

Masterarbeit

# Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren

Zach Daniela, BSc

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Technische Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. DI. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer

Externe Betreuer:

DI Walter Brabek

DI Günther Zippl

Graz, Oktober 2013

## **Eidesstaatliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, Oktober 2013

Zach Daniela

## **Danksagung**

Ich möchte mich an dieser Stelle bei meinen Betreuern bei ACC Austria, DI Walter Brabek und DI Günther Zippl bedanken. Weiterer Dank gilt allen Mitarbeitern der R&D Abteilung für die konstruktive Zusammenarbeit. Ich wurde immer von allen unterstützt und genoss das angenehme Arbeitsklima.

Ein besonderer Dank gilt meinem Betreuer an der TU Graz, Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Raimund Almbauer für die Unterstützung und die hilfreichen Ratschläge, welche eine zufriedenstellende Fertigstellung dieser Arbeit erst möglich machten. Spezieller Dank auch an seine Mitarbeiter für ihr Engagement und die angenehme Arbeitsatmosphäre im Büro.

Abschließend möchte ich ein paar dankende Worte an die wichtigsten Menschen in meinem Leben richten, meiner Familie. Sie sind mir in den letzten 5 Jahren an der TU Graz immer zur Seite gestanden und haben für den notwendigen Ausgleich zum Studium gesorgt.

**Träume nicht dein Leben,  
Lebe deinen Traum**

## Kurzfassung

Diese Masterarbeit beschäftigt sich mit dem Thema der Ermittlung der Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren. Die Verlustteilung wurde für zwei ACC Kompressoren, Delta HXD55 und Kappa HXK55, ermittelt.

Begonnen wurde mit einer Literaturrecherche zum Thema Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren und anderen Kolbenmaschinen. Danach wurde mit der Ermittlung der Verlustteilung durch experimentelle Untersuchung begonnen. Die Messungen an den beiden ACC Kompressoren wurden im Vakuum und unter Gaslast im Kalorimeter durchgeführt. Um die Auswirkungen der Temperaturänderung auf die Verluste analysieren zu können, wurde der Kompressor bei Umgebungsbedingungen und im erwärmten Zustand gemessen. Die so erhaltenen Messdaten wurden ausgewertet und danach analysiert. Darüber hinaus wurden die mechanischen Verlustleistungen im Bezug auf den Einfluss der Öltemperatur näher betrachtet. Dies erfolgte durch eine Umrechnung der Messwerte über Viskositätsänderung durch die Temperatursteigerung. Diese berechneten Verlustleistungen wurden mit jenen aus der Messung verglichen.

Neben der Messung war auch die Quantifizierung der mechanischen Verluste mittels firmeninterner Software Teil dieser Arbeit. Für diese firmeninterne Software wurde auch eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Für die Berechnung ist der Druckverlauf über dem Kurbelwinkel notwendig. Dieser Druckverlauf wurde einerseits aus den Messdaten entnommen und andererseits durch numerische Berechnung ermittelt. Diese numerische Berechnung löst den Ersten Hauptsatz der Thermodynamik und ermittelt den für die Berechnung notwendigen Verlauf des Druckes über dem Kurbelwinkel.

Die Verlustteilung wurde auch für zwei Konkurrenzprodukte von Danfoss und Embraco bestimmt. Abschließend wurden alle Ergebnisse dieser Arbeit in einer Gesamtübersicht zusammengefasst. Des Weiteren wurden die elektrischen, mechanischen und thermodynamischen Wirkungsgrade der Kompressoren miteinander verglichen und daraus wurde das Verbesserungspotenzial der Kompressoren abgeschätzt.

## Abstract

The theme of this thesis is the determination of the losses of a hermetic refrigeration compressor. The losses were determined for the two ACC refrigeration compressors (Delta HXD55 and Kappa HXK55).

After the literature research of loss sharing of hermetic refrigeration compressors and reciprocating engines was the measurement for determining the losses started. The measurement was performed in two different conditions vacuum and with gas load at ambient temperature and heated conditions. Afterwards the measurement results were analyzed and evaluated. The measurement was performed in different temperatures to find out the impact of the temperature change. The measured mechanical losses were converted to the next higher temperature based on the change of the oil viscosity. This losses was compared with those from measurement at the same temperature. As the operating temperatures were not reached during the measurement accurately this loss was calculated with the change of the oil viscosity. Furthermore the results from measuring in vacuum and with gas load were compared.

Besides the measurement the quantification of mechanical losses with the in-house software from ACC Austria was part of this thesis. For this in-house software a sensitivity analysis was carried out. For the calculation with the in-house software the pressure profil is necessary. This pressure profile can be determined by measuring or by a numerical calculation. This numerical calculation solves the first law of thermodynamics and determines the pressure profile for the calculation.

Finally, all results were summarized in an overview loss sharing of hermetic refrigeration compressors and two additional competitor products from Danfoss and Embraco were considered. Furthermore the efficiencies were calculated and the potential for improvement was estimated.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Problemstellung . . . . .	1
1.2	Aufgabenstellung . . . . .	1
1.3	Industriepartner ACC Austria GmbH . . . . .	2
1.4	Kältemittelkompressor . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen</b>	<b>9</b>
2.1	Thermodynamische Grundlagen . . . . .	9
2.1.1	Kältekreislauf . . . . .	9
2.1.2	Erster Hauptsatz der Thermodynamik . . . . .	15
2.2	Verlustteilung . . . . .	17
2.2.1	Kältemittelkompressoren . . . . .	17
2.2.2	Kolbenmaschinen . . . . .	20
<b>3</b>	<b>Experimentelle Untersuchung</b>	<b>22</b>
3.1	Der Messaufbau . . . . .	23
3.2	Delta Kompressor . . . . .	32
3.2.1	Messung bei Umgebungstemperaturen . . . . .	32
3.2.2	Messung im erwärmten Zustand . . . . .	36
3.2.3	Auswertung Delta . . . . .	40
3.3	Kappa Kompressor . . . . .	44
3.3.1	Messung bei Umgebungstemperaturen . . . . .	44
3.3.2	Messung im erwärmten Zustand bei ca.50°C . . . . .	46
3.3.3	Messung im erwärmten Zustand bei ca.60°C . . . . .	51
3.3.4	Auswertung Kappa . . . . .	56
3.3.5	Messunsicherheit . . . . .	58
3.4	Ölviskosität . . . . .	60

3.4.1	Delta Kompressor . . . . .	62
3.4.2	Kappa Kompressor . . . . .	68
3.4.3	Berechnung Konzentration Gas im Öl . . . . .	74
3.5	Laständerung . . . . .	76
<b>4</b>	<b>Berechnung der mechanischen Verluste mit firmeninterner Software</b>	<b>82</b>
4.1	Delta Kompressor . . . . .	90
4.2	Kappa Kompressor . . . . .	92
4.3	Vergleich der beiden Kompressortypen . . . . .	94
4.4	Sensitivitätsanalyse . . . . .	96
4.4.1	Temperaturänderung . . . . .	96
4.4.2	Grenzgeschwindigkeit . . . . .	98
4.4.3	Kolbenrundheit . . . . .	102
<b>5</b>	<b>Simulation</b>	<b>106</b>
5.1	Simulation im AVL Excite . . . . .	106
5.2	Numerische Berechnung des Druckverlaufs . . . . .	108
<b>6</b>	<b>Verlustteilung am Kältemittelkompressor</b>	<b>114</b>
6.1	Mechanische Verlustleistung . . . . .	115
6.2	Vergleich Messung und Berechnung . . . . .	116
6.3	Vergleich mit Konkurrenzprodukten . . . . .	118
6.4	Gesamtübersicht der Verlustteilungen . . . . .	120
6.5	Analyse der Wirkungsgrade . . . . .	124
<b>7</b>	<b>Schlussfolgerung und Ausblick</b>	<b>127</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>130</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>133</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>135</b>
	<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>137</b>
	<b>Anhang</b>	<b>A 1</b>

# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Problemstellung

Täglich wird man mit dem Thema der Energieeffizienz konfrontiert und als ein wichtiges Beispiel soll der Energieverbrauch aller elektrische Geräte möglichst gering sein. Sehr großen Einfluss auf den Energieverbrauch haben die Verluste der Geräte und daher ist es wichtig deren einzelnen Ursachen genau zu kennen. In der Unternehmung ACC Austria, ein Entwickler und Hersteller von Kalttemittelkompressoren ist, ist die Energieeffizienz ein wichtiges Thema und deshalb wurde die Ermittlung der Verlustteilung hermetischer Kalttemittelkompressoren als Schwerpunkt dieser Arbeit festgelegt. Die Gesamtverluste eines hermetischen Kalttemittelkompressors setzt sich aus den elektrischen, mechanischen und thermodynamischen Verluste zusammen und sollen in dieser Arbeit messtechnisch und rechnerisch ermittelt werden.

### 1.2 Aufgabenstellung

Die Masterarbeit wurde in der Unternehmung ACC Austria GmbH in Fürstenfeld durchgeführt und ist dem Fachgebiet Thermodynamik zuzuordnen. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Ermittlung der Verlustteilung von hermetischen Kalttemittelkompressoren.



Die Bestimmung der Verlustteilung erfolgte mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen und Berechnungen. Die Bestimmung der mechanischen Verlustleistung ermöglichte eine bessere Quantifizierung der beiden ACC Kompressorentypen Delta und Kappa und einen Vergleich mit den Konkurrenzkompressoren durch Benchmarking. Folgende Punkte sollen im Zuge dieser Arbeit durchgeführt werden:

- *Rechnerische Ermittlung der Verlustleistungen und Wirkungsgrad*  
Aufbauend auf die Bachelorarbeit „Bestimmung der mechanischen Verlustleistung eines Kältemittelkompressors“ wurden aus den bereits gemessenen Daten die Verlustleistungen bzw. Wirkungsgrade eines hermetischen Kältemittelkompressors ermittelt [18].
- *Messaufbau und Messung mit anschließender Auswertung für Kappa*  
Für den Kappa-Kompressor wurde ein Messaufbau definiert. Nach der Fertigstellung des Messaufbaus wurde die Messung durchgeführt und anschließend ausgewertet. Danach erfolgte die rechnerische Ermittlung der Verluste am Kappa.
- *Benchmarking mit darauf folgender Gesamtanalyse*  
Die Verlustteilung wurde auch bei Konkurrenzprodukten durchgeführt, um daraus eine Gesamtübersicht über die Verluste an verschiedenen Modellen zu erhalten. Diese Übersicht wurde analysiert und interessante Aspekte herausgearbeitet.

Darüber hinaus wurde eine Literaturrecherche zum Thema Verlustteilung durchgeführt. Diese befasste sich mit der Ermittlung der Verlustteilung von hermetischen Kältemittelkompressoren und Kolbenmaschinen. Insbesondere wurde dabei auf die Veröffentlichungen der Purdue Kompressorkonferenzen, firmeninterne Diplomarbeiten und Dissertationen eingegangen.

### **1.3 Industriepartner ACC Austria GmbH**

Diese Masterarbeit wurde in Kooperation mit der ACC Austria GmbH verfasst. Diese Unternehmung entwickelt und produziert hermetische Kältemittelkompressoren

und ist eine Tochtergesellschaft des ACC Konzerns. Die Abkürzung ACC steht für *Appliances Components Companies*. Der Konzern ist der führende europäische Hersteller von Haushaltskompressoren und hatte 2009 einen Marktanteil von 18%. Im weltweiten Vergleich hat ACC den zweitgrößten Marktanteil im Bereich Haushaltskompressoren. Der Konzern hat seinen Hauptsitz in Pordenone (Norditalien) und hat Standorte in Fürstenfeld (Österreich), Mel (Italien) und Tianjin (China).

