, die Werte der inneren Leistung in etwa mit der 3. Potenz des Drehzahlverhältnisses steigen und die Steigung der Kurven mit der Höhe der Drehzahl zunimmt.

Wirkungsgrad

Durch die Informationen, die aus den beiden Kurvenscharen des Herstellerkennfeldes gewonnen werden können, können durch ähnliche Berechnungen wie in Abschn. 5.1 auch

die Wirkungsgradverläufe entlang der Herstellerkennlinien ermittelt werden. Gleich wie bei der Berechnung aus den Messungen, kann aus den Druckverhältnissen Π , welche aus dem Herstellerkennfeld ausgelesen werden können, mit Gl. (5.3) die spezifische isentrope Enthalpiedifferenz Δh_s und durch Gl. (5.5) die Geschwindigkeit c_3 am Verdichtereintritt berechnet werden. Die spezifische innere Arbeit a_i wird durch Umstellung von Gl. (5.9) auf

$$a_i = \frac{P_i}{\dot{m}} \quad (5.18)$$

ermittelt und um die Geschwindigkeit c_4 am Verdichteraustritt zu berechnen, muss auf eine Iteration mit Gl. (2.5), Gl. (5.5), Gl. (5.6) und Gl. (5.9) zurückgegriffen werden. Damit ist die Berechnung des inneren Wirkungsgrades nach Gl. (5.7) für die Kennlinien des Herstellerkennfeldes möglich. Die so berechneten Wirkungsgradverläufe sind zusammen mit jenen des in dieser Arbeit aufgenommenen Kennfeldes in Abb. 5.17 ersichtlich.

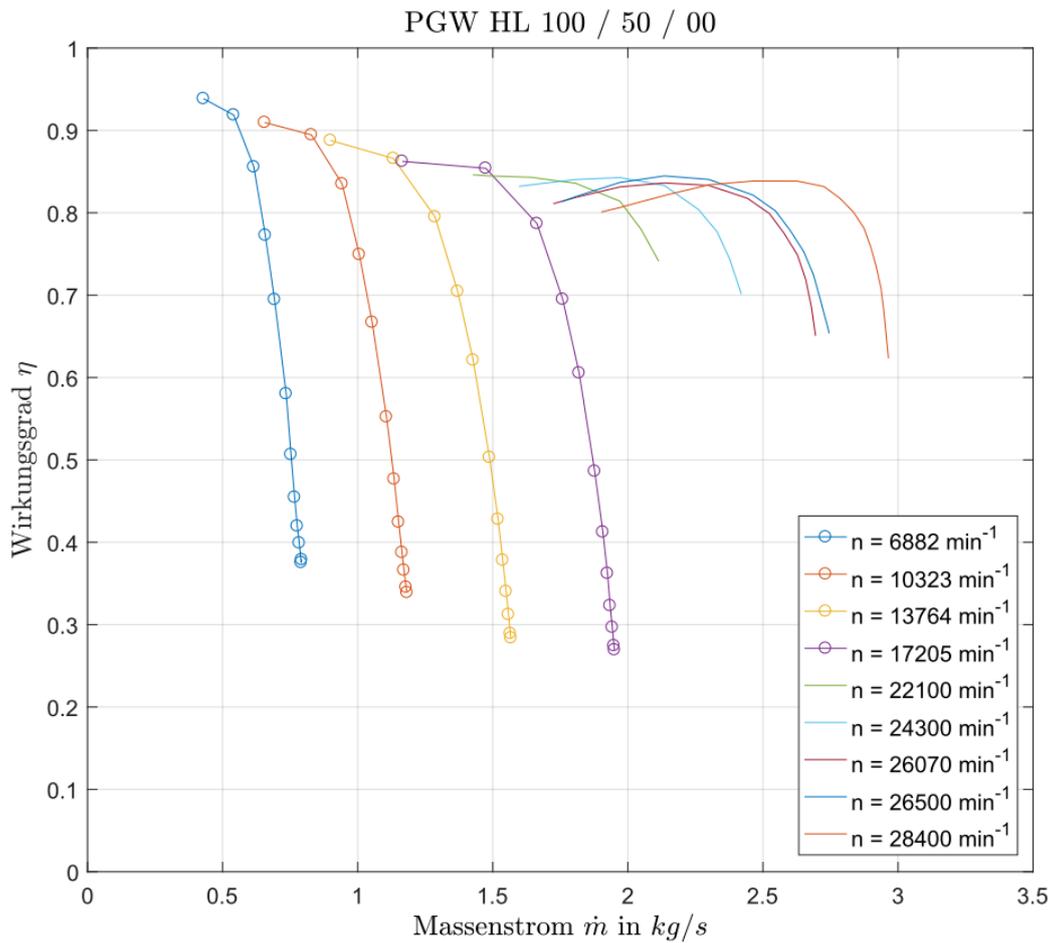


Abbildung 5.17: Wirkungsgradverläufe des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00

Dimensionslose Darstellung

Weiters lassen sich aus dem Herstellerkennfeld auch die Informationen ableiten, welche zur dimensionslosen Darstellung der Kennlinien mittels φ_c , λ und λ_s benötigt werden. Die Durchflusszahl φ_c wird mithilfe des im Herstellerkennfeld angegebenen Volumenstroms \dot{V}_3 durch Gl. (5.10) berechnet. Weiters kann durch die in Gl. (5.18) ermittelte innere Arbeit die Arbeitszahl λ nach Gl. (5.12) gebildet werden. Die Berechnung der isentropen Arbeitszahl λ_s erfolgt dann mithilfe des berechneten Wirkungsgrades und Gl. (2.17). Außerdem können durch Gl. (5.14) die Umfangsmachzahlen der Drehzahlkennlinien des Herstellerkennfeldes berechnet werden.

Abbildung 5.18 zeigt die so aus dem Herstellerkennfeld berechneten Verläufe der Arbeitszahl λ , aufgetragen über der Durchflusszahl φ_c , gemeinsam mit jenen des im Zuge dieser Arbeit aufgenommenen Verdichterkennfeldes. Auf dieselbe Art und Weise sind in Abb. 5.19 die Verläufe der isentropen Arbeitszahl λ_s abgebildet.

