

DISSERTATION

Untersuchungen zum Wärmetransport an einem einstufigen Hochdruck-Schraubenkompressor für 30 bar.

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Laurenz Rinder
E 307

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik
Forschungsbereich Maschinenelemente und Rehabilitationstechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

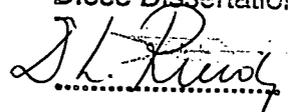
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Rudolf Berger
9526110
Loitzendorf 27
3643 Maria Laach am Jauerling

Wien, am 04.07.2006

Diese Dissertation haben begutachtet:

Für meinen Sohn Jakob

An dieser Stelle möchte ich allen jenen danken, die mich bei der Entstehung dieser Arbeit unterstützt haben. Ganz besonderen Dank gebührt meiner Lebensgefährtin Manuela Reithmayer die mir stets moralischen Beistand leistete und das Korrekturlesen der Arbeit übernahm. Für die fachliche Unterstützung und die wertvollen Lösungsvorschläge danke ich Prof. Dr. Rinder.

Kurzfassung

Zur einstufigen Druckluftherzeugung bis 30 bar wurde mit einem kleinen öleingespritzten Schraubenkompressor für Luft im Leistungsbereich bis 40 kW ein Prüfstand aufgebaut. Der Enddruck von 30 bar ist für einen einstufigen Schraubenverdichter extrem hoch. Bisher konnten solche Drücke nur mit 2- und 3-stufigen Schraubenverdichtern erreicht werden. Der verwendete Kompressor weist ein hohes eingebautes Volumenverhältnis von $\theta = 5,35$ auf und ist deshalb für diesen Druckbereich gut geeignet. Zu der vorhandenen Öleinspritzstelle am Kompressor wurde zusätzlich eine Saugrohreinspritzstelle vorgesehen. Damit konnte die spezifische Öleinspritzmenge bis auf 38 l/m^3 gesteigert werden. Der Kompressor ist durch die hohen Verdichtungsenddrücke mechanisch und thermisch stark belastet. Insbesondere an die Axiallager des Hauptläufers und an das verwendete Kühlöl werden außerordentliche Anforderungen gestellt.

Einerseits befasst sich die vorliegende Arbeit mit der Optimierung der Wirkungs- und Liefergrade durch Kennfelduntersuchungen mit den Parametern Öleinspritzmenge und Antriebsdrehzahl. Aus den Versuchsergebnissen wurden für die verschiedenen Verdichtungsenddrücke von 10 bis 30 bar jene Parameterkombinationen bestimmt, bei denen sich die besten Wirkungs- und Liefergrade ergaben. Für 30 bar Systemdruck sind die optimierten Parameter $22,5 \text{ l/m}^3$ spezifische Öleinspritzmenge und 4.200 1/min Antriebsdrehzahl, was einer Hauptläuferumfangsgeschwindigkeit von 24 m/s entspricht. Dabei wurden eine spezifische Leistung von $3,34 \text{ (m}^3\text{/h)/kW}$, ein Liefergrad von 0,7 und ein isothermer Wirkungsgrad von nur 0,32 erhalten. Im Vergleich dazu weist ein zweistufiger Kolbenkompressor im gleichen Leistungsbereich einen isothermen Wirkungsgrad von 0,44 auf.

Andererseits wurde der Wärmeübergang am Kompressorausgang untersucht. Dazu wurde eine horizontale, gerade, gut wärmeisolierte Messstrecke direkt am Druckstutzen des Kompressors angeordnet. Im Messrohr liegt eine Zweiphasenströmung aus Druckluft und Kühlöl vor. Die Berechnung der Druckluftendtemperatur wurde über eine Energiebilanz vorgenommen. Für 30 bar Systemdruck und optimierte Parameter liegt diese bei $180 \text{ }^\circ\text{C}$ und damit weit unter dem Flammpunkt des verwendeten Öls (Mobil SHC 626) von 245°C . Der Temperatureausgleich zwischen Druckluft- und Kühlölphase findet allerdings erst nach dem Kompressor statt. Die Strömungsform im Messrohr wurde als Filmströmung bestimmt, die sich an der Grenze zu einer Schwallströmung befindet. Es wurden sehr gute Wärmeübergangszahlen von 120 bis $180 \text{ W/m}^2\text{K}$ und damit eine mittlere Abkühlung der Druckluftphase in der Messstrecke (700 mm Länge) von 10 bis 25°C erreicht. Schließlich konnte gezeigt werden, dass ein öleingespritzter Schraubenkompressor mit synthetischem Kompressoröl betriebssicher im 30 bar Druckbereich arbeiten kann.

Abstract

For the production of compressed air up to 30 barg, a test bench for a small single-stage oil-injected screw compressor for air with a power consumption of up to 40 kW was developed. The used compressor has a high built-in volume ratio of $\theta = 5,35$ and is therefore suitable for high pressures. In addition to the usual oil injection, an oil injection in the suction-pipe was included. With this, the specific oil-injection volume could be increased up to 38 l/m^3 . Due to the high pressures, the compressor is mechanically and thermally stressed. Especially, the axial bearing of the main rotor and the used oil are demanded extraordinarily.

On the one hand, this work is dealing with the optimization of the efficiencies by using examinations on the parameters oil-injection volume and rotor speed. For various pressures ranging between 10 and 30 barg, those combinations of parameters giving the best efficiencies were chosen from the results of the experiments. For a pressure of 30 barg, the optimized working conditions were found for a specific oil-injection volume of $22,5 \text{ l/m}^3$ and a rotor speed of 4200 rpm corresponding to a main rotor tip-speed of 24 m/s. With these parameters, a specific power consumption of $3,34 \text{ (m}^3/\text{h)/kW}$, volumetric efficiencies of 0,7 and isothermal efficiencies of only 0,32 were obtained. By comparison, a two-stage piston compressor reaches isothermal efficiencies of 0,44 for the same operating conditions.

On the other hand, the heat transmission at the exit of the compressor was characterized. Therefore, a straight, thermally well isolated tube of measurements was placed horizontally at the pressure side of the compressor. Air and oil present within the measuring tube were shown to build a two-phase flow. The temperature of the compressed air was calculated using a thermal balance and was determined to be 180°C at a pressure of 30 barg and under optimized working conditions. It lies therefore underneath the flashing point of the used oil (Mobil SHC 626) of 245°C . The temperature equalization takes place after the compressor. The shape of the two-phase flow within the measuring tube was determined to be an annular flow at the border to a slug flow. Good heat transmission coefficients ranging between 120 and $180 \text{ W/m}^2\text{K}$ and a cooling of the air-phase within the measuring tube (700 mm in length) by 10 to 25°C were obtained. Finally, it could be shown that an oil-injected screw compressor operating with synthetic compressor oil can work safely at a pressure of 30 barg.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	3
1.1. Zielsetzung	3
1.2. Funktionsweise eines Schraubenkompressors	4
1.3. Schrauben- versus Kolbenkompressor	5
1.4. Möglichkeiten der Wirkungsgradverbesserung	6
2. Thermodynamik	7
2.1. Allgemeines	7
2.2. Das pV – Diagramm	7
2.3. Liefermenge	9
2.4. Leistungsbedarf des verlustfreien Kompressors	9
2.5. Wirkungsgrade	11
2.5.1. Liefergrad λ_v	11
2.5.2. Isothermer Wirkungsgrad η_{iso}	11
2.5.3. Innerer Wirkungsgrad η_i	12
3. Prüfstands Aufbau	13
3.1. Mechanischer Aufbau	13
3.1.1. Allgemeines	13
3.1.2. Der Kompressor	16
3.1.3. Das Ölsystem	17
3.1.4. Die Systemdruckregelung	18
3.2. Mess- und Steuerungshardware	19
3.2.1. Messdatenerfassung und Prüfstandssteuerung	19
3.2.2. Drehzahl- und Drehmomentmessung	21
3.2.3. Normblendenmessung zur Bestimmung der Liefermenge	22
3.2.4. Messung der Öleinspritzmenge	22
3.2.5. Druckmessung	23
3.2.6. Temperaturmessung	24
3.3. Mess- und Steuerungssoftware	27
3.3.1. Mess- und Steuerungssoftware des Prüfstands	27
3.3.2. Mess- und Steuerungssoftware der Messstrecke	28
4. Kennfelduntersuchungen	29
4.1. Allgemeines	29
4.2. Vorversuche	29
4.3. Versuchsdurchführung	30
4.3.1. Inbetriebnahme der Anlage	30
4.3.2. Regelung des Systemdrucks	31
4.3.3. Regelung der Öleinspritzmenge	31
4.3.4. Regelung der Öleinspritztemperatur	31

4.3.5. Durchgeführte Versuche	32
4.3.6. Auswertung der Messdaten	33
4.3.7. Kontrolle der Messwerterfassung	33
4.4. Ergebnisse Kennfeld	34
4.4.1. Spezifische Leistung	34
4.4.2. Innerer Wirkungsgrad η_i	35
4.4.3. Isothermer Wirkungsgrad η_{iso}	36
4.4.4. Liefergrad λ_v	37
4.5. Optimierung der Betriebsparameter	39
4.6. Wirkungsgrad bei optimierter Öleinspritzmenge	40
4.6.1. Spezifische Leistung	40
4.6.2. Innerer Wirkungsgrad η_i	41
4.6.3. Isothermer Wirkungsgrad η_{iso}	42
4.5.4. Liefergrad λ_v	43
5. Auswirkungen der Öleinspritzmenge	44
5.1. Allgemeines	44
5.2. Das wirksame Volumenverhältnis θ_w	45
5.3. Arbeitsaufwand der Vergleichsprozesse	47
5.4. Leistungseinsparung ΔP_t	48
6. Temperaturmessungen in der Messstrecke	50
6.1. Allgemeines	50
6.2. Messaufbau	50
6.3. Versuchsdurchführung	52
6.4. Ergebnisse Temperaturmessungen in der Messstrecke	53
7. Drucklufttemperatur am Druckstutzen	56
7.1. Allgemeines	56
7.2. Berechnung der Drucklufttemperatur	56
7.2.1. Allgemeines	56
7.2.2. Thermodynamisches Verhalten der Luftphase	57
7.2.3. Thermodynamisches Verhalten der Ölphase	57
7.2.4. Leistungsbilanz für stationäre Fließprozesse	58
7.2.5. Berechnung des Wärmestroms QK	58
7.2.6. Ergebnisse Berechnung der Drucklufttemperatur	63
7.3. Messung der Drucklufttemperatur	64
7.3.1. Allgemeines	64
7.3.2. Versuchsdurchführung	65
7.3.3. Messergebnisse Drucklufttemperatur	66
8. Zweiphasenströmung in der Messstrecke	67
8.1. Bestimmung der Strömungsform	67
8.2. Bestimmung der Geschwindigkeitskomponenten	69
8.3. Berechnung der Temperaturänderungen	72

8.3.1. Allgemeines	72
8.3.2. Bestimmung von Wärmeübergangszahl α_{ZP} und Wärmestrom Q_{ZP}	73
8.3.3. Bestimmung der Temperaturänderungen in der Messstrecke	74
8.3.4. Ergebnisse	75
9. Kondensatbildung	77
9.1. Allgemeines	77
9.2. Bestimmung der Taupunkttemperatur t_T	77
9.3. Ergebnisse	78
10. Zusammenfassung	80
Anhang A: Mechanische Komponenten des Prüfstands	83
Anhang B: Messtechnik des Prüfstands	85
Literaturverzeichnis	90

Lateinische Formelzeichen

A	Querschnittsfläche, Oberfläche
a	Temperaturleitfähigkeit
B*, K	Funktionen
c	spezifische Wärmekapazität, Geschwindigkeit
D	Durchmesser
Fr _f	Froudezahl für die Flüssigkeitsströmung, wenn diese allein im Kanal strömt
g	Fallbeschleunigung
h	spezifische Enthalpie
k _s	Rauhigkeitshöhe
L	charakteristische Länge
m	Massenstrom
n	Drehzahl, Polytropenexponent
Nu	Nußeltzahl
P	Leistung
p	Druck
Pr	Prandtlzahl
Q	Liefermenge bezogen auf den Ansaugzustand, Wärmestrom
Q _{öi}	Öleinspritzmenge
q _{öi}	spezifische Öleinspritzmenge
q	Wärmestromdichte
R	Gaskonstante
Re	Reynoldszahl
Re _f	Reynoldszahl für den Flüssigkeitsstrom, wenn dieser allein im Kanal strömt
T	thermodynamische Temperatur
t	Celsius Temperatur, Zeit
u	innere Energie
V	Volumen
v	spezifisches Volumen
W _t	technische Arbeit
w	Anströmgeschwindigkeit
x	Anteil des Gasmassenstroms am gesamten Massenstrom
z	Höhenkoordinate
z ₁	Hauptläuferzähnezahl

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangszahl
ρ	Dichte
σ	Oberflächenspannung
η	dynamische Viskosität
κ	Isentropenexponent idealer Gase
λ	Wärmeleitfähigkeit
$1-\epsilon$	Flüssigkeitsvolumenanteil in einem Volumenelement
ϵ_C	Zweiphasenströmungsparameter nach Chawla
ν	kinematische Viskosität
δ_f	Filmdicke der Flüssigkeitsschicht
θ	inneres Volumsverhältnis
θ_w	wirksames Volumsverhältnis
λ_V	Liefergrad
η_{iso}	isothermer Wirkungsgrad
η_i	innerer Wirkungsgrad

Indizes

aus	Austritt
DS	Druckstutzen des Kompressors
ES	Einspritzstelle
ein	Eintritt
f	Flüssigkeitsphase
g	Gasphase
K	Kompressor
L	Luft
ÖL	Ölphase
S	Sättigungszustand
SR	Saugrohr des Kompressors
T	Taupunkt
th	theoretisch
U	Umgebung
ZP	Zweiphasenströmung

1. Einleitung

1.1. Zielsetzung

Die Druckluftherzeugung bis 30 bar wurde bis vor kurzem ausschließlich mit mehrstufigen Kompressoren vorgenommen, wobei man mit einem öleingespritzten Schraubenkompressor zwei und mit einem Kolbenkompressor zwei bis drei Verdichterstufen benötigte. Mehrstufige Kompressoren sind in der Anschaffung und in der Wartung teuer.

Deshalb wurde erstmals ein einstufiger Schraubenkompressor-Prototyp zur Druckluftherzeugung bis 30 bar an der TU - Wien erprobt [1 bis 3]. Diese Anlage zeichnet sich durch ihren einfachen, kostengünstigen Aufbau und ihre Kompaktheit aus. Schraubenkompressoren weisen im Betrieb keine freien Massenkräfte auf, weshalb die Fundamentierung entfallen kann.

Die Versuche mit diesem Prototyp haben gezeigt, dass Druckluft bis 30 bar mit einem einstufigen öleingespritzten Schraubenkompressor betriebssicher und mit einem erträglichen Wirkungsgrad erzeugt werden kann. Der Zusammenhang von Öleinspritzmenge und Wirkungsgrad wurde allerdings nicht untersucht, und die Antriebsdrehzahl war mit 3.600 1/min (60 Hz) als konstant vorgegeben.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Verbesserungsmöglichkeiten eines derartigen Hochdruckschraubenkompressors. Für die Untersuchungen wurden die Parameter Druck, Öleinspritzmenge und Antriebsdrehzahl herangezogen. Die eingespritzte Ölmenge ist bei Schraubenkompressoren mit einem pumpenlosen Ölsystem direkt proportional zum Systemdruck, weshalb bei hohem Systemdruck sehr viel Öl eingespritzt werden kann. Das erlaubt für einen bestimmten Systemdruck einen großen Bereich an Parameterkombinationen von Antriebsdrehzahl und Öleinspritzmenge. Aus diesem Kennfeld sollten schließlich jene Kombinationen mit dem besten Wirkungsgrad bestimmt werden.

Wird das Verdichtungsverhältnis des Kompressors sehr hoch gewählt, ergeben sich entsprechend einer polytropen - isochoren Verdichtung bei schlechter Innenkühlung sehr hohe Endtemperaturen. Hohe Temperaturen am Druckstutzen des Kompressors verursachen eine vorzeitige Alterung des Öls, weshalb die Strömungs- und Wärmeübertragungsverhältnisse der Zweiphasenströmung am Druckstutzen des Kompressors untersucht werden sollten.

1.2. Funktionsweise eines Schraubenkompressors

Schraubenkompressoren gehören zu der Gruppe der Verdrängerverdichter und zu den zweiwelligen Rotationskolbenverdichtern. Die Funktionsweise des Schraubenkompressors ist dem des Kolbenkompressors ähnlich. Bei beiden Kompressortypen wird das Arbeitsmedium in den Arbeitsraum eingesaugt und anschließend der Arbeitsraum geschlossen. Danach erfolgt die kontinuierliche Verkleinerung des Arbeitsraums. Die Zustandsgrößen Druck und Temperatur des Arbeitsmediums erhöhen sich beim einspritzölgekühlten Schraubenkompressor gemäß den Gesetzen einer polytropen Zustandsänderung. Entsprechend dem eingebauten Volumenverhältnis wird bei fremdgesteuerten Kompressoren der Arbeitsraum nach Erreichen eines definierten Drucks mit der Druckleitung verbunden. Bei der weiteren Verkleinerung des Arbeitsraums wird das Arbeitsmedium in die Druckleitung geschoben.

Schraubenkompressoren sind im Allgemeinen fremdgesteuerte Maschinen. Bei diesen wird der Arbeitszyklus unabhängig vom Systemdruck gesteuert. Stimmt der Arbeitsraumdruck bei Ausschubbeginn nicht mit dem Systemdruck überein, so erfolgt beim Öffnen des Arbeitsraums ein plötzlicher Druckanstieg oder -abfall [4].

Während der Ansaugphase wird bei handelsüblichen öleingespritzten Schraubenkompressoren kein Öl in die Zahnücke eingespritzt, um einerseits das Zahnücken-volumen für das Arbeitsmedium nicht zu verkleinern und um andererseits das angesaugte Arbeitsmedium, welches eine geringere Temperatur als das eingespritzte Öl aufweist, nicht zu erwärmen. Eine Erwärmung des Arbeitsmediums während der Ansaugphase würde zu einer Abnahme der Liefermenge führen. Allerdings benötigt der Kompressor für hohe Systemdrücke zur Kühlung und Abdichtung der Zahnücken große Öleinspritzvolumina.

Das eingespritzte Kühlöl hat mehrere Aufgaben zu erfüllen. Erstens nimmt es einen Großteil der im Arbeitsraum anfallenden Kompressionswärme auf. Damit nähert sich die Zustandsänderung der isothermen, idealen Kompression an. Die Temperatur am Druckstutzen darf nicht über 120°C ansteigen, da sonst die Gefahr von Ölkoks-bildung besteht [4]. Ölkoks lagert sich in Schichten an Bauteiloberflächen an und kann in Verbindung mit heißer Druckluft gefährliche Verpuffungen und Brände verursachen. Zweitens wird durch das eingespritzte Öl ein stabiler Ölfilm an den Profalzahnflanken der Läufer aufgebaut. Der Hauptläufer treibt den Nebenläufer an. Drittens hat das eingespritzte Öl eine Dichtwirkung zu erfüllen. Bei Schraubenkompressoren treten Leckspalte auf. Gehäuse-, Stirn-, Profileingriffsspalt und Kopfrundungsöffnung bewirken eine direkte Verbindung von Arbeitsräumen unterschied-

licher Druck- und Temperaturniveaus. Je geringer die Leckspaltverluste ausfallen, umso besser wird der Gesamtwirkungsgrad der Maschine.

1.3. Schrauben- versus Kolbenkompressor

Der öleingespritzte Schraubenkompressor weist im Vergleich zum Kolbenkompressor eine Reihe von Vorteilen auf. Der bedeutendste Vorteil ist das Fehlen von freien Massenkräften. Damit kann der Schraubenkompressor einerseits mit hohen Drehzahlen betrieben werden und andererseits müssen keine besonderen Maßnahmen zur Fundamentierung der Maschine getroffen werden. Die hohen Antriebsdrehzahlen bewirken ein geringes Leistungsgewicht und eine kompakte Bauweise. Es wird eine hohe Förderleistung bei gleichzeitig sehr kleiner Maschinengröße erreicht.

Ein weiterer Vorteil des öleingespritzten Schraubenkompressors sind die wenigen bewegten Bauteile, welche zudem nahezu verschleißfrei arbeiten. Die notwendigen Instandhaltungsarbeiten beschränken sich auf ein Minimum, und der Kompressor hat eine lange Lebensdauer. Letztere wird vorwiegend durch die Lagerlebensdauer der Wälzlager bestimmt [5].

Mit einspritzölgekühlten Schraubenkompressoren lassen sich mit Luft als Arbeitsmedium Verdichtungsverhältnisse von 1:15 und darüber realisieren. Im Vergleich dazu liegt das maximale Verdichtungsverhältnis bei geschmierten Kolbenkompressoren mit Luft als Arbeitsmedium bei ca. 1:5. Das bedeutet, dass mit einspritzölgekühlten Schraubenkompressoren einstufig Verdichtungsverhältnisse erzielt werden, bei denen der Kolbenkompressor zumindest zweistufig ausgeführt werden muss. Das macht die Anschaffung des Schraubenkompressors in solchen Fällen günstiger. Die unterschiedlich hohen zulässigen Verdichtungsverhältnisse kommen durch die jeweiligen Zustandsänderungen in den Kompressortypen zustande. Während Kolbenkompressoren nahezu isentrop arbeiten, wird bei einspritzölgekühlten Schraubenkompressoren durch die intensive Kühlwirkung des eingespritzten Öls eine polytrope Zustandsänderung mit $n < \kappa$ erreicht.

Ein Nachteil der Schraubenkompressoren im Vergleich zu den Kolbenkompressoren liegt im schlechteren isothermen Wirkungsgrad. Dieser Nachteil kommt vorwiegend durch innere Undichtheiten im Schraubenkompressor zustande. Sehr genaue Fertigung der Läufer und des Gehäuses, optimierte Profilform und exakte Lagerung verbessern den Wirkungsgrad. Der Kolbenkompressor weist im vergleichbaren Leistungsbereich im Allgemeinen immer einen besseren Wirkungsgrad auf [5].

Weiters benötigen einspritzölgekühlte Schraubenkompressoren ein aufwendiges Ölabscheidesystem. Das Arbeitsmedium ist nach dem Verlassen des Kompressors mit Kühllöl vermischt. In einem Grob- und anschließend in einem Feinabscheider muss das Arbeitsmedium vom Kühllöl wieder getrennt werden. Der Restölgehalt liegt bei handelsüblichen Abscheidesystemen bei 3 bis 5 ppm.

1.4. Möglichkeiten der Wirkungsgradverbesserung

Der Wirkungsgrad eines Schraubenkompressors wird durch eine Reihe von Faktoren beeinflusst. Sehr gute Werte erhält man, wenn das eingebaute Verdichtungsverhältnis und der geforderte Verdichtungsdruck möglichst übereinstimmen. Das eingebaute Verdichtungsverhältnis ist eine spezifische Größe des Kompressors und hängt direkt mit dem eingebauten Volumenverhältnis zusammen. Bei geforderten Verdichtungsdrücken über 15 bar wäre der Wirkungsgrad einer zweistufigen Verdichteranlage mit Zwischenkühlung besser als bei der einstufigen Anlage. Die Anschaffungskosten sind allerdings wesentlich höher.

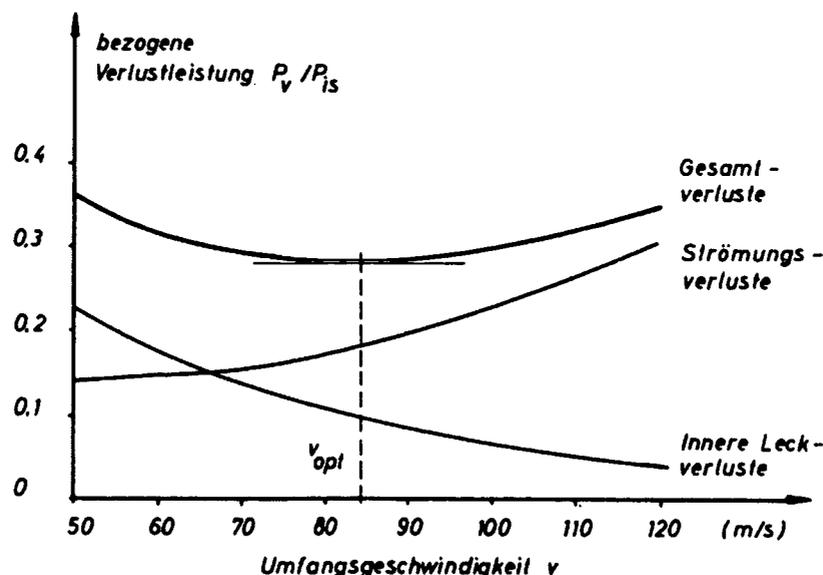


Bild 1: Zusammenwirken von dynamischen Verlusten und Leckspaltverlusten eines trockenlaufenden Schraubenkompressors [5]

Ein möglicher Parameter zur Wirkungsgradoptimierung ist die Antriebsdrehzahl. Mit zunehmender Drehzahl steigen die dynamischen Strömungsverluste, während die Undichtheitsverluste in der Maschine abnehmen. Diese beiden gegenläufigen Ein-

flüsse (dyn. Verluste und Leckspaltverluste) bewirken, dass es für jeden Kompressor mit einem bestimmten eingebauten Volumenverhältnis und bestimmter Läufergeometrie bei Förderung eines bestimmten Gases eine optimale Umfangsgeschwindigkeit gibt, für die die Kompressorleistung ein Minimum wird [5]. In Bild 1 ist das Zusammenwirken von den dynamischen Verlusten und den Leckspaltverlusten eines trockenlaufenden Schraubenkompressors dargestellt. Das Betriebsverhalten öleingespritzter Schraubenkompressoren ist ähnlich, allerdings sind die Umfangsgeschwindigkeiten deutlich geringer.

Ein weiterer Parameter zur Optimierung des Wirkungsgrads ist die Öleinspritzmenge. Eine Erhöhung der eingespritzten Ölmenge verbessert die Spaltabdichtung im Kompressor, vergrößert allerdings die Wirbel- und Planschverluste. Die Auswirkungen sind eine höhere Liefermenge und ein größerer Leistungsbedarf des Kompressors.

2. Thermodynamik

2.1. Allgemeines

Wie bereits erwähnt, zählen Schraubenkompressoren zu der Gruppe der fremdgesteuerten Verdrängerverdichter. Falls der Systemdruck höher als das eingebaute Verdichtungsverhältnis gewählt wird, ergibt sich bei diesem Kompressortyp für den Verdichtungsprozess eine Kombination aus polytroper und Volldruckverdichtung. Im Folgenden werden die thermodynamischen Grundlagen des Verdichtungsprozesses in einem Schraubenkompressor näher erläutert.

2.2. Das pV - Diagramm

Der Verdichtungsprozess eines idealen, dichten Schraubenkompressors lässt sich im pV - Diagramm darstellen (Bild 2). Ist der Systemdruck beim Überfahren der Auslasssteuerkanten höher als der Arbeitsraumdruck, ergibt sich der Verdichtungsprozess für eine ideale, dichte Maschine wie in Bild 2 dargestellt. Ein derartiges pV - Diagramm ist charakteristisch für den Betrieb im Hochdruckbereich von 10 bis 30 bar.

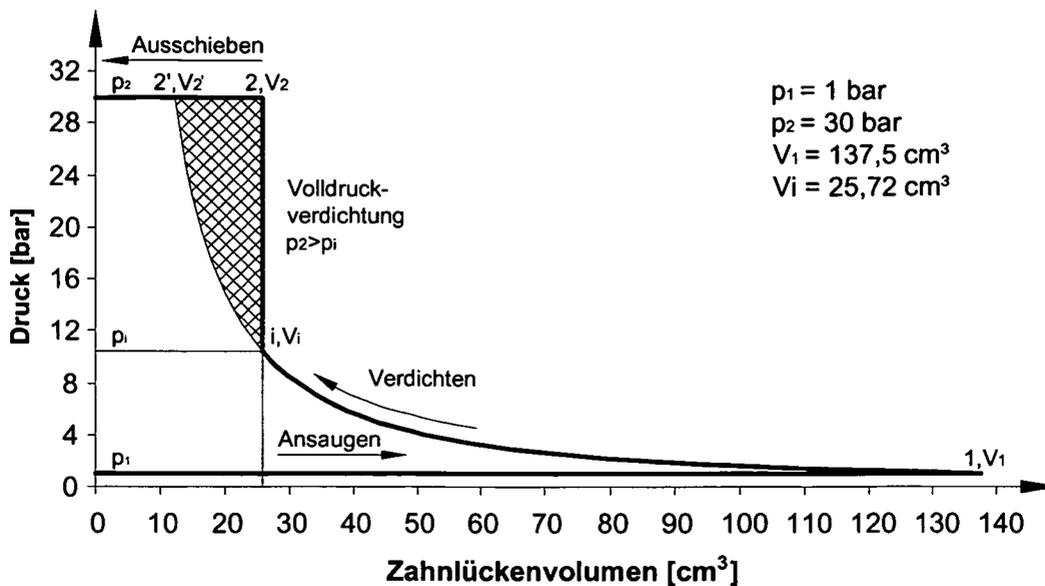


Bild 2: Idealisiertes pV – Diagramm des Versuchskompressors

Der Verdichtungsprozess lässt sich in zwei Abschnitte einteilen. Der erste Abschnitt (Bild 2: Pkt. 1 bis Pkt. i) beginnt mit dem Überfahren der Einlasssteuerkanten. Nun ist der Arbeitsraum (die Zahnücke) geschlossen und mit Arbeitsmedium (Luft) gefüllt. Bei weiterer Läuferdrehung wandert der Profileingriff zur Druckseite und der Zahnückenraum verkleinert sich kontinuierlich. Die Zustandsänderung wird durch eine Polytrope beschrieben. Der erste Abschnitt endet mit dem Überfahren der druckseitigen Auslasssteuerkanten.

Der zweite Abschnitt des Verdichtungsprozesses (Bild 2: Pkt. i bis Pkt. 2) schließt unmittelbar an den ersten Abschnitt an. In diesem Bereich arbeitet der Kompressor ähnlich einem Roots-Verdichter. Die Zustandsänderung wird durch eine Isochore beschrieben und wird auch als Volldruckverdichtung bezeichnet. Der Druck steigt idealisiert in diesem Bereich schlagartig auf den Systemdruck nach dem Überfahren der Auslasssteuerkanten an. Der zweite Abschnitt des Verdichtungsprozesses endet, sobald der Druck in der Zahnücke den Systemdruck erreicht.

Die teilweise Volldruckverdichtung verursacht einen höheren Leistungsbedarf des Kompressors. Im pV - Diagramm (Bild 2 schraffierte Fläche) wird die Zunahme des Arbeitsaufwands veranschaulicht. Hier lässt sich ebenfalls erkennen, dass der Mehrarbeitsaufwand umso geringer ist, je weiter der Pkt. i zu kleineren Zahnückenvolumina wandert. Mit dieser Maßnahme steigt das innere Volumenverhältnis. Einer Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads des Kompressors durch ein höheres inneres Volumenverhältnis sind allerdings wegen der Drosselverluste Grenzen gesetzt.

2.3. Liefermenge

Die Fördermenge eines Schraubenkompressors ist in erster Linie vom Rauminhalt seiner Zahnlückenräume (Bild 3) abhängig. Hat der Hauptläufer fünf Zähne, wie im vorliegenden Fall, so ergeben sich bei einer Umdrehung dieses Läufers fünf aufeinander folgende Arbeitsräume. Die Einlasssteuerkanten werden im Allgemeinen so ausgebildet, dass maximale Zahnlückenräume erreicht werden.

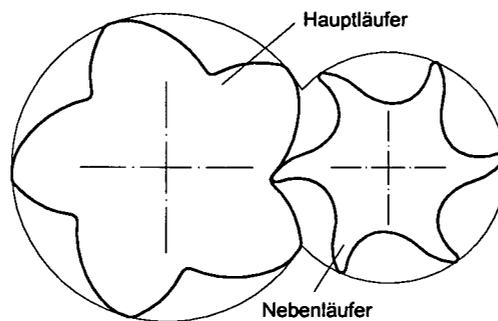


Bild 3: Läuferverzahnung [6]

Die theoretische Liefermenge Q_{th} eines idealen, dichten Kompressors errechnet sich wie folgt:

$$Q_{th} = V_1 * z_1 * \frac{n_1}{60} \quad (2.1)$$

Wobei:

V_1 Zahnlückenvolumen bei Ansaugende [m^3]

z_1 Hauptläuferzähnezahl [1]

n_1 Antriebsdrehzahl [1/min]

2.4. Leistungsbedarf des verlustfreien Kompressors

Sehr einfache Beziehungen für die thermodynamische Berechnung des Arbeitsaufwands erhält man, wenn Undichtheiten der Arbeitsräume sowie Wirbel und Reibungsverluste im Gas vernachlässigt werden. Das eingespritzte Kühlöl hat im Wesentlichen zwei Auswirkungen auf die thermodynamische Berechnung. Einerseits gibt das Arbeitsmedium bei der Kompression Wärme an das eingespritzte Öl ab und andererseits reduziert das eingespritzte Öl das Zahnlückenvolumen. Letzteres wird vorerst vernachlässigt.