Der Konzern hat ungefähr 3000 Mitarbeiter weltweit, welche 2009 einen Umsatz von 340 Mio. Euro erwirtschafteten. Am Standort Fürstenfeld werden über 850 Mitarbeiter beschäftigt, welche im Bereich Forschung und Entwicklung sowie in der Produktion arbeiten. Im Jahre 2012 produzierte und verkaufte die ACC Austria GmbH 7,5 Millionen Kompressoren und erzielte dadurch ein Umsatz von 167 Millionen Euro. Der gesamte ACC Konzern produzierte in diesem Jahr 12,2 Millionen Kompressoren und machte einen Umsatz von 400 Millionen Euro.

### **Geschichte der ACC Austria GmbH**

Der italienische Zanussi- Konzern gründete 1982 in Fürstenfeld die Verdichter Oe GmbH als Produktionsstandort. Als erste Kompressorplattform wurde Alpha im Einschichtbetrieb in Fürstenfeld produziert und bis 1984 auf einen Zweischichtbetrieb ausgebaut. Im Jahre 1985 wurde Zanussi von Electrolux, einem schwedischen Konzern gekauft. Damit war die Verdichter Oe GmbH ein Teil des weltgrößten Herstellers von Haushaltsgeräten und im Jahre 1988 wurde die Produktion auf einen Dreischichtbetrieb erweitert. 1996 wurde das neue Projekt Kappa gestartet und der Kappa Kompressor 2001 auf den Markt gebracht.

2000 wurde die Forschungs- und Entwicklungsabteilung in Fürstenfeld gegründet. 2003 wurde die Verdichter Oe GmbH an den ACC Konzern verkauft, was schließlich zur Umbenennung des Standortes Fürstenfeld in ACC Austria GmbH führte. In den Jahren 2003-2005 wurde die Produktionskapazität verdoppelt. Die Entwicklung der Delta Plattform begann 2003 und 2010 wurde mit der Serienproduktion von Delta in Fürstenfeld begonnen.

In Abbildung 1.1 sind die Kompressormodelle des ACC Konzerns abgebildet. Die Kompressortypen Alpha, Kappa und Delta werden von ACC Austria in Fürstenfeld hergestellt.

Family	Compressor	Compressor description	Power output	Electronics
Alfa, Q , Sigma		High efficiency Low sound emissions Low gas pulsation	58/230 W R600a,R134a	
Tau		Top efficiency Compact size	98/249 W R600a,R134a	
KAPPA dual		Top / Superior efficiency Compact size Extends Kappa family to R134a	95/250 W R600a,R134a	Starting device option
KAPPA		Top / Superior efficiency Low sound emissions and vibrations Very compact size	93/202 W R600a	Starting device option
ESD		Multiple speed compressor Electronically controlled motor	58/256 W Variable speed R600a,R134a	Electronic Control
DELTA		Top / Superior efficiency Revolutionary compact mini	50/120 W R600a	Starting device option
LAMBDA		Top / Superior efficiency Cutting-edge compact mini	70/160 W R600a,R134a	Starting device option

Abbildung 1.1: Produktpalette ACC Austria GmbH [2]

## 1.4 Kältemittelkompressor

In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit untersuchten ACC Kompressortypen näher beschrieben. Die Verlustteilung wurde für die folgenden beiden hermetische Kältemittelkompressoren der ACC Austria ermittelt [2]:

- Delta HXD55
- Kappa HXK55

Als einheitliche Bezeichnung für den Delta HXD55 Kompressor wird in diese Arbeit Delta festgelegt sowie der Kompressor Kappa HXK55 als Kappa bezeichnet. In Tabelle 1.1 sind die wichtigsten Kenngrößen der beiden Kompressorentypen zusammengefasst. Dazu zählen die Kälteleistung und der COP sowie die Geometriedaten der Kompressoren. Für diese Arbeit wurden zwei ähnliche Kompressoren herangezogen.

Parameter		Einheit	Delta	Kappa
Kälteleistung	$Q_0$	W	108,7	106,8
Coefficient of Performance	COP		2,04	2,06
Eingangsleistung	$P_{\text{ein}}$	W	53,3	51,8
Gewicht	m	kg	3,9	8,5
Hubraum	$V_H$	cm <sup>3</sup>	5,5	5,6
Kolbendurchmesser	d	mm	21,1	21,1
Exzentrizität	Ex	mm	7,9	8,0
Versatz	Ver	mm	2	3
Pleuellänge	l	mm	33	47

**Tabelle 1.1:** Kenngrößen der beiden Kompressortypen

Der Hubraum und der Kolbendurchmesser der beiden Kompressortypen ist gleich groß. Am Delta wurde durch neue Konstruktionen und Auslegungen eine Gewichtsreduktion von ca.50% gegenüber dem Kappa erreicht.

In der Kältetechnik wird die Leistungszahl als COP (Coefficient of Performance) bezeichnet und wird als Nutzen (Kälteleistung) durch den Aufwand (elektrische Eingangsleistung) berechnet. Abbildung 1.2 zeigt den Verlauf des COP über der Verdampfungstemperatur. Die Verläufe für Delta und Kappa sind jeweils bei einer Kondensationstemperatur von 45°C und 55°C dargestellt. Bei einer Verdampfungstemperatur von -23,3°C und einer Kondensationstemperatur von 45°C ist der COP des Kappa am höchsten. Des weiteren steigt der COP bei beiden Kompressortypen bei steigender Verdampfungstemperatur. Der COP bei -23,3°C/45°C Bedingungen beträgt am Delta 2,04 und am Kappa 2,06. Der Verlauf der Kälteleistung über der Verdampfungstemperatur ist in Abbildung 1.3 grafisch dargestellt. Die Kälteleistung bei -23,3°C/45°C Bedingungen liegt für Kappa bei 108,7W und für Delta bei 106,8W.

Abbildung 1.4 zeigt die Explosionszeichnung des Delta Kompressors und Abbildung 1.5 die Explosionszeichnung des Kappa Kompressors. Die blauen Bauteile sind verantwortlich für die elektrischen Verluste und die grün markierten Bauteile für die mechanischen Verluste. Die thermodynamischen Verluste werden durch die orangen markierten Bauteile beeinflusst.