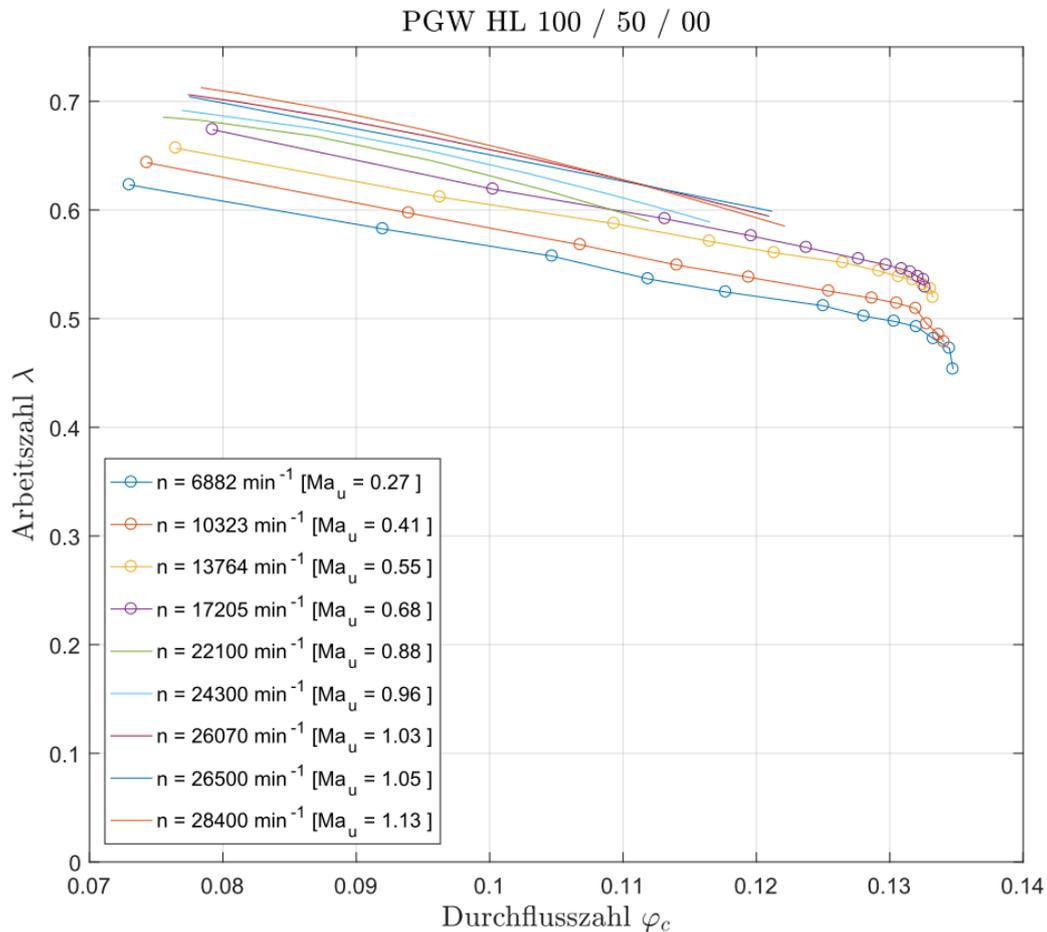


Abbildung 5.18: Verläufe der Arbeitszahl λ des Herstellerkennfeldes und des aufgenommenen Kennfeldes des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00

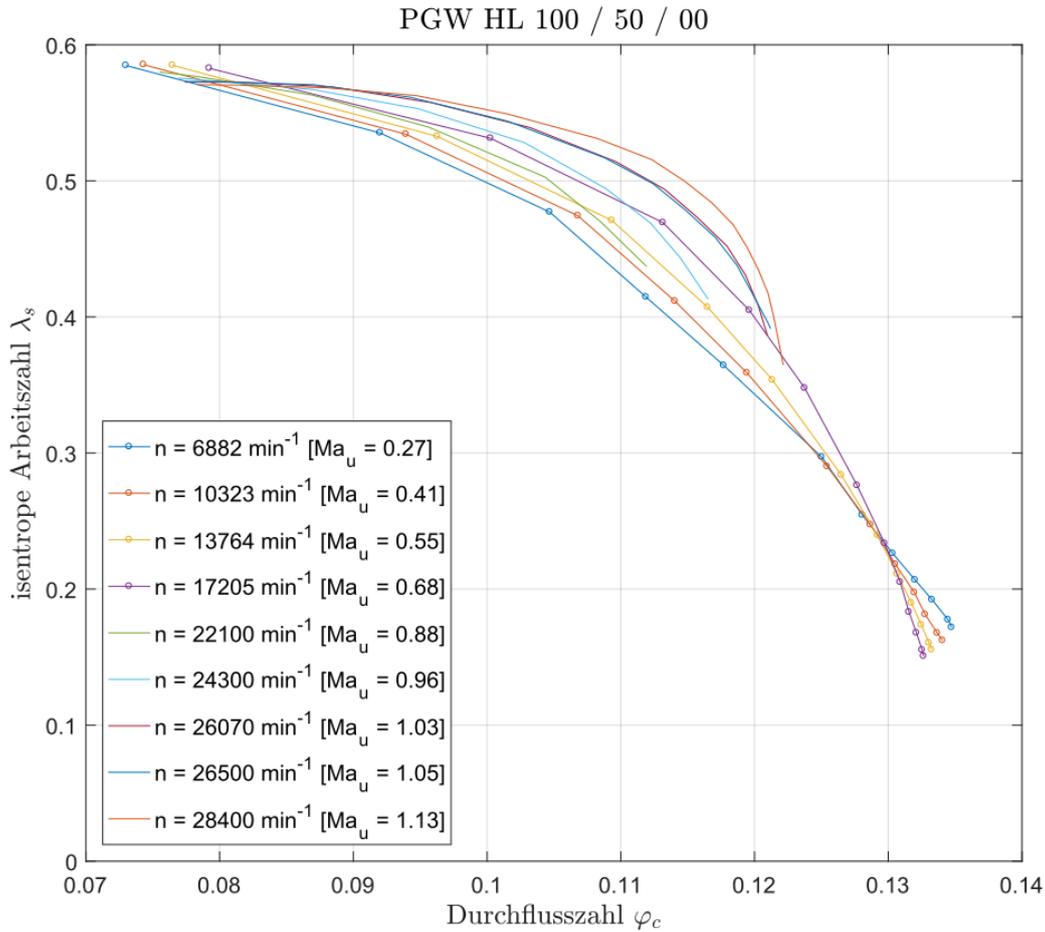


Abbildung 5.19: Verläufe der isentropen Arbeitszahl λ_s des Herstellerkennfeldes und des aufgenommenen Kennfeldes des Verdichters PGW HL 100 / 50 / 00

Die λ -Verläufe des Herstellerkennfeldes liegen in etwa im Bereich der λ -Verläufe des aufgenommenen Kennfeldes, weisen allerdings einen weniger linear ausgeprägten Verlauf auf. Auch die λ_s -Verläufe des Herstellerkennfeldes passen der Größen nach zu jenen des in dieser Arbeit aufgenommenen Kennfeldes, haben allerdings einen stärker gekrümmten Verlauf. Außerdem lässt sich erahnen, dass, würde man die Kurven des Herstellerkennfeldes im Bereich hohen Durchflusses verlängern, sie wie auch die Kurven des gemessenen Kennfeldes mit steigender Drehzahl, und damit auch steigender Umfangsmachzahl Ma_u , steiler abfallen.