Die Verdichtung bei geschlossenem Zahn­lückenraum erfolgt entsprechend den Gesetzen der polytropen Kompression. Der Polytropenexponent hängt von den Betriebsbedingungen ab. Die aufzuwendende mechanische Verdichterarbeit für eine ideale, dichte Maschine ist für eine Zahn­lücke die technische Arbeit W_t :

$$W_t = \int_{p_1}^{p_2} V dp = \int_{p_1}^{p_i} V dp + \int_{p_i}^{p_2} V dp \quad (2.2)$$

Sie kann aus dem pV - Diagramm als Fläche abgelesen werden. Im Allgemeinen stimmt der Systemdruck p_2 mit dem Arbeitsraumdruck bei Ausschubbeginn p_i nicht überein. In diesem Fall spaltet sich das Integral für die technische Arbeit in zwei Teilbereiche. Das erste Integral stellt die polytrope Kompression vom Ansaugdruck p_1 bis zum Druck bei Ausschubbeginn p_i dar. Die Mehrarbeit durch Über- oder Unterverdichtung vom Druck p_i auf den Systemdruck p_2 wird durch das zweite Integral beschrieben. Für den Verdichtungs­vorgang von Pkt. 1 bis Pkt. 2 ergibt sich schließlich [5]:

$$W_t = \frac{n}{n-1} * p_1 * V_1 * \left[\left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + (p_2 - p_i) * V_i \quad (2.3)$$

Durch umformen erhält man:

$$W_t = p_1 * V_1 * \left[\frac{n}{n-1} * \left(\frac{1}{n} * \theta^{n-1} - 1 \right) + \frac{p_2}{p_1} * \frac{1}{\theta} \right] \quad (2.4)$$

$$\theta = \frac{V_1}{V_i} \quad (2.5)$$

Das innere Volumenverhältnis θ ist eine verdichterspezifische Größe. Je größer das Volumenverhältnis gewählt wird, desto größer wird auch der Druck bei Ausschubbeginn p_i ausfallen. Die Verdichterleistung P_t errechnet sich zu [5]:

$$P_t = W_t * z_1 * \frac{n_1}{60} = p_1 * \frac{Q_{th}}{60} * \left[\frac{n}{n-1} * \left(\frac{1}{n} * \theta^{n-1} - 1 \right) + \frac{p_2}{p_1} * \frac{1}{\theta} \right] \quad (2.6)$$

Wird die Verdichterarbeit bzw. Leistung über das Arbeitsdruckverhältnis p_2/p_1 aufgetragen, ergibt sich eine Gerade. Die Steigung der Geraden ist umso steiler, je kleiner

das eingebaute Volumenverhältnis θ ist. Bei Förderung gegen Ansaugdruck benötigt selbst ein idealer Schraubenkompressor eine Leistung, die umso höher ausfällt je größer das eingebaute Volumenverhältnis θ ist [5].

2.5. Wirkungsgrade

2.5.1. Liefergrad λ_v

Die tatsächliche Liefermenge Q des Kompressors ist wegen der unvollkommenen Abdichtung der Arbeitsräume und der damit verbundenen Leckverluste stets kleiner als die theoretische Liefermenge Q_{th} [5]. Der Liefergrad (volumetrischer Wirkungsgrad) ist definiert mit:

$$\lambda_v = \frac{Q}{Q_{th}} \quad (2.7)$$

Er ist im Wesentlichen abhängig von den Spalthöhen, dem Druckverhältnis, der Drehzahl, der Läufergeometrie und der eingespritzten Ölmenge. Handelsübliche Schraubenkompressoren weisen einen Liefergrad von 0,8 bis 0,95 auf. Die Leckspaltverluste entstehen durch die ungenügende Abdichtung der Läufer im Kompressor. Verantwortlich sind alle arbeitsraumbegrenzenden Spalte wie Gehäuse-spalt, Profileingriffsspalt, Stirnspalt und das Blasloch. Die Arbeitsräume (Zahnlücken) des Kompressors weisen unterschiedliche Drücke auf. Sind die Arbeitsräume durch Spalte verbunden, so fließt eine Leckmenge vom Raum höheren Drucks zum Raum niedrigeren Drucks. Je kleiner die Druckdifferenz zwischen den Arbeitsräumen ausfällt und je kleiner die Spalte ausgeführt wurden, desto weniger Leckmengen sind zu erwarten [4].

2.5.2. Isothermer Wirkungsgrad η_{iso}

Der isotherme Wirkungsgrad definiert sich als Verhältnis der Leistungsaufnahme bei einer isothermen Verdichtung P_{iso} eines Gases zum tatsächlichen Leistungsbedarf P :

$$\eta_{is} = \frac{P_{iso}}{P} = \frac{p_1 * Q * \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{P} \quad (2.8)$$

Die isotherme Verdichterleistung stellt die kleinste theoretisch erforderliche Verdichterleistung dar. Der isotherme Wirkungsgrad gibt an, um wie viel der wirkliche Prozess durch die Mehrarbeit der polytropen Verdichtung und durch Aufheizung und Undichtigkeiten schlechter ist als der ideale.

2.5.3. Innerer Wirkungsgrad η_i

Der innere Wirkungsgrad des Kompressors wird mit einem Vergleichsprozess, der sich aus einer isentropen Verdichtung und einer anschließenden isochoren Volldruckverdichtung zusammensetzt, gebildet. Damit wird dem Umstand Rechnung getragen, dass dem Schraubenkompressor entsprechend seinem eingebauten Volumenverhältnis θ als Verdrängerverdichter Grenzen gesetzt sind.

Wird der Kompressor mit einem höheren Verdichtungsverhältnis als das ihm eingebaute betrieben, kommt es beim Kompressionsvorgang zu einer Kombination aus innerer Verdichtung und Volldruckverdichtung. Der innere Wirkungsgrad gibt deshalb besser Auskunft über das Systemverhalten des Kompressors:

$$\eta_i = \frac{P_i}{P} = \frac{p_1 * Q * \left[\frac{\kappa}{\kappa - 1} * \left(\frac{1}{\kappa} * \theta^{\kappa - 1} - 1 \right) + \frac{p_2}{p_1} * \frac{1}{\theta} \right]}{P} \quad (2.9)$$

Die hier definierte innere Leistung P_i entspricht also der Leistung P_t (Glg. 2.6) mit $n = \kappa$.

3. Prüfstands Aufbau

3.1. Mechanischer Aufbau

3.1.1. Allgemeines

Für die Untersuchungen wurde ein Prüfstand mit einem kleinen öleingespritzten Schraubenkompressor, der einen Leistungsbereich bis 40 kW ermöglicht, aufgebaut. Das Funktionsschema des Prüfstands ist in Bild 4 dargestellt. Die Versuche erfordern große Variationsbereiche der Parameter Druck, Antriebsdrehzahl und Öleinspritzmenge. Um diesen Forderungen nachzukommen, wurde am Kompressor eine zusätzliche Saugrohreinspritzstelle vorgesehen. Diese deckt zum einen den erhöhten Ölbedarf bei bestimmten Parameterkombinationen von Systemdruck und Antriebsdrehzahl und dämpft zum anderen das Ansaugeräusch des Kompressors. Weiters wurde der Antriebsmotor mit einem Frequenzumrichter gespeist, welcher einen Frequenzbereich von 0 bis 100 Hz (entspricht 0 bis 6.000 1/min) ermöglicht. Der Systemdruck wird über ein Proportionaldruckregelventil (Pos. 11) eingestellt.

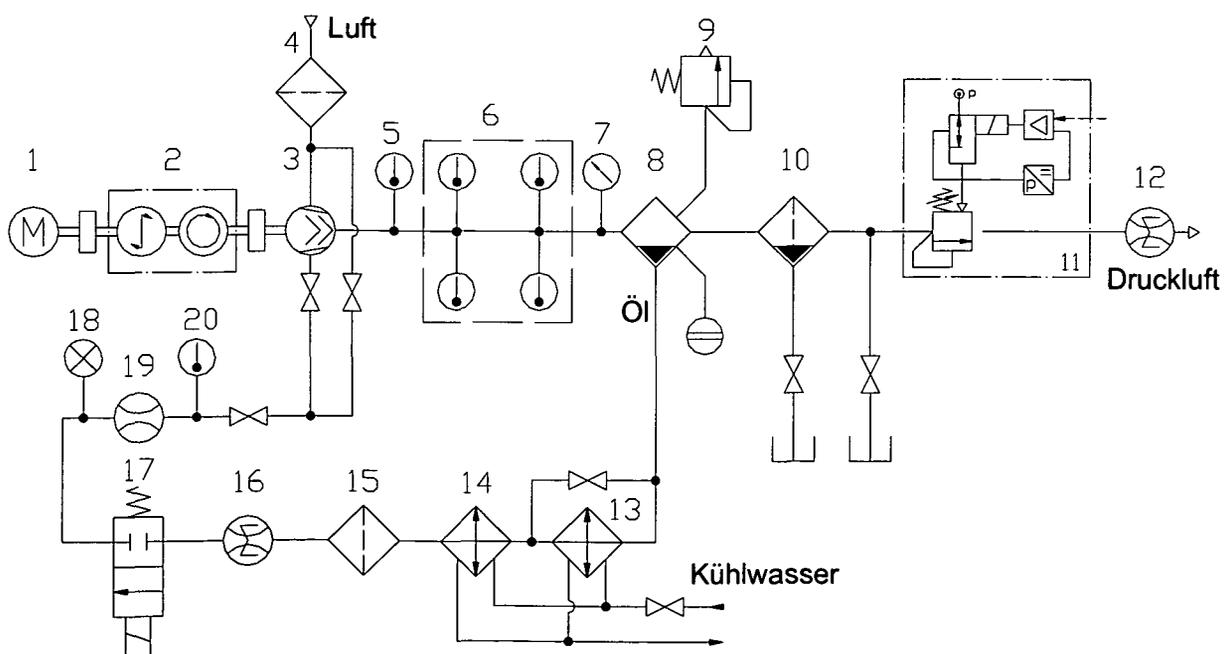


Bild. 4: Prüfstandsschema

Für qualitative Aussagen über das Betriebsverhalten des Kompressors ist es notwendig, die Größen Liefermenge, Leistungsaufnahme und Druck genau zu ermitteln. Daher wurde die Leistungsaufnahme des Kompressors mit einer Drehmomentmesswelle (Pos. 2) bestimmt. Diese ermöglicht die Berechnung der Leistungsaufnahme mit einer Genauigkeit von ca. 1% des Messbereichswerts. Die Bestimmung der Liefermenge bezogen auf den Ansaugzustand (FAD) wurde mit einer Normblendenmessung (Pos. 12) entsprechend DIN 1952 durchgeführt. Für die Bestimmung des Systemdrucks wurde ein Druckaufnehmer der Firma Kulite eingesetzt. Der Aufnehmer besitzt eine sehr hohe zulässige Betriebstemperatur von 220°C und ist deshalb für den geforderten Einsatz sehr gut geeignet.

Pos	Bezeichnung	Hersteller	Typ/Norm
1	Drehstrommotor	Elin EBG	LKG 620L02FWB
2	Drehmomentmesswelle	Staiger Mohilo	0160 DM-100-L
3	Schraubenkompressor	Bitzer	OSN 5361-K
4	Kombinationsluftfilter	Mann & Hummel	Mann-Piclou 45 201 92 904
5	Temperatursensor	Omega	PT 100
6	Messstrecke	TU-Wien	-
7	Drucksensor	Kulite	XCQ-093
8	Grobabscheider	Bitzer	OA 1854
9	Sicherheitsventil	Leser	TUEV-SV, 437 H4
10	Feinabscheider	Bitzer	OAS 1055
11	Überströmregelventil	Fisher-Rosemount	98HH
12	Durchflussmessung	TU-Wien	DIN 1952
13	Plattenwärmetauscher	Funke	TPL 01-K-14-22
14	Rohrbündelkühler	Bitzer	OW 941
15	Ölfilter	Mahle	PI 2015-60 11/4" CR
16	Ovalradzähler	Bopp u. Reuther	0I10E/G1
17	Magnetventil	Danfoss	018F7363
18	Druckanzeige	WIKA	-
19	Durchflusswächter	Honsberg	FF-015RAS-17
20	Temperatursensor	Omega	PT 100

Tab. 1: Verwendete Geräte

Die einzelnen Positionen in Bild 4 und deren Typenbezeichnungen sind in Tabelle 1 erklärt. Die Datenblätter der wichtigsten Bauteile sind im Anhang A zusammengefasst.

Für die wärmetechnischen Untersuchungen am Kompressorausgang wurde zwischen Kompressor und Grobabscheider eine Messstrecke vorgesehen (Bild 5). Die Messstrecke diente einerseits zur Ausbildung der Zweiphasenströmung Öl und Druckluft und andererseits zur Temperaturmessung der einzelnen Phasen. Dafür

wurden Temperatursensoren im Messrohr eingebaut, die zur Rohrmittle unterschiedliche Abstände aufweisen. Um die Wärmeübertragung von der Messstrecke an die Umgebung zu unterbinden und die Temperaturmessungen frei von jeglichem Umgebungseinfluss zu halten, wurde die Messstrecke mit 4 cm PE (Siehe Bild 5) isoliert.

Der Kompressor mit der Antriebsmaschine wurde auf einem Podest angeordnet, um direkt vom Druckstutzen mit dem waagrechten Messrohr in den Grobabscheider zu gelangen.

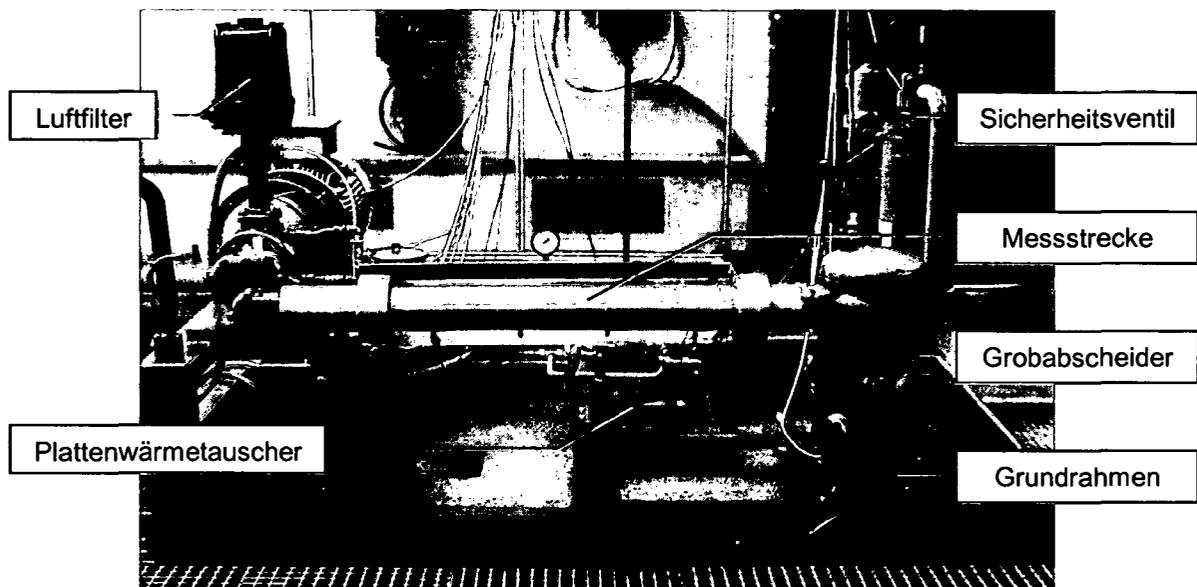


Bild. 5: Prüfstand Frontansicht

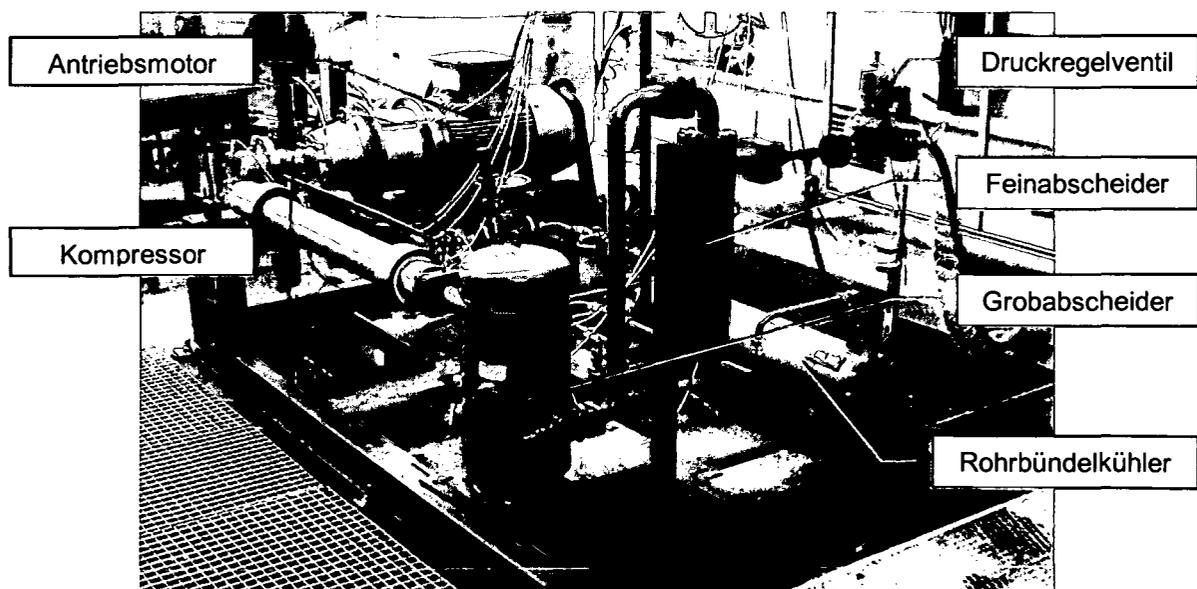


Bild. 6: Prüfstand Seitenansicht

Das Ölabscheidesystem, bestehend aus Grob- und Feinabscheider, wurde auf einer Stahlplatte montiert, welche wiederum mit dem Grundrahmen verschraubt wurde (Bild 6). Der Abstand zwischen dem Kompressor und den Ölabscheidern konnte mit Langlöchern stufenlos eingestellt werden und Messstrecken unterschiedlicher Länge konnten verwendet werden.

Die Variation der Öleinspritzmenge über weite Bereiche erforderte unterschiedlich hohe Kühlerleistungen. Deshalb war es notwendig, zwei Ölkühler in Serie zu montieren, wobei der erste über eine Bypassleitung überbrückt werden konnte. Alle druckbeaufschlagten Rohre in der Anlage wurden als nahtlose, für Drücke von mindestens 45 bar geeignete Stahlrohre ausgeführt. Es wurde ein Sicherheitsventil (Bild 4, Pos. 9) mit einem Öffnungsdruck von 35 bar vorgesehen.

3.1.2. Der Kompressor

Das Herzstück des Prüfstands bildete ein einstufiger öleingespritzter Schraubekompressor der Firma Bitzer (Bild 7). Es handelt sich um einen offenen Kältemittelverdichter, der besonders gut für hohe Verdichtungsverhältnisse geeignet ist. Demzufolge weist der Kompressor ein hohes eingebautes Volumenverhältnis von $\theta = 5,35$ auf [7].

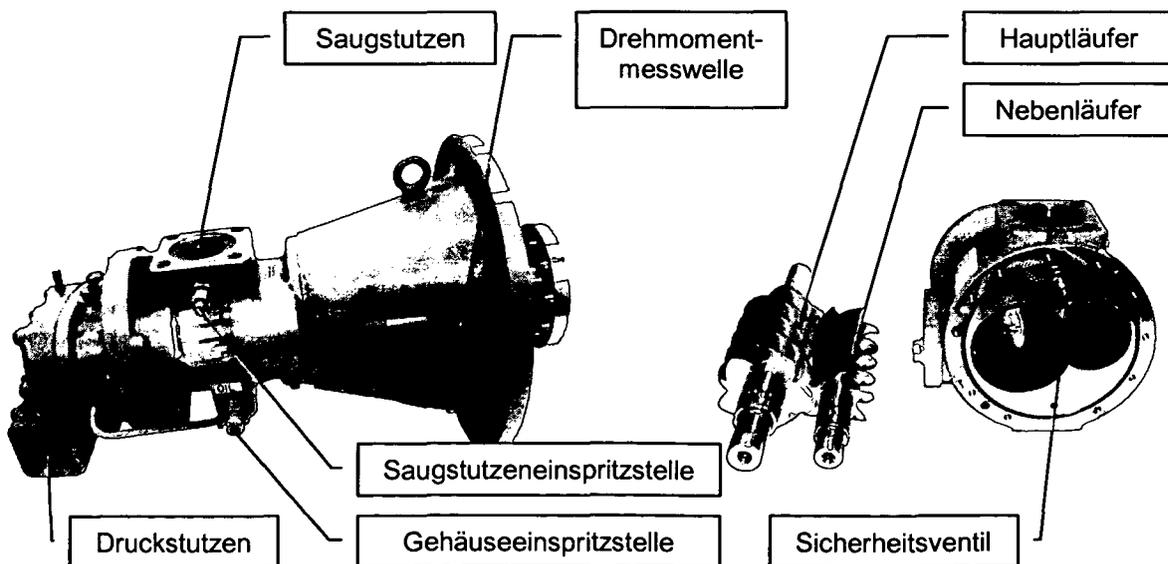


Bild 7: Kompressor

Die wesentlichen Bestandteile des Verdichters sind die beiden Rotoren (Haupt- und Nebenläufer), die in ein geschlossenes Gehäuse eingepasst sind [7]. Sie sind wälzgelagert, wobei jeder Rotor mit zwei Zylinderrollenlagern radial und mit einem (Nebenläufer) bzw. zwei (Hauptläufer) Schrägkugellagern an der Druckseite axial gelagert ist. Die Wälzlager sind hinsichtlich hoher Belastung und langer Lebensdauer großzügig dimensioniert ausgeführt. Zum Schutz gegen Rückwärtslauf nach Abstellen der Antriebsmaschine ist in die Druckkammer ein Rückschlagventil eingebaut. Die Rotoren dürfen wegen ihrer asymmetrischen Ausführung nur in einer Drehrichtung betrieben werden, da die Zahnflanken ansonsten beschädigt würden.

Der Kompressor ist serienmäßig gegen Überbelastung infolge von zu hohem Systemdruck mit einem integrierten Sicherheits-Druckentlastungs-Ventil ausgestattet (Öffnungsdruck: ca. 28 bar, Bild 7, rechts). Für die vorliegenden Versuche wurde dieser Bypass entfernt, um Systemdrücke von 30 bar realisieren zu können. Der Antrieb erfolgt über die nach außen geführte, verlängerte Welle des Hauptläufers. Der Kompressor ist auf der Seite des Wellendurchtritts mit einem Normflansch versehen, der – mittels Kupplungsgehäuse – den direkten Anbau des Antriebsmotors erlaubt [7].

3.1.3. Das Ölsystem

Der Kühltölkreislauf wurde im Verdichterprüfstand ohne Ölpumpe ausgeführt. Bei einem derartigen Ölsystem wird die Druckdifferenz zwischen Systemdruck im Grobabscheider bzw. Ölvorratsbehälter und dem Druck an der Öleinspritzstelle am Kompressor zur Aufrechterhaltung des Ölflusses verwendet.

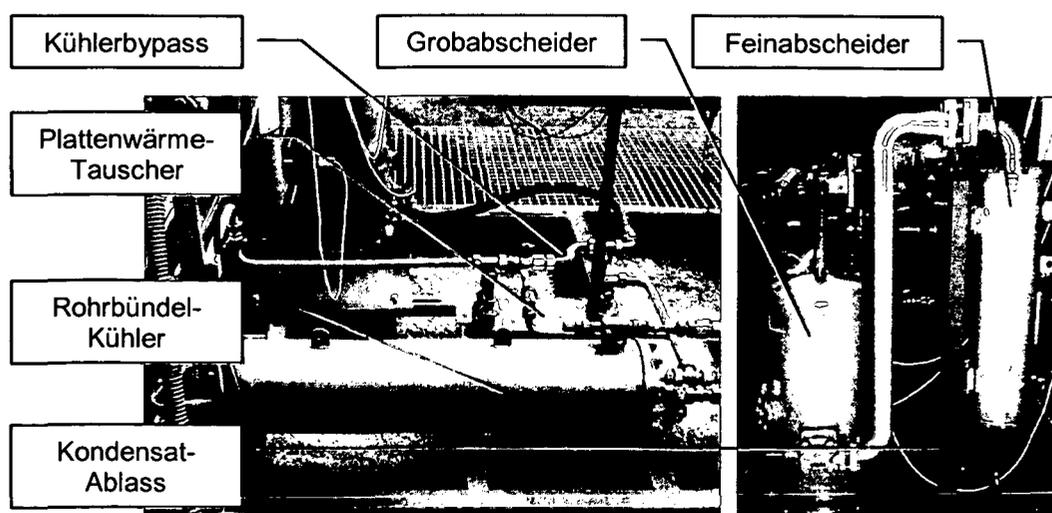


Bild 8: Ölkühler und Ölabscheider

Der wichtigste Bauteil der Ölversorgungsanlage ist der Grobabscheider (Bild 4, Pos. 8). In diesem wird das vom Kompressor gelieferte Druckluft-Öl-Gemisch grob getrennt. Das Arbeitsmedium strömt anschließend durch den Feinabscheider (Bild 4, Pos. 10), in dem die fast vollständige Trennung vom Öl stattfindet. Der Restölgehalt in der Druckluft beträgt ca. 5 ppm [3].

Die anfallende Ölmenge im Feinabscheider wird üblicherweise dem Kompressor zugeführt. Beim Betrieb im Hochdruckbereich ist dieses Öl jedoch mit Kondensat, das durch Unterschreiten der Taupunkttemperatur an den Oberflächen im Inneren des Feinabscheiders entsteht, verschmutzt. Dieses Öl-Kondensat-Gemisch wurde deshalb regelmäßig entsorgt (Bild 8).

Das vom Grobabscheider kommende Öl muss vor dem Wiedereintritt in den Kompressor gekühlt werden. Der Plattenwärmetauscher (Bild 4, Pos. 13) und der Rohrbündelkühler (Bild 4, Pos. 14) sind in Serie geschaltet, wobei Ersterer durch eine Bypassleitung überbrückt werden kann. Bei sehr kleinen Öleinspritzmengen werden beide Kühler benötigt, da hier durch den geringeren Öldurchsatz die Kühlerleistung sinkt. Durch Schließen des Absperrorgans in der Bypassleitung muss das Öl durch beide Ölkühler fließen.

Anschließend durchströmt das Öl den Ölfilter und gelangt zum Ovalradzähler (Bild 4, Pos. 16), mit dem der Öldurchfluss gemessen wird. Mit Hilfe der beiden Drosselventile vor den Öleinspritzstellen am Kompressor wird die Öleinspritzmenge geregelt.

Die eingespritzte Ölmenge steigt etwa linear mit dem Systemdruck. Sie ist nahezu unabhängig von der gefahrenen Antriebsdrehzahl. Damit nimmt die spezifische Öleinspritzmenge bei gleichem Druck und höherer Antriebsdrehzahl ab. Zum Erreichen der optimalen Wirkungsgrade sind bei hohen Antriebsdrehzahlen Maßnahmen zur Erhöhung der Öleinspritzmenge notwendig (z.B. zusätzliche Saugrohreinspritzung).

3.1.4. Die Systemdruckregelung

Zum Einstellen des Systemdrucks wurde ein Proportionaldruckregelventil (Bild 4, Pos. 11) mit elektronischer Regelung verwendet. Das Ventil ist als 3/2-Wege Sitzventil mit angeschlossenem Proportionalventil und integrierter elektronischer PI-Regelung auf Hybrid-Schaltplatine ausgeführt. Im Ventilgehäuse befindet sich eine Druckfeder, die auf eine Membran wirkt. Durch eine Schraube am Kopf des Ventilgehäuses wird die Vorspannung der Feder eingestellt. Auf die Unterseite der

Membran wirkt der vor dem Ventil bestehende Druck, womit die Federvorspannung den Öffnungsdruck des Ventils bestimmt. Durch Druckluft vom Proportionalventil kann die Vorspannung auf die Membran zusätzlich erhöht werden.

3.2. Mess- und Steuerungshardware

Die verschiedenen Signale der Sensoren wurden mit einer eigens entwickelten Elektronik aufbereitet. Es wurden für die Prüfstandssteuerung und Überwachung ein PC und für die Temperatursensoren in der Messstrecke ein weiterer PC vorgesehen. Die Aufbereitung der Signale funktioniert beim Prüfstands-PC über Microcontroller und beim Messstrecken-PC über eine Multifunktions-I/O Karte.

3.2.1. Messdatenerfassung und Prüfstandssteuerung

Das Schema der realisierten Messdatenerfassung mit dem Prüfstands-PC und dem Messstrecken-PC ist in Bild 9 dargestellt.

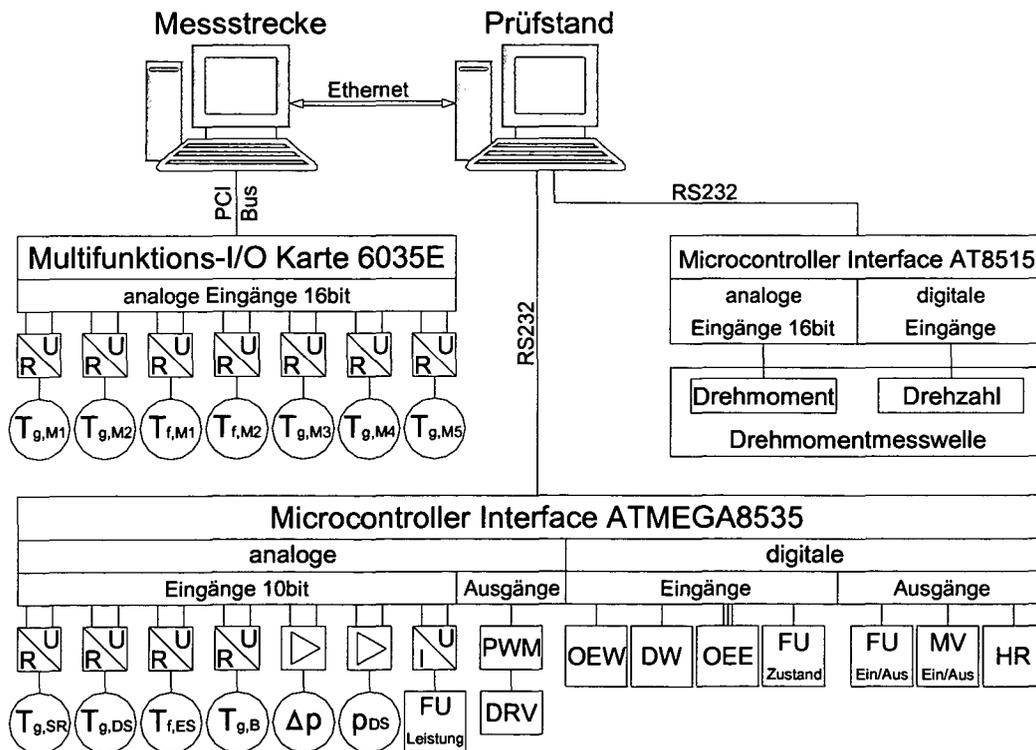


Bild 9: Schema der Messdatenerfassung

Hierin bedeuten:

FU	Frequenzumrichter	DW	Durchflusswächter Öl
PWM	Pulsweitenmodulation	OEE	Öleinspritzmenge
DRV	Druckregelventil	MV	Magnetventil
OEW	Ölstandswächter	HR	Hilfsrelais

Analoge Eingänge

Für die Prüfstandsüberwachung und Steuerung sind insgesamt sieben analoge Eingänge erforderlich. Vier Temperatursensoren, zwei Drucksensoren und ein analoger Eingang für den Frequenzumrichter (Einlesen der Leistungsaufnahme). Die Eingänge haben eine Auflösung von 10 bit. Die Temperatursensoren sind an die in Kapitel 3.2.5. Abschnitt 1 beschriebene Messelektronik angeschlossen.

Der Drucksensor zur Messung des Differenzdruckes Δp an der Normblende hat bereits einen Verstärker integriert und ist direkt mit dem Microcontroller verbunden. Der Drucksensor p_{DS} zur Messung des Systemdrucks benötigt einen Messverstärker, der direkt an die Eingänge des Microcontrollers angeschlossen ist.

Die Eingänge Drehmoment und Drehzahl von der Drehmomentmesswelle werden von einem eigenen Microcontroller verarbeitet. Der analoge Eingang Drehmoment hat eine höhere Auflösung von 16 bit.

Die sieben Temperatursensoren der Messstrecke sind an die in Kapitel 3.2.5 Abschnitt 2 beschriebene Messelektronik angeschlossen. Es handelt sich um ein Messsystem, bei dem der Temperaturgang der Stromquelle eliminiert und somit eine höhere Messgenauigkeit erzielt wird. Die Elektronik ist direkt an die Eingänge der Messwertkarte angeschlossen.

Analoge Ausgänge

Für die Steuerung des Druckregelventils wird ein analoger Ausgang benötigt. Das Ausgangssignal wurde mit Hilfe der Pulsweitenmodulation realisiert.

Digitale Ein - und Ausgänge

Diese Signale dienen sowohl zur Prüfstandssteuerung als auch zur Prüfstandsüberwachung und Messwerterfassung. Die fünf digitalen Eingänge sind: Ölstandswächter im Grobabscheider, Durchflusswächter Öl, Zustand des Frequenzumrichters

(Störung), Messung der Öleinspritzmenge und Messung der Drehzahl mit einem Anschluss an den separaten Microcontroller.

Dem Prüfstands-PC werden die Temperaturmesswerte der Messstrecke über ein Netzwerk zur Verfügung gestellt. Somit wird eine gemeinsame Speicherung sämtlicher Messwerte in eine gemeinsame Textdatei ermöglicht.