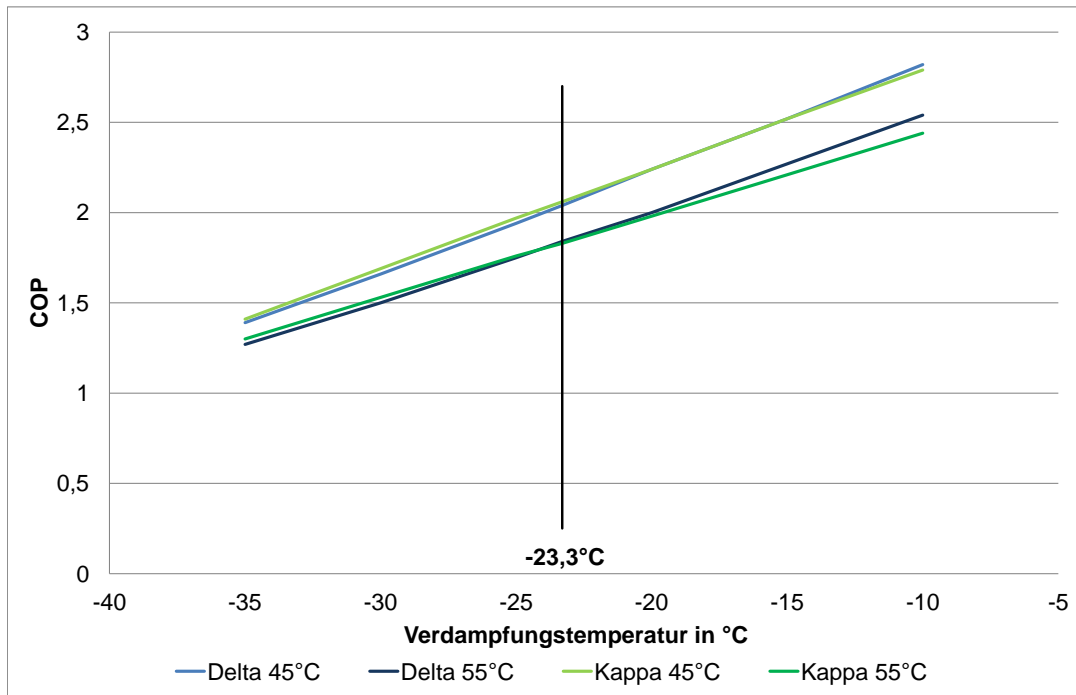


Abbildung 1.2: Verlauf des COP über der Verdampfungstemperatur

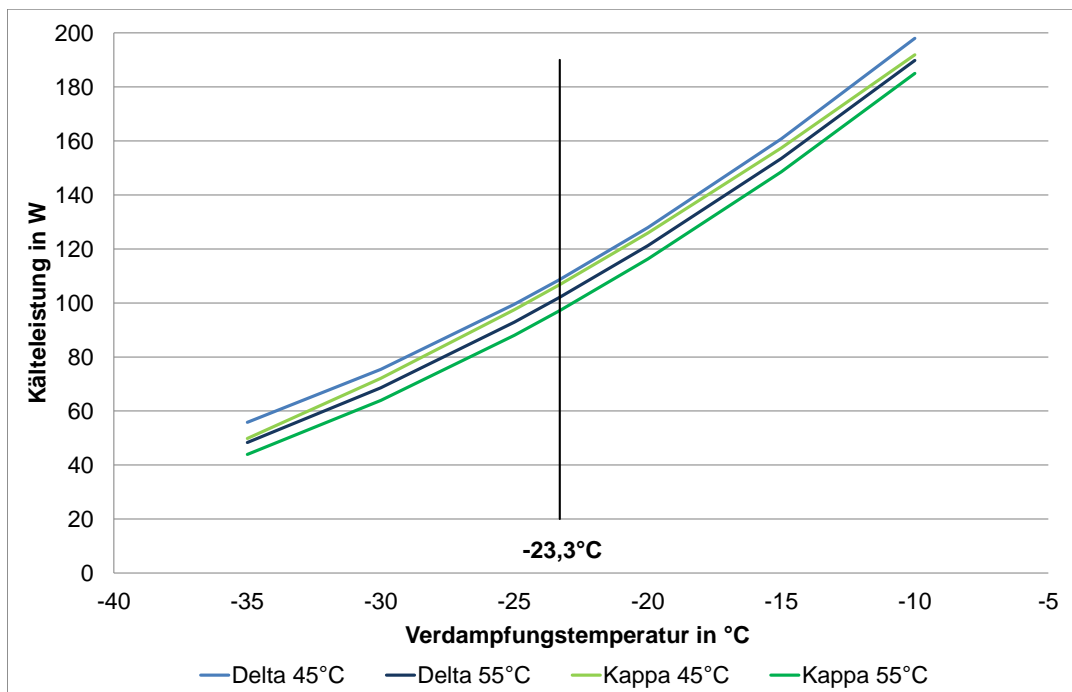


Abbildung 1.3: Verlauf der Kälteleistung über der Verdampfungstemperatur

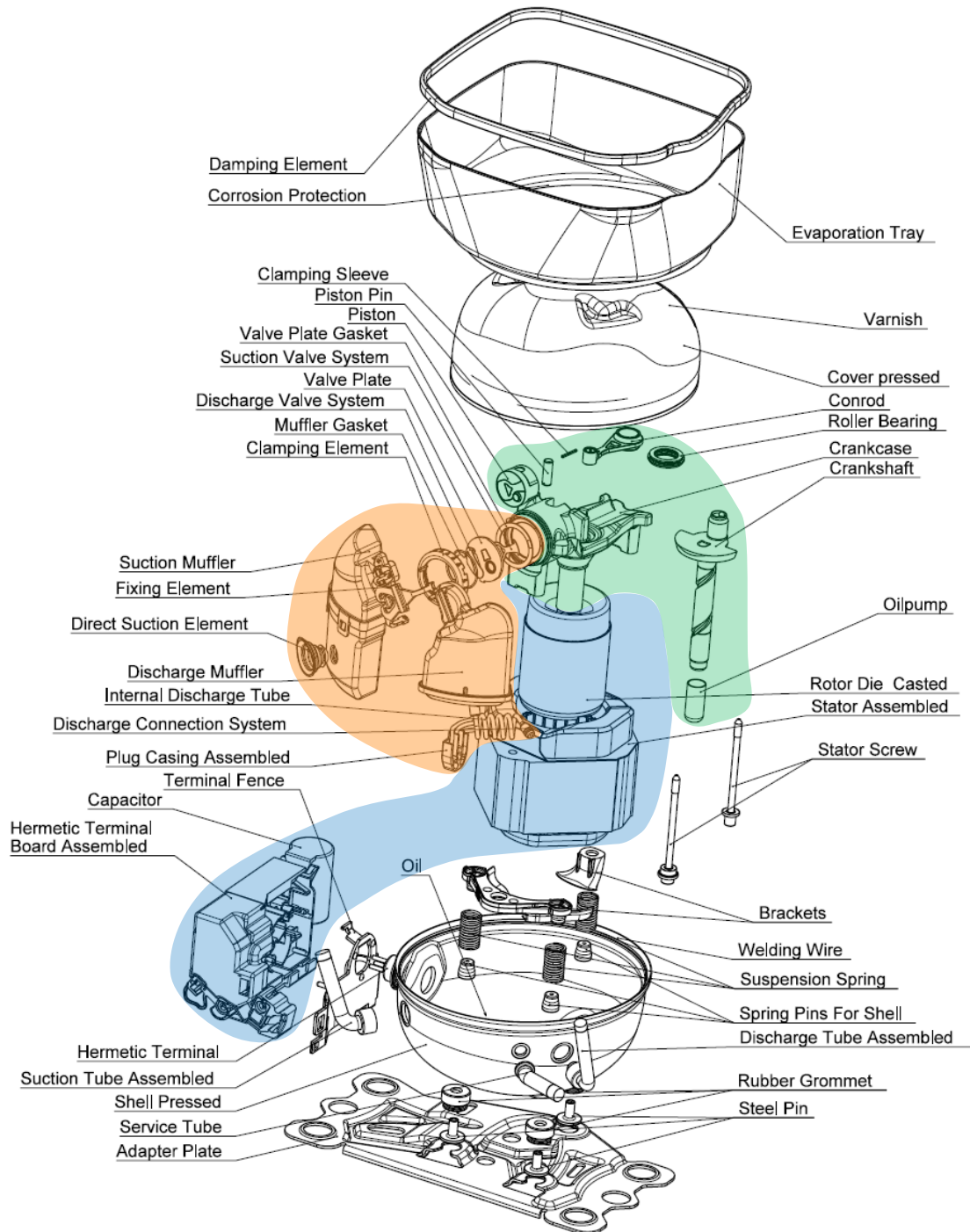


Abbildung 1.4: Explosionszeichnung Delta [2]

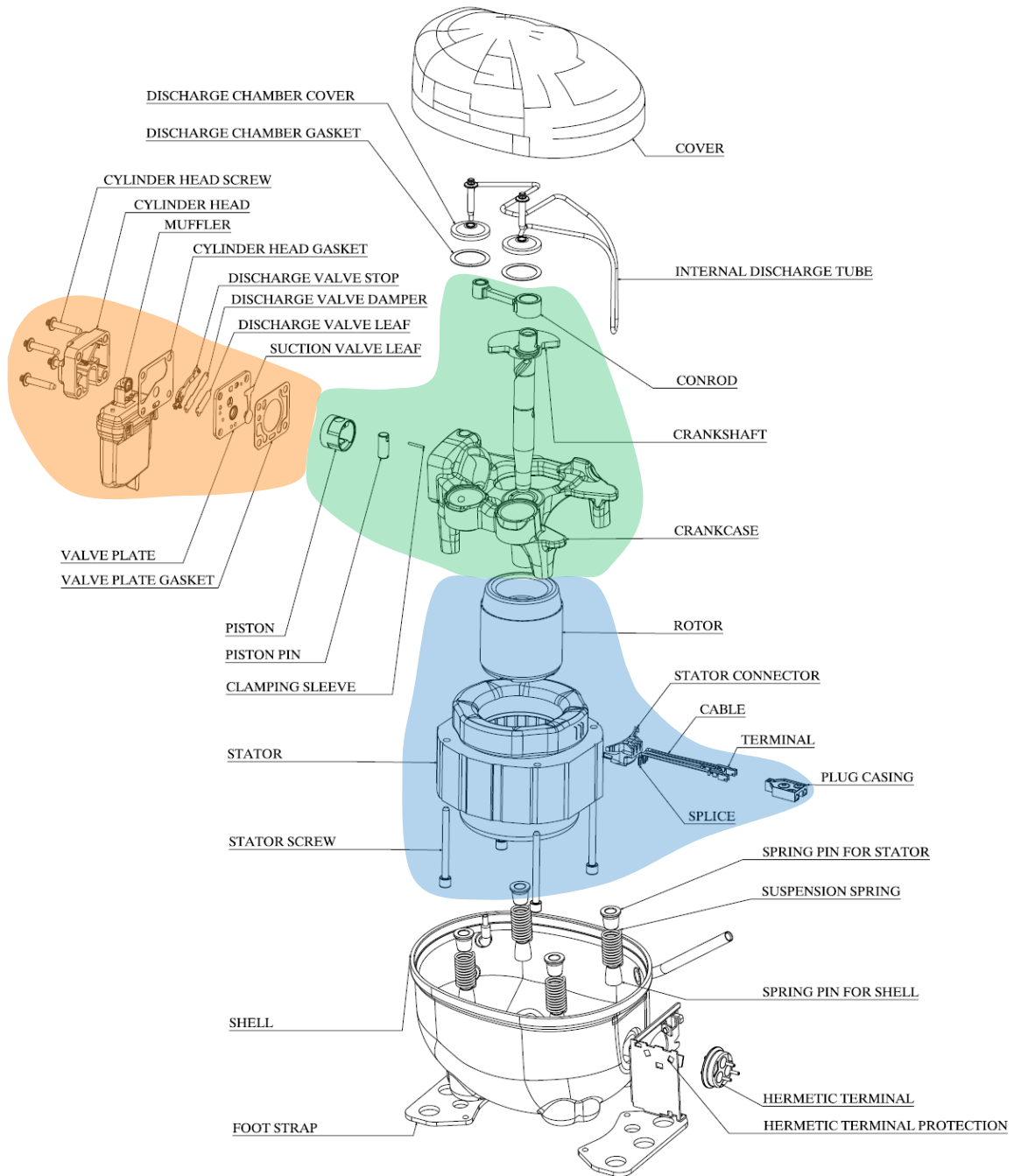


Abbildung 1.5: Explosionszeichnung Kappa [2]

# Kapitel 2

## Theoretische Grundlagen

Im ersten Abschnitt werden die thermodynamischen Grundlagen und im zweiten Abschnitt die Verlustteilung bei hermetischen Kältemittelkompressoren und bei Kolbenmaschinen erläutert.

### 2.1 Thermodynamische Grundlagen

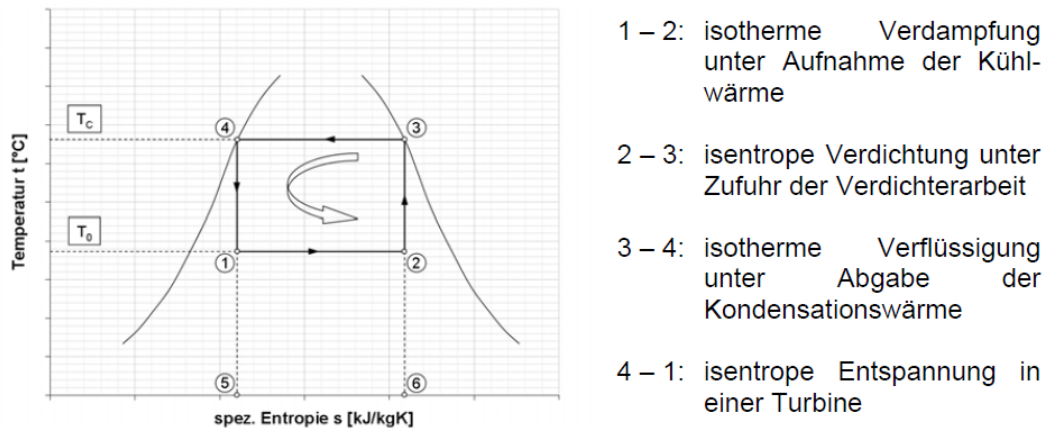
Die thermodynamischen Grundlagen umfassen den Kältekreislauf und den ersten Hauptsatz der Thermodynamik. Zuerst werden die theoretischen Grundlagen des Kältekreislaufs näher betrachtet. Es folgt eine kurze Erläuterung des Carnot Vergleichsprozesses, des ASHRAE-Vergleichsprozesses und des Kältekreislaufs am Kühlschrank. Danach wird der Erste Hauptsatz der Thermodynamik erläutert, welcher in dieser Arbeit in Kapitel 5.2 gelöst wurde.

#### 2.1.1 Kältekreislauf

Der Kältekreisprozess ist ein sogenannter Linksprozess, da er im T,s-Diagramm gegen den Uhrzeigersinn läuft. Das physikalische Prinzip hinter dem Kältekreislauf ist, dass dem Kältemittel bei niedriger Temperatur Wärme zugeführt und bei einem höheren Temperaturniveau wieder abgeführt wird [7].



Abbildung 2.1 zeigt den Carnot-Prozess, welcher ein idealer theoretischer Vergleichsprozess ist. Die Entropieänderung beim Verdampfen und Kondensieren ist identisch. Die eingeschlossene Fläche im T,s-Diagramm entspricht der Arbeit des Kältekreisprozesses.



**Abbildung 2.1:** Carnot Vergleichsprozess [5]

Der tatsächliche Kältekreisprozess ist in Abbildung 2.2 in einem T,s-Diagramm dargestellt. Dieses Diagramm zeigt den Prozess in Abhängigkeit der Temperatur T und der spezifischen Entropie s. Im Folgenden wird der Verlauf des Kälteprozesses kurz erklärt. Das Kältemittel R600a tritt mit Zustand 1 in den Verdampfer ein und erreicht danach den Zustand 2 bei einem Druck von 0,627bar [5].