6 Bewertung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit war es eine Kennfeldmessung des Radialverdichters PGW HL 100 / 50 / 00 experimentell durchzuführen. Dabei wurden mit den zwei zur Verfügung stehenden Regelungsarten zwei unterschiedliche Kennfelder aufgenommen. Einerseits erfolgte die Ermittlung der Kennlinien bei unterschiedlicher Drehzahl des Verdichters, andererseits wurde mittels Vordrallregler der Eintrittsdrall der Strömung variiert, um unterschiedliche Betriebscharakteristiken zu erzeugen. Die dadurch entstandenen Kennfelder sind in Abb. 5.2 und Abb. 5.9 ersichtlich.

Die einzelnen Kennlinien der aufgenommenen Kennfelder weisen dabei Verläufe auf, welche der Theorie aus Kap. 2 folgen. Weiters konnte durch die dimensionslose Darstellung des mittels Drehzahlregelung aufgenommenen Kennfeldes der Einfluss der Kompressibilität auf die Form der Verdichterkennlinien deutlich gemacht werden. Durch die dimensionslose Darstellung des mittels Vordrallregelung aufgenommenen Kennfeldes konnte wiederum gezeigt werden, wie sich eine Veränderung des Vordralls auf die Steigung der Verdichterkennlinien auswirkt. Ein abschließender Vergleich des mit Drehzahlregelung aufgenommenen Kennfeldes mit einem Herstellerkennfeld für höhere Drehzahlen ergab ein stimmiges Gesamtbild, das sich auch beim Vergleich der inneren Wirkungsgrade und der inneren Leistungen fortsetzt.

Da die Anlage erst kürzlich durch die Übersiedlung an den Laborstandort Arsenal neu in Betrieb genommen wurde und daher wenig Erfahrungswerte über den Betrieb vorlagen, wurden, um weitere Versuche mit dem Verdichter nicht zu gefährden, die Messungen mit Drehzahlen im unteren bis mittleren Bereich des möglichen Drehzahlspektrums durchgeführt. Es konnte somit durch die Kennfeldaufnahme der für die Anlage problemlose Betrieb für Drehzahlen bis zu $n = 17205 \text{ min}^{-1}$ bei Drosselstellungen bis zu 10% festgestellt werden.

Für Personen die sich während des Betriebs der Anlage in der Laborhalle befinden verläuft dieser, vor allem bei höheren Verdichterdrehzahlen, nicht gänzlich ohne Probleme. Durch die offene Konstruktion des Ein- und Austritts der Anlage in der Laborhalle entsteht eine intensive akustische Belastung. Gepaart mit der, zurzeit durch die Infrastruktur, gegebenen Notwendigkeit die Steuerung über einen PC nahe der Anlage durchzuführen, führt dies dazu, dass längere Messungen mitunter äußerst anstrengend werden können. Dies soll in dieser Schlussbetrachtung vor allem deswegen erwähnt sein, um in den Fokus zu rücken, dass auch dieser Aspekt bei der Planung einer Anlage nicht außer Acht gelassen werden sollte.

Außerdem entsteht durch die räumlich relativ nahe Anordnung des Ein- und Austritts der Anlage ein leichter strömungstechnischer Kurzschluss. Die durch die Verdichtung erwärmte und danach ausgeblasene Luft wird teilweise durch das Eintrittsrohr wieder angesaugt. Dieser Umstand führt dazu, dass sich die Temperatur des teilweise zirkulierenden Arbeitsmediums fortlaufend erhöht.

Eine bei der Aufnahme der Kennfelder für diese Arbeit weitestgehend unbeantwortete Frage ist jene nach der Lage der Pumpgrenze des Radialverdichters PGW HL 100 / 50 / 00. Es wurde zwar theoretisch auf diese eingegangen und durch die Beschränkung auf die minimale Drosselstellung 10% darauf geachtet, diese nicht zu passieren, die genaue Lage ist allerdings weiterhin unbekannt. Diese könnte in einer weiteren Untersuchung am Verdichter festgestellt werden.

Des Weiteren blieb der Luft/Wasser-Wärmetauscher während der gesamten Versuche inaktiv. Einem etwaigen Einfluss den der Betrieb des Luft/Wasser-Wärmetauschers auf die Betriebspunkte der Anlage haben könnte, konnte damit nicht nachgegangen werden. Insbesondere in Anbetracht einer möglichen Verschiebung der Betriebspunkte in Richtung der Pumpgrenze könnte eine Forschungsarbeit zu diesem Thema zum sicheren Betrieb der Anlage beitragen.

Im Zuge dieser Arbeit konnte der Wirkungsgrad des Radialverdichters nur thermodynamisch ermittelt werden, da keine Drehmomentenmessung vorgesehen war. Die Anlage besitzt jedoch durch den pendelnd gelagerten Elektromotor die Voraussetzungen durch eine nachträgliche Adaption eine Drehmomentenmessung zu implementieren. An einer bereits dafür vorgesehenen Stelle des Motors kann ein Hebel angebracht werden, der auf einen Kraftaufnehmer drückt und somit das Antriebsdrehmoment erfassbar macht, mit dem sich die Antriebsleistung ermitteln lässt.