3.2.2. Drehzahl- und Drehmomentmessung

Für die wärmetechnischen Untersuchungen ist die Kenntnis der Leistungsaufnahme des Kompressors mit einer hohen Genauigkeit erforderlich. Die Leistung kann zwar über den Frequenzumrichter eingelesen werden, die Genauigkeit von etwa 5% des Messbereichendwerts reicht allerdings für die Berechnungen nicht aus. Aus diesem Grund wurde die Leistungsaufnahme über eine Drehmomentmesswelle Staiger Mohilo Typ 0160 DM-100-L (Anhang 1) bestimmt.

Für die Anordnung der Messwelle zwischen Antriebsmotor und Kompressor wurde ein Distanzstück angefertigt (Siehe Bild 6, Seite 15). Die Messwelle ist auf der Kompressorseite mit einer Muffenkupplung (angefertigt an der TU - Wien) starr gelagert. Auf der Antriebsseite wurde die Messwelle mit dem Motor über eine elastische Kupplung (Typ Rupex, Firma Flender) verbunden. Um das Mitdrehen der Drehmomentmesswelle zu verhindern, wurde ein Anschlag, an dem sich die Messwelle abstützt, im Distanzstück vorgesehen.

Die Drehmomentmesswelle arbeitet nach dem DMS-Prinzip und einer integrierten Messelektronik. Die Speisung des Drehmomentaufnehmers erfolgt mit 24 V/50 Hz Wechselspannung. In der rotierenden Elektronik wird diese Wechselspannung gleichgerichtet und stabilisiert. Das Messsignal des Dehnmessstreifens wird zuerst vorverstärkt und dann über einen Spannungsfrequenzwandler in eine frequenzproportionale Wechselspannung umgeformt. Ein Drehüberträger überträgt das Wechselspannungssignal zum Stator. Die sogenannte äußere Elektronik formt das Wechselspannungssignal in ein analoges Gleichspannungssignal um. Für die Messung der Drehzahl steht ein TTL Drehzahlimpuls Ausgang zur Verfügung [8].

Mit Hilfe der Prüfstandselektronik wird die Leistungsaufnahme des Kompressors aus den Messwerten Drehzahl und Drehmoment berechnet. Die erzielbare Genauigkeit von etwa 1% des Messbereichendwerts reicht für die geforderten Anwendungen völlig aus.

3.2.3. Normblendenmessung zur Bestimmung der Liefermenge

Die Bestimmung der Fördermenge des Kompressors liefert wichtige Informationen über das Betriebsverhalten der Anlage. Als Messverfahren wurde eine Normblendenmessung entsprechend den Vorschriften der VDI-Durchflussmessregeln DIN 1952 [9] gewählt.

Zu einer vollständigen Messeinrichtung gehören (Bild 10):

- eine in die Rohrleitung eingebaute Normblende als Wirkdruckgeber
- ein getrennt von der Rohrleitung angeordneter Wirkdruckmessgeber und
- eine Temperaturmessstelle zur Messung der strömenden Lufttemperatur.

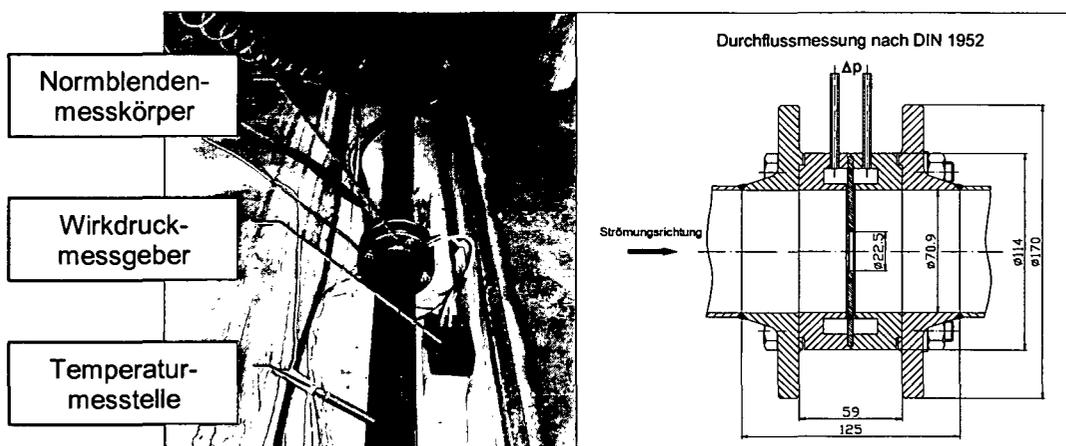


Bild 10: Normblendenmessung

Am Institut für Konstruktionswissenschaften und technische Logistik (TU-Wien) wurde mit der Software Lab-VIEW ein Programm zur iterativen Ermittlung der Durchflussmenge erstellt. Die benötigten Eingangsgrößen Wirkdruck und Temperatur der strömenden Luft werden eingelesen und die aktuelle Durchflussmenge laufend berechnet und am Bildschirm ausgegeben bzw. in eine Textdatei abgespeichert.

3.2.4. Messung der Öleinspritzmenge

Für die Kennfeld- und wärmetechnischen Untersuchungen wird die Öleinspritzmenge mit einer hohen Genauigkeit benötigt. Zur Messung dieser wurde vor den

Öleinspritzstellen ein Ovalradzähler der Firma Bopp & Reuther mit einem aufgebauten Impulsgeber vorgesehen (Bild 4, Pos. 16, Bild 11).

Das Ovalradzähler-Prinzip zeichnet sich durch eine hohe Messgenauigkeit aus und wird vielfach für Durchflussmessungen eingesetzt (Anhang B.6). Ovalradzähler sind unmittelbare Volumenzähler. Ihr Messelement besteht aus zwei verzahnten Präzisions-Ovalrädern, die vom Flüssigkeitsdruck angetrieben aufeinander abrollen. Dadurch wird bei jeder Umdrehung des Ovalrad-Paares eine definierte Menge Flüssigkeit durch den Zähler transportiert [10].

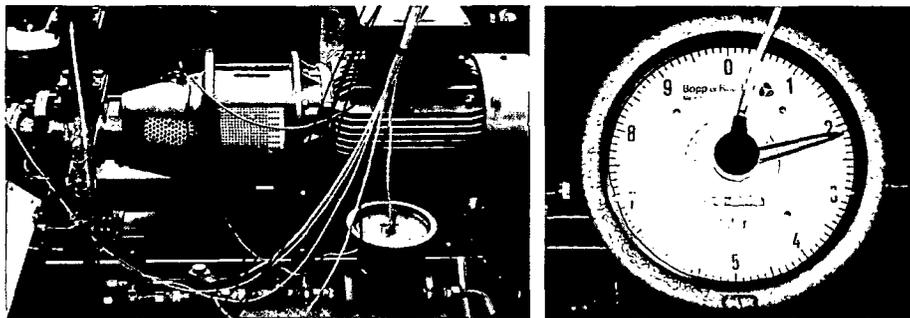


Bild 11: Ovalradzähler

Zur automatischen Prüfstandsüberwachung wurde der aufgebaute Impulsgeber verwendet. Die Impulse, die direkt proportional zur eingespritzten Ölmenge sind, werden von einem Microcontroller eingelesen und von einem eigens am Institut für Konstruktionswissenschaften und technische Logistik (TU - Wien) mit der Software Lab-VIEW erstellten Prüfstandssteuerungs- und Überwachungsprogramm verarbeitet. Das Programm berechnet mit der gemessenen Luftfördermenge des Kompressors die spezifische Öleinspritzmenge. Diese wird am Bildschirm des Prüfstandsmonitors ausgegeben und in eine Textdatei abgespeichert.

3.2.5. Druckmessung

Systemdruckmessung

Von entscheidender Bedeutung für die Kennfeld- und die wärmetechnischen Untersuchungen ist die exakte Messung des Systemdrucks am Kompressorausgang. Der Druck wirkt sich direkt im Wirkungsgrad des Kompressors und in den Stoffwerten der strömenden Fluide aus. Bedingt durch die bei den Versuchen eingestellten Parameterkombinationen aus Öleinspritzmenge und Antriebsdrehzahl ergaben sich mitunter sehr hohe Verdichtungsendtemperaturen. In dieser Hinsicht wurden an den Drucksensor hohe Anforderungen gestellt.

Zur Messung des Drucks wurde ein Miniatur-Druckaufnehmer der Firma Kulite (Anhang B.2) mit einer maximal zulässigen Temperatur von 220°C eingesetzt. Der Sensor besitzt eine kleine Siliziummembran, in die eine aktive Vollbrücke ein-diffundiert ist. Die einkristalline Struktur des Siliziums eignet sich – aufgrund der elastischen Eigenschaften – als ideales Wandlerelement, um die physikalische Größe Druck in ein elektrisches Signal umzusetzen [11].

Der Einsatz des Sensors erfordert einen externen Messverstärker (Kulite Typ D481 – Anhang B.2). Dieser übernimmt einerseits die notwendige Spannungsversorgung des Sensors und verstärkt andererseits das Messsignal. In einem weiten Bereich kann der Messverstärker die Nullpunktverschiebung kompensieren [12].

Der Sensor muss vor dem ersten Einsatz und in regelmäßigen Zeitabständen kalibriert werden. Dazu wird er mit genau definierten Drücken beaufschlagt und die Spannung wird am Signalausgang gemessen. Die Einstellung wird mit zwei Potentiometern am Messverstärker derart durchgeführt, dass ein Druck von 0 bar einer Ausgangsspannung von 0 V und ein Druck von 35 bar (beide Relativdrücke) einer Ausgangsspannung von 10 V entspricht. Der lineare Zusammenhang wird bei der Messdatenerfassung zur Skalierung des entsprechenden Kanals verwendet [12].

Differenzdruckmessung für die Normblendenmessung

Für die Bestimmung des Differenzdruckes bei der Normblende kommt ein Differenzdruckaufnehmer der Firma Honeywell Typ 142PC05D zum Einsatz (siehe Anhang B.3). Der Sensor wurde vor dem ersten Einsatz und in regelmäßigen Zeitabständen kalibriert. Die Kalibrierung erfolgte mit einem U-Rohrmanometer. Dazu wird eine Öffnung des U-Rohrmanometers mit dem Sensor verbunden, während über die zweite Öffnung mit Hilfe einer Luftpumpe ein statischer Druck aufgebracht wird. Der Druck wird über eine Skala am U-Rohrmanometer abgelesen. Gleichzeitig kann die Sensorausgangsspannung gemessen werden. Der Zusammenhang zwischen abgelesenem Druck und der Ausgangsspannung des Sensors dient der Skalierung der Messdatenerfassungs-Software.

3.2.6. Temperaturmessung

Prüfstands - Temperaturmessung

Die Temperaturmessung für die Prüfstandsüberwachung erfolgte mit PT100 Temperaturmessfühlern der Firma Omega (Anhang B.4). Die Funktionsweise dieser

Sensoren beruht auf dem definierten Zusammenhang zwischen Widerstand und Temperatur.

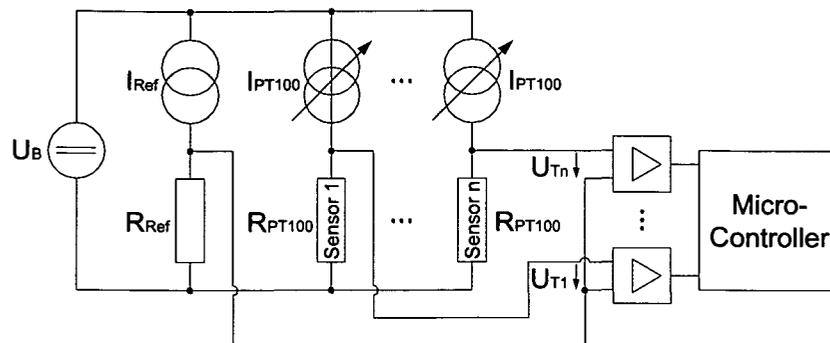


Bild 12: Prinzipschaltung der Prüfstands-Temperaturmessung

In Bild 12 ist die realisierte Prinzipschaltung der Messdatenerfassung dargestellt. Demnach wird jeder Sensor von einer Stromquelle mit einem konstanten Strom I_{PT100} gespeist. Die Spannung am Sensor ist nach dem Ohmschen Gesetz proportional zum Widerstand und damit auch proportional zur Temperatur.

Ein Referenzwiderstand wird ebenfalls mit einem Strom I_{Ref} von einer Stromquelle versorgt. Für die Messdatenerfassung werden nun die Differenzspannungen U_{T1} bis U_{Tn} herangezogen. Damit gehen nur die Unterschiede in den Temperatürgängen der einzelnen Stromquellen und nicht der ganze Temperatürgang einer Stromquelle in die Messung ein.

Das Messsystem wurde vor dem ersten Einsatz und in der Folge in regelmäßigen Zeitabständen mit einer Kalibriereinheit für Widerstandsthermometer der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik kalibriert. Die Kalibriereinheit besteht aus zwei Präzisionswiderständen, die Widerstandswerte von 100Ω (0°C) und $138,51 \Omega$ (100°C) aufweisen. Der beschriebene Zusammenhang entspricht exakt einem PT100 Temperaturmessfühler.

Zuerst wird die Kalibriereinheit für 0°C anstelle des Sensors angeschlossen und die regelbare Referenzstromquelle so eingestellt, dass die Differenzspannung U_{Tn} 0 V beträgt. Anschließend wird die Kalibriereinheit auf 100°C umgesteckt und die nun auftretende Differenzspannung gemessen. Dieser durch zwei Punkte bestimmte Zusammenhang zwischen Differenzspannung und Temperatur wird nun für die Kalibrierung der Messwerterfassung herangezogen [12].

Messstrecken - Temperaturmessung

Die Temperaturmessung in der Messstrecke wurde mit PT100 Temperaturmessfühlern der Firma Jumo durchgeführt (Anhang B.5). Diese sind Platinwiderstände, die einen exakt definierten Zusammenhang zwischen Widerstandswert und Temperatur aufweisen. Die Anwendung stellt eine sehr hohe Anforderung an die Messgenauigkeit. Aus diesem Grund wurde für die Messstrecken-Temperaturmessung eine genauere Messschaltung als für die Temperaturmessung bei der Prüfstandsüberwachung vorgesehen (Bild 13).

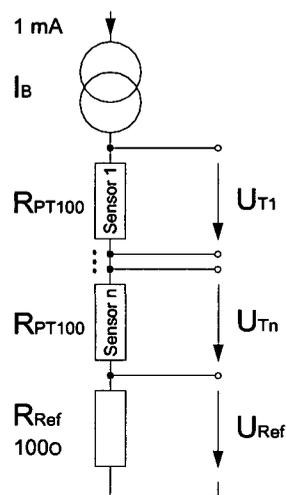


Bild 13: Prinzipschaltung der Messstrecken-Temperaturmessung

Die Sensoren sind mit einem Referenzwiderstand in Serie geschaltet und werden von einer Stromquelle mit einem konstanten Strom von 1 mA versorgt (Bild 13). Maßgebend für die Messdatenerfassung eines Kanals ist das Verhältnis der Spannungsabfälle am Sensor und am Referenzwiderstand. Bei dieser Vorgehensweise wird der Einfluss des Temperaturgangs der Stromquelle eliminiert, weil sowohl durch die Sensoren als auch durch den Referenzwiderstand derselbe Strom fließt.

Die Kalibrierung der Temperatursensoren erfolgt analog zu der im oberen Abschnitt erläuterten Vorgehensweise.

3.3. Mess- und Steuerungssoftware

3.3.1. Mess- und Steuerungssoftware des Prüfstands

Die für die Untersuchungen erforderlichen Programme wurden mit der Programmiersprache Lab-VIEW erstellt. Es wurden ein Programm für die Prüfstandssteuerung und -überwachung und ein weiteres für die Messdatenerfassung der Messtrecke erstellt. Mit dem erstgenannten lässt sich der gesamte Prüfstand automatisch steuern und überwachen. Die Benutzeroberfläche ist in Bild 14 dargestellt.

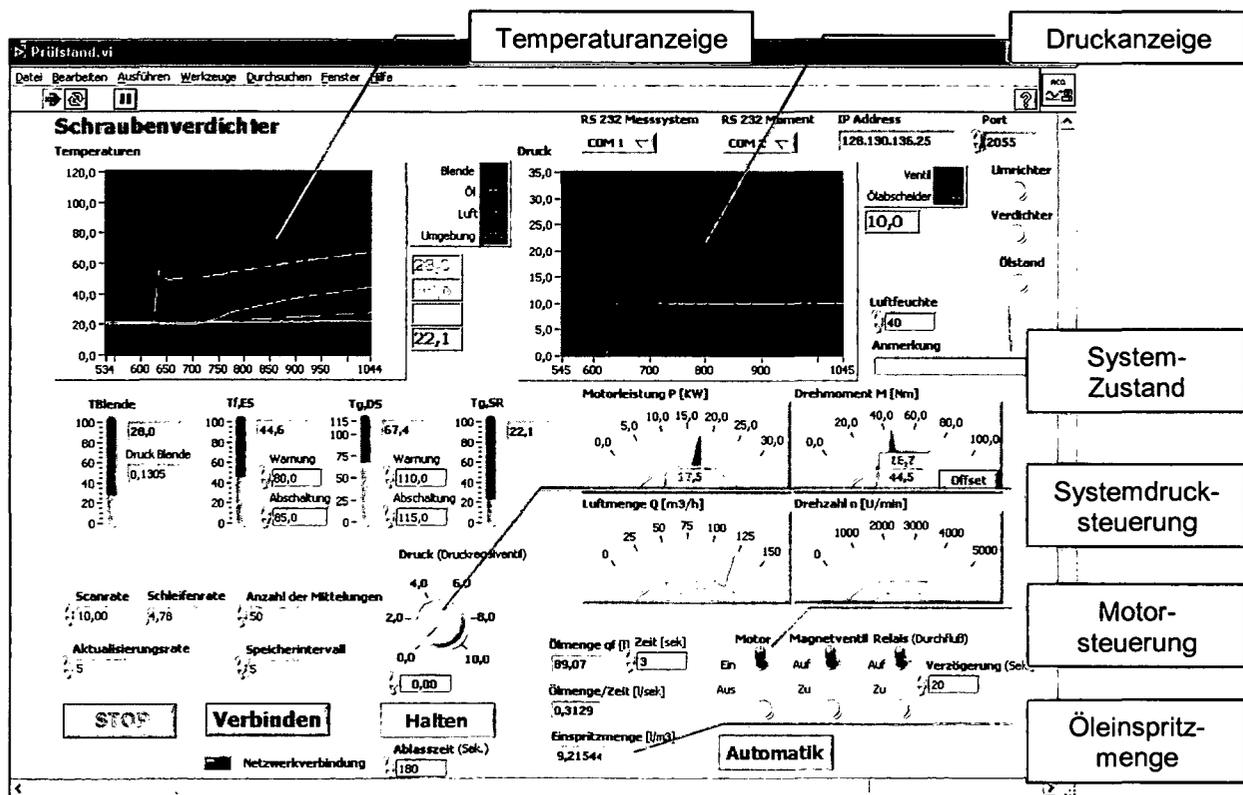


Bild 14: Benutzeroberfläche zur Prüfstandssteuerung und -überwachung

Es werden sämtliche Messwerte am Bildschirm angezeigt und automatisch in eine Textdatei abgespeichert. Die vier gemessenen Temperaturen und der Systemdruck werden sowohl graphisch als auch numerisch, die Messwerte Öleinspritzmenge, Fördermenge Luft und Leistungsaufnahme nur numerisch angezeigt. Mit Hilfe der Systemdrucksteuerung wird das Druckregelventil bedient. Es kann ein Systemdruck von 10 bis 30 bar eingestellt werden. Treten während des Versuches Störungen auf oder werden Grenzwerte (z.B. zu hohe Verdichtungsendtemperatur) überschritten, schaltet das Programm den Antriebsmotor automatisch ab und schließt das

Magnetventil. Damit werden etwaige Schäden an der Anlage vermieden und ein Überfluten des Kompressors mit Öl unterbunden.

3.3.2. Mess- und Steuerungssoftware der Messstrecke

Die Benutzeroberfläche für den Messstrecken-PC ist in Bild 15 dargestellt. Die Temperaturen werden graphisch und numerisch angezeigt.

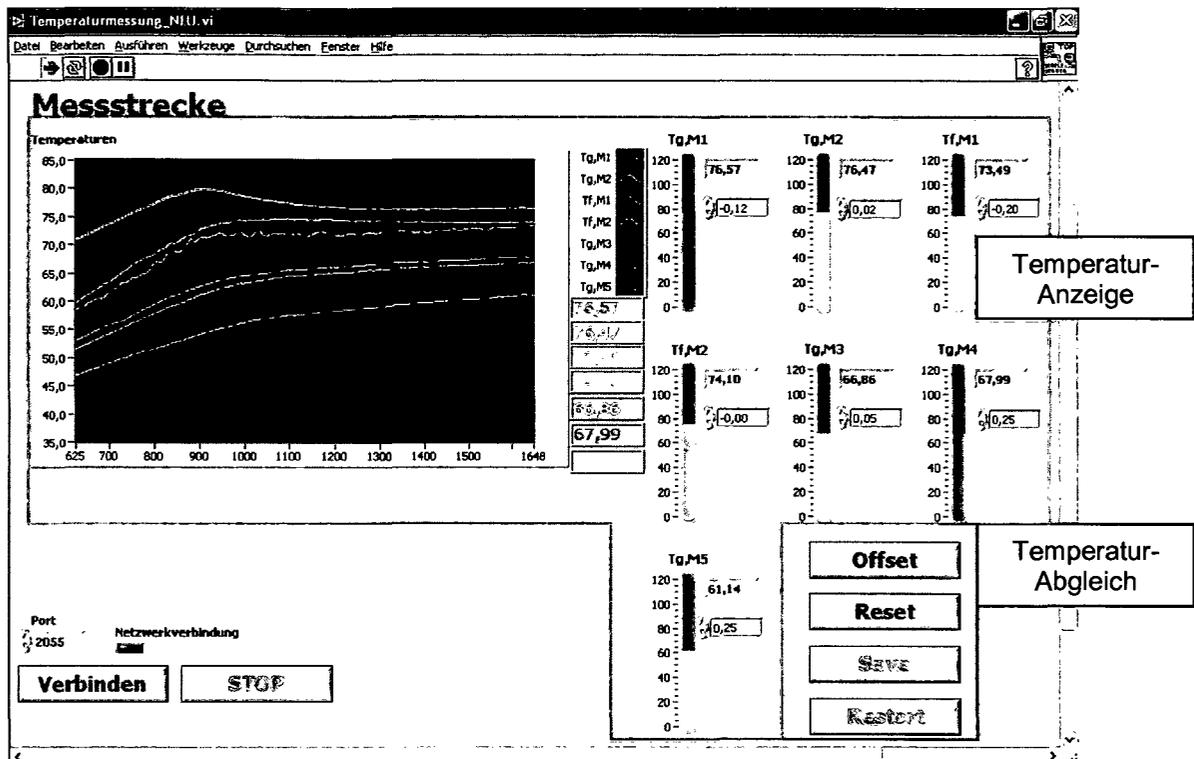


Bild 15: Benutzeroberfläche zur Messdatenerfassung der Messstrecke

Die wärmetechnischen Untersuchungen in der Messstrecke erfordern die genaue Temperaturmessung der Fluide Druckluft und Öl. Zu diesem Zweck wurde ein eigenes Programm entwickelt. Damit lässt sich, nach einem völligen Temperaturengleich der Messstrecke, ein Temperatur-Offset von sämtlichen in der Messstrecke angeordneten Temperatursensoren durchführen. Somit zeigen nach dem Abgleich alle Sensoren die gleiche Temperatur an und man erhält bei den Messungen sehr genaue Temperaturwerte. Die weißen Felder unter den numerischen Temperaturanzeigen stellen den notwendigen Offset-Wert für den jeweiligen Kanal zum Temperaturabgleich dar.

4. Kennfelduntersuchungen

4.1. Allgemeines

Die einstufige Verdichtung mit einem öleingespritzten Schraubenkompressor bei Drücken bis zu 30 bar ist eine kaum erforschte Anwendung. Für diesen Bereich gibt es über die sinnvolle Wahl von Läuferumfangsgeschwindigkeit und Öleinspritzmenge keine Anhaltswerte. Bevor mit den Untersuchungen über den Wärmetransport von der Druckluft zum Kühllöl begonnen werden konnte, mussten optimale Betriebsparameterkombinationen ermittelt werden. Diese sollten anschließend zur Bestimmung der Wirkungsgrade herangezogen werden, um unter anderem den Vergleich mit anderen Kompressortypen zu ermöglichen [13 bis 16].

4.2. Vorversuche

Bevor mit den eigentlichen Untersuchungen begonnen werden konnte, mussten umfangreiche Vorversuche durchgeführt werden. Diese Versuche dienten zum Abklären der Betriebsgrenzen der Kompressoranlage. Es sollten die Grenzen für die Öleinspritzmenge, die Antriebsdrehzahl und die Öleinspritztemperatur festgelegt werden.

Die Definition der Minima der verschiedenen Öleinspritzmengen war erforderlich, um ein Überschreiten der Drucklufttemperatur am Druckstutzen über 120°C zu verhindern. Bei geringer Öleinspritzmenge kann das vorhandene Öl nur einen kleineren Teil der anfallenden Wärme aufnehmen. Daraus resultiert eine höhere Verdichtungsendtemperatur. Es besteht dann die Gefahr, dass sich Ölkoks bildet und im System Schichten an Rohrwänden anhaften. Dieser Ölkoks kann, in Verbindung mit heißer Druckluft, gefährliche Verpuffungen und Brände verursachen [4].

Die obere Grenze der Öleinspritzmenge wird durch die Verwendung eines pumpenlosen Ölsystems festgelegt, bei welchem die maximal erzielbare Öleinspritzmenge vorwiegend vom Systemdruck und dem Durchmesser der Einspritzbohrung abhängig ist. Je höher der Systemdruck, desto größer wird die Druckdifferenz zwischen Ölvorratsbehälter und Einspritzstelle. Die Druckdifferenz ist wiederum annähernd proportional zur Öleinspritzmenge. Erste Versuche zeigten, dass die Wirkungsgrade mit zunehmender Öleinspritzmenge anstiegen. Diese Beobachtung ließ vermuten, dass sich mit einer weiteren Erhöhung der Öleinspritzmenge noch bessere Wirkungs-

grade erzielen ließen. Aus diesem Grund wurde eine zusätzliche Saugrohreinspritzstelle vorgesehen, mit der die Öleinspritzmenge deutlich erhöht werden konnte.

Weiters wurden im Zuge der Vorversuche sinnvolle Antriebsdrehzahlen bestimmt. Dazu wurde ein Frequenzumrichter verwendet, der ein breites Spektrum an Drehzahlen ermöglicht. Bei Antriebsdrehzahlen unter 3.000 1/min wurden allerdings sehr schlechte Wirkungs- bzw. Liefergrade erzielt. Hier traten erhöhte Leckspaltverluste auf. Als untere Drehzahlbegrenzung wurde somit 3.000 1/min gewählt, was der Netzfrequenz mit 50 Hz entspricht. Die obere Drehzahlbegrenzung ergab sich durch die Leistungsbegrenzung des Antriebsmotors und konnte mit 4.800 1/min (80 Hz) festgelegt werden. Für die Hauptläuferumfangsgeschwindigkeit ergab sich damit ein Bereich von 17 m/s (3.000 1/min) bis 27 m/s (4.800 1/min).

Schließlich wurden verschiedene Öleinspritztemperaturen (50, 60 und 70°C) und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten untersucht. Es konnte kein wesentlicher Einfluss der Öleinspritztemperatur auf den Wirkungsgrad der Anlage festgestellt werden. Allerdings nimmt bei einer Temperatur von kleiner 50°C die erforderliche Kühlerleistung zu und bei einer Temperatur von über 70°C wird die zulässige Verdichtungsendtemperatur von 120°C schneller erreicht. Daher wurde die Öleinspritztemperatur mit 60°C festgelegt.

4.3. Versuchsdurchführung

4.3.1. Inbetriebnahme der Anlage

Das Prüfstandssteuerungs- und Überwachungsprogramm wird gestartet. Ab diesem Zeitpunkt werden sämtliche Messdaten in regelmäßigen Zeitabständen (≈ 5 sek) in einer Textdatei abgespeichert. Der Frequenzumrichter wird eingeschaltet und die Frequenz für die zu wählende Antriebsdrehzahl wird eingestellt. Eine Drehzahl von z.B. 3.600 1/min entspricht einer Frequenz von 60 Hz. Die störungsfreie Verfügbarkeit des Umrichters wird am Bildschirm vom Programm durch eine grüne Kontrollleuchte signalisiert. Der Durchflusswächter zur Überwachung des Öldurchflusses an den Öleinspritzstellen wird zunächst mit einem Hilfsrelais überbrückt. Ansonsten würde dieser bis zum Erreichen eines bestimmten Druckschwellwerts und damit eines Mindestöldurchflusses eine Fehlermeldung liefern, da die Ölversorgung vom Systemdruck in der Anlage abhängig ist.

Nun wird über ein Bedienelement am Bildschirm (siehe Bild 14, Seite 27) der Antriebsmotor gestartet. Der Kompressor beginnt Druckluft zu fördern und mit

zunehmendem Systemdruck in der Anlage wird Öl in den Kompressor eingespritzt. Fünf Sekunden nach Inbetriebnahme wird das Hilfsrelais des Durchflusswächters deaktiviert. Letzterer ist ab diesem Zeitpunkt für die Überprüfung der ausreichenden Zufuhr von Kühllöl verantwortlich. Der Druck in der Anlage nimmt kontinuierlich zu und wird nach Erreichen des eingestellten Drucks am Druckregelventil auf diesem Niveau gehalten. Mit zunehmender Laufzeit erwärmt sich das Kühllöl und die Verdichtungsendtemperatur steigt. Bis zu einer Öleinspritztemperatur von ca. 50 °C durchströmt das Öl die Kühler ohne hier abgekühlt zu werden. Danach wird den Ölkühlern über ein Absperrorgan Kühlwasser zugeführt und damit die Öleinspritztemperatur geregelt.

4.3.2. Regelung des Systemdrucks

Das Einstellen des Systemdrucks erfolgt mit einem Druckregelventil, wobei bis zu einem Druck von 20 bar die Einstellung ausschließlich über die Federvorspannung des Ventils und ab 20 bar über das aufgebaute Proportionalventil vorgenommen wird. Mit einer Schraube, die direkt auf die Feder des Druckregelventils drückt, wird die Federvorspannung eingestellt. Das Proportionalventil wird über den Prüfstands-PC (siehe Bild 14, Seite 27) angesteuert. Der Druck wurde für die Versuche mit einer maximalen Abweichung vom Sollwert von $\pm 0,1$ bar geregelt.

4.3.3. Regelung der Öleinspritzmenge

Für das Ölsystem wurden zwei Einspritzstellen am Kompressor vorgesehen. Bei kleinen Einspritzmengen kann über die Haupteinspritzstelle am Kompressor genügend Öl eingebracht werden. Bei höheren Einspritzmengen muss mit der Saugrohreinspritzung kombiniert werden. Der Ölbedarf des Kompressors steigt mit der Drehzahl, weshalb hier mehr Öl über die Saugrohreinspritzung eingebracht wird. Die Einstellung der Öleinspritzmenge geschieht über zwei Drosselventile unmittelbar vor den Einspritzstellen (siehe Bild 11, Seite 23). Sie kann über ein Anzeigeelement am Bildschirm abgelesen werden und wurde für die Versuche mit einer maximalen Abweichung vom Sollwert von $\pm 0,5$ l/m³ angesaugter Luft geregelt.

4.3.4. Regelung der Öleinspritztemperatur

Der Sollwert der Öleinspritztemperatur wurde für die Versuche mit 60°C festgelegt. Abhängig von den Betriebsparametern fällt die erforderliche Kühlerleistung unterschiedlich hoch aus. Deshalb wurden zwei in Serie angeordnete Ölkühler vorgesehen. Bei großen Öleinspritzmengen ist der Öldurchsatz durch die Kühler hoch und

damit die Kühlleistung sehr gut. In diesen Fällen reicht meistens ein Ölkühler aus, und der andere wird über eine Bypassleitung umgangen. Nur bei geringem Öldurchsatz werden beide Ölkühler benötigt. In diesem Fall wird die Bypassleitung geschlossen, um ein Durchströmen des Öls durch beide Kühler zu erreichen. Die maximal zulässige Abweichung vom Sollwert der Öleinspritztemperatur wurde mit $\pm 0,5^\circ\text{C}$ festgelegt und konnte für alle Versuche eingehalten werden.

4.3.5. Durchgeführte Versuche

Für die aussagekräftige Beurteilung des Betriebsverhaltens der Kompressoranlage wurde ein breites Spektrum an Parameterkombinationen aus Systemdruck, Antriebsdrehzahl und spezifischer Öleinspritzmenge vorgesehen (siehe Tab. 2). Für die angegebenen Systemdrücke wurden acht verschiedene spezifische Öleinspritzmengen und jeweils vier verschiedene Antriebsdrehzahlen gewählt. Da mit zunehmendem Druck die Verdichtungsendtemperatur des Kompressors steigt, musste wegen der Erfordernis einer maximalen Temperatur von 120°C am Druckstutzen bei höheren Drücken eine größere Ölmenge eingespritzt werden.