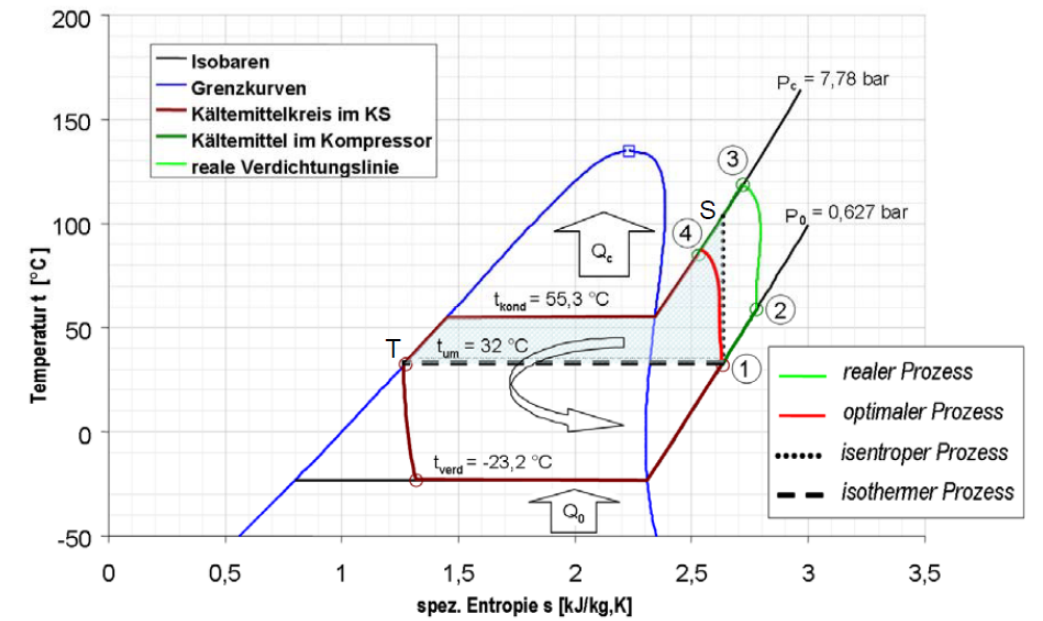


Abbildung 2.2: Verlauf im T,s-Diagramm [5]

Die Zustandsänderung von 2 nach 3 entspricht einer Druckänderung von 0,627bar auf 7,78bar und das entspricht dem sogenannten ASHRAE-Vergleichsprozess. Bei diesem genormten Vergleichsprozess werden die Verdampfungs-, Kondensations- und Umgebungstemperatur vorgegeben und daraus ergeben sich die zu- und abgeführte Wärme und die Drücke. Diese vorgegebenen Temperaturen für den ASHRAE-Vergleichsprozess sind in Tabelle 2.1 ersichtlich. [5]

Verdampfungstemperatur	$T_0$	-23,3 °C
Kondensationstemperatur	$T_C$	55 °C
Unterkühlungstemperatur	$T_{UK}$	32 °C
Sauggastemperatur	$T_{Saug}$	32 °C
Umgebungstemperatur	$T_U$	32 °C

Tabelle 2.1: Temperaturen im ASHRAE-Vergleichsprozess [5]

Abbildung 2.3 zeigt den ASHRAE-Vergleichsprozess im T,s-Diagramm. Die Unterkühlung unter die Siedetemperatur im Kondensator führt zu einer erhöhten Kälteleistung. Diese Kälteleistung ist im Diagramm als eingeschlossene Fläche (5 - 6 - 6' - 5) dargestellt. Darüber hinaus wird im Verdampfer die Sattdampf Temperatur

überhitzt und dadurch gelangt kein nasser Dampf in den Kompressor. Diese Überhitzung auf der Niederdruckseite entspricht der eingeschlossenen Fläche (2'-2-7-7'). [5]

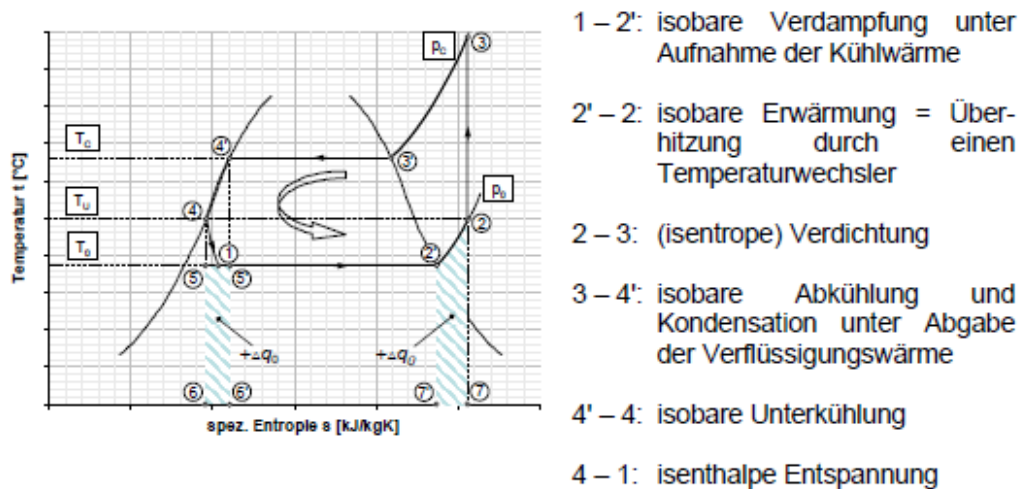


Abbildung 2.3: ASHRAE Vergleichsprozess [5]

Zum Vergleich der verschiedenen Kompressortypen untereinander wurde die Messung immer bei Normbedingungen durchgeführt. Für diese Arbeit wurden die Normbedingungen nach ASHRAE verwendet, welche in Tabelle 2.2 dargestellt sind. Der ideale COP wurde aus firmeninternen Unterlagen entnommen.

Verhältnis	Verdampfungsdruck	Kondensationsdruck	idealer COP
-23,3 °C/45 °C	0,627bar	6,03bar	3,22
-23,3 °C/55 °C	0,627bar	7,78bar	2,88

Tabelle 2.2: Normbedingungen nach ASHRAE [2]

Nach der Kompression wird das Kältemittel in den Kondensator geleitet und dort abgekühlt, verflüssigt und unterkühlt (Zustand 3,4). Im Kondensator wird die Kondensationswärme bei einem Druck von 7,78bar abgegeben, das entspricht einer Kondensationstemperatur von 55 °C bzw. 328,15K. Danach wird das Kältemittel bis zum Zustand 1 auf 0,627bar gedrosselt und bei einer Temperatur von -23,3 °C bzw. 249,85K im Verdampfer bei konstantem Druck und Temperatur wieder verdampft. Schließlich wird es wiederum in den Verdichter geleitet (Zustand 2). Somit ist der Kreislauf geschlossen und der Kältekreisprozess startet wieder [19].

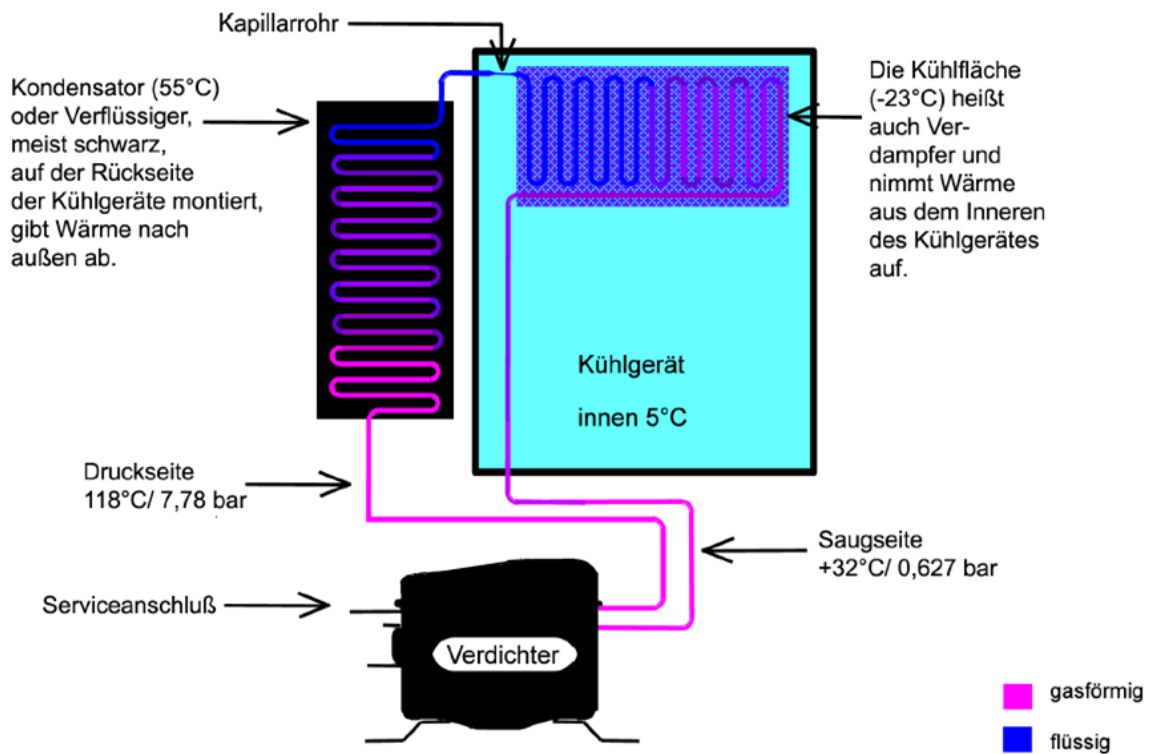


Abbildung 2.4: Kältekreislauf im Kühlschrank [5]

Abbildung 2.4 zeigt die Funktion des Kältemittelkompressors im Kühlschrank. Im Verdichter wird der Druck erhöht und es kommt zu einer Erwärmung des Kältemittels, welche hauptsächlich aufgrund von Wechselwirkungen zwischen Gasteilchen zustande kommt. Die Kondensationstemperatur des Kältemittels steigt dabei wie zuvor im T,s-Diagramm erläutert auf 55°C an. Im Kondensator gibt das Kältemittel die Wärme an die Umgebung ab und dieser Kondensator ist meist auf der Rückseite des Kühlgerätes montiert. Über das Kapillarrohr baut das Kältemittel Druck ab und wird wiederum in den Verdampfer geleitet.

Da die Temperatur im Kühlgerät bzw. im Kühlfach bei ungefähr -18°C und die Kältemitteltemperatur bei -23,3°C liegt, nimmt das Kältemittel die Wärme aus dem Inneren des Kühlgerätes auf. Dies führt zu einer Temperaturabnahme im Inneren des Kühlgerätes und somit wird der Inhalt wie z.B. Lebensmittel gekühlt. Zeitgleich wird das Kältemittel durch die Wärme aus dem Inneren des Kühlgerätes verdampft.

Die Temperatur im Innenraum des Kühlgerätes wird durch ein Thermostat geregelt

und beim Erreichen einer zu hohen Temperatur wird der Kühlkreislauf eingeschaltet bzw. beim Erreichen der geforderten Temperatur abgeschaltet.

Abbildung 2.5 zeigt den Kältekreislauf schematisch. Dem Kältemittel wird im Verdampfer die Wärme  $Q_{ZU}$  zugeführt und danach in den Verdichter geführt, wo es auf ein höheres Druck- und Temperaturniveau gebracht wird. Im Kondensator wird die Wärme  $Q_{AB}$  abgegeben und der Transport des Kältemittels in das Kapillarrohr erfolgt. Danach gelangt das Kältemittel wieder in den Verdampfer und der Kältekreislauf ist geschlossen. In diesem Kühlkreisprozess hat das Kapillarrohr neben der Funktion einer Drossel auch die eines Wärmetauschers [19].