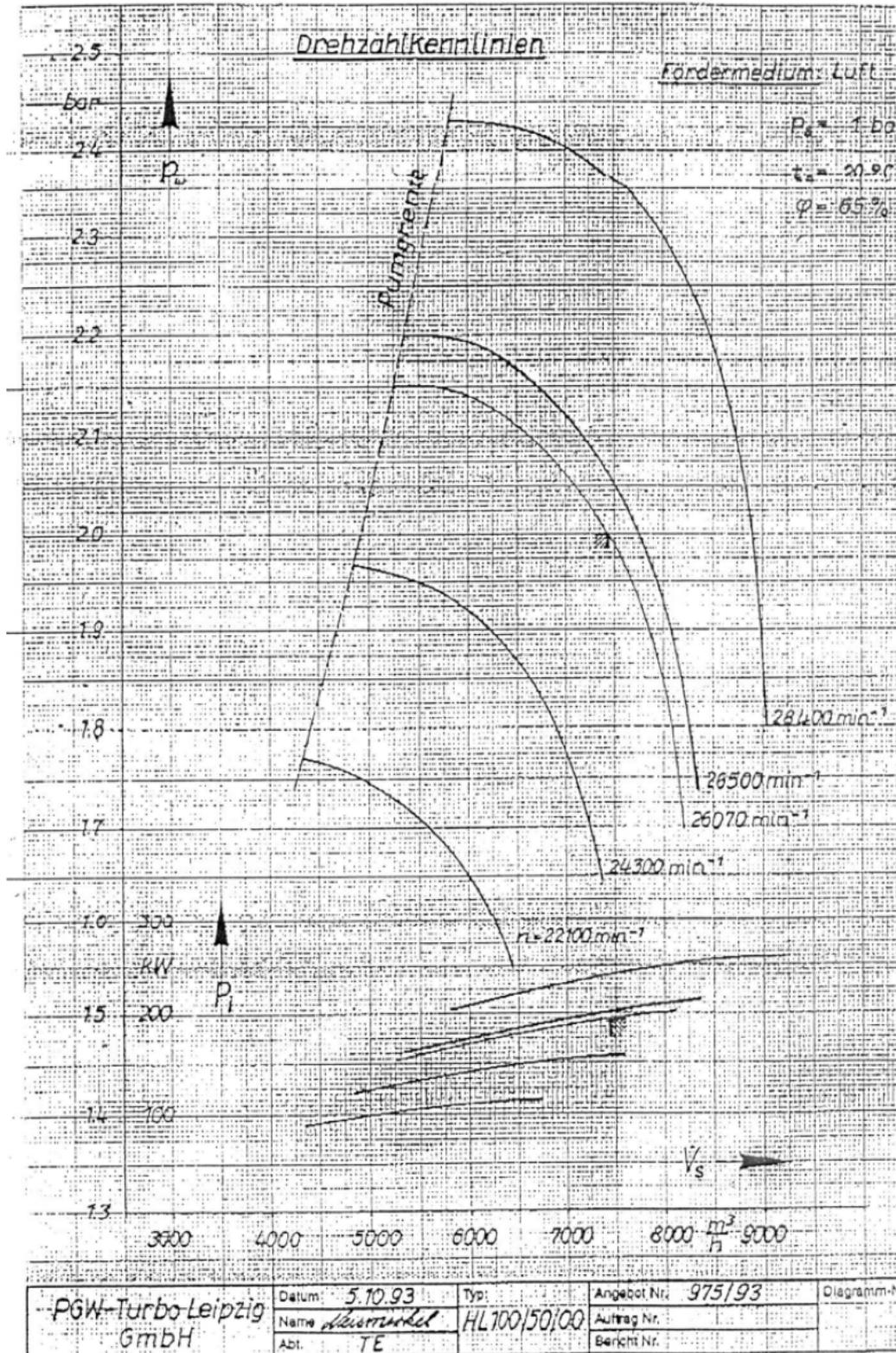
Eine weitere Untersuchung könnte sich auch der strömungstechnischen Nachrechnung des Radialverdichters PGW HL 100 / 50 / 00 widmen. Dies könnte sowohl unter Anwendung eindimensionaler Methoden, als auch durch eine CFD-Berechnung geschehen und mit Ergebnissen dieser Versuche verglichen werden.

Dadurch, dass durch die in dieser Arbeit aufgenommenen Verdichterkennfelder nun Klarheit über die Betriebseigenschaften des Radialverdichters PGW HL 100 / 50 / 00 vorliegt, kann der weitere Aufbau des Versuchsstandes erfolgen.

Literatur

- [1] DIN EN ISO 5167-1 - *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt*, 2003.
- [2] Bräunling, W.J.G.: *Flugzeugtriebwerke - Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 4. Aufl. edition, 2015.
- [3] DIN EN ISO 5801 - *Ventilatoren - Leistungsmessung auf genormten Prüfständen*, 2011.
- [4] Eckert, B. , Schnell, E.: *Axial- und Radial-Kompressoren - Anwendung, Theorie, Berechnung*. Springer, Berlin, Heidelberg, 1961.
- [5] Willinger, R.: *Skriptum zur Vorlesung Thermische Turbomaschinen*. TU Wien, 2015.
- [6] Menny, K.: *Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. Teubner, Wiesbaden, 5. überarb. Aufl., 2006.
- [7] Traupel, W.: *Thermische Turbomaschinen: Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung*. Springer, 4. Aufl. 2001 edition, 11, 2000.
- [8] Meyer, W.: *Bachelorarbeit: Berücksichtigung unterschiedlicher Arbeitsmedien in den Kennzahlen von Verdichterkennfeldern*. TU Wien, 2012.
- [9] Grote, K.-H. , Feldhusen, J.: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau..* Springer, 23. Aufl. 2012 edition, 9, 2011.
- [10] Bosen, W. , Pelton, R. , Wygant, K. , Bygrave, J.: *Tutorial on the application and design of integrally geared compressors*. ASIA Turbomachinery & Pump Symposium 2016.
- [11] Hagen, H.: Abschätzung des Kompressibilitätseinflusses auf die Kennlinie einer Axialverdichterstufe. *Forsch. Ing.-Wes.* 32(5), 1966.
- [12] DIN EN ISO 5167-2 - *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt*, 2003.
- [13] Franke, P.: *Rohrleitungen*. Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2014.

Anhang A: Herstellerkennfeld



Anhang B: Berechnungsergebnisse

$n = 28400 \text{ min}^{-1}$	$\alpha = 0^\circ$	\dot{m} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	\dot{m}_{red} $\left[\frac{kg\sqrt{K}}{sPa} \right]$	\dot{m}_{bez} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	\dot{V}_3 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$	Δp $[Pa]$	Π [-]	η [-]	P_i $[kW]$	φ [-]	λ [-]	λ_s [-]
n_{red} $\left[\frac{1}{min\sqrt{K}} \right]$												
1658.72		1.90149	0.00032557	1.90149	5789.47	143157.9	2.43158	0.80	202.541	0.07834	0.71259	0.57066
1658.72		1.97063	0.00033740	1.97063	6000.00	143052.6	2.43053	0.81	208.341	0.08119	0.70728	0.57038
1658.72		2.13485	0.00036552	2.13485	6500.00	142368.4	2.42368	0.82	220.941	0.08796	0.69235	0.56841
1658.72		2.29907	0.00039364	2.29907	7000.00	140421.1	2.40421	0.83	231.884	0.09473	0.67474	0.56265
1658.72		2.46329	0.00042176	2.46329	7500.00	135947.4	2.35947	0.84	241.170	0.10149	0.65498	0.54923
1658.72		2.62751	0.00044987	2.62751	8000.00	130000.0	2.30000	0.84	248.800	0.10826	0.63347	0.53111
1658.72		2.72604	0.00046674	2.72604	8300.00	125000.0	2.25000	0.83	252.583	0.11232	0.61985	0.51562
1658.72		2.78516	0.00047687	2.78516	8480.00	120000.0	2.20000	0.82	254.566	0.11475	0.61146	0.49990
1658.72		2.83495	0.00048539	2.83495	8631.58	115000.0	2.15000	0.80	256.070	0.11680	0.60427	0.48394
1658.72		2.87384	0.00049205	2.87384	8750.00	110000.0	2.10000	0.78	257.139	0.11841	0.59858	0.46774
1658.72		2.89891	0.00049634	2.89891	8826.32	105000.0	2.05000	0.76	257.778	0.11944	0.59488	0.45127
1658.72		2.91965	0.00049989	2.91965	8889.47	100000.0	2.00000	0.73	258.279	0.12029	0.59180	0.43453
1658.72		2.93694	0.00050285	2.93694	8942.11	95000.0	1.95000	0.71	258.675	0.12101	0.58922	0.41752
1658.72		2.94731	0.00050463	2.94731	8973.68	90000.0	1.90000	0.68	258.904	0.12143	0.58767	0.40021
1658.72		2.95595	0.00050611	2.95595	9000.00	85000.0	1.85000	0.65	259.090	0.12179	0.58637	0.38260
1658.72		2.96460	0.00050759	2.96460	9026.32	80000.0	1.80000	0.62	259.271	0.12215	0.58507	0.36468
$n = 26500 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = 0^\circ$										
1547.75		1.75456	0.00030041	1.75456	5342.11	120000.0	2.20000	0.81	160.833	0.07747	0.70432	0.57285
1547.75		1.80642	0.00030929	1.80642	5500.00	120000.0	2.20000	0.82	164.334	0.07976	0.69899	0.57287
1547.75		1.97063	0.00033740	1.97063	6000.00	119368.4	2.19368	0.84	174.895	0.08702	0.68192	0.57065
1547.75		2.13485	0.00036552	2.13485	6500.00	116842.1	2.16842	0.84	184.657	0.09427	0.66460	0.56144
1547.75		2.29907	0.00039364	2.29907	7000.00	112105.3	2.12105	0.84	193.620	0.10152	0.64708	0.54360
1547.75		2.46329	0.00042176	2.46329	7500.00	105000.0	2.05000	0.82	201.784	0.10877	0.62941	0.51706
1547.75		2.54627	0.00043596	2.54627	7752.63	100000.0	2.00000	0.80	205.605	0.11243	0.62043	0.49778
1547.75		2.60158	0.00044543	2.60158	7921.05	95000.0	1.95000	0.78	208.039	0.11488	0.61443	0.47816
1547.75		2.65171	0.00045402	2.65171	8073.68	90000.0	1.90000	0.75	210.166	0.11709	0.60898	0.45820
1547.75		2.68801	0.00046023	2.68801	8184.21	85000.0	1.85000	0.72	211.661	0.11869	0.60502	0.43788
1547.75		2.71394	0.00046467	2.71394	8263.16	80000.0	1.80000	0.69	212.704	0.11984	0.60220	0.41718
1547.75		2.73987	0.00046911	2.73987	8342.11	75000.0	1.75000	0.66	213.727	0.12098	0.59937	0.39609
1547.75		2.74506	0.00047000	2.74506	8357.89	73894.7	1.73895	0.65	213.930	0.12121	0.59880	0.39138