Druck [bar]	10				15				20				25				30			
Drehzahl [1/min]	3.000	3.600	4.200	4.800	3.000	3.600	4.200	4.800	3.000	3.600	4.200	4.800	3.000	3.600	4.200	4.800	3.000	3.600	4.200	4.800
Spez. Öleinspritzmenge [l/m ³]	5,0				7,5				10,0				12,5				15,0			
	7,5				10,0				12,5				15,0				17,5			
	10,0				12,5				15,0				17,5				20,0			
	12,5				15,0				17,5				20,0				22,5			
	15,0				17,5				20,0				22,5				25,0			
	17,5				20,0				22,5				25,0				27,5			
	20,0				22,5				25,0				27,5				30,0			
	22,5				25,0				27,5				30,0				32,5			

Tab. 2: Parameterkombinationen für die Kennfelduntersuchung

An die Startphase schließt eine Aufwärmphase an, in der die Kompressoranlage auf Betriebstemperatur gebracht wird. In dieser Phase werden die Betriebsparameter des gewählten Versuches eingestellt und die Leistungsdaten Liefermenge und Leistungsaufnahme des Antriebsmotors laufend am Bildschirm überwacht. Erst wenn die genannten Leistungsdaten stationäre Verhältnisse aufweisen, wird mit der Erfassung der Messdaten begonnen.

Die Messdatenerfassung für einen Versuch beginnt mit der Eingabe eines Vermerks in ein Textfeld am Bildschirm. Dieser Vermerk wird ebenfalls in die Textdatei übernommen. Ab diesem Zeitpunkt müssen die Betriebsparameter in den geforderten Toleranzbereichen gehalten werden, wobei die Messperiode ca. 5 Minuten dauert. Damit werden für eine Messgröße ca. 60 Messwerte aufgenommen. Die Messperiode wird durch Löschung des Vermerks im Textfeld beendet.

4.3.6. Auswertung der Messdaten

Nur die durch den oben erwähnten Vermerk gekennzeichneten Messwerte in der Textdatei sind in die Auswertung eingeflossen. Zunächst wurde für jede Messgröße aus den aufgenommenen Werten (ca. 60) der arithmetische Mittelwert gebildet. Damit wird die Reproduzierbarkeit der Messung erhöht und zufällige Messfehler zum Großteil kompensiert. Die gemittelten Messwerte sind nun Grundlage für die Wirkungsgradberechnungen und die Erstellung von Kennfelddiagrammen.

4.3.7. Kontrolle der Messwerterfassung

Sämtliche Versuche der Kennfeldmessungen sind auf ihre Reproduzierbarkeit überprüft worden. Alle Versuche wurden wiederholt, wobei sich eine sehr gute Übereinstimmung der Messwerte zeigte.

4.4. Ergebnisse Kennfeld

4.4.1. Spezifische Leistung

Die spezifische Leistung gibt Aufschluss über die erzielbare Fördermenge. Somit weist ein guter Kompressor bei einem bestimmten Verdichtungsverhältnis eine möglichst hohe spezifische Leistung auf. Die Kenngröße ist vom Druck abhängig, weshalb sinnvolle Vergleiche nur bei gleichem Verdichtungsverhältnis gemacht werden können.

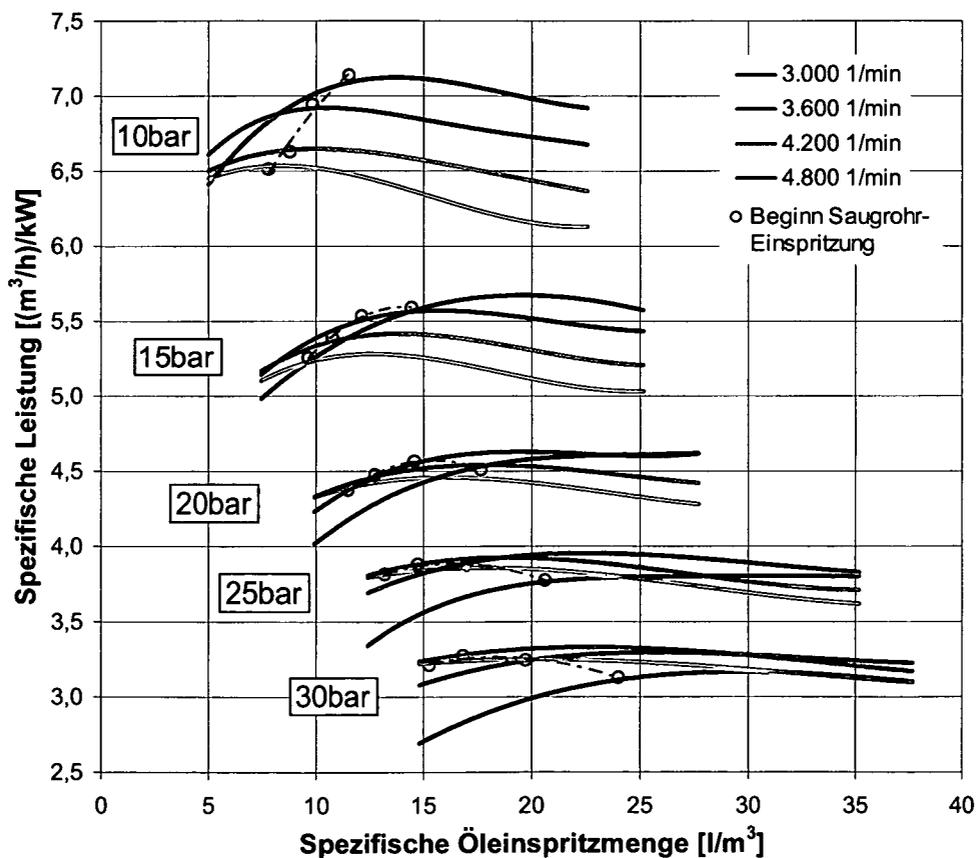


Bild 16: Spezifische Leistung $[(m^3/h)/kW]$

In Bild 16 sind die Ergebnisse der spezifischen Leistung, berechnet aus den gemessenen Leistungsdaten der Versuche, dargestellt. Das Einsetzen der zusätzlichen Saugrohreinjektion ist ebenfalls im Bild eingetragen. Die Druckabhängigkeit der Kenngröße ist sehr deutlich im Diagramm feststellbar. Große Unterschiede zeigen sich allerdings auch bei gleichem Druck in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl. Am meisten ausgeprägt ist dies bei einem Druck von 10 bar. Die besten

Werte werden hier mit 3.000 1/min erzielt. Je höher der Druck gewählt wird, desto geringere Unterschiede ergeben sich in den Verläufen der einzelnen Drehzahlen. Während bei 10, 15 und 20 bar noch die höchsten Werte mit 3.000 1/min erreicht werden, ergibt sich bei 25 bar mit 3.600 1/min und bei 30 bar mit 4.200 1/min die bessere spezifische Leistung.

Die spezifische Öleinspritzmenge hat ebenfalls einen wesentlichen Einfluss auf die spezifische Leistung. Allgemein kann festgestellt werden, dass der Einfluss bei kleineren Drehzahlen höher ist als bei größeren Drehzahlen.

4.4.2. Innerer Wirkungsgrad η_i

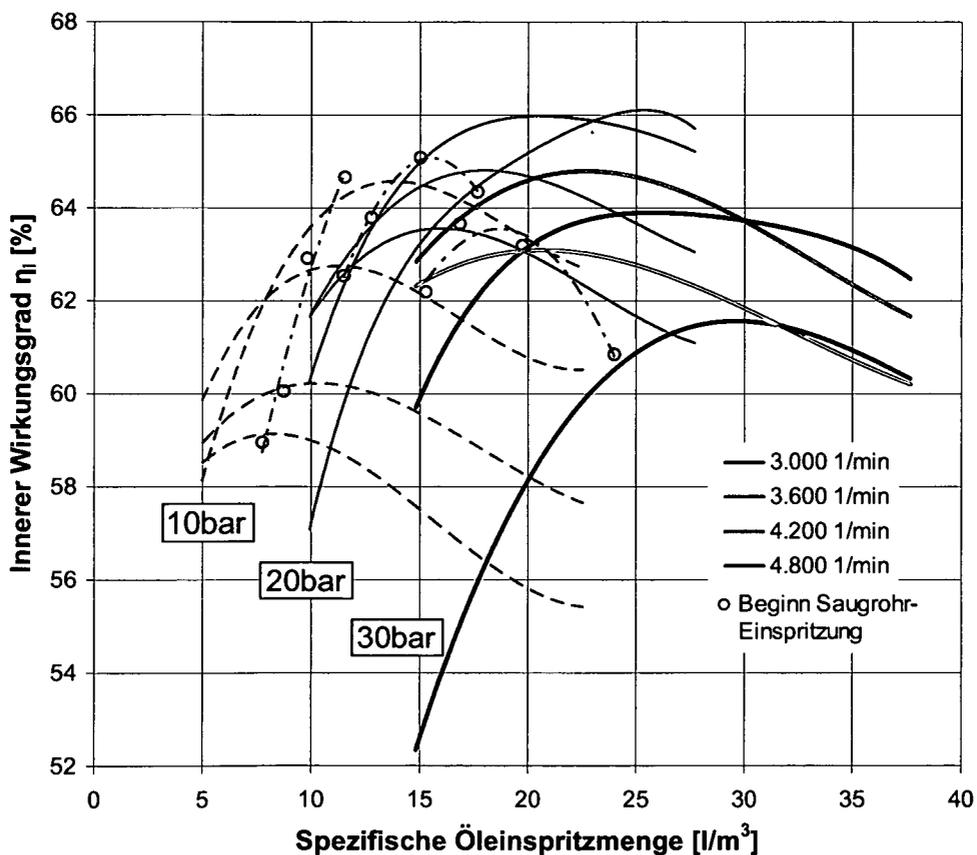


Bild 17: Innerer Wirkungsgrad [%]

Für die Beurteilung des Betriebsverhaltens der Kompressoranlage muss eine geeignete Kennzahl gefunden werden, die einen Vergleich der erhaltenen Leistungsdaten unabhängig vom Systemdruck ermöglicht. Im vorliegenden Fall ergibt sich bei Drücken über ca. 12 bar eine Kombination aus polytroper und Volldruckverdichtung. Systembedingt wird durch die teilweise Volldruckverdichtung der isotherme Wirkungsgrad mit zunehmendem Systemdruck laufend schlechter. Deshalb wurde

der innere Wirkungsgrad mit einem Vergleichsprozess, der die realen Verhältnisse des Verdichtungsvorgangs beschreibt, eingeführt (siehe Kapitel 2.5.3).

Die Ergebnisse der Bestimmung des inneren Wirkungsgrads sind in Bild 17 dargestellt. Zur besseren Übersicht wurden die Ergebnisse für die Drücke 15 und 25 bar nicht angeführt und die 10 bar Kennlinien mit dünnen strichlierten Linien, die 20 bar Kennlinien mit dünnen Volllinien und die 30 bar Kennlinien mit dicken Volllinien eingetragen. Im Diagramm ist deutlich zu erkennen, dass die Druckabhängigkeit der Kurven bei den optimalen Betriebspunkten gering ausfällt. Der beste innere Wirkungsgrad ergibt sich hier bei einem Systemdruck von 20 bar, einer Antriebsdrehzahl von 3.000 1/min und einer spezifischen Öleinspritzmenge von 22,5 l/m³. Diese Parameterkombination kommt folglich dem Vergleichsprozess am nächsten.

4.4.3. Isothermer Wirkungsgrad η_{iso}

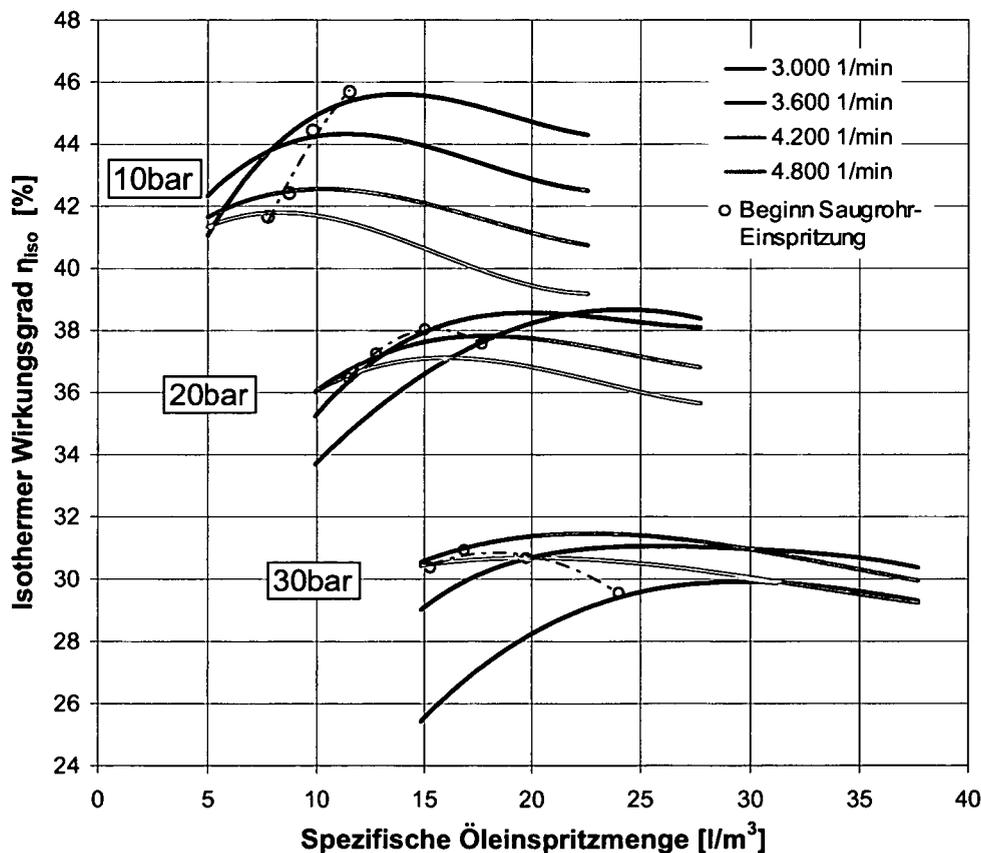


Bild 18: Isothermer Wirkungsgrad [%]

Die in der Fachliteratur am häufigsten verwendete Wirkungsgraddefinition ist der isotherme Wirkungsgrad. Als Vergleichsprozess dient hier die isotherme Verdichtung, welche den Idealprozess mit dem geringsten Leistungsbedarf darstellt. Deshalb ist

der isotherme Wirkungsgrad immer schlechter als jeder anders definierte Wirkungsgrad [5]. In Bild 18 sind die Kennlinien des isothermen Wirkungsgrads dargestellt. Während bei einem Druck von 10 bar noch Werte von ca. 45% erreicht werden, sinkt der isotherme Wirkungsgrad bei 30 bar unter 32%. Für die Verdichtung bei 30 bar ist somit ein Leistungsaufwand notwendig, der um ein vielfaches höher als die isotherme Verdichterleistung ist.

Diese schlechten Werte rechtfertigen den Einsatz des Kompressors in diesem Druckbereich nur bei Anwendungen, bei denen der Leistungsaufwand eine untergeordnete Rolle spielt. Ein möglicher Einsatz ist das Füllen von Druckbehältern. Hier arbeitet der Kompressor nur am Ende des Füllvorgangs im hohen Druckbereich. Weitere Einsatzmöglichkeiten sind Anwendungen im Aussetzbetrieb des Kompressors, wenn Druckluft nur zu bestimmten Zeiten zur Verfügung gestellt werden muss. An dieser Stelle sei noch der große Vorteil der einstufigen Verdichtung durch den Wegfall weiterer Verdichterstufen und damit ein hohes Einsparungspotenzial in den Anschaffungskosten der Kompressoranlage zu erwähnen. Ob der Einsatz eines einstufigen Kompressors für Enddrücke bis 30 bar ökonomisch sinnvoll ist, muss damit im Zusammenhang mit dem entsprechenden Einsatzgebiet entschieden werden.

Wie bei der spezifischen Leistung sind auch die isothermen Wirkungsgradkennlinien von der spezifischen Öleinspritzmenge abhängig. Die größte Beeinflussung findet unabhängig vom Systemdruck bei einer Drehzahl von 3.000 1/min statt. Der Kompressor reagiert hier bei zu geringer Öleinspritzmenge sehr empfindlich.

4.4.4. Liefergrad λ_v

Ähnlich wie die spezifische Leistung hängt auch der Liefergrad des Kompressors von den Betriebsparametern Antriebsdrehzahl, Systemdruck und der spezifischen Öleinspritzmenge ab. Den Liefergrad λ_v erhält man durch das Verhältnis von tatsächlicher Liefermenge zu theoretischer Liefermenge. Die Differenz von theoretischer und tatsächlicher Liefermenge entsteht durch die Aufheizung der einströmenden Luft, die Drosselverluste beim Einströmen in den Kompressor und die Undichtigkeiten bzw. Leckspaltverluste in den Zahnlückenräumen (Maschinengröße).

Die bei den Versuchen erreichten Liefergrade sind in Bild 19 dargestellt. Aus Gründen der besseren Übersicht wurden die Kennlinien der Drücke 15 und 25 bar nicht angeführt. Bei einem Druck von 10 bar und einer Drehzahl von 3.000 1/min ergab sich für den Liefergrad ein sehr guter Wert von ca. 82%. Erwartungsgemäß

verringerte sich der Wert bei 30 bar. Trotzdem konnte hier bei einer Drehzahl von 4.200 1/min ein relativ guter Liefergrad von ca. 70% erzielt werden.

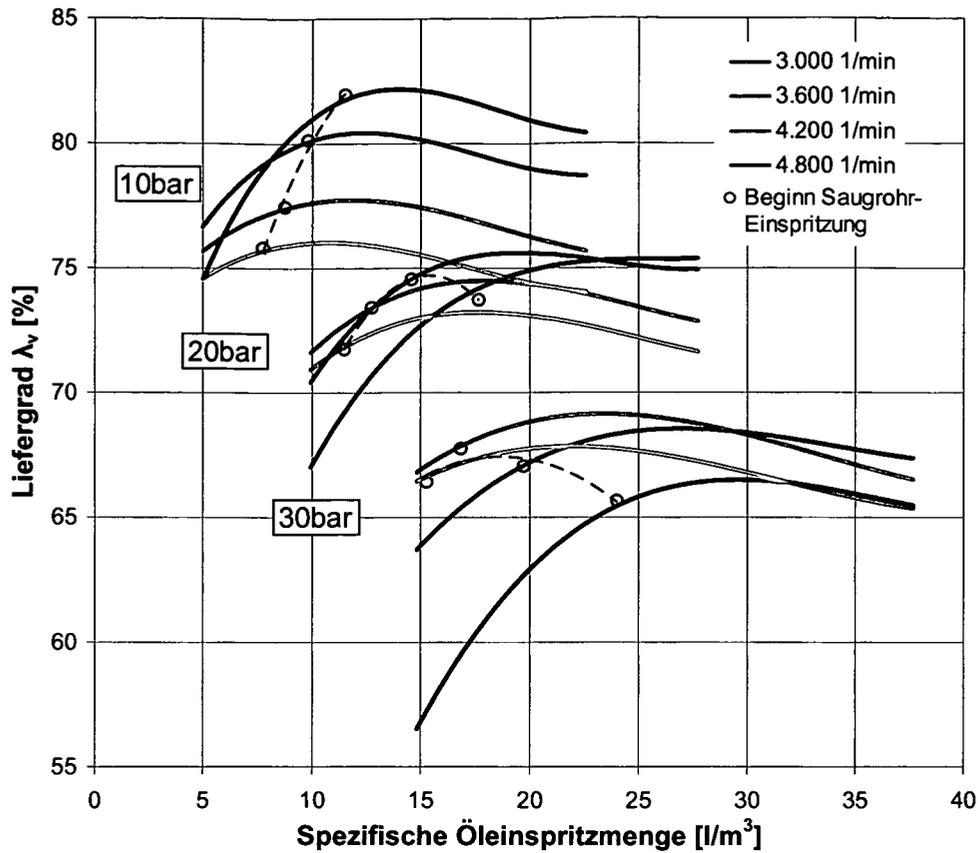


Bild 19: Liefergrad [%]

Die Kennlinie 30 bar und 3.000 1/min lässt vermuten, dass hier die Drehzahl zu gering für gute Liefergradwerte ist. Die relativ lange Verweilzeit des Arbeitsmediums in der Zahnücke in Kombination mit dem hohen Druck begünstigt Leckverluste.

Die mit der kleinen Maschine erreichten Liefergrade lassen auf eine besonders sorgfältige und genaue Fertigung des Kompressors schließen. Somit steht in Bezug auf die erbrachten Liefergrade einer Nutzung des Kompressors für den einstufigen Hochdruckeinsatz bis 30 bar nichts im Weg. Bei der Auslegung der Anlage muss allerdings auf ausreichende Öleinspritzmenge geachtet werden und die Antriebsdrehzahl sollte 3.600 1/min nicht unterschreiten. Der Bestwert von 4200 1/min bei 30 bar ist mit einem Asynchronmotor im Direktantrieb nicht möglich (Netzfrequenz 50 bzw. 60 Hz) und erfordert ein Getriebe oder einen Riementrieb.

4.5. Optimierung der Betriebsparameter

Mit den Ergebnissen der Kennfelduntersuchungen konnte die optimale Öleinspritzmenge für einen bestimmten Systemdruck gefunden werden. Als Basis für die Optimierung diente die spezifische Leistung. Diese Kennzahl gibt den Zusammenhang zwischen erbrachter Fördermenge und dem Leistungsaufwand am besten wieder. Vergleiche können jedoch nur bei gleichem Systemdruck vorgenommen werden.

Die Optimierung erfolgte in zwei Schritten. Wie bereits beschrieben, wurden für jede Kombination der Parameter Drehzahl und Druck Versuche mit acht verschiedenen spezifischen Öleinspritzmengen durchgeführt (siehe Bild 16). Als erster Schritt der Optimierung wurden jeweils aus den acht Werten jene gesucht, bei denen die spezifische Leistung ein Maximum war (Tabelle 3). Somit ergab sich für jede Parameterkombination die dazugehörige optimale spezifische Öleinspritzmenge.

Optimierte Öleinspritzmenge [l/m^3]				
Spezifische Leistung [$(m^3/h)/kW$]				
Druck [bar]	Drehzahl [1/min]			
	3000	3600	4200	4800
10	11,5	10,0	10,0	10,0
	7,14	6,94	6,65	6,52
15	17,5	15,0	12,5	12,5
	5,66	5,57	5,39	5,27
20	22,5	20,0	15,0	15,0
	4,62	4,62	4,52	4,45
25	30,0	22,5	17,5	17,5
	3,81	3,95	3,94	3,86
30	30,0	27,5	22,5	20,0
	3,16	3,28	3,34	3,25

Tab. 3: Ergebnistabelle optimierte spezifische Öleinspritzmenge

Bezüglich der spezifischen Leistung ist ersichtlich, dass die Kennzahl im unteren Druckbereich stärker von der Antriebsdrehzahl abhängig ist als im Hochdruckbereich. Bei 10 bar und 3.000 1/min wird ein Wert von 7,14 (m^3/h)/kW erreicht, welcher bei der höchsten Drehzahl auf einen Wert von 6,52 (m^3/h)/kW sinkt (entspricht 91% vom Bestwert). Die bei öleingespritzten Schraubenkompressoren, mit Druckluft als Arbeitsmedium, für 7 bar Normdruck üblichen Einspritzvolumina von 5 bis 15 l Öl je m^3 angesaugter Luft liefern nur im unteren Druckbereich gute Wirkungsgrade. Ab

ca. 15 bar steigt der Ölbedarf des Kompressors an. Mit einer spezifischen Öleinspritzmenge von $22,5 \text{ l/m}^3$ wurden die besten Ergebnisse im Hochdruckbereich erzielt.

Diese Tabelle kann nun verwendet werden, um den optimalen Betriebspunkt für geforderte Antriebsdrehzahlen zwischen 3.000 und 4.800 1/min einzustellen. Liegt die geforderte Drehzahl zwischen zwei durchgeführten Versuchspunkten, muss die spezifische Öleinspritzmenge interpoliert werden.

Als zweiter Schritt wurde die Antriebsdrehzahl optimiert. Dazu wurde für jeden Systemdruck jene Antriebsdrehzahl ermittelt, bei der die spezifische Leistung am höchsten war. Die grün hinterlegten Felder in der Tabelle kennzeichnen die besten Parameterkombinationen für einen bestimmten Systemdruck. Im Druckbereich von 10 bis 20 bar liefert die Antriebsdrehzahl von 3.000 1/min die besten Wirkungsgrade. Drücke oberhalb von 20 bar benötigen höhere Antriebsdrehzahlen. Somit ergibt sich für 30 bar eine optimierte Parameterkombination von $22,5 \text{ l/m}^3$ spezifischer Öleinspritzmenge und einer Antriebsdrehzahl von 4.200 1/min (Optimum der Wechselwirkung Strömungsverluste und Dichtheit).

Damit wurden für jeden Systemdruck die optimierten Parameter Antriebsdrehzahl und spezifische Öleinspritzmenge gefunden. Diese Informationen finden ihre Anwendung, wenn der Kompressor die meiste Zeit unter konstantem Systemdruck arbeitet. Hier können die optimierten Parameter bei der Auslegung der Anlage berücksichtigt und damit der Leistungsverbrauch minimiert werden.

4.6. Wirkungsgrad bei optimierter Öleinspritzmenge

Die Ergebnisse des letzten Abschnitts ermöglichen die Ermittlung der erreichbaren Wirkungsgrade bei optimierten Betriebsbedingungen. Dazu wurden wieder die Kennzahlen spezifische Leistung, isothermer Wirkungsgrad, innerer Wirkungsgrad und der Liefergrad herangezogen.

4.6.1. Spezifische Leistung

Das Kennfeld der spezifischen Leistung mit optimierter Öleinspritzmenge ist in Bild 20 dargestellt. Es ergibt sich im unteren Druckbereich bis ca. 20 bar eine hohe Abhängigkeit von der Drehzahl, diese nimmt allerdings mit zunehmendem Druck ab. Bei 30 bar Systemdruck bleibt die spezifische Leistung bei Variation der Antriebsdrehzahl nahezu konstant.

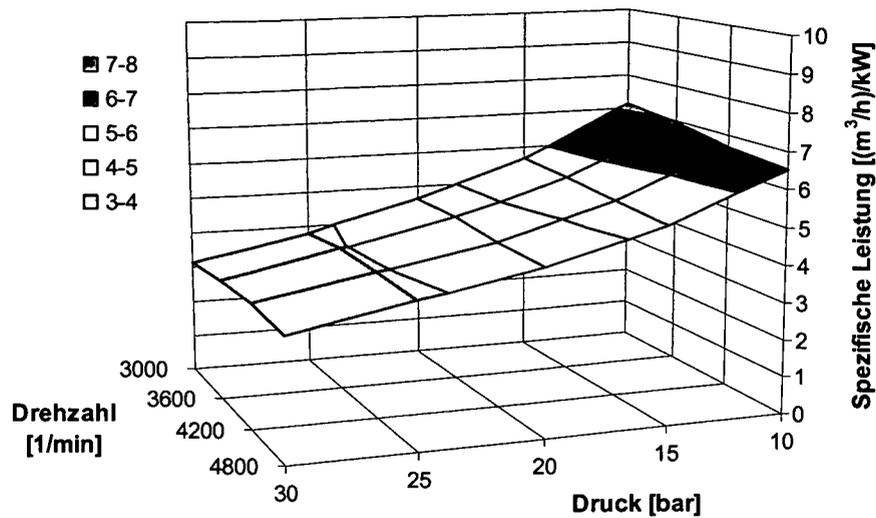


Bild 20: Spezifische Leistung [$\text{m}^3/\text{h}/\text{kW}$] mit optimierter Öleinspritzmenge

Der Zusammenhang von spezifischer Leistung und Systemdruck ist gekennzeichnet durch einen starken Abfall im Bereich geringer Drücke und einer anschließenden Abflachung des Kennfelds im oberen Druckbereich. Ab ca. 20 bar ist der Zusammenhang von spezifischer Leistung und Druck beinahe linear.

4.6.2. Innerer Wirkungsgrad η_i

Der innere Wirkungsgrad als Funktion von Systemdruck und Antriebsdrehzahl ist in Bild 21 dargestellt.

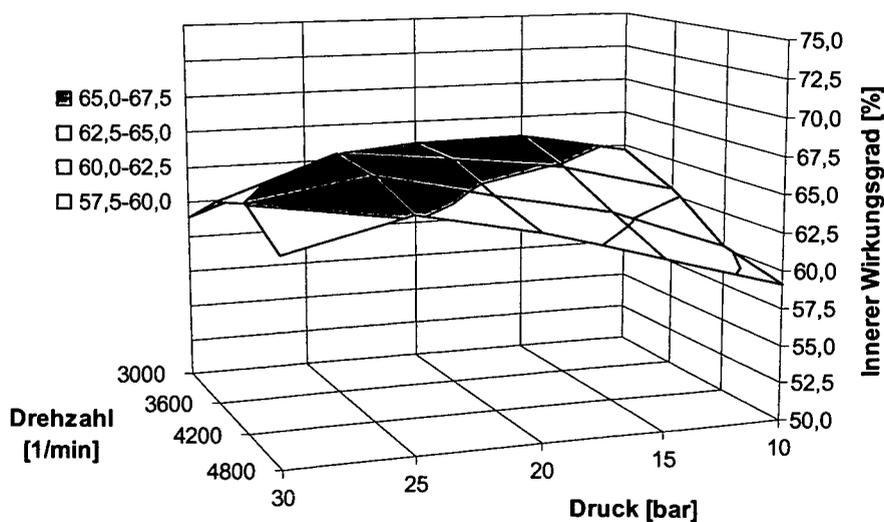


Bild 21: Innerer Wirkungsgrad [%] mit optimierter Öleinspritzmenge

Das Kennfeld unterscheidet sich deutlich von den Kennfeldern der anderen Wirkungsgraddefinitionen. Mit diesem kann anschaulich die Güte der Verdichtung in Bezug auf den definierten Vergleichsprozess (Siehe Kapitel 2.5.3, Seite 12) beurteilt werden. Die blau unterlegten Bereiche des Kennfelds stellen die höchsten Werte des inneren Wirkungsgrads dar. Am schlechtesten schneidet der Betriebspunkt 10 bar und 4.800 1/min ab. Hier dürften die dynamischen Strömungsverluste für einen guten inneren Wirkungsgrad zu hoch sein.

4.6.3. Isothermer Wirkungsgrad η_{iso}

Die Ergebnisse für den isothermen Wirkungsgrad sind in Bild 22 veranschaulicht. Ähnlich wie bei der spezifischen Leistung besteht beim isothermen Wirkungsgrad eine große Abhängigkeit vom Systemdruck. Allerdings kann hier der Zusammenhang über den gesamten Druckbereich als annähernd linear angesehen werden.

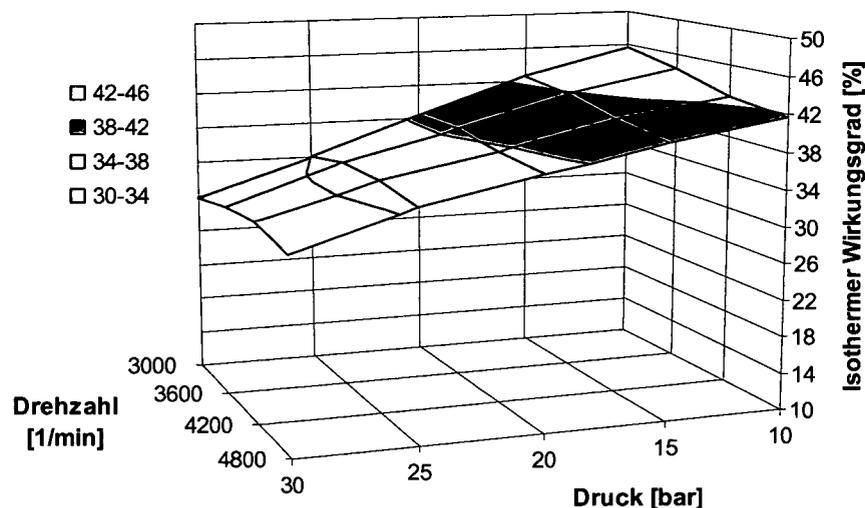


Bild 22: Isothermer Wirkungsgrad [%] mit optimierter Öleinspritzmenge

Während im unteren Druckbereich annehmbare Wirkungsgrade von über 40 % erreicht werden, sinkt bei einem Systemdruck von mehr als 25 bar der Wirkungsgrad unter 35%. Wie bereits erwähnt wurde, ist bei einstufiger Verdichtung in diesem Druckbereich mit einem höheren Leistungsverbrauch als bei einer zwei- bis drei-stufigen Kompressoranlage zu rechnen.

4.6.4. Liefergrad λ_v

Das Kennfeld für den Liefergrad ist in Bild 23 dargestellt. Die erzielten Werte liegen in einem Bereich von 65 % bis 85 %, wobei bis nahezu 30 bar Liefergrade über 70 % erreicht werden konnten. Im unteren Druckbereich wurden die besten Werte mit der geringsten Antriebsdrehzahl von 3.000 1/min erzielt.