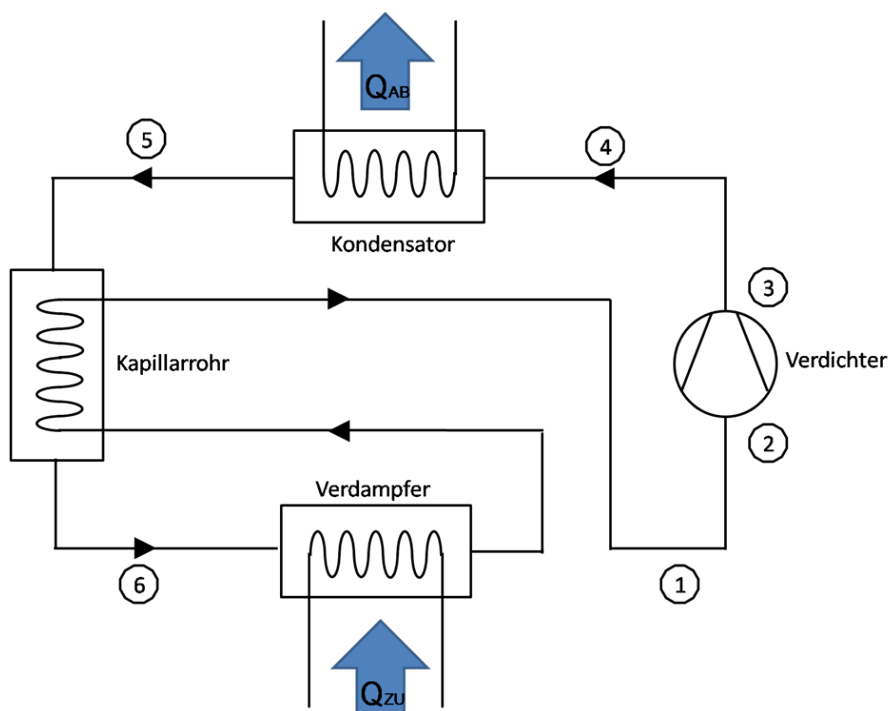


Abbildung 2.5: Kältekreislauf [18]

Der Kältekreisprozess im Haushaltskühlschrank ist in Abbildung 2.6 im log p,h Diagramm dargestellt. Der in dieser Arbeit untersuchte Kompressor entspricht etwa der Kurve von 1 nach 2, wobei 2s der einer isentropen Kompression entspricht und 2 einer realen Zustandsänderung. Nun wird das Kältemittel in den Kondensator geleitet (Zustandsänderung 2 nach 3). Die Zustandsänderung von 3 nach 4 entspricht einer Drosselung mit Wärmeabfuhr und danach wird das Kältemittel R600a von 4 nach 1 verdampft.

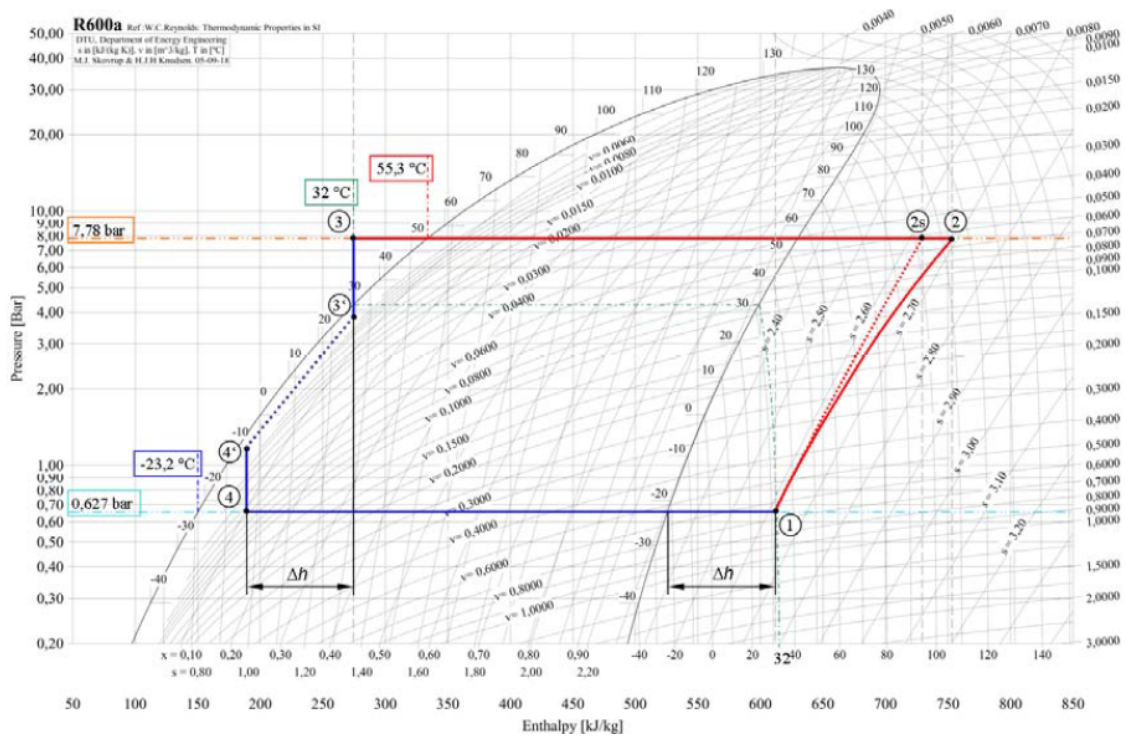


Abbildung 2.6: log p,H Diagramm [5]

## Das Kältemittel

Als Kältemittel wird im Kreislauf R600a (Isobutan) verwendet. Isobutan gehört zur Gruppe der Alkane und hat die Summenformel  $C_4H_{10}$ . Dieses Kältemittel ist farblos, brennbar und fast geruchlos. Die spezifische Kälteleistung von R600a beträgt bei ASHRAE Bedingungen  $336 \text{ kJ/kg}$ . Der Isentrotenexponent des Delta HXD55 Kompressors berechnet über Anfangs- und Endzustand der Kompression liegt bei ASHRAE Bedingungen laut ACC Experten bei ca. 1,045. Dieser Isentrotenexponent ist während der Zustandsänderung im Kompressor jedoch nicht konstant.

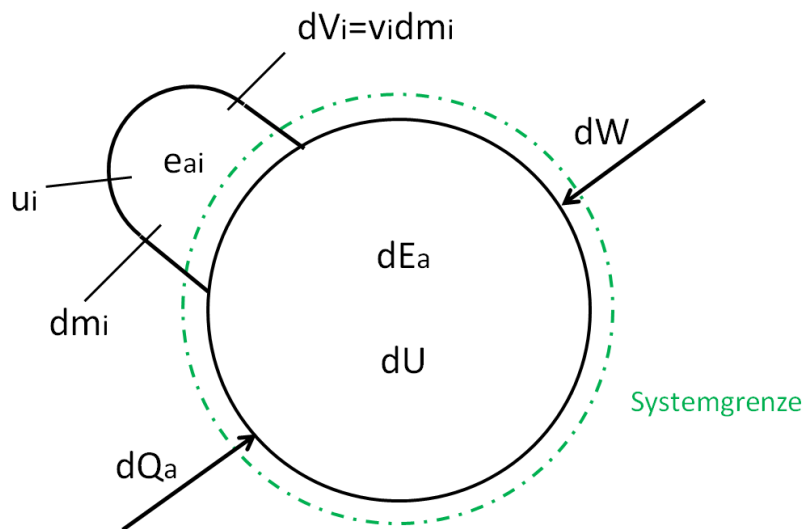
### 2.1.2 Erster Hauptsatz der Thermodynamik

Der Erste Hauptsatz der Thermodynamik ist der Erhaltungssatz der Energie. Die linke Seite der Gleichung 2.1 zeigt alle Transportgrößen, welche alle Energien über die Systemgrenze beinhalten. Wobei die zugeführten Energien als positiv und die

abgeführten als negativ festgelegt sind. Zu diesen zählen die Wärme, die Arbeit und der Massentransport. Die inneren und äußeren Energien sowie die Einschiebearbeit (Volumenänderungsarbeit) werden mit der Masse transportiert, wobei die innere Energie und die Einschiebearbeit zur Enthalpie zusammengefasst werden. Somit ergibt sich für die Berechnung des Massentransports die Multiplikation aus der Massenänderung mit der Summe von spezifischer Enthalpie und spezifischer äußerer Energie [7].

$$\delta Q + \delta W + \Sigma dm (h + e_a) = dU + dE_a \quad (2.1)$$

Die rechte Seite der Gleichung 2.1 zeigt die Systemgrößen, welche die inneren und äußeren Energien beinhalten. Die innere Energie setzt sich aus der thermischen, chemischen und nuklearen inneren Energie zusammen. Zu den äußeren Größen zählen kinetische, potentielle, elektrische und magnetische Energien, welche z.B. durch die Bewegung des Systems in einem äußeren Kraftfeld entstehen [10].



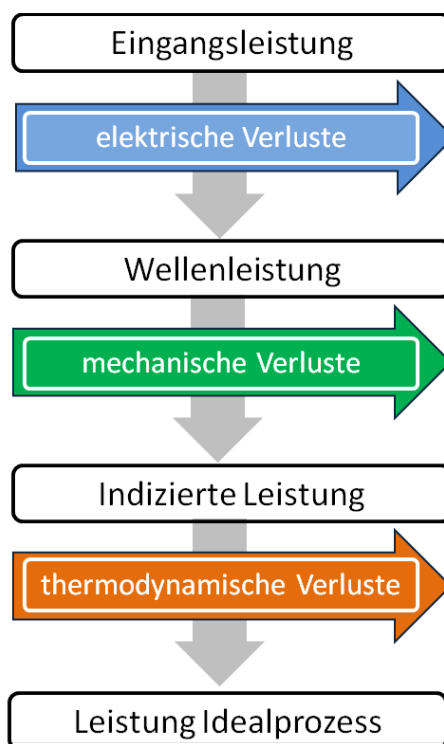
**Abbildung 2.7:** Erster Hauptsatz der Thermodynamik

## 2.2 Verlustteilung

Die Verlustteilung beinhaltet alle in einem System auftretenden Verluste. In dieser Arbeit wird generell die Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren diskutiert. Die Literaturrecherche wurde für die Verlustteilung für hermetische Kältemittelkompressoren und auch für weitere Kolbenmaschinen durchgeführt.

### 2.2.1 Kältemittelkompressoren

Die Verlustteilung eines hermetischen Kältemittelkompressors ist in Abbildung 2.8 grafisch dargestellt. Die Eingangsleistung wird bereitgestellt und danach treten die elektrischen Verluste am Motor auf.



**Abbildung 2.8:** Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren

Dadurch kommt es zu einer Minderung der Leistung und man erhält die Wellenleistung, die an die Kurbelwelle abgegeben wird. Die zweite Gruppe der Verluste sind



die mechanischen Verluste. Dies führt zur indizierten Leistung und alle weiteren Verluste werden als thermodynamische Verluste bzw. in dieser Arbeit für die Messung als Restverluste bezeichnet. Subtrahiert man von der indizierten Leistung die thermodynamischen Verluste, erhält man die Leistung für den Idealprozess ( $s=\text{konst}$ ).

Nun werden die drei auftretenden Verlustleistungen näher erläutert. Diese Erklärungen wurden zitiert, da sie sinngemäß aus der Bachelorarbeit von ZACH [18] übernommen werden können.

- **Elektrische Verlustleistung**

Der elektrische Wirkungsgrad beim Idealprozess ist 100%.  $P_{\text{welle}}$  ist die mechanische Leistung, die der Motor an die Kurbelwelle abgibt.  $P_{\text{el}}$  ist die elektrische Leistung, die dem Motor zugeführt wird. Die Motorverluste können in Leerlaufverluste und lastabhängige Verluste eingeteilt werden. Wobei sich die Leerlaufverluste aus den Eisenverlusten in Rotor und Stator und Lüftungsverlusten zusammensetzen. Die elektrischen Verluste wurden in der Dissertation von BURGSTALLER [5] mit folgender Formel definiert. Der elektrische Wirkungsgrad wird als konstant angenommen.

$$P_{V_{el}} = P_{PTC} + P_{V_{rotor}} + P_{V_{stator}} \quad (2.2)$$

- **Mechanische Verlustleistung**

Diese entsteht aufgrund von Reibung. Der mechanische Wirkungsgrad berücksichtigt die Umwandlung eines Teiles der mechanischen Leistung in Wärme. Die Stellen im Kompressor bei denen Reibungen auftreten, sind im Kapitel 2.2 näher erläutert. Die mechanische Verlustleistung wurde bis jetzt bei ACC Austria aus Erfahrungswerten rechnerisch abgeschätzt, aber noch nicht durch Messungen ermittelt.