$n = 26070 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = 0^\circ$																					
n_{red}	$\left[\frac{1}{\text{min}\sqrt{K}} \right]$	\dot{m}	$\left[\frac{kg}{s} \right]$	\dot{m}_{red}	$\left[\frac{kg\sqrt{K}}{sPa} \right]$	\dot{m}_{bez}	$\left[\frac{kg}{s} \right]$	\dot{V}_3	$\left[\frac{m^3}{h} \right]$	Δp	$[Pa]$	Π	$[-]$	η	$[-]$	P_i	$[kW]$	φ	$[-]$	λ	$[-]$	λ_s	$[-]$
1522.64		1.72431		0.00029523		1.72431		5250.00		115000.0		2.15000		0.81		153.367		0.07739		0.70614		0.57269	
1522.64		1.80642		0.00030929		1.80642		5500.00		115000.0		2.15000		0.82		159.192		0.08108		0.69965		0.57275	
1522.64		1.97063		0.00033740		1.97063		6000.00		114000.0		2.14000		0.83		169.880		0.08845		0.68440		0.56901	
1522.64		2.13485		0.00036552		2.13485		6500.00		111000.0		2.11000		0.84		179.283		0.09582		0.66672		0.55749	
1522.64		2.29907		0.00039364		2.29907		7000.00		106315.8		2.06316		0.83		187.403		0.10319		0.64714		0.53921	
1522.64		2.44255		0.00041820		2.44255		7436.84		100000.0		2.00000		0.82		193.446		0.10963		0.62877		0.51409	
1522.64		2.52380		0.00043211		2.52380		7684.21		95000.0		1.95000		0.80		196.433		0.11328		0.61792		0.49380	
1522.64		2.57825		0.00044144		2.57825		7850.00		90000.0		1.90000		0.78		198.259		0.11572		0.61050		0.47315	
1522.64		2.62751		0.00044987		2.62751		8000.00		85000.0		1.85000		0.75		199.790		0.11793		0.60367		0.45212	
1522.64		2.65863		0.00045520		2.65863		8094.74		80000.0		1.80000		0.72		200.697		0.11933		0.59932		0.43070	
1522.64		2.67937		0.00045875		2.67937		8157.89		75000.0		1.75000		0.69		201.276		0.12026		0.59639		0.40887	
1522.64		2.69493		0.00046142		2.69493		8205.26		70000.0		1.70000		0.65		201.697		0.12096		0.59419		0.38661	
$n = 24300 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = 0^\circ$																					
1419.26		1.59725		0.00027348		1.59725		4863.16		96842.1		1.96842		0.83		120.911		0.07691		0.69173		0.57560	
1419.26		1.80642		0.00030929		1.80642		5500.00		95000.0		1.95000		0.84		133.387		0.08699		0.67475		0.56707	
1419.26		1.97063		0.00033740		1.97063		6000.00		92000.0		1.92000		0.84		141.480		0.09489		0.65605		0.55290	
1419.26		2.13485		0.00036552		2.13485		6500.00		86842.1		1.86842		0.83		148.076		0.10280		0.63381		0.52808	
1419.26		2.26104		0.00038713		2.26104		6884.21		80000.0		1.80000		0.80		152.128		0.10888		0.61481		0.49435	
1419.26		2.33019		0.00039897		2.33019		7094.74		75000.0		1.75000		0.78		153.973		0.11221		0.60380		0.46914	
1419.26		2.37686		0.00040696		2.37686		7236.84		70000.0		1.70000		0.74		155.068		0.11445		0.59616		0.44342	
1419.26		2.42008		0.00041436		2.42008		7368.42		64210.5		1.64211		0.70		155.975		0.11654		0.58894		0.41297	
$n = 22100 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = 0^\circ$																					
1290.77		1.42612		0.00024417		1.42612		4342.11		77368.4		1.77368		0.85		88.479		0.07551		0.68542		0.57996	
1290.77		1.47798		0.00025305		1.47798		4500.00		76842.1		1.76842		0.84		91.328		0.07825		0.68267		0.57679	
1290.77		1.64220		0.00028117		1.64220		5000.00		74578.9		1.74579		0.84		99.260		0.08695		0.66776		0.56298	
1290.77		1.80642		0.00030929		1.80642		5500.00		70789.5		1.70789		0.84		105.535		0.09564		0.64543		0.53947	
1290.77		1.97063		0.00033740		1.97063		6000.00		65000.0		1.65000		0.81		110.154		0.10434		0.61754		0.50275	
1290.77		2.04842		0.00035072		2.04842		6236.84		60000.0		1.60000		0.78		111.763		0.10846		0.60277		0.47025	
1290.77		2.11411		0.00036197		2.11411		6436.84		55000.0		1.55000		0.74		112.832		0.11194		0.58963		0.43705	