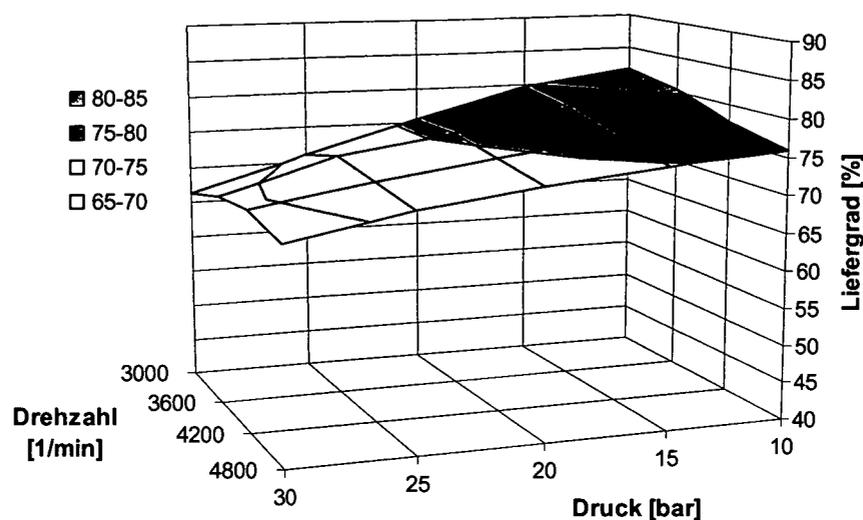


Bild 23: Liefergrad [%] mit optimierter Öleinspritzmenge

Bei 30 bar Systemdruck konnte der höchste Wert für den Liefergrad bei einer Antriebsdrehzahl von 4.200 1/min erreicht werden. Somit wird in diesem Betriebspunkt die Summe aus den dynamischen Strömungsverlusten und den Leckverlusten ein Minimum. Die für eine kleine Maschine guten Werte lassen auf eine hohe Fertigungsgenauigkeit des Kompressors schließen.

5. Auswirkungen der Öleinspritzmenge

5.1. Allgemeines

Der Einsatz des einstufigen öleingespritzten Schraubenkompressors im Hochdruckbereich erfordert hohe spezifische Öleinspritzmengen. Je höher der Verdichtungs- enddruck gewählt wird, umso größere Ölmengen sind erforderlich, um gute Wirkungsgrade zu erreichen und die maximal zulässige Temperatur am Druckstutzen von 120°C nicht zu überschreiten. Neben der intensiven Innenkühlung bewirkt das eingespritzte Öl auch infolge seines hohen Masseanteils eine erhöhte Dichtwirkung in den Leckspalten des Kompressors. Allerdings vergrößern hohe Öleinspritzmengen die Wirbelverluste.

Das Öl benötigt entsprechend seiner eingespritzten Menge einen Volumenanteil in der Zahnluke. Zu beachten ist dabei, dass durch die Inkompressibilität des Öls der Volumenanteil des Öls in der Zahnluke zu Beginn der Kompression wesentlich kleiner ist als am Ende der Kompression. Die Haupteinspritzmenge gelangt nach dem Ansaugende über die Gehäuseeinspritzstelle in die Arbeitsräume des Kompressors. Zusätzlich wird dem Kompressor beim Ansaugen des Arbeitsmediums über die Saugrohreinspritzstelle Öl zugeführt. Die Auswirkung davon wird im pV - Diagramm (Bild 24) deutlich.

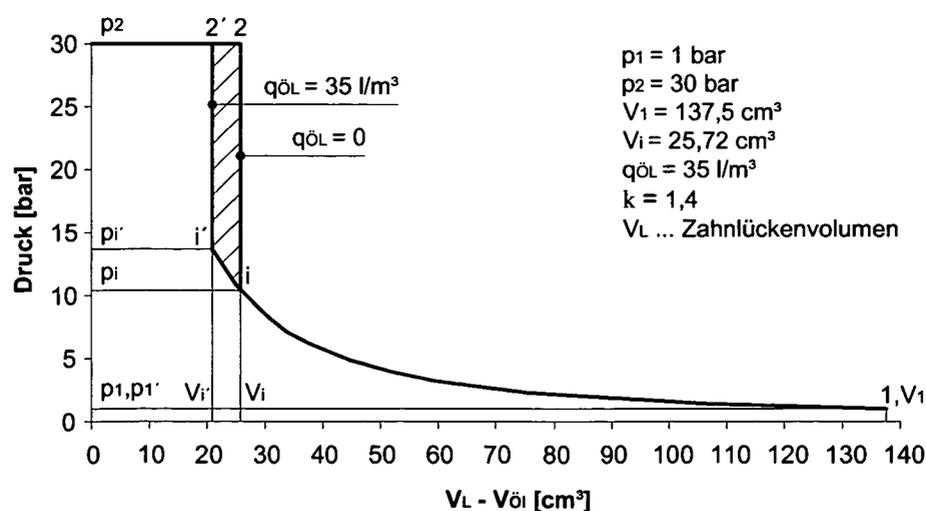


Bild 24: pV - Diagramm für 30 bar und 35 l/m³ Öleinspritzmenge

Der ursprüngliche Vergleichsprozess 1-i-2 geht mit der Berücksichtigung des eingespritzten Ölvolumens in den Vergleichsprozess 1-i'-2' über. Der rechnerische

Polytrophenexponent n ist wesentlich von der Öleinspritzmenge abhängig und wurde hier idealisiert gleich dem Exponent der isentropen Zustandsänderung κ (1,4) gesetzt. Für den Vergleichsprozess 1-i'-2' ist das rein geometrische eingebaute Volumenverhältnis θ zur Beschreibung des Verdichtungs Vorganges nicht sinnvoll. Das Volumen V_i entspricht aufgrund des eingespritzten Öls nicht mehr dem bei Kompressionsende tatsächlich auftretenden Arbeitsraumvolumen. Aus diesem Grund wird ein neuer Kennwert benötigt, welcher die Auswirkungen des eingespritzten Öls auf die Arbeitsraumvolumina bei Kompressionsbeginn und –ende berücksichtigt: das wirksame Volumenverhältnis θ_w .

5.2. Das wirksame Volumenverhältnis θ_w

Das wirksame Volumenverhältnis θ_w stellt die Erweiterung des eingebauten Volumenverhältnisses θ um die pro Zahnücke eingespritzte Ölmenge dar. Das wirksame Volumenverhältnis θ_w ist somit eine Funktion der Öleinspritzmenge und ist keine verdichterspezifische Konstante. Sie wird definiert über:

$$\theta_w = \frac{V_i}{V_i - V_{\text{öl}}} \quad (5.1)$$

Werden Nenner und Zähler mit $z_1 \cdot n_1$ multipliziert und eine spezifische Öleinspritzmenge $q_{\text{öl}}$ definiert, erhält man nach Umformungen das Ergebnis für das wirksame Volumenverhältnis θ_w zu:

$$\theta_w = \frac{\theta}{1 - \theta \cdot q_{\text{öl}}} \quad (5.2)$$

$$q_{\text{öl}} = \frac{Q_{\text{öl}}}{Q_{\text{th}}} = \frac{V_{\text{öl}} \cdot z_1 \cdot n_1}{V_1 \cdot z_1 \cdot n_1} \quad (5.3)$$

Wobei:

$q_{\text{öl}}$spezifische Öleinspritzmenge [l/m³]

$Q_{\text{öl}}$Öleinspritzmenge [l/min]

Q_{th}theoretische Liefermenge [m³/min]

Die Auswirkung einer hohen Öleinspritzmenge auf das wirksame Volumenverhältnis θ_w wird in Bild 25 veranschaulicht. Ist bei geringen eingespritzten spezifischen Ölmenge der Einfluss noch sehr gering, so weicht beim Versuchsverdichter bei

35 l/m³ Öleinspritzmenge das wirksame Volumenverhältnis θ_w vom eingebauten Volumenverhältnis θ bereits um 23% ab.

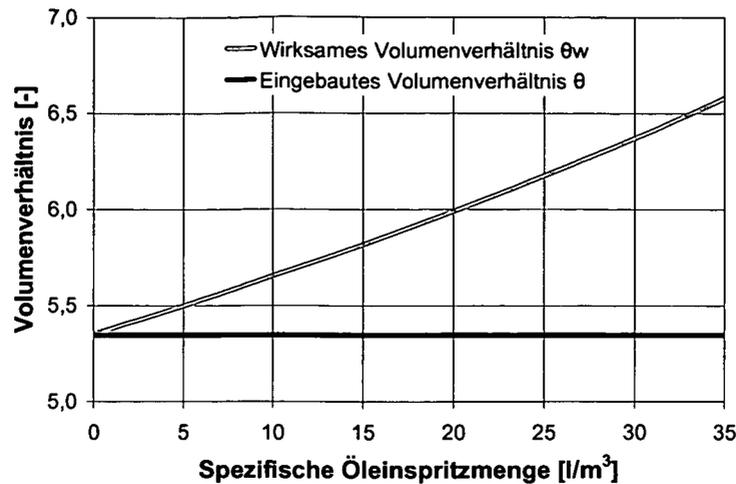


Bild 25: Wirksames Volumenverhältnis θ_w

Die Druckverhältnisse der beiden Vergleichsprozesse errechnen sich mit Hilfe der Volumenverhältnisse für den Isentropenexponent κ bei ideal dichter Maschine zu:

$$\frac{p_i}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_i} \right)^\kappa \quad \frac{p_r}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_r} \right)^\kappa \quad (5.4)$$

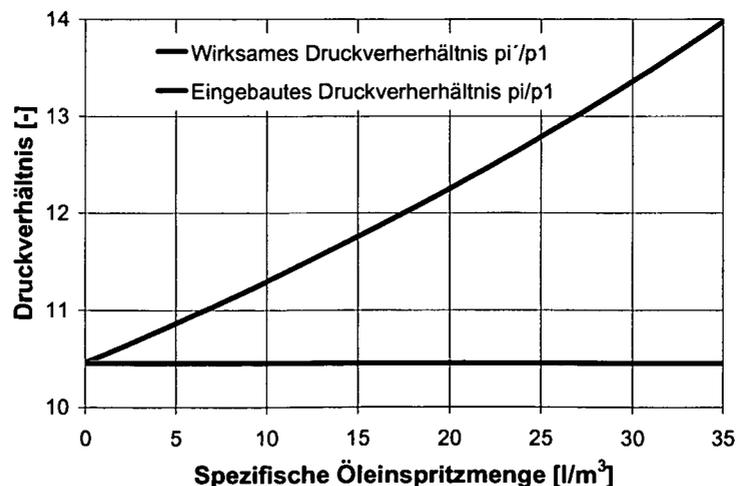


Bild 26: Eingebautes und wirksames Druckverhältnis bei $n = \kappa = 1,4$ und 30 bar

Die Erhöhung der inneren Verdichtung mit zunehmender Öleinspritzmenge wird in Bild 26 veranschaulicht. Bei 35 l/m³ Öleinspritzmenge und einem Polytropenexponent $n = \kappa = 1,4$ wird das wirksame Druckverhältnis um 34% höher als das eingebaute Druckverhältnis.

5.3. Arbeitsaufwand der Vergleichsprozesse

Vergleichsprozess 1-i-2 [5]

$$W_t = \frac{n}{n-1} * p_1 * V_1 * \left[\left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + (p_2 - p_i) * V_2 \quad (5.5)$$

Oder:

$$W_t = p_1 * V_1 * \left[\frac{n}{n-1} * \left(\frac{1}{n} * \theta^{n-1} - 1 \right) + \frac{p_2}{p_1} * \frac{1}{\theta} \right] \quad (5.6)$$

Vergleichsprozess 1-i'-2'

$$W_{t'} = \frac{n}{n-1} * p_1 * V_1 * \left[\left(\frac{p_{i'}}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + (p_2 - p_{i'}) * V_{i'} \quad (5.7)$$

Mit:

$$\theta = \frac{V_1}{V_i} \quad \theta_w = \frac{V_1}{V_{i'}} \quad q_{\dot{O}l} = \frac{V_{\dot{O}l}}{V_1}$$

$$V_{\dot{O}l} = V_i - V_{i'}$$

$$\frac{p_i}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_i} \right)^n = \theta^n \quad \frac{p_{i'}}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_{i'}} \right)^n = \theta_w^n$$

Der Arbeitsaufwand $W_{t'}$ ergibt sich mit Glg. 5.6 zu:

$$W_{t'} = p_1 * V_1 * \left\{ \frac{n}{n-1} * \left[\frac{1}{n} * \theta_w^{n-1} - 1 \right] + \frac{p_2}{p_1} * \frac{1}{\theta_w} \right\} \quad (5.8)$$

Oder mit der Definition für θ_w (Glg. 5.2):

$$\boxed{W_t' = p_1 * V_1 * \left\{ \frac{n}{n-1} * \left[\frac{1}{n} * \left(\frac{\theta}{1-\theta * q_{\dot{O}l}} \right)^{n-1} - 1 \right] + \frac{p_2}{p_1} * \frac{1-\theta * q_{\dot{O}l}}{\theta} \right\}} \quad (5.9)$$

Arbeitsersparnis

Die theoretische Arbeitsersparnis ΔW_t für die ideale Maschine (dicht und keine Strömungsverluste) errechnet sich aus der Differenz der beiden Vergleichsprozesse 1-i-2 und 1-i'-2 zu:

$$\Delta W_t = W_t - W_t' \quad (5.10)$$

$$\Delta W_t = p_1 * V_1 * \left\{ \frac{n}{n-1} * \left[\frac{1}{n} * \theta^{n-1} - 1 \right] + \frac{p_2}{p_1} * \frac{1}{\theta} - \frac{n}{n-1} * \left[\frac{1}{n} * \left(\frac{\theta}{1-\theta * q_{\dot{O}l}} \right)^{n-1} - 1 \right] - \frac{p_2}{p_1} * \frac{1-\theta * q_{\dot{O}l}}{\theta} \right\}$$

$$\Delta W_t = p_1 * V_1 * \left\{ \frac{1}{n-1} * \left[\theta^{n-1} - \left(\frac{\theta}{1-\theta * q_{\dot{O}l}} \right)^{n-1} \right] + \frac{p_2}{p_1} * \left(\frac{1}{\theta} - \frac{1-\theta * q_{\dot{O}l}}{\theta} \right) \right\}$$

$$\boxed{\Delta W_t = p_1 * V_1 * \left\{ \frac{\theta^{n-1}}{n-1} * \left[1 - \frac{1}{(1-\theta * q_{\dot{O}l})^{n-1}} \right] + \frac{p_2}{p_1} * q_{\dot{O}l} \right\}} \quad (5.11)$$

Für einen gegebenen Kompressor ist die theoretische Arbeitsersparnis ΔW_t eine Funktion in Abhängigkeit vom Systemdruck p_2 und der spezifischen Öleinspritzmenge $q_{\dot{O}l}$. Sie ist im pV - Diagramm darstellbar (vgl. Bild 24 Seite 44 schraffierte Fläche).

5.4. Leistungseinsparung ΔP_t

Die Leistungseinsparung ΔP_t errechnet sich mit der Arbeitseinsparung ΔW_t wie folgt:

$$\Delta P_t = \Delta W_t * z_1 * n_1 \quad (5.12)$$

$$\Delta P_t = p_1 * Q_{th} * \left\{ \frac{\theta^{n-1}}{n-1} * \left[1 - \frac{1}{(1 - \theta * q_{öl})^{n-1}} \right] + \frac{p_2 * q_{öl}}{p_1} \right\} \quad (5.13)$$

Für verschiedene Systemdrücke ist die theoretische Leistungseinsparung ΔP_t in Abhängigkeit der spezifischen Öleinspritzmenge in Bild 27 dargestellt.

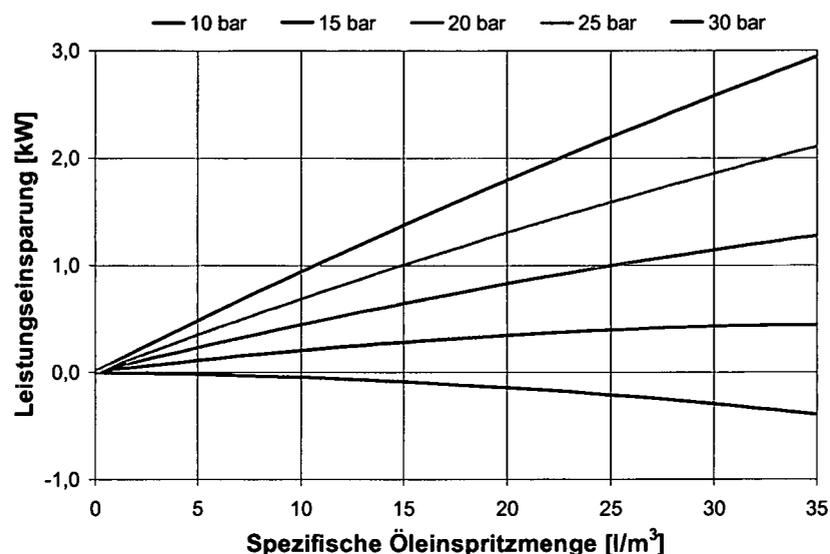


Bild 27: Theoretische Leistungseinsparung ΔP_t bei 3.600 1/min, $n = \kappa = 1,4$

Bei niedrigem Systemdruck ist die theoretische Leistungseinsparung gering (vgl. Bild 27). Aus diesem Grund wird der thermodynamische Zusammenhang zwischen Öleinspritzmenge und Volumenverhältnis bzw. inneres Druckverhältnis in der Fachliteratur nicht berücksichtigt. Bei einem Systemdruck von 10 bar und dem hohen eingebauten Volumenverhältnis tritt sogar erhöhter Leistungsbedarf auf. Dieser Umstand basiert auf der Tatsache, dass hier der Kompressor zuerst höher als der Systemdruck verdichtet und nach Überfahren der Auslasssteuerkanten der Druck des Arbeitsmediums auf den Systemdruck expandiert werden muss. In der gegebenen Anwendung der einstufigen Hochdruckkompression spielt der beschriebene Zusammenhang allerdings eine wesentliche Rolle und trägt - soweit nicht die höheren Wirbelverluste die Leistungseinsparung kompensieren - zu einem guten Gesamtwirkungsgrad der Kompressoranlage bei.

6. Temperaturmessungen in der Messstrecke

6.1. Allgemeines

Das erzielbare Verdichtungsverhältnis einer Kompressorstufe wird vorwiegend durch die Verdichtungsendtemperatur begrenzt. Wird Luft als Arbeitsmedium verwendet, sollte die Temperatur am Druckstutzen des Kompressors laut Vorschrift 100°C nicht überschreiten, 120°C sind bei synthetischen Ölen allerdings erprobt. Bei zu hohen Temperaturen besteht die Gefahr von Ölkoksbildung, die sich in Schichten an Bauteiloberflächen ablagern kann. In Verbindung mit heißer Druckluft können Verpuffungen und Brände entstehen [4].

Die durch den Verdichtungsprozess erhitzte Druckluft gibt bereits im Kompressor einen Teil der entstandenen Wärme an das Kühlöl ab. Die Wärmeabgabe setzt sich am Druckstutzen des Kompressors fort. Wärmetechnische Untersuchungen im Kompressor sind durch die komplexen Geometrien der Bauteile und der kurzen Verweilzeiten der Phasen Druckluft und Kühlöl schwierig [14,15]. Deshalb ist das wärmetechnische Verhalten der Zweiphasenströmung am Druckstutzen des Kompressors von großem Interesse.

Für experimentelle Untersuchungen wurde eine Messstrecke am Druckstutzen des Kompressors vorgesehen. Die Messstrecke ist als horizontales Rohr ausgeführt und mit mehreren Temperaturmessstellen versehen. Mit diesen können einerseits die Temperaturverteilung über den Leitungsquerschnitt und andererseits die Temperaturänderungen in Abhängigkeit einer definierten Weglänge untersucht werden. Die Temperaturverteilung über den Rohrquerschnitt lässt Rückschlüsse auf die Strömungsform zu, welche allerdings messtechnisch nur schwer erfasst werden kann. Die Temperaturänderungen über die definierte Rohrlänge (Abstand zwischen den Temperatursensoren) hängen direkt mit der Wärmeübertragung zwischen den Phasen Druckluft und Kühlöl zusammen.

6.2. Messaufbau

In Bild 28 ist die Messstrecke - angeordnet zwischen Kompressorausgang und Grobabscheider - dargestellt. Die Messstrecke besteht aus einem Stahlrohr mit 40 mm Innendurchmesser. Der gesamte Bereich zwischen Druckstutzen und Grobabscheider-Eingang wurde mit insgesamt 40 mm PE-Isolierung ummantelt. Um den

Luftstrom der Motorkühlung von den Temperaturmessstellen fern halten zu können, wurde zusätzlich ein Schutzblech montiert.

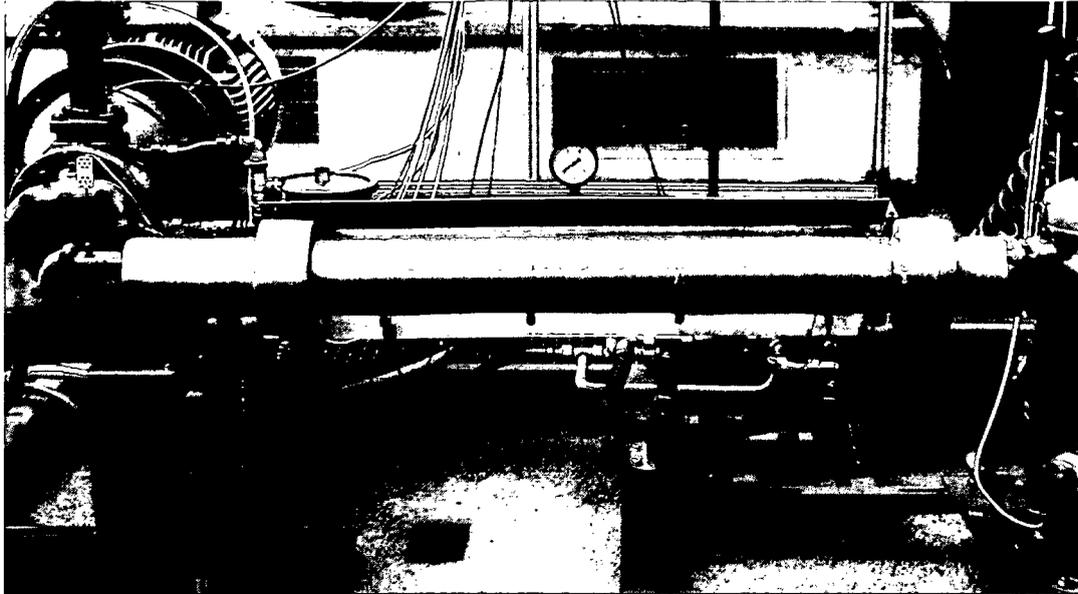


Bild 28: Isolierte Messstrecke

Die Anordnung und Ausführung der Temperaturmessstellen in der Messstrecke ist in Bild 29 ersichtlich. Für die Untersuchungen wurden in einem Abstand von 700 mm zwei Messstellen gewählt. Die Distanz zwischen erster Messstelle und Kompressor- ausgang beträgt 350 mm und dient als Einlaufstrecke zur Ausbildung der Zweiphasenströmung.

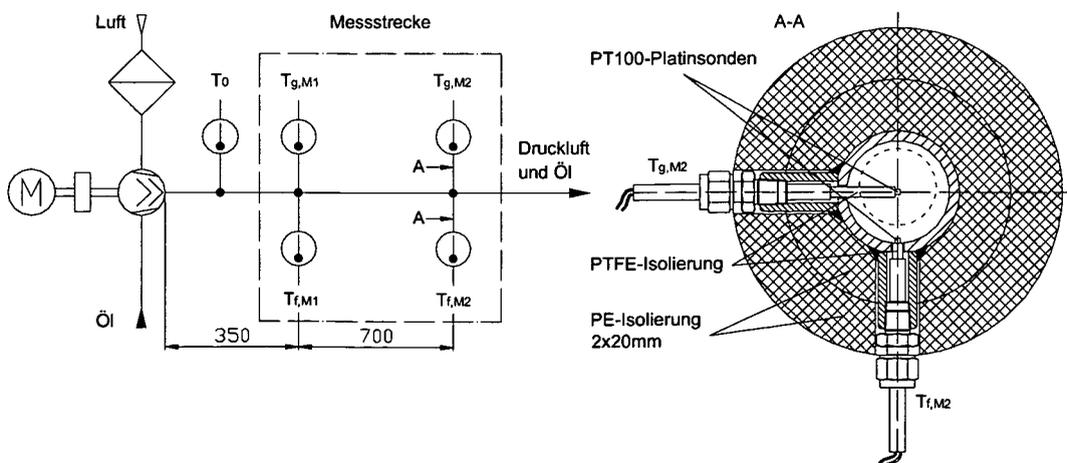


Bild 29: Temperaturmessstellen in der Messstrecke

Insgesamt befinden sich vier Temperatursensoren in der Messstrecke, wobei zwei Sensoren die Temperatur an der Rohrwand (Index f) und zwei Sensoren die Temperatur in der Rohrmitte (Index g) messen. Die Sensoren sind durch PTFE-Hülsen vor unerwünschter Wärmeleitung und Verfälschung der Temperaturmessung weitgehend geschützt.

6.3. Versuchsdurchführung

Als Erstes werden die Lab-VIEW Programme des Prüfstands-PCs und des Messstrecken-PCs geladen. Anschließend wird eine neue Textdatei geöffnet und die beiden Computer über ein Netzwerk miteinander verbunden. Ab diesem Zeitpunkt werden sämtliche Messdaten beider PCs gemeinsam in der Textdatei gespeichert. Nun wird über ein Bedienelement am Bildschirm des Messstrecken-PCs ein Offset-Abgleich aller Temperatursensoren vorgenommen, wodurch alle Temperatursensoren vor Inbetriebnahme des Kompressors die gleiche Temperatur anzeigen.

Jetzt wird die Anlage in Betrieb genommen und die vorgesehenen Betriebsparameter werden eingestellt. Allmählich wird in der Anlage Druck aufgebaut und das Kühllöl beginnt zu zirkulieren. Die während der Startphase aufgenommenen Temperaturkurven der Messstreckensensoren sind in Bild 30 dargestellt. Der Zeitraum zwischen dem Einschalten des Kompressors und dem Beginn der Öleinspritzung ist durch einen raschen Anstieg der Temperaturen in der Messstrecke gekennzeichnet, wobei dieser bei den in der Rohrmitte angeordneten Temperatursensoren $T_{g,M1}$ und $T_{g,M2}$ (siehe Bild 29) besonders hoch ist.

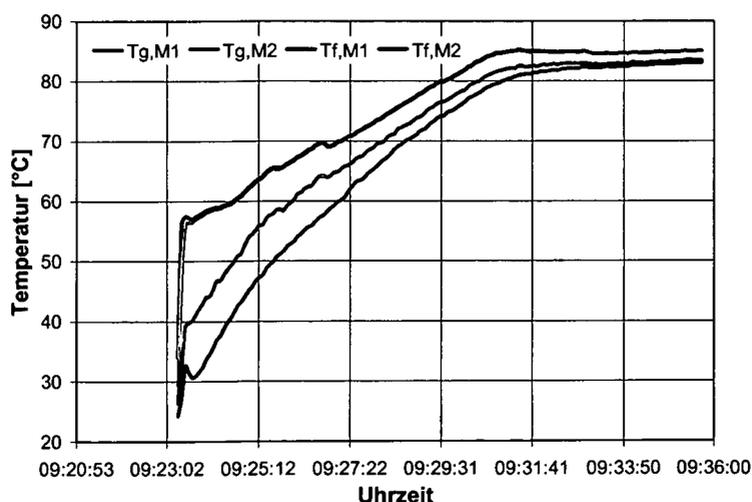


Bild 30: Temperaturverhalten der Zweiphasenströmung in der Startphase

Die Temperaturwerte der beiden Sensoren $T_{g,M1}$ und $T_{g,M2}$ sind von Beginn an beinahe ident. Anders verhält es sich bei den Sensoren, die im Bereich der Rohrwand angeordnet sind ($T_{f,M1}$ und $T_{f,M2}$). Bei diesen besteht anfangs ein deutlicher Unterschied zwischen den Messwerten, der allerdings mit zunehmender Versuchsdauer immer kleiner wird. Der Grund dafür ist, dass die Erwärmung des Messrohres an der zweiten Messstelle ($T_{f,M2}$) aufgrund des größeren Abstandes zum Kompressor zeitlich verzögert erfolgt.

In der anschließenden Aufwärmphase wird die Kompressoranlage auf stationäre Betriebsbedingungen gebracht. Erst wenn sich die Temperaturen in der Messstrecke um nicht mehr als 1°C innerhalb von 5 Minuten ändern, kann mit der Versuchsdurchführung begonnen werden.

Die eigentliche Messdatenerfassung dauerte 5 Minuten, wobei Beginn und Ende durch die Eingabe und die Löschung eines Vermerks am Bildschirm des Prüfstands-PCs festgelegt wurden. Die Auswertung der Messwerte erfolgte entsprechend der bei den Kennfelduntersuchungen angewandten Vorgehensweise.

6.4. Ergebnisse Temperaturmessungen in der Messstrecke

Die Ergebnisse der Temperaturmessungen in der Messstrecke, die für die jeweiligen Systemdrücke bei optimierter Öleinspritzmenge und optimierter Antriebsdrehzahl ermittelt wurden, sind in Bild 31 zusammengefasst.

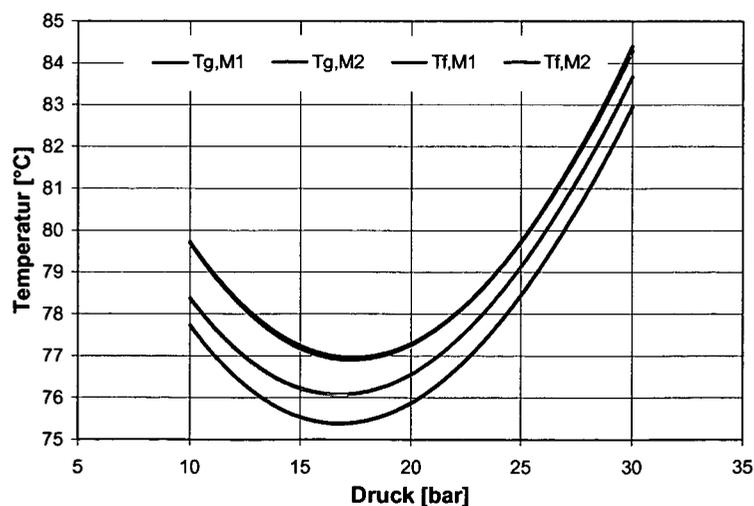


Bild 31: Temperaturverteilung und Temperaturänderung bei optimierter Öleinspritzmenge und Antriebsdrehzahl

Unabhängig vom Systemdruck ergibt sich eine Temperaturverteilung über den Leitungsquerschnitt, die zeigt, dass die Temperatur in der Rohrmitte 1 bis 2 % höher ist als an der Rohrwand (vgl. Bild 31). Somit muss der heiße Gasanteil in der Rohrmitte überwiegen. Allerdings kann davon ausgegangen werden, dass in der Rohrmitte auch Kühlöl mitströmt, da die Temperaturen hier ansonsten wesentlich höher sein müssten. Der Ölanteil kann dabei in tropfenform und als Önebel vorliegen.

Die auftretenden Temperaturen in der Messstrecke hängen im Wesentlichen vom Systemdruck und der eingespritzten Ölmenge ab. Im Druckbereich zwischen 15 und 20 bar tritt bei allen Temperaturkurven ein Minimum auf. Unterhalb von 15 bar ist die niedrigere optimierte Öleinspritzmenge für die höheren Temperaturen verantwortlich. Während bei 10 bar $11,5 \text{ l/m}^3$ eingespritzt wurden, mussten bei 15 bar bereits $17,5 \text{ l/m}^3$ eingespritzt werden. Bei Drücken über 20 bar ist ebenfalls ein Ansteigen der Temperaturen festzustellen. Das beruht auf dem Gleichbleiben der spezifischen Öleinspritzmenge von $22,5 \text{ l/m}^3$ bei steigendem Druck, was zu steigenden Verdichtungs- und Endtemperaturen führt.

Während die Temperaturkurven $T_{g,M1}$ und $T_{g,M2}$ (Sensoren in der Rohrmitte) beinahe ident sind, weichen die Temperaturkurven $T_{f,M1}$ und $T_{f,M2}$ (Sensoren im Bereich der Rohrwand) voneinander ab. Vermutlich strömen bei der vorliegenden Zweiphasenströmung die Gasphase in der Rohrmitte und die Ölphase an der Rohrwand, wobei die Strömungsgeschwindigkeit der Gasphase erheblich höher ist als die der Ölphase. Deshalb fällt die Temperaturänderung des Ölanteils in der Gasphase gering aus und die gemessenen Temperaturen $T_{g,M1}$ und $T_{g,M2}$ sind fast gleich. Die Ölphase erwärmt sich durch die Wärmeübertragung mit der heißen Gasphase.

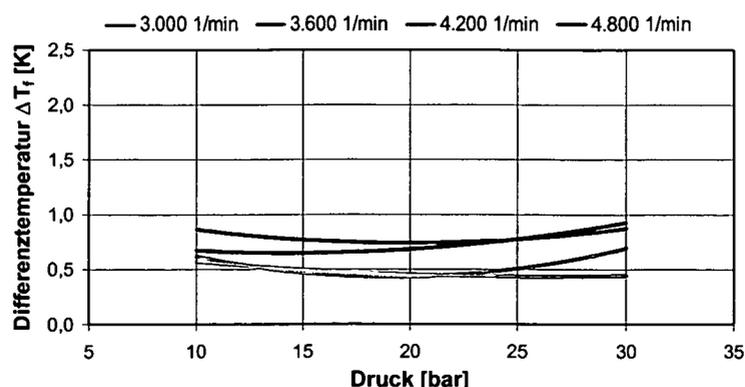


Bild 32: Temperaturänderung der Ölphase bei optimierter Öleinspritzmenge

Die Temperaturzunahme der Ölphase zwischen den beiden Messstellen bei unterschiedlichen Drehzahlen und optimierter Öleinspritzmenge ist in Bild 32 veranschaulicht. Die Differenztemperaturen errechnen sich aus den Messwerten der Sensoren $T_{f,M1}$ und $T_{f,M2}$ (siehe Bild 29 Seite 51). Die Distanz zwischen den Sensoren beträgt 700 mm. Die gemessene Erwärmung der Ölphase in der Messstrecke liegt zwischen 0,4 und 1°C.