Die mechanischen Verluste wurden auch in der Diplomarbeit von ZIPPL [19] behandelt und die Reibungsanteile wie folgt aufgeteilt:

- 45% Hauptlager

- 20% Pleuellager
- 35% Kolben/Zylinder

Die Ermittlung der mechanischen Verlustleistung wurde in der Dissertation von BURGSTALLER [5] mit folgender Gleichung ermittelt.

$$P_{V_{mech}} = P_V - P_{Vel} = C_3 + C_1 \cdot T_{ref} + C_2 \cdot T_{ref}^2 \quad (2.3)$$

### • Thermodynamische Verlustleistung

Zur Ermittlung der thermodynamischen Verlustleistungen vergleicht man den zu messenden Prozess mit einem festgelegten Idealprozess. Der festgelegte Idealprozess ist ein isentroper Prozess ohne Leckageverluste. Thermodynamische Verluste treten durch Wärmeflüsse, durch Druckverluste, aber auch aufgrund von undichten Kolben (sogenannten Leckageverluste) auf. Diese Verluste werden in dieser Arbeit als Restverluste bezeichnet.

Die Verlustteilung für hermetische Kältemittelkompressoren wurde auch in der Diplomarbeit von SORGER [14] behandelt. Die Wirkungsgrade wurden jeweils auch für den Kompressortyp Delta und Kappa ermittelt, jedoch nicht für dieselben Kompressortypen wie in dieser Arbeit. Tabelle 2.3 zeigt typische Werte für den Gesamtwirkungsgrad sowie alle Einzelwirkungsgrade.

$$\eta_{ges} = \eta_{motor} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{gas} \quad (2.4)$$

	$\eta_{ges}$	$\eta_{motor}$	$\eta_{mech}$	$\eta_{gas}$
Kappa (HKK55)	0,52	0,85	0,85	0,73
Delta (HTD101AA)	0,59	0,80	0,92	0,80

**Tabelle 2.3:** Verlustaufteilung

## 2.2.2 Kolbenmaschinen

Zuerst wurde eine Literaturrecherche zum Thema Verlustleistung durchgeführt, wobei einer der Schwerpunkte auf der Verlustteilung von Kolbenmaschinen lag. Die Ergebnisse wurden teilweise zitiert, da sie sinngemäß übernommen werden können. Die Verlustteilung eines Motors kann durch die Energiebilanz und die Verlustteilung ausgehend vom Wirkungsgrad eines vollkommenen Motors bestimmt werden. Die Energiebilanz ist eine globale Betrachtung des Systems und zeigt folgende Verluste: Arbeit, die vom Gas an den Kolben abgegeben wird (indizierte Arbeit), Wärmeverluste über die Wand, Enthalpiedifferenz zwischen Abgas und Frischgas bzw. unverbranntem Kraftstoff aus unvollständiger bzw. unvollkommener Verbrennung. Der Nachteil der Energiebilanz ist, dass sie keine Informationen über die Einzelverluste liefert, welche durch ideale Prozessführung vermieden werden können. Die induzierte Arbeit, Wandwärme und Enthalpiedifferenz sind die Ergebnisse der einzelnen Prozessverluste [9]. Die Methoden zur Ermittlung der mechanischen Verluste von Kolbenmaschinen werden nun im folgenden kurz erläutert [17].

- **Indizierverfahren**

Zur Ermittlung der mechanischen Verluste eines Motors dient das Indizierverfahren. Dabei wird die innere Arbeit über eine Druckindizierung am Zylinder bestimmt und mit der gemessenen effektiven Arbeit an der Kurbelwelle können die Reibungsverluste ermittelt werden. Das Indizierverfahren kann an verschiedenen Betriebspunkten angewendet werden, jedoch ist dieses Verfahren mit Unsicherheiten behaftet. Diese Unsicherheiten können auf Messfehler bei der Druckindizierung, die Ungleichverteilung des Kraftstoffes auf die Zylinder und die zyklische Druckschwankung im gefeuerten Motorbetrieb zurückgeführt werden. Die mechanischen Verluste sind nur geringer Teil der inneren Arbeit und deshalb kann ein prozentuell kleiner Fehler schon eine deutliche Verfälschung der Reibungsarbeit verursachen.

- **Auslaufversuch**

Bei diesem Versuch wird der Motor im Beharrungszustand abgeschaltet und der Drehzahlabfall gemessen. Da der Drehzahlabfall mit dem Massenträgheitsmoment der bewegten Masse multipliziert das Reibungsmoment ergibt,

können die Reibungsverluste ermittelt werden.

- **Schleppversuch**

Der Motor, welcher an eine Bremse angeschlossen ist, wird auf Betriebszustand gefahren und danach bei abgestellter Kraftstoffzufuhr fremdangetrieben. Die aufzubringende Schleppleistung entspricht dabei der Reibungsleistung. Nachteil der Schleppversuche ist die veränderte Belastungs- und Temperatursituation der Bauteile während des Versuchs. Die Strip-Methode ist eine Sonderform des Schleppversuches. Dabei wird der Motor geschleppt und schrittweise demontiert, womit man die Reibungsverluste der einzelnen Komponenten ermitteln kann.

- **Abschaltversuch**

Dieser Versuch kann nur bei Mehrzylindermotoren angewendet werden und ist dem Schleppversuch sehr ähnlich. Dabei wird die Kraftstoffzufuhr eines Zylinders abgeschaltet und dieser wird von den anderen Zylindern mitgeschleppt. Aus der effektiven Motorleistung vor und nach der Kraftstoffabschaltung kann auf die Reibungsleistung zurück gerechnet werden.

- **Willans-Linien**

Bei diesem Verfahren wird der Kraftstoffverbrauch pro Arbeitsspiel bei konstanter Drehzahl eines Motors gemessen und der effektive Mitteldruck variiert. Nun wird der Kraftstoffverbrauch über den effektiven Mitteldruck in einem Diagramm aufgetragen. Diese Kurve wird dann mit der x-Achse geschnitten und dadurch erhält man den Reibmitteldruck. Dieses Verfahren ist einfach anwendbar jedoch aufgrund der Extrapolation nicht so genau. Deshalb kann nur eine grobe Tendaussage im Vergleich zu anderen Motortypen gemacht werden.

Es gibt noch weitere Verfahren wie z.B. das Floating Liner Verfahren. Diese Verfahren werden in dieser Arbeit nicht näher erläutert.

# Kapitel 3

## Experimentelle Untersuchung

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit umfasst die Ermittlung der Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren und diese Verlustteilung wurde auch messtechnisch ermittelt. In diesem Kapitel wird der Messaufbau und der Ablauf der Messung erläutert und auch die Messergebnisse dokumentiert und ausgewertet. Abschließend wurde die Messunsicherheit dieser Messung analysiert.

Zuerst wurden die Ursachen der mechanischen Verluste an hermetischen Kältemittelkompressoren erarbeitet. Die mechanischen Verluste werden am Kältemittelkompressor durch folgende Reibstellen verursacht:

1. oberes Hauptlager
2. unteres Hauptlager
3. Kugellager
4. Pleuelaugenlager
5. Kolbenbolzenlager
6. Kolben-Zylinder
  - Festkörperreibung
  - Flüssigkeitsreibung

Die Hauptlager, das Pleuelaugen- und das Kolbenbolzenlager sind Gleitlager. Die Reibstelle zwischen Kolben und Zylinder verursacht die größten Reibungsverluste. Diese Reibstellen sind in der Zeichnung des Delta Kompressors in Abbildung 3.1 ersichtlich [18].

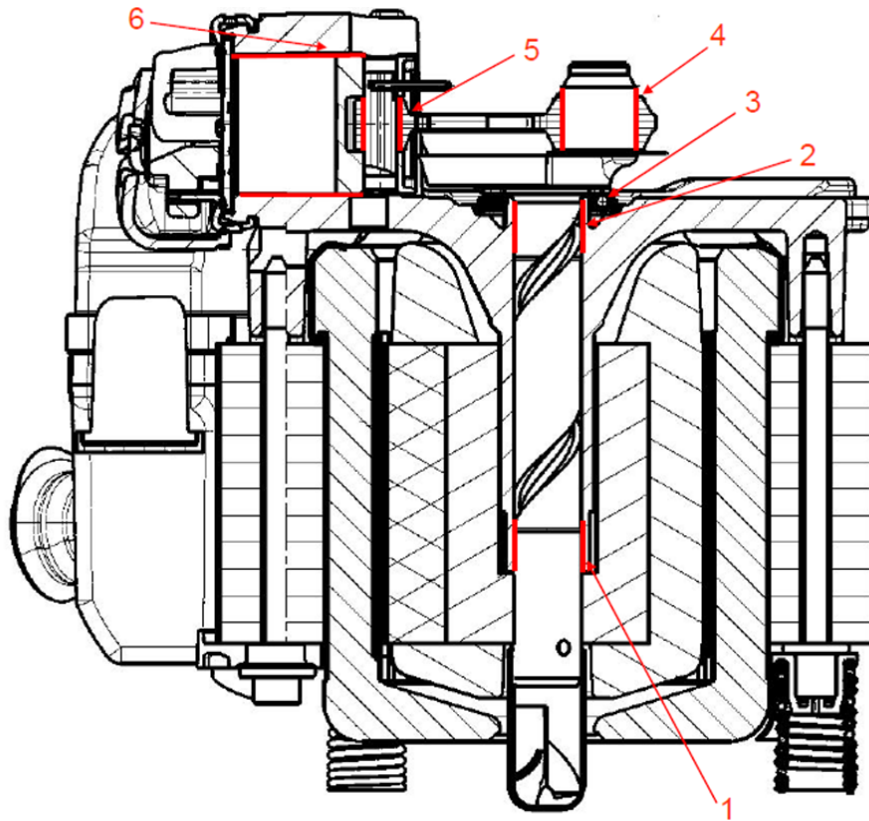


Abbildung 3.1: Reibstellen am Delta [18]

### 3.1 Der Messaufbau

Die Verlustteilung eines hermetischen Kältemittelkompressors kann mit verschiedenen Messmethoden ermittelt werden und diese werden nun im Folgenden erläutert. Bei beide folgenden Messmethoden liegt die Idee zugrunde, dass bei einem Massenstrom von annähernd Null die thermodynamischen Verluste und thermodynamische Arbeit vernachlässigbar sind. Dies kann nun einerseits durch Absenken des Druckes auf ein möglichst niedriges Niveau erfolgen oder durch das Verschlie-

ßen der Ventilplatte. Bei der Messung im Vakuum entsprechen die Belastungen der Lager nicht jene im Betrieb, da keine Gaskräfte vorhanden sind. Beide Verfahren haben Vor- und Nachteile jedoch sind Druckniveaus für die geschlossene Ventilplatte näher bei den realen Bedingungen.

Diese Messung wurde mit geschlossener Ventilplatte durchgeführt und daher ist der Massenstrom ungefähr 0. Der Massenstrom erreicht nicht genau den erwünschten Wert 0, da ein Leckagemassenstrom zwischen Kolben und Zylinder auftritt. Somit wird bei dieser Messung kaum Gas gefördert und die thermodynamischen Verluste sind vernachlässigbar klein.