$n = 6882 \text{ min}^{-1}$	$\alpha = 0^\circ$											
	Drossels. [%]	n_{red} $\left[\frac{1}{\text{min}\sqrt{K}} \right]$	\dot{m} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	m_{red} $\left[\frac{kg\sqrt{K}}{sPa} \right]$	m_{bez} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	V_3 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$	Δp [Pa]	Π	η	P_i [kW]	φ	λ
100	401.94	0.79372	0.00013569	0.79249	2410.40	1721.8	1.01719	0.38	3.159	0.13475	0.45349	0.17180
90	401.90	0.79210	0.00013542	0.79092	2405.85	1781.5	1.01779	0.38	3.287	0.13448	0.47275	0.17744
80	401.83	0.78496	0.00013421	0.78389	2384.96	1938.3	1.01935	0.40	3.318	0.13328	0.48149	0.19215
70	401.75	0.77736	0.00013293	0.77640	2362.73	2093.1	1.02089	0.42	3.361	0.13201	0.49250	0.20667
60	401.73	0.76754	0.00013125	0.76657	2332.95	2302.2	1.02298	0.45	3.352	0.13034	0.49754	0.22618
50	401.67	0.75411	0.00012896	0.75320	2292.68	2604.6	1.02600	0.51	3.325	0.12807	0.50227	0.25441
40	401.67	0.73636	0.00012590	0.73535	2238.36	3062.7	1.03056	0.58	3.308	0.12503	0.51182	0.29700
30	401.64	0.69342	0.00011853	0.69228	2107.40	3792.3	1.03783	0.69	3.192	0.11771	0.52447	0.36433
25	401.64	0.65933	0.00011267	0.65806	2003.22	4340.2	1.04328	0.77	3.105	0.11189	0.53656	0.41462
20	401.63	0.61711	0.00010542	0.61572	1874.39	5022.9	1.05008	0.86	3.020	0.10469	0.55753	0.47707
15	401.62	0.54257	0.00009264	0.54110	1647.25	5667.1	1.05647	0.92	2.775	0.09200	0.58258	0.53521
10	401.61	0.43075	0.00007351	0.42932	1307.02	6224.3	1.06198	0.94	2.356	0.07300	0.62310	0.58480
$n = 10323 \text{ min}^{-1}$	$\alpha = 0^\circ$											
100	601.77	1.17666	0.00020251	1.18280	3605.54	3641.3	1.03653	0.34	11.122	0.13407	0.47860	0.16222
90	601.32	1.17227	0.00020190	1.17924	3597.82	3767.0	1.03779	0.35	11.238	0.13367	0.48540	0.16766
80	601.36	1.16460	0.00020055	1.17131	3573.33	4096.6	1.04110	0.37	11.389	0.13277	0.49518	0.18124
70	601.90	1.15867	0.00019933	1.16418	3547.84	4495.9	1.04510	0.39	11.654	0.13196	0.50928	0.19737
60	602.00	1.14653	0.00019717	1.15161	3508.91	5006.1	1.05021	0.42	11.643	0.13054	0.51420	0.21819
50	601.97	1.13036	0.00019436	1.13517	3458.99	5719.6	1.05735	0.48	11.583	0.12867	0.51885	0.24730
40	601.97	1.10233	0.00018947	1.10662	3371.95	6776.2	1.06792	0.55	11.437	0.12544	0.52533	0.29005
30	602.01	1.05037	0.00018041	1.05367	3210.42	8496.7	1.08510	0.67	11.162	0.11944	0.53807	0.35889
25	602.00	1.00357	0.00017227	1.00618	3065.74	9827.4	1.09838	0.75	10.886	0.11405	0.54924	0.41155
20	601.94	0.94047	0.00016133	0.94225	2871.26	11429.4	1.11432	0.84	10.549	0.10681	0.56796	0.47430
15	602.02	0.82827	0.00014189	0.82874	2525.01	12996.7	1.12985	0.89	9.769	0.09394	0.59720	0.53425
10	602.06	0.65625	0.00011225	0.65560	1997.27	14363.7	1.14329	0.91	8.341	0.07431	0.64354	0.58538

$n = 13764 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = 0^\circ$											
Drossels.	n_{red}	$\left[\frac{1}{\text{min}\sqrt{K}} \right]$	\dot{m}	m_{red}	m_{bez}	V_3	Δp	Π	η	P_i	φ	λ	λ_s
[%]			$\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\left[\frac{kg\sqrt{K}}{sPa} \right]$	$\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\left[\frac{m^3}{h} \right]$	[Pa]	[-]	[-]	[kW]	[-]	[-]	[-]
100	802.82		1.52960	0.00026835	1.56732	4773.60	6127.6	1.06270	0.28	27.899	0.13324	0.51948	0.15542
90	802.49		1.52692	0.00026797	1.56508	4768.98	6339.6	1.06487	0.29	28.282	0.13305	0.52755	0.16049
80	802.29		1.52014	0.00026681	1.55835	4749.87	6903.7	1.07063	0.31	28.359	0.13248	0.53134	0.17364
70	802.39		1.51192	0.00026530	1.54952	4722.26	7605.8	1.07780	0.34	28.433	0.13173	0.53563	0.18978
60	802.08		1.49950	0.00026316	1.53702	4686.31	8523.1	1.08717	0.38	28.360	0.13067	0.53868	0.21096
50	802.01		1.48301	0.00026020	1.51973	4634.02	9779.3	1.09998	0.43	28.316	0.12920	0.54382	0.23957
40	802.11		1.45287	0.00025475	1.48790	4536.33	11748.3	1.12005	0.50	28.140	0.12649	0.55166	0.28379
30	801.89		1.39488	0.00024439	1.42738	4353.18	14904.8	1.15214	0.62	27.457	0.12135	0.56064	0.35361
25	801.87		1.34031	0.00023462	1.37033	4179.30	17377.2	1.17722	0.70	26.881	0.11650	0.57123	0.40713
20	801.83		1.25952	0.00022020	1.28609	3922.58	20383.7	1.20760	0.80	25.979	0.10934	0.58748	0.47092
15	801.81		1.11155	0.00019391	1.13254	3454.33	23387.0	1.23767	0.87	23.880	0.09628	0.61189	0.53266
10	801.81		0.88547	0.00015403	0.89964	2743.94	26017.5	1.26365	0.89	20.423	0.07648	0.65691	0.58493
$n = 17205 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = 0^\circ$											
100	1000.73		1.88355	0.00033395	1.95043	5959.99	9226.5	1.09515	0.27	54.654	0.13265	0.52892	0.15064
90	1000.39		1.88144	0.00033366	1.94879	5957.38	9527.5	1.09825	0.27	55.306	0.13254	0.53584	0.15519
80	999.52		1.87403	0.00033259	1.94252	5944.33	10369.9	1.10692	0.30	55.380	0.13211	0.53867	0.16780
70	999.02		1.86557	0.00033119	1.93434	5922.79	11408.4	1.11760	0.32	55.560	0.13156	0.54287	0.18310
60	998.19		1.85512	0.00032953	1.92466	5899.01	12903.6	1.13298	0.36	55.538	0.13090	0.54571	0.20505
50	997.79		1.83863	0.00032660	1.90752	5849.19	14883.5	1.15332	0.41	55.426	0.12973	0.54950	0.23353
40	997.34		1.80991	0.00032142	1.87727	5759.58	17895.0	1.18422	0.49	55.105	0.12768	0.55499	0.27612
30	997.29		1.75629	0.00031155	1.81966	5583.10	23108.0	1.23761	0.61	54.480	0.12376	0.56544	0.34766
25	997.43		1.70004	0.00030115	1.75886	5395.60	27418.7	1.28158	0.69	53.730	0.11962	0.57611	0.40483
20	997.38		1.61104	0.00028486	1.66377	5104.16	32423.0	1.33234	0.79	52.315	0.11315	0.59193	0.46932
15	997.36		1.43248	0.00025241	1.47420	4522.60	37461.4	1.38264	0.85	48.655	0.10026	0.61913	0.53129
10	998.00		1.13822	0.00019947	1.16503	3571.30	41924.9	1.42619	0.86	42.083	0.07923	0.67394	0.58271