Wie bereits erwähnt wurde, muss sich in der Druckluftphase ein bestimmter Ölanteil befinden. Die gemessenen Temperaturen $T_{g,M1}$ und $T_{g,M2}$ sind daher viel geringer als die tatsächliche zu erwartende Drucklufttemperatur. Aus diesem Grund können die genaue Drucklufttemperatur sowie deren Abkühlung zwischen den Messstellen messtechnisch direkt nicht bestimmt werden.

7. Drucklufttemperatur am Druckstutzen

7.1. Allgemeines

Da eine messtechnische Bestimmung des Wärmeübergangs von Druckluft auf Kühlöl in der Messleitung nicht möglich war, wurde ein Berechnungsmodell entwickelt. Dazu war die Kenntnis der Drucklufttemperatur am Kompressorausgang erforderlich.

7.2. Berechnung der Drucklufttemperatur

7.2.1. Allgemeines

Zur Bestimmung der Drucklufttemperatur am Druckstutzen des Kompressors wurde ein Kontrollvolumen über dem Kompressor gebildet (Bild 33).

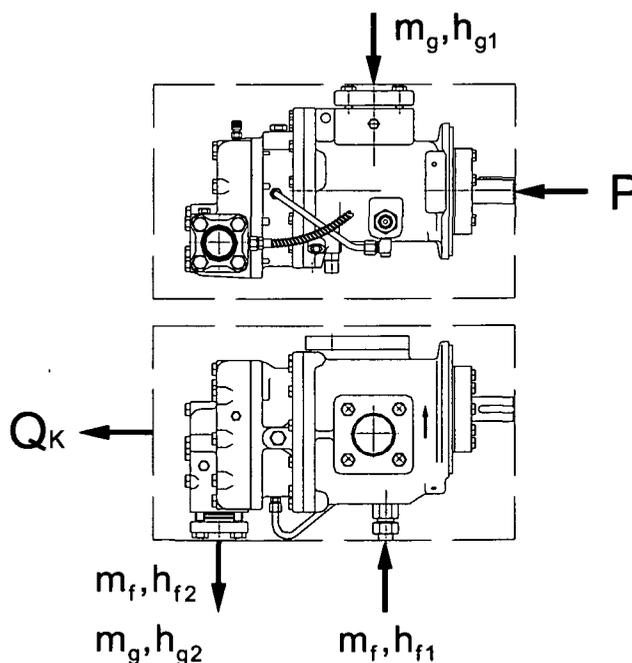


Bild 33: Kontrollvolumen über Kompressor

Es wurde eine homogene Temperaturverteilung der beiden Phasen angenommen. Mit den gemessenen Ein- und Ausgangsparametern lässt sich mit Hilfe der Leistungsbilanzgleichung für stationäre Fließprozesse die Lufttemperatur am Kompress-

sorausgang errechnen [17]. Der Kompressor wird von zwei zeitlich stationären Stoffströmen, Kühllöl und Druckluft, durchflossen. Bei einem stationären Fließprozess bleibt der Energieinhalt der Materie im Kontrollraum trotz Zu- und Abfluss zeitlich konstant. Damit ergibt sich die Leistungsbilanzgleichung nach [17] zu:

$$P - Q_K = \sum_{\text{aus}} m_{\text{aus}} \cdot \left(h + \frac{c^2}{2} + g \cdot z \right)_{\text{aus}} - \sum_{\text{ein}} m_{\text{ein}} \cdot \left(h + \frac{c^2}{2} + g \cdot z \right)_{\text{ein}} \quad (7.1)$$

Für die Berechnung der Enthalpiedifferenzen von Luft und Öl zwischen Ein- und Ausgang des Kompressors werden folgende Idealisierungen angenommen.

7.2.2. Thermodynamisches Verhalten der Luftphase

Für nicht allzu hohe Drücke kann Luft als ideales Gas angenommen werden. Bei idealen Gasen gehen die thermische und die kalorische Zustandsgleichung in die einfachen Grenzesetze [17]:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad \text{und} \quad u = u(T) \quad (7.2)$$

über. Die spezifische Enthalpiedifferenz ist definiert mit der Gleichung:

$$h_{g2} - h_{g1} = c_{pgm} \cdot (T_{g2} - T_{g1}) \quad (7.3)$$

c_{pgm} Mittlere spezifische Wärme der Luft [J/kgK]

7.2.3. Thermodynamisches Verhalten der Ölphase

Reale Flüssigkeiten können als inkompressibel angenommen werden. Daraus ergibt sich die einfache thermische Zustandsgleichung [17]:

$$v_f = v_{f0} = \text{const.} \quad (7.4)$$

Für ein inkompressibles Fluid stimmen isobare und isochore spezifische Wärmekapazität c_f überein [17]. Es ist weiters nicht notwendig, die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität zu berücksichtigen und mit konstantem c_f zu rechnen. Die Gleichung für die spezifische Enthalpiedifferenz ergibt sich somit zu:

$$h_{f2} - h_{f1} = c_f \cdot (T_{f2} - T_{f1}) + \frac{1}{\rho_f} * \Delta p_f \quad (7.5)$$

7.2.4. Leistungsbilanz für stationäre Fließprozesse

Wird die Änderung der kinetischen Energie vernachlässigt, ergibt sich die Leistungsbilanzgleichung für den vorliegenden Fall zu:

$$P - Q_K = m_f \cdot (h_{f2} - h_{f1}) + m_g \cdot (h_{g2} - h_{g1}) \quad (7.6)$$

Mit den obigen Gleichungen lässt sich die unbekannte Drucklufttemperatur am Kompressoraustritt $T_{g,M1}^*$ (Messstelle M1) ausdrücken:

$$T_{g,M1}^* = T_{g,SR} + \frac{P - Q_K - m_f \cdot \frac{1}{\rho_f} \cdot \Delta p_f - m_f \cdot c_f \cdot (T_{f,M1} - T_{f,ES})}{m_g \cdot c_{pgm}} \quad (7.7)$$

Stoffwerte [17]:

$$c_f = 1958 \text{ J/kgK}$$

$$c_{pgm} = 1006,5 \text{ J/kgK}$$

Für die weitere Berechnung noch unbekannt ist der Wärmestrom vom Kompressorgehäuse an die Umgebung Q_K .

7.2.5. Berechnung des Wärmestroms Q_K

Die direkte Kopplung des Kompressors mit dem Antriebsmotor bewirkt einen durch den Lüfter des Motors erzwungenen konvektiven Wärmetransport vom Kompressorgehäuse zur Umgebung. Man kann annehmen, dass die abgeführte Wärme je nach Antriebsdrehzahl und Oberflächentemperatur des Kompressorgehäuses unterschiedlich hoch ausfällt. Für das Berechnungsmodell wurde der Kompressor näherungsweise durch eine Kugel in einer Parallelströmung ersetzt (Bild 34). Zusätzlich auftretende Wärmeströme (Wärmestrahlung und -leitung) wurden vernachlässigt.

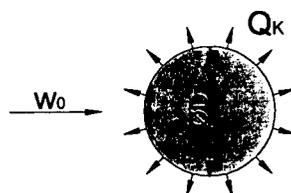


Bild 34: Modell für konvektive Wärmeübertragung

Bestimmung der Anströmgeschwindigkeit

In einem ruhenden Fluid versteht man unter Druck den arithmetischen Mittelwert der Normalspannungskomponenten. Den entsprechenden Wert in einem strömenden Medium bezeichnet man als statischen Druck p . Verzögert man die Strömung isentrop auf die Geschwindigkeit null, so steigt der Druck auf einen Maximalwert an, den man Totaldruck p_t nennt. Die Differenz zwischen Totaldruck und statischem Druck wird als dynamischer Druck p_d oder Staudruck bezeichnet [18].

$$p_d = p_t - p \quad (7.8)$$

Der dynamische Druck ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit. Der Zusammenhang zwischen dynamischem Druck p_d und Strömungsgeschwindigkeit w_0 lässt sich aus der Energiegleichung herleiten [18]. Für den dynamischen Druck p_d folgt dann:

$$p_d = \rho * \frac{w_0^2}{2} \quad (7.9)$$

Diese Gleichung kann für Machzahlen $Ma \leq 0,2$ mit einem maximalen Fehler für den dynamischen Druck p_d von 1% verwendet werden. Bei Machzahlen $Ma > 0,2$ muss auf die Kompressibilität des Strömungsmediums eingegangen werden.

Die Anströmgeschwindigkeit für die verschiedenen Antriebsdrehzahlen wurde mit Hilfe einer Pitotrohrsonde bestimmt (Bild 35). Diese Strömungssonde dient zur Messung des Totaldruckes. Die Geometrie des Sondenkopfes bestimmt die Empfindlichkeit der Sonde gegenüber Schräganströmung. Bei dem verwendeten Sondenkopf liegt die zulässige Schräganströmung bei ca. $\pm 10^\circ$ [19].

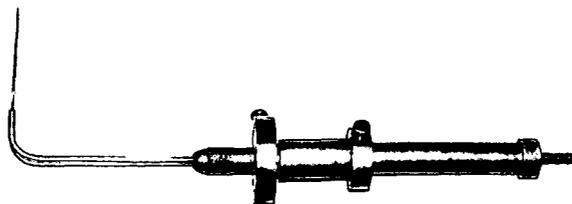


Bild 35: Pitotrohrsonde

Versuchsdurchführung und Messergebnisse

Für die Bestimmung der Anströmgeschwindigkeit w_0 der Gebläseluft wurde die Pitotrohrsonde im Strömungsfeld im Bereich des Kompressorgehäuses platziert. Für jede eingestellte Drehzahl wurde der dynamische Druck p_d mit Hilfe einer Wassersäule abgelesen. Die Messung erfolgte solange, bis sich ein stationärer Zustand für die jeweilige Antriebsdrehzahl eingestellt hatte. Mit Hilfe der aufgenommenen Messwerte konnten nun die dazugehörigen mittleren Anströmgeschwindigkeiten w_0 ermittelt werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Drehzahl [1/min]	mmWS [mm]	p_d [mbar]	W_0 [m/s]
3.000	8	0,8	11,66
3.600	11	1,1	13,67
4.200	14	1,4	15,42
4.800	18	1,8	17,49

Tab. 4: Messergebnisse der Strömungsmessung

Bestimmungsgleichungen für den Wärmeübergang

Der Wärmeübergang von einem festen Körper mit der konstanten Temperatur T_K an ein bewegtes Fluid mit der konstanten Temperatur T_L ist definiert mit:

$$Q_K = \alpha_K * A * (T_K - T_L) \quad (7.10)$$

Die Wärmestromdichte ergibt sich zu:

$$q_K = \frac{Q_K}{A} = \alpha_K * (T_K - T_L) \quad (7.11)$$

Durch die Ähnlichkeitstheorie kann man die Berechnungen auf wenige Kenngrößen reduzieren. Um zu einer einheitlichen Darstellung für den Wärmeübergang zu kommen und somit die Gleichungen der ebenen Platte verwenden zu können, wird eine kennzeichnende Länge gewählt. Allgemein ist die Überströmlänge definiert als Verhältnis aus der Oberfläche A_0 des Körpers und dem am Austausch beteiligten Umfang U_{proj} der Projektionsfläche des Körpers in Strömungsrichtung. Für die Kugel als umströmten Körper ergibt sich die charakteristische Länge zu [20]:

$$L = \frac{D^2 * \pi}{D * \pi} = D \quad (7.12)$$

Wird ein Fluid über einen ruhenden Körper geleitet, verändert sich durch die Viskosität des Fluids das Strömungsbild an der Körperoberfläche in Abhängigkeit der Überströmlänge. Die entstehende Strömungsgrenzschicht wird durch die dimensionslose Reynoldszahl Re beschrieben. Für den Körper Kugel mit der charakteristischen Länge $L = D$ ergibt sich die Reynoldszahl Re_D zu:

$$Re_D = \frac{w_0 * D}{\nu_L} \quad (7.13)$$

Die Reynoldszahl Re_D stellt somit das dimensionslose Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften dar, ist ein Maß für den Strömungszustand, und man kann damit feststellen, ob laminare oder turbulente Grenzschichtströmung vorliegt [20]. Für die Kugel als umströmten Körper gilt:

$1 < Re_D < 10^3$ laminare Grenzschichtströmung
 $10^3 < Re_D < 10^5$ Übergangsbereich
 $10^5 < Re_D < 10^7$ turbulente Grenzschichtströmung

Die Prandtlzahl Pr ist ein Maß für das Verhältnis von Strömungs- und thermischer Grenzschicht [20].

$$Pr = \frac{\nu_L}{a} \quad (7.14)$$

Für ein Fluid mit der Prandtlzahl $Pr = 1$ sind die Dicke der Strömungsgrenzschicht und die der Temperaturgrenzschicht gleich. Dies ist für alle Gasströmungen in etwa gegeben. Der dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient, genannt Nußeltzahl Nu , ist definiert als das Verhältnis der kennzeichnenden Abmessung des Körpers zur Dicke der thermischen Grenzschicht [21]. Für die Kugel als umströmten Körper ergibt sich die Definition der Nußeltzahl Nu_D zu:

$$Nu_D = \alpha_K * \frac{D}{\lambda_L} \quad (7.15)$$

Es zeigt sich, dass die Reynoldszahl, die Prandtlzahl und die Nußeltzahl die erzwungene Konvektion beschreiben. Im überkritischen Bereich, also bei turbulenter Grenz-

schichtströmung, ergibt sich für die Kugel als umströmten Körper folgender Zusammenhang zwischen den Kennzahlen:

$$Nu_{D,turb} = \frac{0,037 * Re_D^{0,8} * Pr}{1 + 2,443 * Re_D^{-0,1} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad [20] \quad (7.16)$$

gültig für: $10^5 < Re_D < 10^7$
 $0,6 < Pr < 10^3$

Mit den obigen Gleichungen ergeben sich somit die Bestimmungsgleichungen für den Wärmestrom Q_K und den Wärmeübergangskoeffizienten α_K bei erzwungener Konvektion für die Kugel als umströmten Körper ($A_K = \pi * D^2$) zu:

$$Q_K = Nu_D * \pi * D * (T_K - T_L) * \lambda_L \quad (7.17)$$

$$\alpha_K = Nu_D * \frac{\lambda_L}{D} \quad (7.18)$$

Stoffwerte [17]:

$$\lambda_{L(75^\circ\text{C})} = 0,02945 \text{ W/mK}$$

$$v_{L(75^\circ\text{C})} = 20,75 * 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho_{L(25^\circ\text{C})} = 1,177 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 0,71$$

$$L = 220 \text{ mm}$$

Ergebnisse Wärmeübertragung durch erzwungene Konvektion

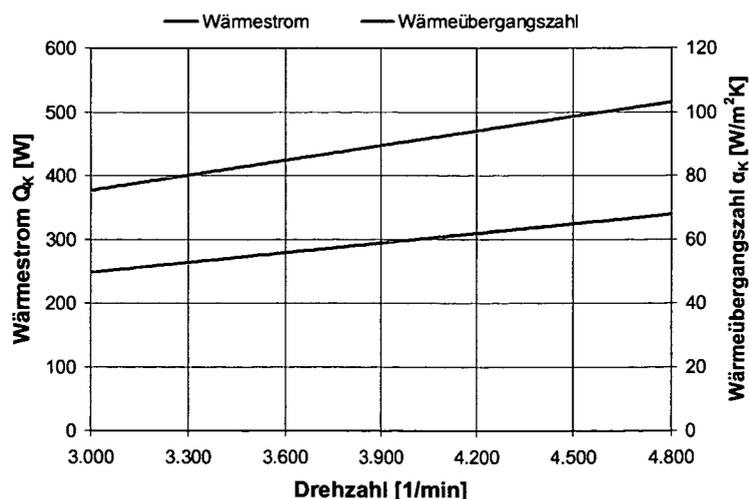


Bild 36: Wärmeübertragung des Kompressorgehäuses an die Umgebung durch erzwungene Konvektion

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Bild 36 dargestellt. Der Wärmestrom Q_K und die Wärmeübergangszahl α_K nehmen offensichtlich linear mit der Antriebsdrehzahl zu. Bei der höchsten Antriebsdrehzahl von 4.800 1/min wird über 500 W Wärme an die Umgebung abgeführt.

7.2.6. Ergebnisse Berechnung der Drucklufttemperatur

Mit den berechneten Werten für den Wärmestrom Q_K sind jetzt alle Größen zur Berechnung der Drucklufttemperatur (Glg. 7.7) bekannt. In Tabelle 5 sind die Ergebnisse der Berechnung für Parameterkombinationen mit optimierter Öleinspritzmenge zusammengefasst. Die Drucklufttemperatur bewegt sich zwischen 120 und 190°C. Der Flammpunkt des verwendeten Schmieröls Mobil SHS 626 (245°C) [22] wird somit in keinem Betriebspunkt überschritten.

Drucklufttemperatur [°C]					
Drehzahl [1/min]	Druck [bar]				
	10	15	20	25	30
3.000	124	128	141	147	172
3.600	121	118	132	131	160
4.200	116	130	149	164	175
4.800	128	143	159	175	194

Tab. 5: Ergebnisse Berechnung der Drucklufttemperatur bei optimierter Öleinspritzmenge

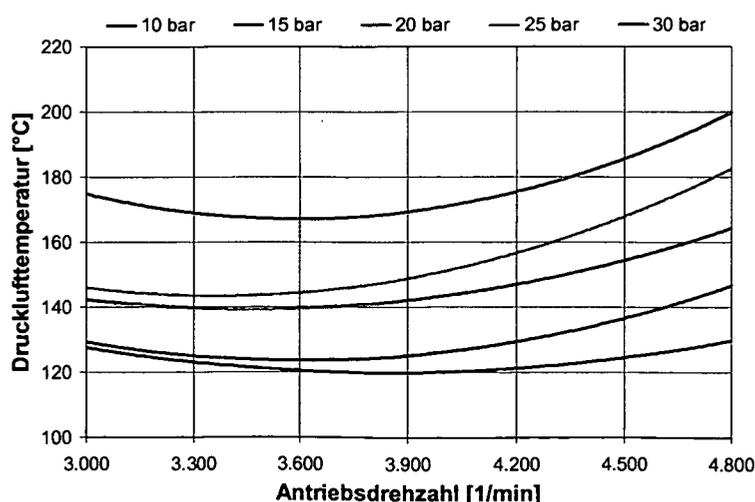


Bild 37: Berechnete Drucklufttemperatur bei optimierter Öleinspritzmenge

Diese Werte können als sehr gut angesehen werden, weil die Zustandsänderung näher bei der isothermen als bei der isentropen Verdichtung liegt. Betrachtet man die Änderung der Drucklufttemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl (bei konstantem Druck), so erkennt man, dass immer ein Minimum der Drucklufttemperatur vorhanden ist (Bild 37).

Die Ergebnisse lassen auf eine gute Kühlwirkung des Öls während der Kompression schließen. Es wird ein Großteil der anfallenden Verdichtungswärme bereits beim Kompressionsvorgang aufgenommen. Damit können einstufige Verdichtungsverhältnisse von 1:30 realisiert werden ohne befürchten zu müssen, die Maschine thermisch zu überlasten. Bei den Versuchen konnte festgestellt werden, dass die Oberflächentemperatur des Kompressors nicht über 80°C anstieg. Auftretende Wärmedehnungen bleiben somit in einem moderaten Rahmen.

7.3. Messung der Drucklufttemperatur

7.3.1. Allgemeines

Die Berechnungsergebnisse der Lufttemperatur am Kompressorausgang sollten nun mit einem geeigneten Messverfahren bestätigt werden. Dazu wurde ein kompakter Ölabscheider mit einer integrierten Filtereinheit direkt am Kompressorausgang angeordnet (siehe Bild 38).

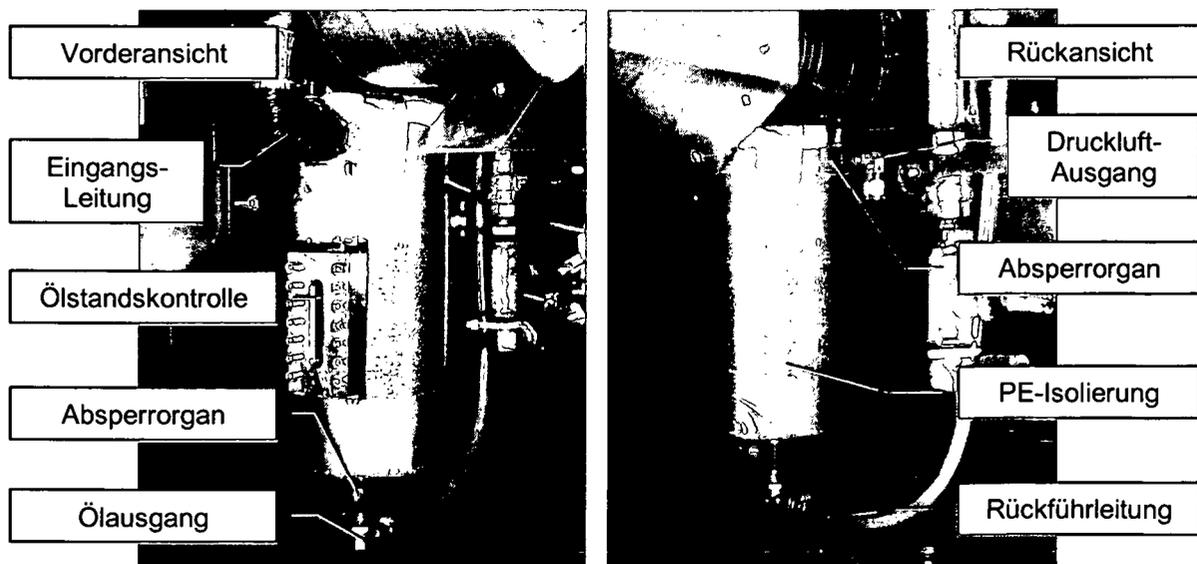


Bild 38: Abscheider- und Filtereinheit für Lufttemperaturmessung

Dieses Gerät soll einerseits die vollständige Trennung der beiden Phasen Druckluft und Öl vornehmen und andererseits möglichst klein ausgeführt sein, um die Abkühlung der Druckluft im Gerät so gering wie möglich zu halten. Die Entnahme der Zweiphasenströmung erfolgt in der Rohrmittle des Druckstutzens am Kompressor.

Damit das Gehäuse der Abscheider- und Filtereinheit möglichst wenig Wärme an die Umgebung abgibt, wurde das gesamte Gerät mit 2 cm PE-Isolierung ummantelt. Es wurden drei Anschlüsse am Gerät vorgesehen. Der erste Anschluss dient der Zufuhr der Zweiphasenströmung, die beiden anderen sind Ausgänge für das abgeschiedene Öl und für die nahezu reine Druckluft. Der Ölausgang ist mit dem Saugstutzen des Kompressors verbunden. Bei der Versuchsdurchführung wurde das abgeschiedene Öl dem Kompressor wieder rückgeführt.

In den Druckluftausgang wurde eine Temperaturmessstelle eingebaut. Der Temperaturfühler (Pt 100) ist genau in der Querschnittsmittle angeordnet und zeichnet sich durch sein kleines Format (2 x 4 x 0,5 mm) aus, wodurch er auf Temperaturänderungen sehr rasch anspricht [23].

Die beiden Ausgänge können über zwei Absperrorgane (Kugelventile) verschlossen werden. Das Absperrorgan beim Druckluftausgang sitzt stromabwärts der Temperaturmessstelle. Damit wird das Aufrechterhalten des in der Anlage vorherrschenden Systemdrucks bei der Temperaturmessstelle garantiert. Das ist wichtig, um ein Verfälschen der Temperaturmessung infolge einer Expansion und einer damit einhergehenden Temperaturabnahme der Druckluft zu verhindern.

7.3.2. Versuchsdurchführung

Der Versuch beginnt mit dem Starten der Kompressoranlage und dem Einstellen der gewünschten Betriebsparameter. Sobald stationäre Betriebsbedingungen vorliegen, kann mit der Versuchsdurchführung begonnen werden.

Die Messung der Drucklufttemperatur beginnt mit dem Öffnen des Absperrorgans am Ölausgang der Abscheider- und Filtereinheit. Das Zweiphasengemisch durchströmt nun die Abscheider- und Filtereinheit und wird über eine Leitung, die mit dem Saugstutzen des Kompressors verbunden ist, dem Kompressor rückgeführt. Die Messeinheit erwärmt sich zunehmend. Anschließend wird das Absperrorgan beim Druckluftausgang leicht geöffnet. Die Druckluft strömt nun durch den Feinfilter zur Temperaturmessstelle und schließlich über das Absperrorgan in die Umgebung. Bei der Einstellung der beiden Absperrorgane wurde bedacht genommen, dass der

Hauptstrom durch den Ölausgang geht. Damit wird das Absinken des Drucks bei der Temperaturmessstelle verhindert. Am Bildschirm des Prüfstands-PCs kann jetzt die gemessene Drucklufttemperatur beobachtet werden. Am Beginn der Messung steigt die Temperatur stark an, bis sie sich nach einiger Zeit langsam einem konstanten Wert nähert.

Für die Messung wird der Kompressoranlage ein Teilstrom entnommen, der ca. 10 % der Gesamtliefermenge ausmacht. Somit wird das Betriebsverhalten der Kompressoranlage nur unwesentlich beeinflusst.

7.3.3. Messergebnisse Drucklufttemperatur

Die gemessenen Drucklufttemperaturen liegen ca. 10 bis 15 % über den in der Messstrecke (siehe Kapitel 6) gemessenen Temperaturen der Gasphase. Es zeigte sich allerdings, dass mit der Abscheide- und Filtereinheit die Druckluft vom Öl nicht zur Gänze getrennt werden konnte. Die ausströmende Druckluft war weiterhin mit einem fein verteilten Ölnebel kontaminiert. Dieser Ölnebel trägt durch seine große Oberfläche zu einem guten Wärmeübergang zwischen Druckluft und Öl bei und beeinflusst somit die Temperaturmessung. Die reine Drucklufttemperatur konnte daher nicht gemessen werden. Mit einem effizienteren Filtersystem können bessere Ergebnisse erwartet werden. Die Größe der Messeinheit sollte allerdings so klein als möglich gehalten werden, um ein Abkühlen der Druckluft in der Messeinheit zu verhindern.

8. Zweiphasenströmung in der Messstrecke

8.1. Bestimmung der Strömungsform

Für die Untersuchung des Wärmeübergangs am Ausgang des Kompressors wird der Phasenverteilungszustand der Druckluft-Kühlöl-Strömung in der Messstrecke benötigt. Bei einer Zweiphasen-Zweikomponentenströmung kann das von einer Phase eingenommene Volumen sehr unterschiedliche Formen annehmen. Die volumetrische Verteilung einer Phase legt allerdings die Verteilung der anderen Phase fest [24].

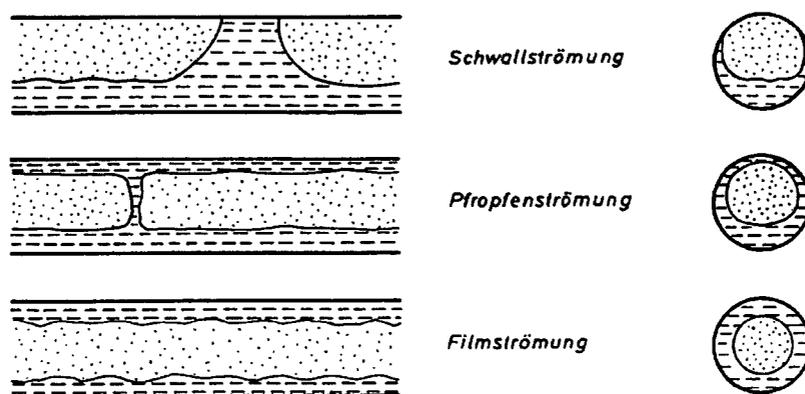


Bild 39: Phasenverteilungszustände [24]

Für die vorliegende Gas-Flüssigkeits-Strömung durch ein horizontales Rohr (Messstrecke) sind unter Berücksichtigung der vorhandenen Massenströme der beiden Phasen Druckluft und Kühlöl die in Bild 39 dargestellten Phasenverteilungszustände am wahrscheinlichsten. Bei der Schwallströmung und der Pfropfenströmung ist die Phasenverteilung diskontinuierlich. Ausgehend von der Schwallströmung wird durch Erhöhung des Gasanteils zuerst die Pfropfenströmung und schließlich bei einem wesentlich höheren Gasdurchsatz die Filmströmung erreicht. Bei der Filmströmung liegt der Verteilungszustand der beiden Phasen in kontinuierlicher Form vor [24].

Für die Ermittlung der Phasenverteilungszustände bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen des Kompressors wurde das von Baker [25] entwickelte und von Schicht [26] überarbeitete Diagramm verwendet. Hierin wird die für den Gasstrom maßgebende dimensionsbehaftete Größe \dot{M}_G [kg/m²s] über die dimensionslose Größe

\dot{M}^* , die im Wesentlichen das Verhältnis der Massenströme für Gas und Flüssigkeit enthält, aufgetragen [24].

$$\dot{M}_G^* = \frac{m_g}{\frac{D^2 * \pi}{4} * \left[\left(\frac{\rho_g}{1,2} \right) * \left(\frac{1000}{\rho_f} \right) \right]} \tag{8.1}$$

$$\dot{M}^* = \frac{m_f}{m_g} * \left[\left(\frac{\rho_g}{1,2} \right) * \left(\frac{1000}{\rho_f} \right) \right]^{\frac{1}{2}} * \frac{7,3 * 10^{-2}}{\sigma_f} * \left[\frac{\eta_f}{10^{-3}} * \left(\frac{1000}{\rho_f} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \tag{8.2}$$

Die Stoffwerte der Fluide sind, damit dimensionsfreie Verhältnisse entstehen, mit denen für Luft bzw. Wasser ins Verhältnis gesetzt [24]. Für die in Kapitel 4.5. bei verschiedenen Kombinationen der Parameter Druck und Antriebsdrehzahl ermittelten optimierten Öleinspritzmengen wurden die Phasenverteilungszustände im horizontalen Rohr am Ausgang des Kompressors bestimmt.

Die Ergebnisse für die dimensionsbehaftete Größe \dot{M}_G^* [kg/m²s] und die dimensionslose Größe \dot{M}^* sind in Tabelle 6 zusammengefasst. Das von Baker vorgeschlagene und von Schicht korrigierte Diagramm zur Ermittlung der Phasenverteilungszustände für eine Gas-Flüssigkeits-Strömung im horizontalen Rohr ist in Bild 40 dargestellt. In dieses Diagramm wurden die maßgebenden Werte aus Tabelle 6 eingetragen.

Bezeichnung	q _f	Q _g	P	p _{0s}	ρ _{g,M1}	η _{f,M1}	m _g	m _f	t _{g,M1}	t _{f,M1}	t _{g,DS}	M _G [*]	M
Einheit	[l/m ³]	[m ³ /h]	[kW]	[bar]	[kg/m ³]	[Pa.s]	[kg/s]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/m ² s]	[1]
Bestimmung	gem.	gem.	gem.	gem.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	gem.	gem.	ber.	ber.
10bar 3.000 1/min	11,41	102	13,77	10,0	8,72	0,0144	0,0333	0,277	127	78,3	78,8	10,09	191
10bar 3.600 1/min	9,60	119	16,93	10,0	8,78	0,0123	0,0390	0,273	124	83,4	83,0	11,77	153
10bar 4.200 1/min	9,98	135	19,55	10,0	8,90	0,0124	0,0443	0,322	118	83,3	83,2	13,27	160
10bar 4.800 1/min	10,05	151	22,70	10,0	8,63	0,0120	0,0492	0,361	131	84,2	84,9	14,99	157
15bar 3.000 1/min	17,27	99	16,88	15,1	13,01	0,0151	0,0324	0,408	130	76,5	77,0	8,04	358
15bar 3.600 1/min	14,82	116	20,53	15,1	13,37	0,0135	0,0380	0,411	120	80,7	80,7	9,31	299
15bar 4.200 1/min	12,38	133	23,76	15,0	12,90	0,0120	0,0434	0,391	132	84,2	84,6	10,80	237
15bar 4.800 1/min	12,56	147	27,56	15,1	12,53	0,0116	0,0481	0,440	145	85,2	86,2	12,15	234
20bar 3.000 1/min	22,56	94	19,88	20,1	16,77	0,0153	0,0308	0,507	144	76,1	76,9	6,74	533
20bar 3.600 1/min	19,78	113	23,95	20,1	17,19	0,0141	0,0368	0,531	134	79,0	79,5	7,94	461
20bar 4.200 1/min	14,84	128	27,85	20,0	16,40	0,0118	0,0420	0,454	152	84,7	85,6	9,28	318
20bar 4.800 1/min	15,01	144	31,78	20,0	16,00	0,0120	0,0470	0,515	162	84,2	85,5	10,52	320
25bar 3.000 1/min	29,72	88	22,53	25,1	20,67	0,0156	0,0287	0,622	150	75,4	76,2	5,65	785
25bar 3.600 1/min	22,36	109	26,63	25,1	21,50	0,0140	0,0356	0,580	134	79,4	80,0	6,87	580
25bar 4.200 1/min	17,57	124	31,51	25,0	19,79	0,0119	0,0406	0,520	167	84,6	85,5	8,17	414
25bar 4.800 1/min	17,39	140	35,78	25,0	19,27	0,0119	0,0458	0,581	179	84,6	85,9	9,34	405
30bar 3.000 1/min	30,22	82	25,78	30,0	23,32	0,0143	0,0268	0,591	176	78,6	79,4	4,97	823
30bar 3.600 1/min	27,65	101	30,56	30,1	24,04	0,0137	0,0331	0,666	163	80,1	80,8	6,03	753
30bar 4.200 1/min	22,42	118	35,26	30,0	23,12	0,0123	0,0387	0,632	179	83,6	84,4	7,19	578
30bar 4.800 1/min	20,08	133	39,99	30,0	22,16	0,0115	0,0435	0,638	198	85,5	86,8	8,28	496

Tab. 6: Maßgebende Größen zur Bestimmung der Phasenverteilungszustände

Der Massenstrom der Druckluft \dot{m}_g und der Massenstrom des Kühlöls \dot{m}_f liegen in einem Verhältnis von 1:7 bis 1:20 vor.