### Schadraumrechnung

Der Schadraum ist jenes Restvolumen, welches beim Erreichen des oberen Totpunktes noch im Zylinder ist. Durch diesen Schadraum kann nicht die gesamte Menge an Gas aus dem Zylinder ausgeschoben werden. Der Schadraum wird von der Konstruktion definiert. Für die Messung war ein spezieller Versuchsaufbau mit geschlossener Ventilplatte notwendig. Für die Messung war ein vergrößerter Schadraum notwendig, um die benötigten Druckniveaus einstellen zu können. Durch diesen Messaufbau sind die thermodynamischen Verluste im Idealfall Null oder im Vergleich zum normalen Betrieb relativ klein. Dies bedeutet eine Überlagerung der Kompressions- und Expansionslinien im p,V-Diagramm. Dafür wurde der Schadraum des Kompressors zuerst mit einer firmeninternen Simulation berechnet und danach im Versuchsaufbau realisiert. Alle Geometriedaten und berechneten Daten sind in Tabelle 3.1 ersichtlich. Das Schadraumvolumen beträgt  $524,5\text{mm}^3$  und daraus ergibt sich ein Verdichtungsverhältnis von 11,67.

$$V_C = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot a_{VP} = \frac{21,1^2 \cdot \pi}{4} \cdot 1,5 = 524,5\text{mm}^3 \quad (3.1)$$

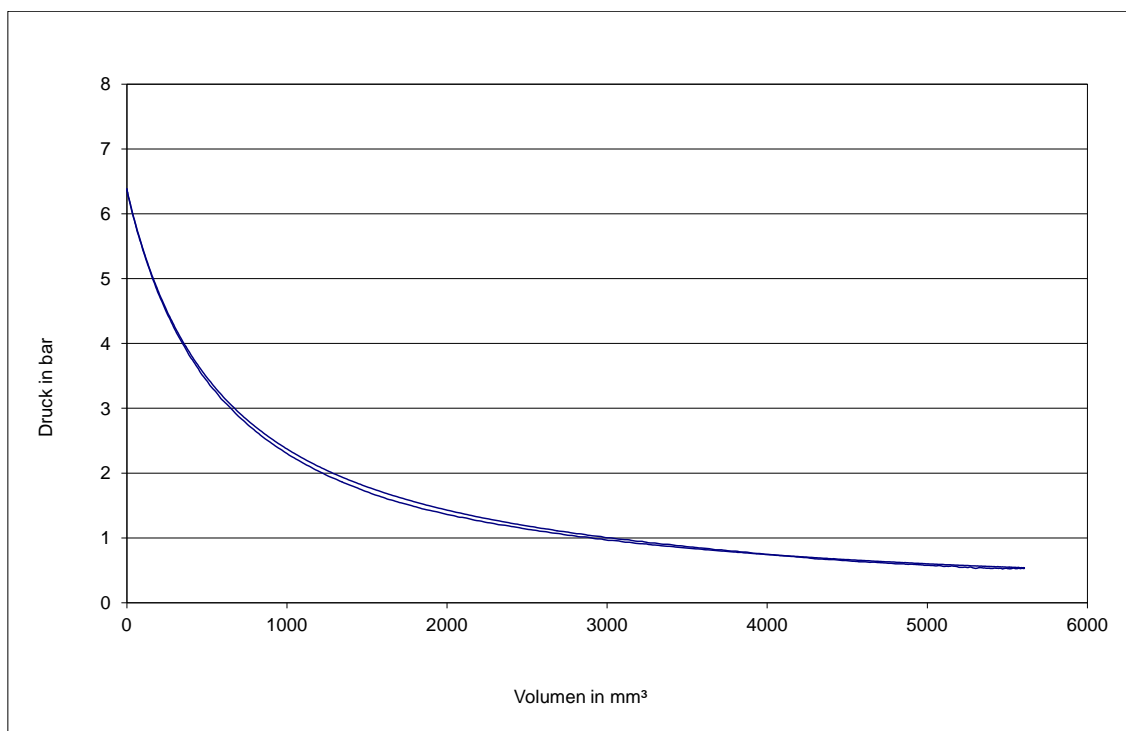
$$V_H = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot x = \frac{21,1^2 \cdot \pi}{4} \cdot 16 = 5594,7\text{mm}^3 \quad (3.2)$$

$$\varepsilon = \frac{V_C + V_H}{V_C} = \frac{6119,2}{524,5} = 11,67 \quad (3.3)$$

Abstand von Ventilplatte	$a_{VP}$	1,5mm
Durchmesser Kolben	$d$	21,1mm
Hub	$x$	16mm
Kolbenfläche	$A_{Kolben}$	349,7mm <sup>2</sup>
Schadraumvolumen	$V_C$	524,5mm <sup>3</sup>
Hubvolumen	$V_H$	5594,7mm <sup>3</sup>
Gesamtvolumen	$V_{ges}$	6119,2mm <sup>3</sup>
Verdichtungsverhältnis	$\epsilon$	11,67

**Tabelle 3.1:** Berechnung des Schadraums

Die Kompressions- und Expansionslinie im  $p,V$ -Diagramm sind in Abbildung 3.2 dargestellt und die Volumsänderungsarbeit des Systems entspricht der eingeschlossenen Fläche und ist verschwindend klein. Dadurch spielen die thermodynamischen Verluste in der weiteren Berechnung eine untergeordnete Rolle bzw. können ganz vernachlässigt werden.

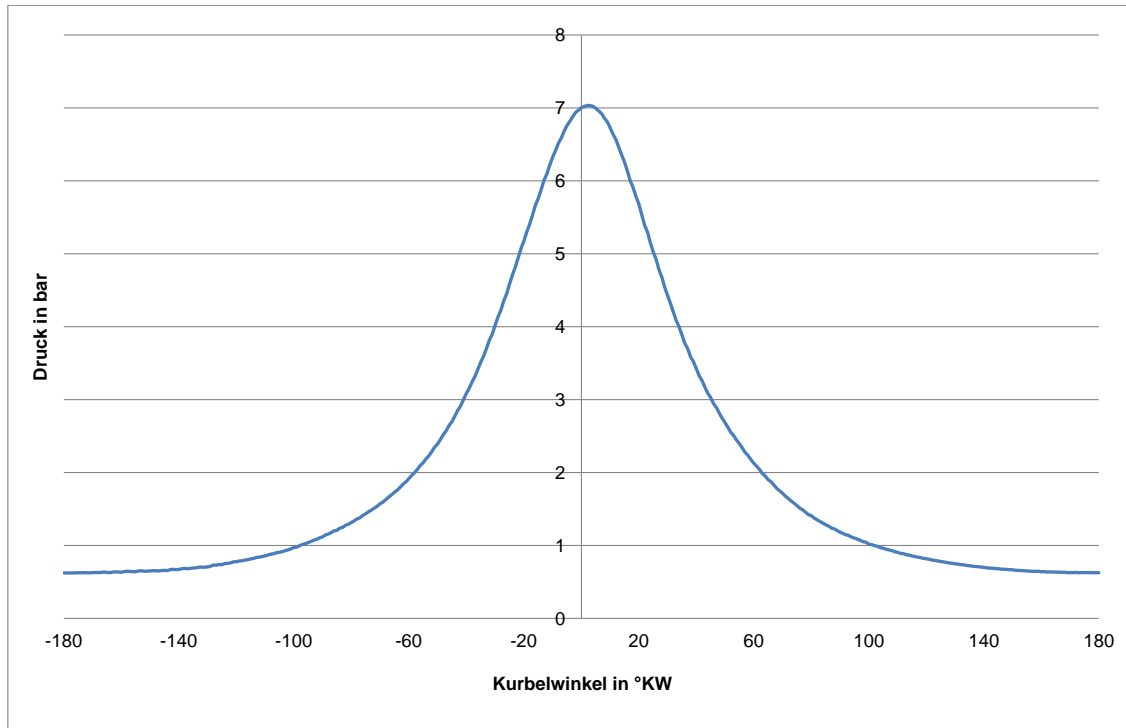


**Abbildung 3.2:**  $p,V$ -Diagramm Messaufbau



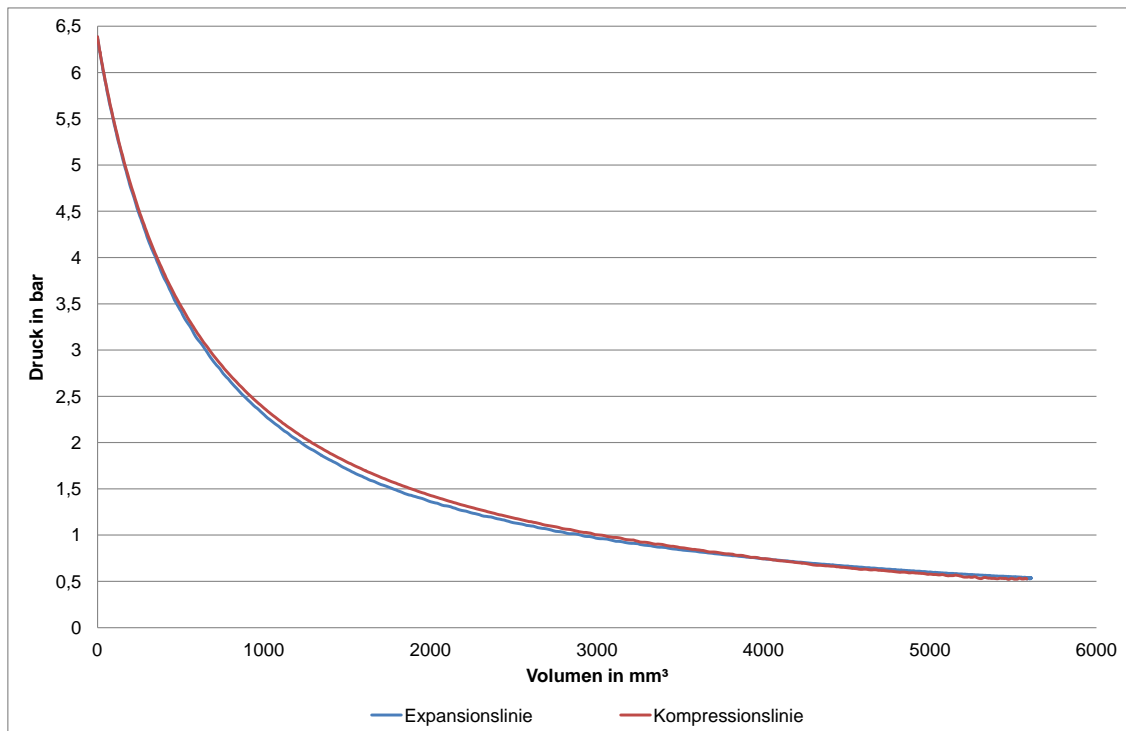
### Druckverlauf

Durch den veränderten Schadraum und der Aufbau mit geschlossener Ventilplatte weicht der Druckverlauf über dem Kurbelwinkel, wie in Abbildung 3.3 ersichtlich, von jenem bei normalen Betriebsbedingungen (siehe Abbildung 3.5) ab.



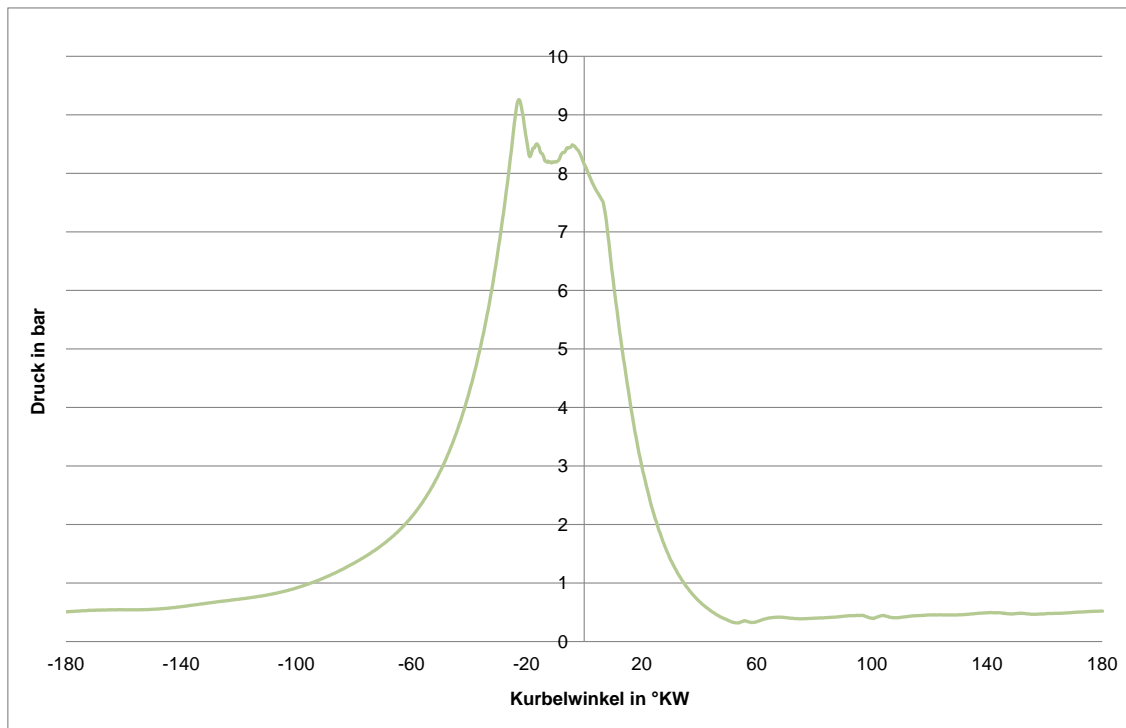
**Abbildung 3.3:** Druckverlauf beim Messaufbau

Zum besseren Verständnis ist in Abbildung 3.4 die Kompressions- und Expansionlinie in unterschiedlichen Farben dargestellt.