$n = 13764 \text{ min}^{-1}$	$\alpha = 20^\circ$											λ_s
	Drossels.	n_{red} $\left[\frac{1}{\text{min}\sqrt{K}} \right]$	\dot{m} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	m_{red} $\left[\frac{kg\sqrt{K}}{sPa} \right]$	m_{bez} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	V_3 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$	Δp $[Pa]$	Π	η	P_i $[kW]$	φ	
100	800.94	1.48925	0.00026228	1.53184	4678.78	5865.8	1.06011	0.30	25.999	0.13023	0.49723	0.14981
90	800.58	1.48670	0.00026194	1.52990	4675.39	6068.2	1.06219	0.31	26.316	0.13006	0.50415	0.15471
80	801.15	1.48151	0.00026081	1.52330	4651.30	6617.9	1.06781	0.33	26.554	0.12950	0.51049	0.16731
70	801.60	1.47290	0.00025911	1.51337	4617.92	7294.1	1.07473	0.35	26.720	0.12866	0.51669	0.18280
60	801.53	1.46163	0.00025710	1.50164	4582.60	8191.8	1.08391	0.39	26.661	0.12766	0.51952	0.20353
50	801.67	1.44483	0.00025403	1.48367	4526.86	9411.3	1.09637	0.44	26.610	0.12613	0.52457	0.23135
40	801.50	1.41700	0.00024906	1.45465	4439.39	11245.5	1.11510	0.51	26.423	0.12367	0.53110	0.27295
30	801.31	1.36079	0.00023901	1.39594	4261.36	14325.9	1.14649	0.63	25.899	0.11867	0.54208	0.34158
25	801.24	1.31254	0.00023036	1.34543	4107.57	16778.1	1.17142	0.72	25.453	0.11438	0.55232	0.39516
20	801.28	1.22754	0.00021515	1.25659	3836.09	19634.3	1.20034	0.80	24.572	0.10683	0.57013	0.45607
15	801.23	1.08756	0.00019022	1.11100	3391.85	22492.2	1.22901	0.86	22.845	0.09445	0.59828	0.51538
10	801.30	0.86702	0.00015123	0.88325	2696.22	25047.3	1.25434	0.89	19.461	0.07509	0.63931	0.56657
$n = 13764 \text{ min}^{-1}$	$\alpha = 40^\circ$											
100	800.84	1.45330	0.00025405	1.48378	4532.01	5552.6	1.05648	0.30	23.767	0.12614	0.46578	0.14091
90	800.45	1.45126	0.00025381	1.48237	4530.31	5740.5	1.05838	0.31	23.977	0.12602	0.47056	0.14545
80	800.05	1.44488	0.00025278	1.47640	4514.70	6252.6	1.06358	0.33	24.093	0.12551	0.47492	0.15753
70	799.64	1.43374	0.00025093	1.46555	4484.27	6842.5	1.06957	0.36	24.157	0.12459	0.47990	0.17136
60	799.40	1.41983	0.00024849	1.45132	4442.25	7660.6	1.07787	0.39	24.207	0.12338	0.48558	0.19032
50	799.23	1.40342	0.00024561	1.43448	4391.87	8786.9	1.08929	0.44	24.162	0.12195	0.49035	0.21625
40	799.12	1.37446	0.00024045	1.40438	4300.35	10557.2	1.10723	0.52	24.034	0.11939	0.49804	0.25650
30	799.05	1.32617	0.00023184	1.35410	4146.85	13528.0	1.13730	0.63	23.742	0.11512	0.50989	0.32298
25	799.14	1.28103	0.00022376	1.30686	4001.58	15930.2	1.16155	0.72	23.512	0.11110	0.52275	0.37559
20	799.02	1.20106	0.00020956	1.22394	3748.37	18704.6	1.18945	0.80	22.840	0.10405	0.54162	0.43527
15	798.96	1.06557	0.00018558	1.08387	3319.62	21464.6	1.21699	0.86	21.468	0.09214	0.57582	0.49297
10	798.99	0.85517	0.00014857	0.86771	2657.45	24261.4	1.24467	0.88	18.815	0.07377	0.62664	0.54981