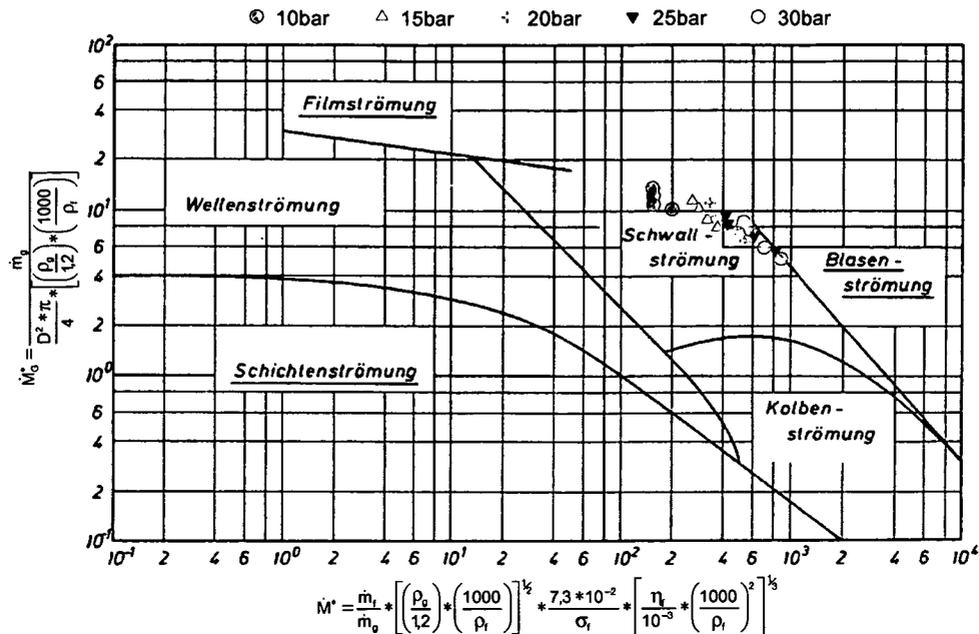


Bild 40: Diagramm zur Bestimmung der Phasenverteilungszustände für eine Gas-Flüssigkeits-Strömung im horizontalen Rohr [24]

Im Druckrohr am Ausgang des Kompressors stellt sich für die durchgeführten Versuche eine Phasenverteilung der Druckluft-Kühlöl-Strömung im Übergangsbereich von einer Schwall- in eine Filmströmung ein. Basierend auf diesen Ergebnissen kann die Phasenverteilung in guter Näherung als kontinuierliche Filmströmung angenommen werden.

8.2. Bestimmung der Geschwindigkeitskomponenten

Zunächst wurde für die jeweiligen Betriebszustände des Kompressors der Ölvolumenteil im waagrechten Rohr am Kompressorausgang mit dem Verfahren nach Chawla [27,28] bestimmt. Mit dieser Information und dem gemessenen Luft- und Ölmassenstrom wurden anschließend die Geschwindigkeitskomponenten berechnet. Für Zweikomponenten-Zweiphasenströmungen berechnet Chawla den Flüssigkeitsvolumenanteil $(1-\epsilon)$ in waagrechten und senkrechten, glatten und rauen Rohren nach der Beziehung [29,30]:

$$(1-\epsilon)^{-3} = 1+K^{-3} \quad (8.3)$$

$$\lg K = \left[1,1 - 0,1965 * \lg \left(\frac{\eta_f}{\eta_g} \right) \right] * \lg \epsilon_C + 0,868 - 0,1335 * \lg \left(\frac{\eta_f}{\eta_g} \right) \quad (8.4)$$

Die Größe ϵ_C wird nach Chawla als Zweiphasenströmungsparameter eingeführt und soll den Impulsaustausch zwischen den beiden Phasen ausdrücken. Sie berechnet sich zu [29]:

$$\epsilon_C^{-3} = \epsilon_{C,1}^{-3} + \epsilon_{C,2}^{-3} \quad (8.5)$$

Mit:

$$\lg \epsilon_{C,1} = 0,9592 + \lg B^* \quad (8.6)$$

$$\lg \epsilon_{C,2} = \left[0,1675 - 0,055 * \lg \left(\frac{k_s}{D} \right) \right] * \lg B^* - 0,67 \quad (8.7)$$

$$B^* = \frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}} * (Re_f * Fr_f)^{-1/6} * \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0,9} * \left(\frac{\eta_f}{\eta_g} \right)^{-0,5} \quad (8.8)$$

$$Re_f = \frac{w_f * D}{\nu_f} = \frac{m_f * D}{\eta_f * A} \quad (8.9)$$

$$Fr_f = \frac{w_f^2}{g * D} = \frac{m_f^2}{\rho_f^2 * A^2 * g * D} \quad (8.10)$$

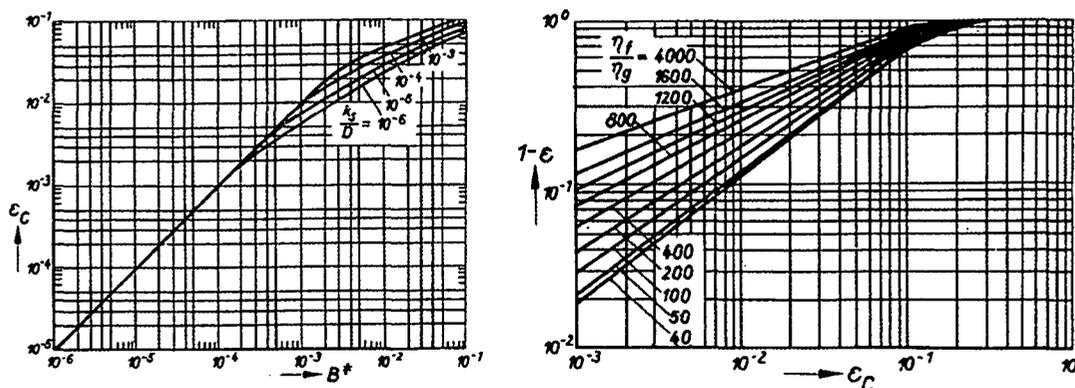


Bild 41: Ermittlung des Zweiphasenströmungsparameters ϵ_C und des Flüssigkeitsvolumenanteils $(1-\epsilon)$ nach CHAWLA [27,28]

Mit den obigen Gleichungen wurden nun der Zweiphasenströmungsparameter ϵ_c und der Flüssigkeitsvolumenanteil $(1-\epsilon)$ berechnet. Alternativ können diese auch in einem von Chawla entwickelten Diagramm (Bild 41) abgelesen werden. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Der Flüssigkeitsvolumenanteil $(1-\epsilon)$ bewegt sich in einer Bandbreite von ca. 32 bis 55% des betrachteten Gesamtvolumens.

Bezeichnung	Re _f	Fr _f	x	$\rho_{g,M1}$	η_f/η_g	B'	k_s/D	ϵ_c	K	1- ϵ	v _f	v _g	δ_f
Einheit	[1]	[1]	[kg/kg]	[kg/m ³]	[1]	[1]	[1]	[1]	[1]	[1]	[m/s]	[m/s]	[mm]
Bestimmung	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.
10bar 3.000 1/min	611,6	0,1683	0,1073	8,72	630	0,0025	0,00125	0,0199	0,363	0,357	0,72	4,73	3,96
10bar 3.600 1/min	704,0	0,1633	0,1250	8,78	542	0,0022	0,00125	0,0182	0,334	0,330	0,77	5,28	3,63
10bar 4.200 1/min	826,0	0,2273	0,1209	8,90	551	0,0021	0,00125	0,0177	0,330	0,326	0,92	5,87	3,58
10bar 4.800 1/min	955,0	0,2852	0,1201	8,63	521	0,0020	0,00125	0,0169	0,317	0,314	1,07	6,61	3,43
15bar 3.000 1/min	858,2	0,3646	0,0736	13,01	657	0,0043	0,00125	0,0299	0,456	0,442	0,85	3,55	5,07
15bar 3.600 1/min	971,8	0,3700	0,0847	13,37	595	0,0039	0,00125	0,0280	0,433	0,422	0,90	3,91	4,79
15bar 4.200 1/min	1036,4	0,3360	0,0997	12,90	520	0,0034	0,00125	0,0255	0,401	0,393	0,92	4,41	4,41
15bar 4.800 1/min	1205,0	0,4243	0,0985	12,53	491	0,0033	0,00125	0,0247	0,389	0,382	1,07	4,94	4,28
20bar 3.000 1/min	1054,0	0,5637	0,0573	16,77	649	0,0064	0,00125	0,0372	0,513	0,492	0,96	2,88	5,74
20bar 3.600 1/min	1194,9	0,6172	0,0649	17,19	609	0,0058	0,00125	0,0351	0,492	0,474	1,04	3,24	5,50
20bar 4.200 1/min	1222,7	0,4526	0,0846	16,40	494	0,0048	0,00125	0,0318	0,451	0,438	0,96	3,63	5,00
20bar 4.800 1/min	1359,2	0,5803	0,0837	16,00	495	0,0045	0,00125	0,0305	0,440	0,428	1,11	4,09	4,88
25bar 3.000 1/min	1269,4	0,8480	0,0441	20,67	654	0,0093	0,00125	0,0439	0,562	0,532	1,08	2,36	6,32
25bar 3.600 1/min	1323,4	0,7377	0,0578	21,50	602	0,0076	0,00125	0,0404	0,531	0,507	1,08	2,67	5,95
25bar 4.200 1/min	1397,0	0,5934	0,0724	19,79	483	0,0064	0,00125	0,0371	0,490	0,472	1,02	3,09	5,47
25bar 4.800 1/min	1556,1	0,7398	0,0731	19,27	475	0,0059	0,00125	0,0356	0,477	0,461	1,17	3,51	5,32
30bar 3.000 1/min	1315,7	0,7657	0,0434	23,32	574	0,0113	0,00125	0,0477	0,578	0,545	1,01	2,01	6,51
30bar 3.600 1/min	1551,1	0,9730	0,0473	24,04	561	0,0101	0,00125	0,0455	0,562	0,532	1,16	2,34	6,32
30bar 4.200 1/min	1636,7	0,8747	0,0577	23,12	491	0,0085	0,00125	0,0423	0,530	0,506	1,16	2,69	5,94
30bar 4.800 1/min	1760,7	0,8912	0,0639	22,16	446	0,0076	0,00125	0,0402	0,508	0,487	1,21	3,05	5,68

Tab. 7: Größen zur Bestimmung der Geschwindigkeitskomponenten der Zweiphasenströmung

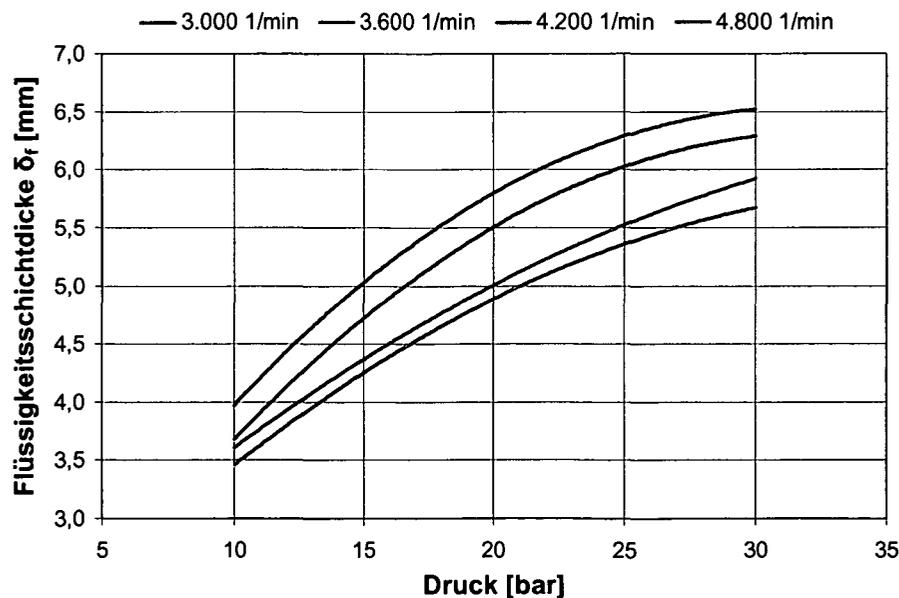


Bild 42: Mittlere Flüssigkeitsschichtdicke δ_f im Messrohr

Die Dicke der Flüssigkeitsschicht δ_f bewegt sich für die durchgeführten Versuche in einem Bereich von ca. 3,5 bis 6,6 mm (Bild 42). Der Rohrrinnendurchmesser der Druckleitung wurde mit 40 mm gewählt.

Mit der Bestimmung des Flüssigkeitsvolumenanteils ($1-\epsilon$) konnten weiter die mittleren Geschwindigkeitskomponenten v_g und v_f berechnet werden (Bild 43). Wie vermutet ist die Geschwindigkeit der Druckluftphase (v_g) um ein Vielfaches (bei 10 bar um das 6- bis 7-fache, bei 30 bar um das 2- bis 3-fache) höher als die der Ölphase (v_f). Mit zunehmendem Druck sinkt die Strömungsgeschwindigkeit der Druckluft stark ab. Der Grund liegt unter anderem in der Kompressibilität der Druckluft. Bei konstantem Massenstrom, gleich bleibendem Strömungsquerschnitt und steigendem Druck sinkt die Strömungsgeschwindigkeit. Das leichte Ansteigen der Geschwindigkeit der Ölphase liegt im erhöhten Ölbedarf bei hohen Systemdrücken und der damit verbundenen Vergrößerung der mittleren Flüssigkeitsschicht δ_f (Bild 42).

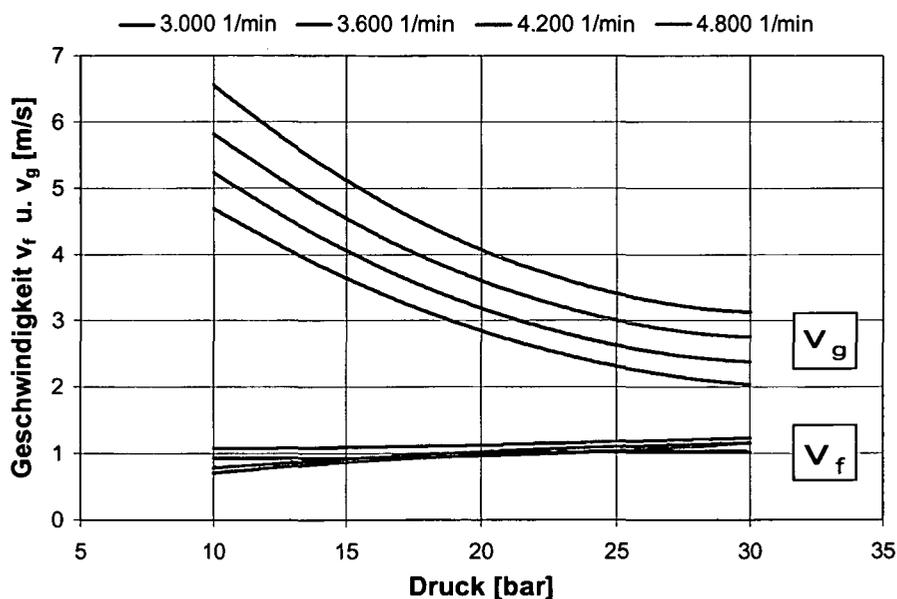


Bild 43: Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten der Gas- und Ölphase im Messrohr

8.3. Berechnung der Temperaturänderungen

8.3.1. Allgemeines

Schließlich wurde für die Ermittlung der Wärmeübertragung von der Druckluftphase zur Ölphase folgendes Modell gewählt. Da die Strömungsform als Filmströmung

bestimmt wurde (Kapitel 8.1), konnte der Strömungsquerschnitt der Druckluftphase als kreisförmig angenommen werden. Vorhandene Öltröpfchen und der Ölnebel in der Druckluftphase wurden vernachlässigt (Bild 44).

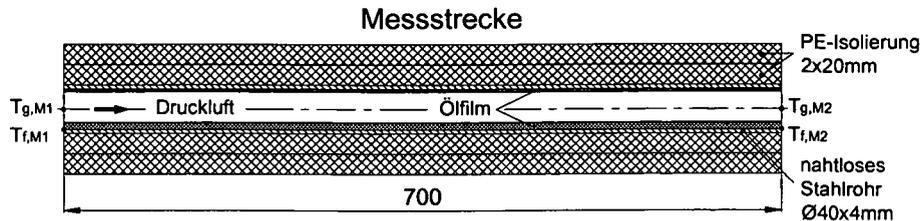


Bild 44: Ersatzmodell für die Berechnung des Wärmeübergangs

Der Geschwindigkeitsunterschied der beiden Phasen, welcher eine erzwungene Konvektion hervorruft, wurde zur Berechnung der Wärmeübergangszahl α_{ZP} herangezogen. Dazu wurden die Gleichungen für eine erzwungene Einphasenströmung im waagrechteten Rohr verwendet [31 bis 34]. Abschließend wurde die Änderung der Drucklufttemperatur berechnet und mit den experimentellen Messwerten verglichen.

8.3.2. Bestimmung von Wärmeübergangszahl α_{ZP} und Wärmestrom Q_{ZP}

Zunächst wurde überprüft, ob eine laminare oder turbulente Strömung der Druckluft vorliegt. Dafür wurde die Reynoldszahl Re_g der Druckluft berechnet und mit der kritischen Reynoldszahl für die Rohrströmung ($Re_{g,kr} = 2.320$) verglichen (siehe Tabelle 8). Mit den erreichten Werten zwischen 40.000 und 70.000 liegt die Reynoldszahl weit über dem kritischen Wert und damit ist die Strömung als turbulent anzusehen. Die Berechnung der Wärmeübertragung bei erzwungener turbulenter Strömung im Rohr wurde mit der Nußeltzahl nach HAUSEN berechnet [21].

$$Nu = 0,037 * (Re_g^{0,75} - 180) * Pr_g^{0,42} * \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] * \left(\frac{\bar{\eta}}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (8.11)$$

Bei voll ausgebildeter Strömung und Vernachlässigung der Viskositätskorrektur folgt in guter Näherung:

$$Nu = 0,037 * (Re_g^{0,75} - 180) * Pr_g^{0,42} \quad (8.12)$$

Mit dem Gültigkeitsbereich:

$$20.000 \leq Re_g \leq 200.000$$

Mit den Ergebnissen der Nußeltzahl können nun die Wärmeübergangszahl α_{ZP} und der Wärmestrom Q_{ZP} berechnet werden.

$$\alpha_{ZP} = \frac{Nu * \lambda_g}{d_g} \quad (8.13)$$

$$Q_{ZP} = \alpha_{ZP} * \pi * d_g * L * (T_{g,m} - T_{f,m}) \quad (8.14)$$

Wobei:

d_gäquivalenter Durchmesser der Druckluftströmung

$T_{g,m}$mittlere Drucklufttemperatur in der Messstrecke

$T_{f,m}$ mittlere Kühllötemperatur in der Messstrecke

8.3.3. Bestimmung der Temperaturänderungen in der Messstrecke

Mit der Energiebilanzgleichung und dem erhaltenen Wärmestrom können die Differenztemperaturen der beiden Phasen berechnet werden. Es wird angenommen, dass die von der Druckluft abgegebene Wärmemenge zur Gänze vom Kühllöl aufgenommen wird. Damit ergeben sich folgende Beziehungen:

$$Q_{ZP} = v_g * \frac{d_g^2 * \pi}{4} * \rho_{g,M1} * c_{pgm} * (T_{g,M1} - T_{g,M2}) = -v_f * \frac{(d^2 - d_g^2) * \pi}{4} * \rho_f * c_f * (T_{f,M1} - T_{f,M2}) \quad (8.15)$$

Schließlich errechnen sich die mittleren Differenztemperaturen der Druckluft ΔT_g und des Kühllöls ΔT_f in der Messstrecke zu:

$$\Delta T_g = T_{g,M1} - T_{g,M2} = \frac{4 * Q_{ZP}}{v_g * d_g^2 * \pi * \rho_{g,M1} * c_{pgm}} \quad (8.16)$$

$$\Delta T_f = -(T_{f,M1} - T_{f,M2}) = -\frac{4 * Q_{ZP}}{v_f * (d^2 - d_g^2) * \pi * \rho_f * c_f} \quad (8.17)$$

8.3.4. Ergebnisse

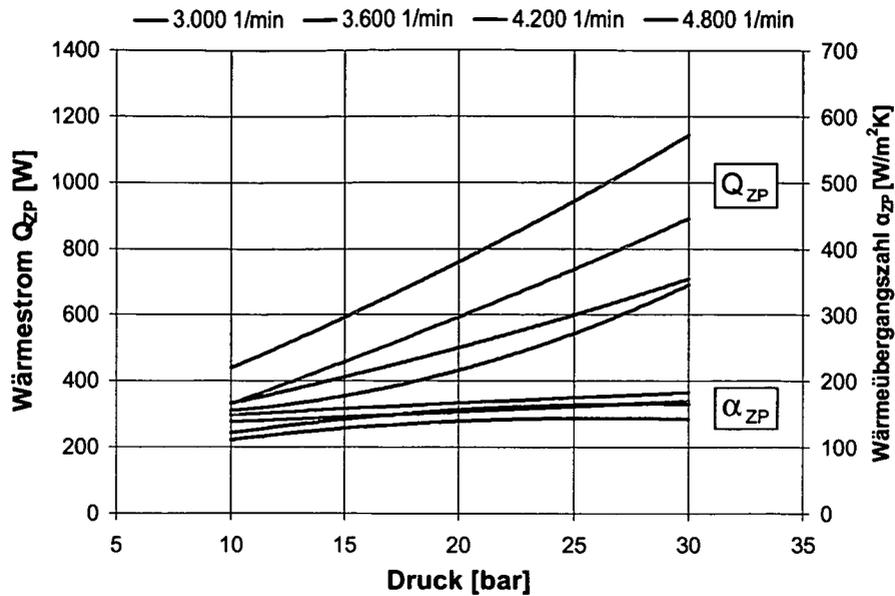
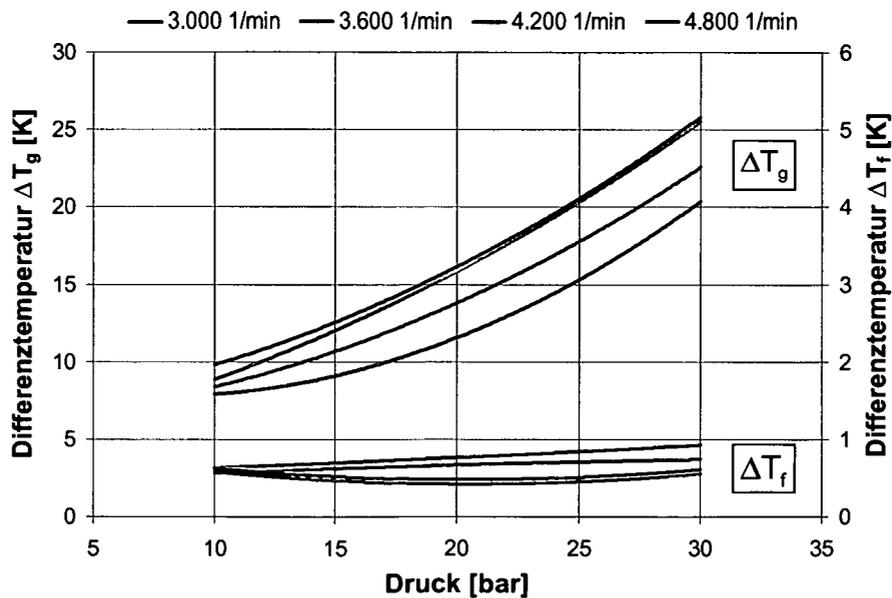
Die wichtigsten Größen und die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 8 angeführt. Die Reynoldszahl Re_g liegt für die Versuche in einem Bereich zwischen 43.000 und 74.000, womit die Voraussetzungen für die Berechnung der Nußeltzahl (Glg. 8.12) erfüllt sind.

Bezeichnung	v_g	Pr_g	Re_g	Nu	λ_g	c_{pgm}	$T_{g,M2}$	$T_{f,M2}$	ΔT_f	α_{ZP}	Q_{ZP}	ΔT_g	ΔT_f
Einheit	[cm ² /s]	[1]	[1]	[1]	[W/mK]	[J/kgK]	[K]	[K]	[K]	[W/m ² K]	[W]	[K]	[K]
Bestimmung	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	ber.	gem.	ber.	ber.	ber.	ber.
10bar 3.000 1/min	0,0267	0,713	50329	102,06	0,033	1014	389	351,9	0,64	117,1	353,2	10,5	0,65
10bar 3.600 1/min	0,0264	0,712	58064	114,25	0,032	1013	388	357,1	0,79	127,8	327,5	8,3	0,61
10bar 4.200 1/min	0,0257	0,712	66427	126,95	0,032	1012	384	356,8	0,59	140,1	312,1	7,0	0,49
10bar 4.800 1/min	0,0272	0,713	71434	134,49	0,033	1014	395	357,9	0,57	150,5	452,4	9,1	0,64
15bar 3.000 1/min	0,0204	0,713	46185	95,35	0,033	1014	392	350,0	0,76	118,2	367,7	11,2	0,46
15bar 3.600 1/min	0,0195	0,712	54051	107,95	0,032	1012	385	354,1	0,93	129,2	303,3	7,9	0,38
15bar 4.200 1/min	0,0206	0,713	59205	116,07	0,033	1014	396	357,8	0,52	138,4	403,1	9,2	0,53
15bar 4.800 1/min	0,0217	0,715	63401	122,59	0,034	1017	407	358,9	0,46	148,2	547,0	11,2	0,63
20bar 3.000 1/min	0,0144	0,714	50410	102,30	0,034	1016	400	349,6	0,60	136,0	512,0	16,3	0,52
20bar 3.600 1/min	0,0139	0,713	59946	117,23	0,033	1015	395	352,4	0,63	150,8	472,6	12,7	0,45
20bar 4.200 1/min	0,0149	0,715	64628	124,49	0,034	1018	410	358,4	0,42	159,5	626,4	14,6	0,70
20bar 4.800 1/min	0,0156	0,716	70380	133,18	0,035	1020	419	358,0	0,48	172,2	794,6	16,6	0,79
25bar 3.000 1/min	0,0099	0,715	57743	113,93	0,034	1017	401	348,9	0,79	159,5	631,9	21,6	0,52
25bar 3.600 1/min	0,0091	0,713	73300	137,25	0,033	1015	392	352,9	0,75	182,0	538,9	14,9	0,47
25bar 4.200 1/min	0,0133	0,717	59983	117,51	0,035	1020	422	358,4	0,47	159,5	747,9	18,0	0,73
25bar 4.800 1/min	0,0139	0,718	65807	126,47	0,036	1022	432	358,4	0,41	173,0	934,9	20,0	0,82
30bar 3.000 1/min	0,0110	0,718	43685	91,46	0,035	1022	423	352,2	0,94	135,5	691,8	25,2	0,60
30bar 3.600 1/min	0,0105	0,716	54094	108,29	0,035	1020	416	353,7	0,90	154,9	684,4	20,3	0,52
30bar 4.200 1/min	0,0111	0,718	60192	117,91	0,036	1022	430	357,3	0,71	168,4	879,0	22,2	0,71
30bar 4.800 1/min	0,0120	0,720	64649	124,86	0,037	1026	446	359,4	0,44	180,6	1138,8	25,5	0,91

Tab. 8: Größen zur Bestimmung der Wärmeübertragung in der Zweiphasenströmung

Die Wärmeübergangszahl α_{ZP} bewegt sich in einem Bereich zwischen 115 und 180 W/m²K. Diese Ergebnisse zeigen einen guten Wärmeübergang zwischen den beiden Phasen. Die übertragbare Wärmemenge Q_{ZP} in der Messstrecke, in erster Linie abhängig von der Wärmeübergangszahl und der Temperaturdifferenz der beiden Phasen, fällt damit ebenfalls sehr hoch (300 bis 1.140 W) aus. Mit steigendem Druck nimmt Q_{ZP} vorwiegend wegen der höheren Verdichtungsendtemperaturen zu (siehe Tabelle 8).

Die Abhängigkeit der beiden Größen Wärmeübergangszahl α_{ZP} und Wärmestrom Q_{ZP} vom Systemdruck und der Antriebsdrehzahl bei optimierter Öleinspritzmenge ist in Bild 45 veranschaulicht. Grundsätzlich steigt der Wärmestrom mit zunehmender Antriebsdrehzahl. Lediglich bei 3.000 1/min tritt eine Abweichung von diesem Trend auf. Bei der Wärmeübergangszahl ergibt sich für die verschiedenen Drehzahlen ein uneinheitliches Bild, allerdings konnte im Mittel ein leichtes Ansteigen mit steigendem Druck festgestellt werden.

Bild 45: Wärmeübergangszahl α_{ZP} und Wärmestrom Q_{ZP} Bild 46: Mittlere Differenztemperaturen ΔT_g und ΔT_f

Die berechneten mittleren Differenztemperaturen der beiden Phasen zwischen Ein- und Austritt der Messstrecke sind im Bild 46 dargestellt. Die Abkühlung der Druckluftphase war am größten bei 3.000 und 4.800 1/min. Bei einem Systemdruck von 30 bar wurden Differenztemperaturen von 25 °C über die Weglänge der Messstrecke (700 mm) ermittelt. Die Erwärmung der Kühlölphase bewegte sich für alle Parameterkombinationen zwischen 0,5 und 1 °C. Die berechneten und gemessenen mittleren Differenztemperaturen ΔT_f stimmen gut überein (vgl. Kapitel 6.4, Seite 54).

9. Kondensatbildung

9.1. Allgemeines

Mit dem Ansaugen von Luft gelangt Wasserdampf in die Kompressoranlage, wobei die eingebrachte Menge vom Fördervolumen und von der Feuchtigkeit der Umgebungsluft abhängt. Wenn die Druckluft in der Anlage die Taupunkttemperatur unterschreitet, kommt es zur teilweisen Kondensation. Das Wasser verbleibt im Ölkreislauf und führt zur Verschlechterung der Schmierfähigkeit sowie in Stillstandszeiten zu Korrosion in der Anlage. Besonders empfindlich auf Korrosion reagieren die Wälzlager des Läuferpaares. Die Lebensdauer wird herabgesetzt und der Kompressor müsste für den weiteren Einsatz neu gelagert werden. Deshalb muss für den betriebssicheren Einsatz des Kompressors die Kondensation von Wasserdampf in der Anlage vermieden werden.

9.2. Bestimmung der Taupunkttemperatur t_T

Für die Untersuchung der Kondensatbildung in einem bestimmten Bauteil der Anlage wird die vorherrschende Taupunkt- und Drucklufttemperatur benötigt. Wie bereits beschrieben wurde, ist die Messung der Drucklufttemperatur mit einem Temperaturfühler in der Zweiphasenströmung aus Druckluft und Kühlöl nicht möglich. Ein in der Rohrleitung angeordneter Sensor misst in diesem Fall immer eine Mischtemperatur der beiden Phasen. Nur der am Ausgang des Feinabscheiders angeordnete Temperatursensor gibt die tatsächliche Drucklufttemperatur zufriedenstellend wieder. Der Temperaturengleich zwischen den Phasen Druckluft und Kühlöl hat hier bereits stattgefunden.

Die Taupunkttemperatur wurde für unterschiedliche Feuchtigkeiten der angesaugten Luft und für verschiedene Drücke berechnet. Zunächst wurde die absolute Feuchtigkeit der angesaugten Luft ermittelt. Die Bestimmungsgleichung ergibt sich mit dem Gesetz von Dalton und den Zustandsgleichungen für Luft und Dampf:

$$x = 0,622 * \frac{\varphi_U * p_{DS,U}}{p_U - \varphi_U * p_{DS,U}} \quad (9.1)$$

$$x_S = 0,622 * \frac{p_{DS}}{p - p_{DS}} \quad (9.2)$$

Der Sättigungsdampfdruck p_{DS} wurde über die folgende Approximation bestimmt [35]:

$$p_{DS,U} = 6,11 * e^{7,257*10^{-2}*t_U - 2,937*10^{-4}*t_U^2 + 9,81*10^{-7}*t_U^3 - 1,901*10^{-9}*t_U^4} \quad (9.3)$$

Wobei:

t_U Temperatur der angesaugten Luft [°C]

$p_{DS,U}$ Sättigungsdampfdruck der angesaugten Luft [mbar]

Gültigkeitsbereich: $0 < T < 100$ °C

Genauigkeit (Fehler): $< 0,02$ %

Im Sättigungszustand der Luft entspricht die vorherrschende Drucklufttemperatur der Taupunkttemperatur, die relative Feuchtigkeit ist 1 und die absolute Feuchtigkeit bleibt konstant ($x = x_s$). Nach Umformungen ergeben sich folgende Beziehungen:

$$\varphi_s = 1 = \frac{p * x_s}{p_{DS} * (0,622 + x_s)} \quad (9.4)$$

$$1 = \frac{x_s * p}{6,11 * e^{7,257*10^{-2}*t_T - 2,937*10^{-4}*t_T^2 + 9,81*10^{-7}*t_T^3 - 1,901*10^{-9}*t_T^4} * (0,622 + x_s)} \quad (9.5)$$

In dieser Gleichung ist die Taupunkttemperatur t_T die einzige Unbekannte und wurde durch Iteration für verschiedene Drücke und Feuchtigkeiten der angesaugten Luft bestimmt.