$n = 13764 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = 60^\circ$										
Drossels.	n_{red}	\dot{m}	m_{red}	m_{bez}	V_3	Δp	Π	η	P_i	φ	λ	λ_s
[%]	$\left[\frac{1}{\text{min}\sqrt{K}} \right]$	$\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\left[\frac{kg\sqrt{K}}{sPa} \right]$	$\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\left[\frac{m^3}{h} \right]$	[Pa]	[-]	[-]	[kW]	[-]	[-]	[-]
100	798.86	1.35171	0.00023807	1.39046	4260.02	4918.3	1.05028	0.28	21.510	0.11821	0.45324	0.12632
90	798.68	1.34822	0.00023750	1.38713	4250.96	5080.5	1.05193	0.29	21.389	0.11793	0.45185	0.13020
80	798.75	1.34197	0.00023635	1.38042	4229.96	5539.3	1.05662	0.31	21.392	0.11735	0.45403	0.14100
70	798.21	1.33431	0.00023513	1.37331	4211.57	6075.9	1.06209	0.34	21.333	0.11675	0.45536	0.15383
60	798.32	1.32491	0.00023341	1.36325	4180.02	6808.7	1.06957	0.37	21.360	0.11589	0.45918	0.17097
50	797.94	1.31049	0.00023092	1.34868	4137.69	7821.1	1.07989	0.42	21.233	0.11466	0.46147	0.19472
40	797.95	1.28736	0.00022676	1.32442	4063.21	9402.5	1.09602	0.49	21.184	0.11259	0.46868	0.23126
30	797.99	1.24042	0.00021833	1.27517	3911.87	12067.2	1.12314	0.60	21.030	0.10841	0.48287	0.29184
25	798.11	1.19491	0.00021012	1.22725	3764.13	14052.4	1.14329	0.68	20.851	0.10433	0.49700	0.33605
20	798.10	1.12212	0.00019712	1.15127	3531.16	16582.5	1.16891	0.75	20.481	0.09787	0.51985	0.39157
15	798.37	1.00856	0.00017684	1.03286	3166.64	19411.7	1.19743	0.82	19.549	0.08781	0.55207	0.45198
10	798.30	0.82292	0.00014400	0.84102	2578.75	22528.2	1.22863	0.85	17.558	0.07150	0.60768	0.51721
$n = 13764 \text{ min}^{-1}$		$\alpha = -20^\circ$										
100	798.45	1.56368	0.00027475	1.60468	4918.74	6431.1	1.06555	0.29	31.284	0.13642	0.56983	0.16425
90	798.22	1.56088	0.00027432	1.60220	4912.82	6638.1	1.06766	0.30	31.364	0.13621	0.57230	0.16918
80	797.86	1.55390	0.00027317	1.59550	4894.84	7226.2	1.07364	0.32	31.287	0.13564	0.57346	0.18301
70	797.45	1.54190	0.00027115	1.58367	4861.58	7930.7	1.08080	0.35	31.044	0.13463	0.57344	0.19948
60	797.41	1.52914	0.00026885	1.57024	4820.65	8897.9	1.09063	0.38	30.949	0.13349	0.57646	0.22177
50	797.39	1.51044	0.00026547	1.55048	4760.09	10206.1	1.10392	0.43	30.767	0.13181	0.58017	0.25165
40	797.35	1.47832	0.00025969	1.51671	4656.65	12201.4	1.12416	0.51	30.396	0.12894	0.58561	0.29671
30	797.11	1.41871	0.00024901	1.45439	4466.91	15426.1	1.15681	0.62	29.611	0.12364	0.59446	0.36837
25	797.12	1.35837	0.00023817	1.39108	4272.41	17941.1	1.18218	0.70	28.823	0.11826	0.60436	0.42292
20	797.01	1.27966	0.00022412	1.30897	4020.85	21088.1	1.21386	0.79	27.770	0.11128	0.61810	0.49010
15	796.94	1.12880	0.00019727	1.15216	3539.51	24088.6	1.24374	0.86	25.452	0.09795	0.64220	0.55200
10	797.13	0.89480	0.00015587	0.91038	2795.88	26474.8	1.26709	0.88	21.399	0.07740	0.68114	0.59895

$n = 28400 \text{ min}^{-1}$	\dot{m} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	\dot{m}_{red} $\left[\frac{kg\sqrt{K}}{sPa} \right]$	\dot{m}_{bez} $\left[\frac{kg}{s} \right]$	\dot{V}_3 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$	Δp [Pa]	Π	η	P_i [kW]	φ	λ	λ_s
	1.90149	0.00032557	1.90149	5789.47	143157.9	2.43158	0.80	202.541	0.07834	0.71259	0.57066
	1.97063	0.00033740	1.97063	6000.00	143052.6	2.43053	0.81	208.341	0.08119	0.70728	0.57038
	2.13485	0.00036552	2.13485	6500.00	142368.4	2.42368	0.82	220.941	0.08796	0.69235	0.56841
	2.29907	0.00039364	2.29907	7000.00	140421.1	2.40421	0.83	231.884	0.09473	0.67474	0.56265
	2.46329	0.00042176	2.46329	7500.00	135947.4	2.35947	0.84	241.170	0.10149	0.65498	0.54923
	2.62751	0.00044987	2.62751	8000.00	130000.0	2.30000	0.84	248.800	0.10826	0.63347	0.53111
	2.72604	0.00046674	2.72604	8300.00	125000.0	2.25000	0.83	252.583	0.11232	0.61985	0.51562
	2.78516	0.00047687	2.78516	8480.00	120000.0	2.20000	0.82	254.566	0.11475	0.61146	0.49990
	2.83495	0.00048539	2.83495	8631.58	115000.0	2.15000	0.80	256.070	0.11680	0.60427	0.48394
	2.87384	0.00049205	2.87384	8750.00	110000.0	2.10000	0.78	257.139	0.11841	0.59858	0.46774
	2.89891	0.00049634	2.89891	8826.32	105000.0	2.05000	0.76	257.778	0.11944	0.59488	0.45127
	2.91965	0.00049989	2.91965	8889.47	100000.0	2.00000	0.73	258.279	0.12029	0.59180	0.43453
	2.93694	0.00050285	2.93694	8942.11	95000.0	1.95000	0.71	258.675	0.12101	0.58922	0.41752
	2.94731	0.00050463	2.94731	8973.68	90000.0	1.90000	0.68	258.904	0.12143	0.58767	0.40021
	2.95595	0.00050611	2.95595	9000.00	85000.0	1.85000	0.65	259.090	0.12179	0.58637	0.38260
	2.96460	0.00050759	2.96460	9026.32	80000.0	1.80000	0.62	259.271	0.12215	0.58507	0.36468
$n = 26500 \text{ min}^{-1}$	$\alpha = 0^\circ$										
	1.75456	0.00030041	1.75456	5342.11	120000.0	2.20000	0.81	160.833	0.07747	0.70432	0.57285
	1.80642	0.00030929	1.80642	5500.00	120000.0	2.20000	0.82	164.334	0.07976	0.69899	0.57287
	1.97063	0.00033740	1.97063	6000.00	119368.4	2.19368	0.84	174.895	0.08702	0.68192	0.57065
	2.13485	0.00036552	2.13485	6500.00	116842.1	2.16842	0.84	184.657	0.09427	0.66460	0.56144
	2.29907	0.00039364	2.29907	7000.00	112105.3	2.12105	0.84	193.620	0.10152	0.64708	0.54360
	2.46329	0.00042176	2.46329	7500.00	105000.0	2.05000	0.82	201.784	0.10877	0.62941	0.51706
	2.54627	0.00043596	2.54627	7752.63	100000.0	2.00000	0.80	205.605	0.11243	0.62043	0.49778
	2.60158	0.00044543	2.60158	7921.05	95000.0	1.95000	0.78	208.039	0.11488	0.61443	0.47816
	2.65171	0.00045402	2.65171	8073.68	90000.0	1.90000	0.75	210.166	0.11709	0.60898	0.45820
	2.68801	0.00046023	2.68801	8184.21	85000.0	1.85000	0.72	211.661	0.11869	0.60502	0.43788
	2.71394	0.00046467	2.71394	8263.16	80000.0	1.80000	0.69	212.704	0.11984	0.60220	0.41718
	2.73987	0.00046911	2.73987	8342.11	75000.0	1.75000	0.66	213.727	0.12098	0.59937	0.39609
	2.74506	0.00047000	2.74506	8357.89	73894.7	1.73895	0.65	213.930	0.12121	0.59880	0.39138