9.3. Ergebnisse

Die berechnete Taupunkttemperatur t_T und die gemessene Temperatur am Feinabscheiderausgang t_{FA} bei optimierter Öleinspritzmenge ist in Bild 47 dargestellt. Die Taupunkttemperatur nimmt sowohl mit steigendem Druck als auch bei größer werdender Luftfeuchtigkeit zu. Für den untersuchten Bereich erreicht die Taupunkttemperatur bei 30 bar Systemdruck und 100 % relativer Luftfeuchtigkeit ihr Maximum mit ca. 100 °C. Wird der Kompressor unter diesen Bedingungen betrieben, darf zur Verhinderung von Kondensation die Drucklufttemperatur in der Anlage nicht unter 110 °C fallen.

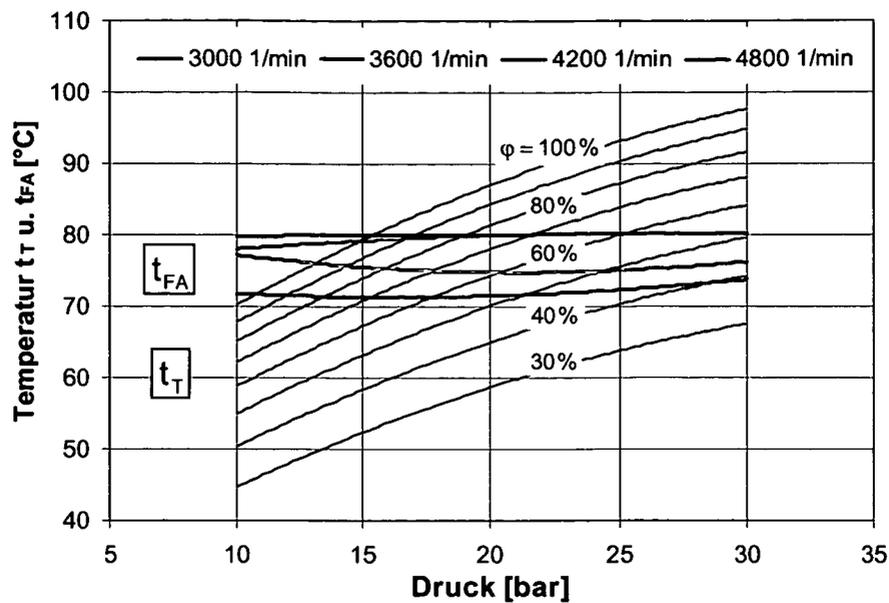


Bild 47: Taupunkttemperatur t_T und Feinabscheideraustrittstemperatur t_{FA}

Im Kapitel Kennfelduntersuchungen wurde für verschiedene Systemdrücke die optimierte Öleinspritzmenge bestimmt. Es wurde gezeigt, dass für einen guten Wirkungsgrad eine hohe spezifische Öleinspritzmenge erforderlich ist. Damit werden allerdings relativ geringe Temperaturen am Ausgang des Kompressors erreicht und somit eine mögliche Kondensatbildung begünstigt. Bei einem Systemdruck von 10 bar liegen sämtliche Temperaturen am Feinabscheiderausgang über den Taupunkttemperaturen. Anders verhält es sich bei 30 bar, hier kommt es mit einer Antriebsdrehzahl von 3.000 1/min bereits bei 40 % relativer Luftfeuchtigkeit zur Kondensation.

10. Zusammenfassung

Allgemeines

Der Druckbereich bis 30 bar wird heute vorwiegend von zwei- bis dreistufigen Kolbenkompressoren und manchmal zweistufigen öleingespritzten Schraubenkompressoren abgedeckt. Die zweistufigen Schraubenkompressoren haben sich allerdings wegen ihres komplizierten und teuren Aufbaus nicht durchgesetzt. Eine kostengünstige Alternative für diesen Druckbereich stellt der einstufige öleingespritzte Schraubenkompressor dar. Die obere Druckgrenze einer solchen Maschine hängt vorwiegend von der Verdichtungsendtemperatur ab, da die Temperatur am Druckstutzen des Kompressors laut Vorschrift 100°C nicht überschreiten darf (120°C sind bei synthetischen Ölen erprobt). Allerdings müssen bei einer Anwendung im Hochdruckbereich eine geringere Lagerlebensdauer und ein möglicher Kondensat ausfall im Ölabscheider in Kauf genommen werden.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich einerseits mit der Optimierung der Betriebsparameter des einstufigen öleingespritzten Schraubenkompressors und andererseits mit der Untersuchung des wärmetechnischen Verhaltens der Zweiphasenströmung am Kompressorausgang. Dafür wurde ein Prüfstand mit einem kleinen einspritzölgekühlten Schraubenkompressor mit einem Leistungsbereich bis 40 kW und einer Liefermenge von 2 bis 2,4 m³/min aufgebaut. Der Kompressor weist ein hohes eingebautes Volumenverhältnis ($\theta = 5,35$) auf und wird im Direktantrieb gefahren. Mit einem Frequenzumrichter können Drehzahlen bis 5.000 1/min realisiert werden.

Kennfelduntersuchungen

Bei den Kennfelduntersuchungen wurden unter anderem die Wirkungs- und Liefergrade bestimmt. Für das Erreichen und Überschreiten der maximalen Wirkungsgrade musste am Kompressor eine zusätzliche Saugrohreinspritzstelle vorgesehen werden, mit der die Öleinspritzmenge deutlich erhöht werden konnte. Die Versuche haben gezeigt, dass die erforderlichen spezifischen Öleinspritzmengen umso größer sind, je höher der Systemdruck und je geringer die Drehzahl gewählt werden. Für 30 bar sind die optimierten Parameter 22,5 l/m³ spezifische Öleinspritzmenge und 4.200 1/min Antriebsdrehzahl. Dabei wurden ein Liefergrad von 0,7, eine spezifische Leistung von 3,34 (m³/h)/kW und ein isothermer Wirkungsgrad von nur 0,32 erreicht. Im Vergleich dazu kann man mit einem zweistufigen Kolbenverdichter im gleichen Leistungsbereich einen isothermen Wirkungsgrad von 0,44 erzielen. In Anbetracht der erreichten Wirkungsgrade ist die einstufige Hochdruckverdichtung vertretbar, wenn die Betriebszeiten im hohen Druckbereich gering sind.

Öleinspritzmenge und eingebautes Volumenverhältnis

Der Versuchskompressor ist mit dem sehr hoch gewählten eingebauten Volumenverhältnis von $\theta = 5,35$ gut geeignet für den Hochdruckeinsatz. Das Volumenverhältnis wird durch die großen Öleinspritzmengen zusätzlich erhöht. Dieser Effekt verringert die teilweise Volldruckverdichtung und wirkt sich theoretisch positiv auf den Verdichtungsprozess aus. Für einen Betrieb bei optimierten Parametern und 30 bar Systemdruck erhöht sich das eingebaute Volumenverhältnis um 14%.

Drucklufttemperatur am Kompressorausgang

Die Berechnung der Drucklufttemperatur am Kompressorausgang ist ein wesentlicher Punkt der Untersuchungen und wurde über eine Energiebilanz durchgeführt. Wie zu erwarten war, konnte gezeigt werden, dass grundsätzlich mit einer Erhöhung von Druck und Drehzahl (größere Leistungsaufnahme) die Drucklufttemperatur am Druckstutzen des Kompressors zunimmt. Einzig bei 3.000 1/min ergaben sich etwas höhere Temperaturen als bei 3.600 1/min. Für den Betrieb bei optimierten Parametern und 30 bar Systemdruck wurde eine Drucklufttemperatur von 180 °C berechnet, die somit weit unter dem Flammpunkt des verwendeten Öls (Mobil SHC 626) von 245°C liegt. Damit besteht kaum eine Brand- und Verpuffungsgefahr in der Druckleitung. Die Ergebnisse der Berechnung zeigen, dass die hohen eingespritzten Ölmengen eine gute innere Kühlwirkung ergeben und die Dichtheit der Leckspalten positiv beeinflussen.

Wärmeübertragung am Kompressorausgang

Der große Temperaturunterschied zwischen den beiden Phasen Druckluft und Kühlöl am Kompressorausgang verursacht eine gute Wärmeübertragung von der Druckluft zum Kühlöl. Für die Untersuchungen des wärmetechnischen Verhaltens am Kompressorausgang wurde eine horizontale, gerade, gut wärmeisolierte Messstrecke eingebaut. Die Strömungsform der Zweiphasenströmung in der Messstrecke wurde mit einem von Baker vorgeschlagenen und von Schicht korrigierten Diagramm bestimmt und ergab eine Filmströmung an der Grenze zu einer Schwallströmung. Mit der Annahme einer reinen Filmströmung konnten nach einem Verfahren von Chawla die Geschwindigkeitskomponenten der beiden Phasen Druckluft und Kühlöl berechnet werden. Die Resultate der Berechnung sind eine Ölgeschwindigkeit, die nahezu konstant ist und ca. 1 m/s beträgt. Die Druckluftgeschwindigkeit ist wesentlich vom Systemdruck abhängig und bewegt sich bei 30 bar für die verschiedenen Drehzahlen zwischen 2 und 3 m/s. Die daraus resultierende Wärmeübergangszahl zwischen den beiden Phasen ergab Werte je nach Druck und Drehzahl zwischen 120

und $180 \text{ W/m}^2\text{K}$. Da die spezifische Wärme des Öls wesentlich größer ist als jene der Druckluft, kommt es zu einer starken Abkühlung der Druckluft und zu einer geringen Temperaturerhöhung im Kühlöl. Die Abkühlung der Druckluft auf eine Länge von 700 mm in der Messstrecke ergab Werte zwischen 10 und 25°C . Die Erwärmung der Ölphase lag in Abhängigkeit von Druck und Drehzahl in einem Bereich von $0,4$ bis 1°C . Im Vergleich dazu wurde durch die Temperaturmessungen in der Messstrecke ebenfalls eine Ölaufheizung zwischen $0,4$ und 1°C bestimmt. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung ist somit zufrieden stellend.

Kondensatbildung

Kondensatbildung, die im Ölabscheider auftritt, verursacht eine Verschlechterung der Schmierfähigkeit des Öls und in Stillstandszeiten Korrosionsbildung im Kompressor. Die Wälzlager der Läufer sind besonders empfindlich gegenüber Korrosionsbildung, wodurch sich die Lebensdauer der Lager deutlich verringert. Um Kondensatbildung in der Anlage zu vermeiden, darf die Drucklufttemperatur die Taupunkttemperatur nicht unterschreiten. Die Taupunkttemperatur steigt mit zunehmendem Druck und mit steigender relativer Luftfeuchtigkeit der angesaugten Luft. Im schlechtesten Fall ergibt sich mit einem Druck von 30 bar und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 100 % bei einer Ansaugtemperatur von 25°C eine Taupunkttemperatur von ca. 100°C . Im Prüfstand wurden Grob- und Feinabscheider getrennt ausgeführt. Damit konnte die Temperatur im Grobabscheider über der Taupunkttemperatur gehalten und somit Kondensatbildung vermieden werden. Im Feinabscheider ist Kondensat ausgefallen, das zusammen mit den geringen Restölmengen dem Kühlölkreislauf nicht mehr zugeführt wurde.

Ausblick

Der Einsatz des einstufigen Schraubenkompressors im Hochdruckbereich bis 30 bar ist dann ökonomisch sinnvoll, wenn die Betriebszeiten im Hochdruckbereich gering gehalten werden. Damit sind mögliche Einsatzgebiete das Füllen von Druckbehältern oder der Aussetzbetrieb bei Fahranlagen. Der Schraubenkompressor benötigt für gute Wirkungsgrade ein hohes eingebautes Volumenverhältnis und große spezifische Öleinspritzmengen. Letztere können z.B. über eine zusätzliche Saugrohrein-spritzung erreicht werden. An das Kühlöl werden hohe Anforderungen gestellt, weshalb ein geeignetes synthetisches Öl verwendet werden muss. Um die Kondensatbildung im Kühlölkreislauf zu vermeiden, muss die Anlage heiß gefahren werden. Mögliche Maßnahmen zur Erfüllung dieser Forderung sind kurze Druckleitungen und ein wärmeisolierter Ölabscheider. Somit stellt der einstufige öleingespritzte Schraubenkompressor für den Druckbereich bis 30 bar eine kostengünstige Alternative zu mehrstufigen Kompressoren dar.

Anhang A: Mechanische Komponenten des Prüfstands

A.1: Schraubenkompressor

Firma	Bitzer
Type	OSN 5361-K
Fördervolumen (2900 1/min)	118 m ³ /h
Fördervolumen (3500 1/min)	142 m ³ /h
Eingebautes Volumsverhältnis θ	5,4 ¹
Umschlingungswinkel des Hauptläufers	320°
Verzahnung Hauptläufer/Nebenläufer	5/6

Tab. 9: Technische Daten des Schraubenkompressors OSN 5361-K [7]

1Aus den Geometriedaten des Kompressors ermittelter Wert [6]

A.2: Überströmregelventil

Firma	Fisher
Type	98HH
Druckbereich	10 bis 29 bar
Maximale Mediumtemperatur	150 °C
Maximaler Durchfluss	180 m ³ /h FAD
Anschlüsse	¾" NPT - Innengewinde

Tab. 10: Technische Daten des Überströmregelventils 98HH [36]

Auf das Überströmregelventil ist ein Proportionaldruckregelventil mit folgender Spezifikation aufgebaut.

Firma	AirCom
Type	PR000-1000
Bauart	3/2 Wege Sitzventil mit Proportionalmagneten und integrierter elektr. PI-Regelung auf Hybrid-Schaltplatine
Arbeitstemperatur	0 bis + 50 °C
Versorgungsdruck	min. 10 % über dem Regeldruck
Stromversorgung	24 V DC + 15 % - 10 %
Signalbereich	Steigende Kennlinie, 0 bis 10 V
Anschluss	koaxial nach DIN 43650, 07 - polig

Tab. 11: Technische Daten des Proportionaldruckregelventils PR000-1000 [36]

A.3: Antriebsmotor (Drehstromasynchronmaschine)

Firma	Elin EBG
Type	LKG 620 L02 FWB
Leistung bei 50/60 Hz	37/6,3 kW
Drehzahl (bei 400 V / 50 Hz)	2950 1/min
Nennstrom (400 V / 50 Hz)	65 A
Wirkungsgrad	93 %
Leistungsfaktor	0,88
Anlaufstrom/Nennstrom	7,6
Anlaufmoment/Nennmoment	2,2
Bauform	IM 2001 (B35)
IEC Baugröße	200 L
Gewicht	240 kg

Tab. 12: Technische Daten des Antriebsmotors [37]

A.4: Norm-Feder-Sicherheitsventil

Firma	Leser
Type	437 H4
Bauart	Mit Federbelastung Geschlossene Bauart.
Abblasedruck	35 bar
Leistung	160 m ³ /h FAD
Anschlüsse	G ½"

Tab. 13: Technische Daten des Sicherheitsventils 437 H4 [38]

Anhang B: Messtechnik des Prüfstands

B.1: Drehmomentmesswelle zur Bestimmung der Leistungsaufnahme

Mechanische Grunddaten

Firma	Staiger Mohilo
Type	0160 DM-100-L
Nennmoment	100 Nm
Mechanische Überlastbarkeit	1,5 x Nennmoment
Wechselmoment	0,7 x Nennmoment
Bruchmoment	4 x Nennmoment
Drehzahlmessung	60 Impulse / Umdrehung
Max. Drehzahl	12.000 1/min
Wuchtgüte Q	6,3
Gehäuse	Aluminium
Schutzart	IP 40

Tab. 14: Mechanische Grunddaten der Drehmomentmesswelle 0160 DM-100-L [8]

Elektrische Messdaten

Firma	Staiger Mohilo
Type	0160 DM-100-L
Genauigkeitsklasse	0,1
Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese	
bezogen auf den Nennkennwert	$< \pm 0,1 \%$
bezogen auf den zweiten Messbereich	$< \pm 0,2 \%$
Wiederholgenauigkeit Nennkennwert (zweiter Messbereich)	$< \pm 0,05 \%$ ($< \pm 0,1 \%$)
Spannungsausgang bei Nennmoment	$\pm 5 \text{ V DC}$
Grenzfrequenz -3 dB für Spannungsausgang	1 kHz
Temperatureinfluss auf den Nullpunkt (1:10 Bereich)	$< \pm 0,05 \%$ / 10 K ($< \pm 0,2 \%$ / 10 K)
Temperatureinfluss auf den Kennwert (1:10 Bereich)	$< \pm 0,1 \%$ / 10 K ($< \pm 0,2 \%$ / 10 K)
Temperatureinfluss auf den Nullpunkt (1:5 Bereich)	$< \pm 0,05 \%$ / 10 K ($< \pm 0,2 \%$ / 10 K)
Temperatureinfluss auf den Kennwert (1:5 Bereich)	$< \pm 0,1 \%$ / 10 K ($< \pm 0,2 \%$ / 10 K)
Kontrollsignal	100 % $\pm 0,2 \%$
100 % Kontrolleingang	'EIN': 3,5 V...30 V / 'AUS': 0 V...2 V
Lastwiderstand	$> 10 \text{ k}\Omega$
Nenntemperaturbereich	+ 10 °C...+ 60 °C
Gebrauchstemperaturbereich	0 °C...+ 70 °C
Lagertemperaturbereich	- 25 °C...+ 80 °C
Elektrischer Anschluss	7 pol. Einbaustecker
Speisespannung	24 V DC
Leistungsaufnahme	ca. 2,5 W

Tab. 15: Elektrische Messdaten der Drehmomentmesswelle 0160 DM-100-L [8]

B.2: Druckaufnehmer zur Messung des Verdichtungsendrucks

Firma	Kulite
Type	XCQ-093
Druckbereich	0 bis 35 bar
Zulässiger Überdruck	70 bar
Betriebstemperatur	-55 bis +220 °C
Kompensierter Temperaturbereich	25 bis 80 °C
Betriebsspannung	10 bis 15 V
Nullpunktlage	±3 % v.E.
Nichtlinearität und Hysterese	±0,1 % v.E.
Reproduzierbarkeit	±0,1 % v.E.

Tab. 16: Technische Daten des Druckaufnehmers XCQ-093 der Firma Kulite [11]

Die Signalverstärkung des Drucksensors erfolgt mit einem Messverstärker der Firma Kulite Typ D481. Dieser liefert auch die Versorgungsspannung für den Sensor.

Eingang	
Schaltungsprinzip	symm. Differenzverstärker
Eingangswiderstand	1 MΩ
Empfindlichkeit	10 mV bis 5 V (einstellbar)
Zul. Gleichtaktspannung	max. ±10 V
Gleichtaktunterdrückung	100 dB (bei 60 Hz)
Frequenzbereich	0 bis 20 kHz

Ausgang	
Spannungsausgang	0 bis ±10 V
Bürde	min. 1000 Ω
Stromausgang	0 (4) bis 20 mA
Bürde	max. 600 Ω
Nichtlinearität	< ±0,01 % (v.E.)

Thermische Eigenschaften	
Betriebstemperaturbereich	0 °C bis +50 °C
Lagertemperaturbereich	-20 °C - +70 °C
Temperaturkoeffizient	
des Nullpunkts	±0,25 μV/°C (typisch)
der Verstärkung	0,002 %/°C (typisch)

Aufnehmerspeisung	
Anschlussart	6- Leiter Technik
Konstantspannung	1 bis 11 V (10 V)
Brückenwiderstand	> 350 Ω

Tab. 17: Technische Daten des Messverstärkers D 486 der Firma Kulite [11]

B.3: Differenzdruckaufnehmer für die Normblendenmessung

Firma	Honeywell
Type	142 PC 05 D
Druckbereich	0,345 bar
Zulässiger Überdruck	1,38 bar
Betriebstemperatur	-55 bis +125 °C
Betriebsspannung	7 bis 16 V
Messempfindlichkeit (typisch)	14,5 mV/mbar
Messfehler	±0,25 % v.E.
Nullpunkt Offsetspannung	1,0 V ±0,05 V
Linearität	±1,5 % v.E.
Nullpunkts- und Empfindlichkeitsdrift	±1,0 % (max.) v.E.
Response Zeit	1 ms

Tab. 18: Technische Daten des Differenzdruckaufnehmers 142 PC 05 D

B.4: Temperatursensoren für die Prüfstandsüberwachung

Firma	Omega
Type	PT 100
Bezeichnung	PR-17-2-100-3-150-E
Widerstandswert	100 Ω bei 0°C ($\alpha = 0,00385$ 1/K)
Anschluss technik	3- Leiter Technik

Tab. 19: Technische Daten der Temperatursensoren PR-17-2-100-3-150-E [39]

B.5: Temperatursensoren in der Messstrecke

Firma	Jumo
Type	PT 100
Bezeichnung	PCA 1.2005.5L
Widerstandswert	100 Ω bei 0°C ($\alpha = 0,00385$ 1/K)
Norm	DIN EN 60 751
Anschluss technik	2- Leiter Technik

Tab. 20: Technische Daten der Temperatursensoren PCA 1.2005.5L [23]

B.6: Ovalradzähler mit Impulsgeber

Firma	Bopp & Reuther
Type	OI 10E / G1
Maximaler Durchfluss	100 l/min
Minimaler Durchfluss	10 l/min
DN	25 mm
PN	25 bar
Zulässige Messstofftemperatur	- 40 °C bis + 180 °C
Messgenauigkeit	0,1 % bis 0,3 % vom Messwert

Tab. 21: Technische Daten des Ovalradzählers OI 10E / G1 [10]

B.7: Messdatenerfassungskarte

Zum Einlesen der Temperaturmesswerte der Messstrecke in den Computer wird eine Multifunktions- I/O Karte der Firma National Instruments Typ 6035E verwendet.

Die Karte besitzt:

1. 16 (8) analoge Eingänge
2. 2 analoge Ausgänge
3. 8 digitale Ein/Ausgänge.

Analoge Eingänge

Anzahl der Eingänge	16 single-ended oder 8 differentielle Eingänge
ADC Typ	Successive Approximation
Auflösung	16 bit
Samplingrate	200 kS/s
Eingangsspannungsbereiche	±10 V, ±5 V, ±500 mV, ±50 mV
Kopplung	DC
Datentransfermodi	DMA, Interrupt, programmierbare I/O
FIFO Buffergröße	512 Samples
Relative Genauigkeit	±1,5 LSB (typ.), ±3 LSB (max.)
Dynamische Nichtlinearität	±0,5 LSB (typ.), ±1 LSB (max.)
Eingangswiderstand	100 GΩ parallel 100 nF
Eingangs- Biasstrom	±200 pA
Eingangs- Offsetstrom	±100 pA
Empfohlene Aufwärmzeit	15 Minuten

Tab. 22: Technische Daten der Messwertkarte PCI 6035E (analoge Eingänge) [40]

Analoge Ausgänge

Anzahl der Ausgänge	2
DAC Typ	double buffered, multiplying
Auflösung	12 bit
Maximale Aktualisierungsrate	10 kHz
Maximale Ausgangsspannung	±10 V
Kopplung	DC
Datentransfermodi	DMA, Interrupt, programmierbare I/O
FIFO Buffergröße	kein FIFO Buffer vorhanden
Relative Genauigkeit	±4 LSB (max.)
Dynamische Nichtlinearität	±3 LSB (max.)
Ausgangswiderstand	0,1 Ω (max.)
Maximaler Ausgangsstrom	±5 mA
Slew Rate	10 V/μV

Tab. 23: Technische Daten der Messwertkarte PCI 6035E (analoge Ausgänge) [40]

Digitale Ein/Ausgänge

Die digitalen Ein- /Ausgänge können entweder als Ein- oder als Ausgänge benutzt werden. Eine Aufteilung in Ein- und Ausgänge ist nicht möglich.

Anzahl der Ein-/Ausgänge	8
Kompatibilität	TTL/CMOS
Power On Status	Input High Z (50 kΩ pull up)

Tab. 24: Technische Daten der Messwertkarte PCI 6035E (digitale Ein/Ausgänge) [40]

B.8: Frequenzumrichter

Firma	VA TECH ELIN EBG
Type	>pDRIVE< MX multi – plus 30/37-S025
Maximal zulässige Motorleistung	37 kW
Maximale Umrichterausgangsleistung	51 kVA
Spannungsversorgung	400 V –15% bis 500 V +10%
Netzfrequenz	50 / 60 Hz ± 5%
Max. Ausgangsfrequenz	bis 300 Hz
Wirkungsgrad	> 97 %
Schalldruckpegel	< 60 dB(A)
Schutzart	IP 20
Umgebungstemperaturbereich	0 °C bis +45 °C
Lagertemperaturbereich	-25 °C bis +65 °C
Luftfeuchtigkeit	Klasse 3K3 nach DIN IEC 721-3-3

Tab. 25: Technische Daten des Frequenzumrichters [41]

Literaturverzeichnis

- [1] Rinder, L.: Oil-Injected Screw Compressors for High Pressure Applications. I-Mech-E Conference Compressors and their Systems London: 1999
- [2] Haasler, J.: Hochdruck-Schraubenverdichteranlagen im Off-Shore-Einsatz. Schraubenmaschinen 87. VDI-Berichte 640. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987
- [3] Rinder, L., Berger, R.: Untersuchungen an einem einstufigen Hochdruck-Schraubenkompressor für Enddrücke bis 30 bar. Diplomarbeit: T.U. Wien 2001
- [4] Konka, K. H.: Schraubenkompressoren. Technik und Praxis. Oberhausen-Sterkrade: VDI-Verlag 1988
- [5] Rinder, L.: Schraubenverdichter. Wien: Springer-Verlag 1979
- [6] Grafinger, M.: Handbuch Programm-SV. Wien: T.U. Wien 2000
- [7] Offene Schraubverdichter. Anwender-Handbuch SH 500: Bitzer Kühlmaschinen GmbH 2003
- [8] Drehmomentaufnehmer 0260 DM. Zwei-Bereichssensor. Produktkatalog: Dr. Staiger, Mohilo + Co GmbH
- [9] VDI Durchflussmessregeln. DIN 1952: Deutsches Institut für Normung 1948
- [10] Ovalradzähler OI 10E / G1. Produktkatalog: Bopp und Reuther Messtechnik GmbH 2005
- [11] Druckaufnehmer für höchste Anforderungen: Kulite Semi-Conductor GmbH
- [12] Rinder, L., Hackl, H.: Schalltechnische Untersuchungen an Lamellenventilen durch Signalanalyse. Dissertation. Wien: T.U. Wien 2003
- [13] Kauder, K.: Das Konstruktionselement Öl im Schraubenverdichter: Verdichterhandbuch 1. Ausgabe. Vulkan-Verlag Essen 1990
- [14] Kauder, K., Harling, H. B.: Visualisierung der Ölverteilung in Schraubenkompressoren: Schraubenmaschinen 94. VDI-Berichte 1135. VDI-Verlag Düsseldorf 1994
- [15] Rinder, L., Moser, J.: Untersuchung der Ölverteilung in den Arbeitsräumen nasslaufender Schraubenkompressoren. Wien: Schraubenmaschinen 90. VDI-Berichte 859. VDI-Verlag Düsseldorf 1990
- [16] Rinder, L., Moser, J.: Die Wirkung des Einspritzöles in nasslaufenden Schraubenkompressoren. Dissertation. Wien: T.U. Wien 1992
- [17] Baehr, H. D.: Thermodynamik. 9. Auflage. Hannover: Springer-Verlag 1996
- [18] Müller, K. J., Willinger, R.: Grundzüge der Thermischen Turbomaschinen. Vorlesungsskriptum. Wien: T.U. Wien 2001
- [19] Wuest W.: Strömungssonden: ATM-Archiv für Techn. Messen V116-9 bis V116-12 (Dez. 1960 bis Feb. 1962)

- [20] Wagner, W.: Wärmeübertragung. 3. Auflage: Vogel Fachbuch Kamprath-Reihe 1991
- [21] Linzer, W., Engelmann, A.: Angewandte Thermodynamik. Vorlesungsskriptum. 2. Auflage. Wien: T.U. Wien 1995
- [22] Mobil Schmierstoffe: [http://www2.mobiloil.de/produkte/industrie/AG & Co informationen/broschueren/pdf/schmierstoffe.pdf](http://www2.mobiloil.de/produkte/industrie/AG%20%26%20Co/informationen/broschueren/pdf/schmierstoffe.pdf)
- [23] Platin-Chip-Temperatursensoren mit Anschlussdrähten, Bauform PCA. DIN EN 60751: JUMO GmbH & Co. KG 2005
- [24] Brauer, H.: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Berlin: Verlag Sauerländer 1971
- [25] Baker, O.: Simultaneous flow of oil and gas: Oil & Gas J. 53 1954
- [26] Schicht, H. H.: Strömungsbilder bei adiabater Zweiphasenströmung Wasser-Luft in einem horizontalen Rohr: Verfahrenstechnik 3 1969
- [27] Chawla, J. M., Böckh, P. V.: Kritische Massenstromdichte von Flüssigkeits-Gas Gemischen: Chem.-Ing.-Techn. 43 1971
- [28] Chawla, J. M.: Reibungsdruckabfall bei der Strömung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen in waagrechten Rohren: Chem.- Ing.- Techn. 44 1972
- [29] Huhn, J., Wolf, J.: Zweiphasenströmung gasförmig/flüssig. Dresden: VEB Fachbuchverlag 1975
- [30] Wallis, G.: One-dimensional Two-phase Flow. Dartmouth: McGraw-Hill Book Company 1969
- [31] Whalley, P. B.: Two-phase flow and Heat Transfer: Oxford Univ. Press 1996
- [32] Spalding, D. B.: One-dimensional two-phase flow, with unequal velocities: Imperial College of Science and Technology. Mechanical Engineering Department 1979
- [33] Haßdenteufel, W.: Wärmeübergang und Druckverlust bei Zweiphasenströmung. Dissertation: Universität Stuttgart 1983
- [34] Baehr, H. D., Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Vierte Auflage: Springer-Verlag 2003
- [35] Recknagel, S.: Taschenbuch für Heizung u. Klimatechnik. 65. Auflage: Oldenbourg 1990/91
- [36] Instruction Manual Type 98HH Back Pressure and Relief Valves: Fisher Controls 1993
- [37] Industriemotoren für Niederspannung: VA TECH ELIN EBG GmbH 1999
- [38] Sicherheitsventile. Produktkatalog: Leser GmbH & Co. KG
- [39] Complete Temperature Measurement Handbook and Encyclopaedia: Omega Engineering Company
- [40] 6034E / 6035E User Manual. Multifunction I/O Boards for PCI, PXI, and Compact PCI Bus: National Instruments 1999

- [41] pDRIVE MX plus Version 8 074 162.01/01. Montageanleitung: VA TECH ELIN
EBG Elektronik 2000
- [42] Persson, J.G.: Heat-exchange in liquid-injected screw-compressors:
Schraubenmaschinen 87. VDI-Berichte 640. VDI-Verlag Düsseldorf 1987
- [43] O'Neill, Peter A.: Industrial Compressors: Butterworth-Heinemann Ltd 1993
- [44] Fister, W.: Fluidenergiemaschinen. Band 1: Springer-Verlag 1984
- [45] Czichos, H.: Hütte. Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. 29. Auflage:
Springer-Verlag 1991
- [46] Uetz, H., Wiedemeyer, J.: Tribologie der Polymere: Carl Hanser Verlag 1984
- [47] Pischinger, A.: Technische Thermodynamik. Einführung in Grundlagen und
Anwendung: Springer-Verlag 1951
- [48] Schmidt, E., Stephan, K., Mayinger, F.: Technische Thermodynamik. Grund-
lagen und Anwendungen. Band 1 Einstoffsysteme. 11. Auflage: Springer-
Verlag 1975
- [49] Wintterlin, K.: Kolbenverdichter. 3. Auflage: Springer-Verlag 1960
- [50] Baehr, H. D., Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. 4. Auflage. Springer-
Verlag 2003
- [51] Fiedler, O.: Strömungs- und Durchflussmesstechnik: Verlag Oldenburg 1992
- [52] VDI-Wärmeatlas: Achte Auflage. Berechnungsblätter für den Wärmeübergang:
Springer-Verlag 1997

LEBENS LAUF

Persönliches

DI Rudolf Berger

Loitzendorf 27
3643 Maria Laach

geboren am 4. 1. 1975 in Melk
in Lebensgemeinschaft lebend, 1 Sohn

Berufserfahrungen

01/03 bis heute **Wissenschaftlicher Mitarbeiter i. A.**
TU - Wien
Inst. f. Konstruktionswissenschaften u. Technische Logistik

06/02 - 12/02 **Projektleiter**
Leobersdorfer Maschinenfabrik AG

Ausbildung

1995 - 2002 Studium des Maschinenbaus, TU - Wien
Schwerpunkte: Schweißtechnik, Maschinenelemente

1989 - 1994 HTBL u. VA St. Pölten, Höhere Lehranstalt für Maschinenbau,
Ausbildungszweig Automatisierungstechnik

1981 - 1989 Grundschule in Melk

Militärdienst

1994 - 1995 Pionierbataillon 3, Kraftfahrer