**Abbildung 3.4:** Darstellung Kompressions- und Expansionslinie im p,V-Diagramm

Der Druckverlauf für die Messung ist symmetrisch und erreicht bei ca. 7 bar sein Maximum. Unter normalen Betriebsbedingungen kommt es zu keinem symmetrischen Verlauf, da dieser von der Ausschlebearbeit des Gases beeinflusst wird. Im Betrieb tritt der maximale Druck nicht genau am oberen Totpunkt (OT) auf, im Vergleich dazu wird der maximale Druck beim Messaufbau dieser Arbeit genau bei 0° (OT) erreicht.



**Abbildung 3.5:** Druckverlauf Delta im Betrieb

### Messgeräte und Sensoren

Die Messung zur Ermittlung der mechanischen Verlustleistung wurde in einem Kalorimeter durchgeführt. Das Kalorimeter wurde zum Befüllen des Kompressors und zum Betreiben des Motors verwendet, um die Spannung variieren zu können.

Um wichtige Daten zur Ermittlung der Reibleistung zu erhalten, wurde unter anderem der Druck als Messgröße definiert. Zur Druckerfassung wurde ein Drucksensor: Kulite Sensor für einen maximalen Druck von 17 bar verwendet und dieser wurde in die geschlossene Ventilplatte eingeschraubt. Im Drucksensor befindet sich eine Membran auf der Dehnmessstreifen (DMS) eindiffundiert sind. Diese DMS sind mit einer Wheatstone-Messbrücke verschaltet. Wird nun ein Druck an den Sensor angelegt, dann verbiegt sich die Membran und es kommt zu einer Widerstandsänderung in den DMS. Dadurch verändert sich die Spannungsverteilung in der Wheatstone-Messbrücke. Nun kann aufgrund der DMS Anordnung auf den Druck rückgeschlossen werden.

Die Temperatur wurde während der Messung an den folgenden drei Messpunkten mittels Thermoelementen gemessen, dies Messpunkte sind am Delta Kompressor in Abbildung 3.6 dargestellt [18].

- MP1: Shell-Außenwand
- MP3: Ölsumpf
- MP15: Zylindergehäuse

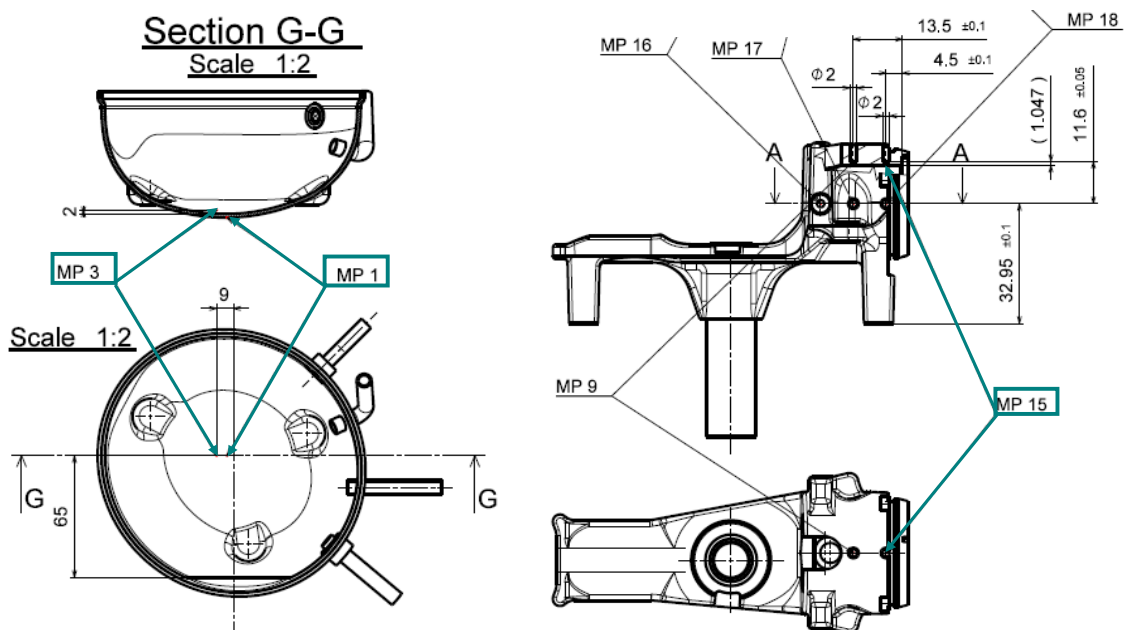


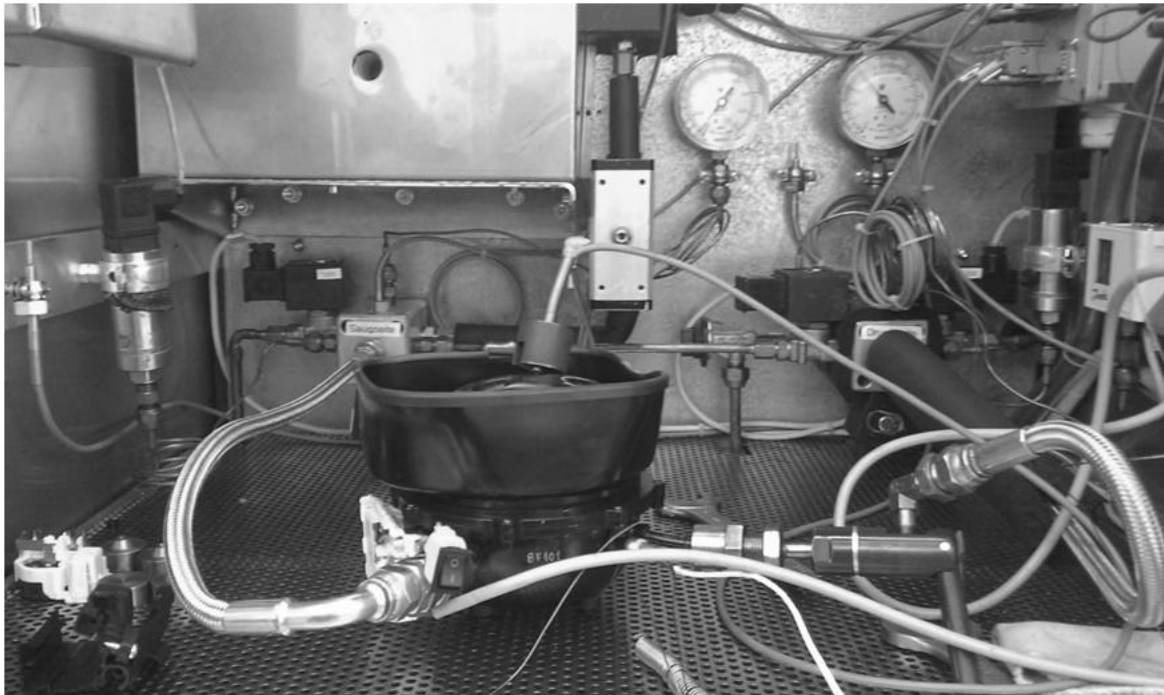
Abbildung 3.6: Messpunkte am Delta [18]

### Aufbau

Für die Messung war ein spezieller Aufbau des Kompressors notwendig, um den erforderlichen Schadraum einstellen zu können. Der Messaufbau für den Delta Kompressor wurde bereits in der Bachelorarbeit von [18] festgelegt und die Messung durchgeführt.

Der Kappa Kompressor wurde mit einer geschlossenen Ventilplatte aufgebaut und in das Triebwerk verbaut. Danach wurde das Triebwerk mit Öl gefüllt und im Kalo-

rimeter angeschlossen. Weiters wurden die Thermoelemente zur Temperaturmessung mit dem Kalorimeter verbunden. Der Drucksensor wurde direkt mit dem Computer verbunden. Nachdem alle Komponenten richtig verbunden waren, wurde die Kalibrierung des Drucksensors durchgeführt. Der Messaufbau ist in Abbildung 3.7 ersichtlich.



**Abbildung 3.7:** Versuchsaufbau im Kalorimeter [18]

Zu Beginn der Messung wurde das Triebwerk mit dem Kältemittel R600a gefüllt bis sich der Druck zwischen 0,6bar - 6bar befand. Sobald sich ein stationärer Zustand eingestellt hat, konnte der Verdichtungs- und Expansionszyklus und die eigentliche Messung beginnen. Die Messung wurde bei laufendem Kompressor bei einer Eingangsspannung von 230V gestartet.

Die Eingangsspannung wurde danach zwischen 230V und 70V variiert und die jeweilige sich einstellende Eingangsleistung am Kalorimeter abgelesen und protokolliert. Der Druck wurde mit Hilfe des Drucksensors gemessen und das Drucksignal über einen A/D Wandler auf den Computer übertragen und abgespeichert. Die Temperaturen am Zylindergehäuse, in der Shell und im Ölsumpf wurden zu Beginn und Ende des jeweiligen Messzyklus dokumentiert.

Die Messungen wurden für beide Kompressorarten bei verschiedenen Temperaturen des gesamten Triebwerkes durchgeführt. Somit konnte auch eine Aussage über den Einfluss der Temperatur auf die mechanische Verlustleistung bzw. die gesamte Verlustteilung getroffen werden. Die Messungen wurden bei der jeweiligen Temperatur im Vakuum und unter Gaslast durchgeführt.

## 3.2 Delta Kompressor

Die Messung am Delta Kompressor wurden bereits in der Bachelorarbeit von ZACH [18] durchgeführt. Im Zuge dieser Arbeit wurden diese Messungen nochmal analysiert und eine weitere Auswertung dieser Daten vorgenommen. Dieses Kapitel beinhaltet die Messprotokolle und deren Auswertung. Des Weiteren wurde die elektrischen, mechanischen und Restverluste bei den verschiedenen Temperaturen ermittelt und somit die Verlustteilung für den Delta Kompressor.

Zur Ermittlung der Verlustteilung wurden Messungen bei zwei verschiedenen Temperaturniveaus durchgeführt.

- Messung bei Umgebungstemperaturen  
Die erste Messung wurde bei einer Öltemperatur von 32 °C durchgeführt.
- Messung im erwärmten Zustand  
Für eine weitere Messung wurde das gesamte Triebwerk vorher in einem Ofen erwärmt. Mit dieser Messung wurde versucht dieselben Temperaturen zu erreichen wie sie im Betrieb auftreten, um die in Wirklichkeit auftretenden Verluste zu erhalten. Durch die Erwärmung wurde eine Öltemperatur von 49 °C erreicht.

### 3.2.1 Messung bei Umgebungstemperaturen

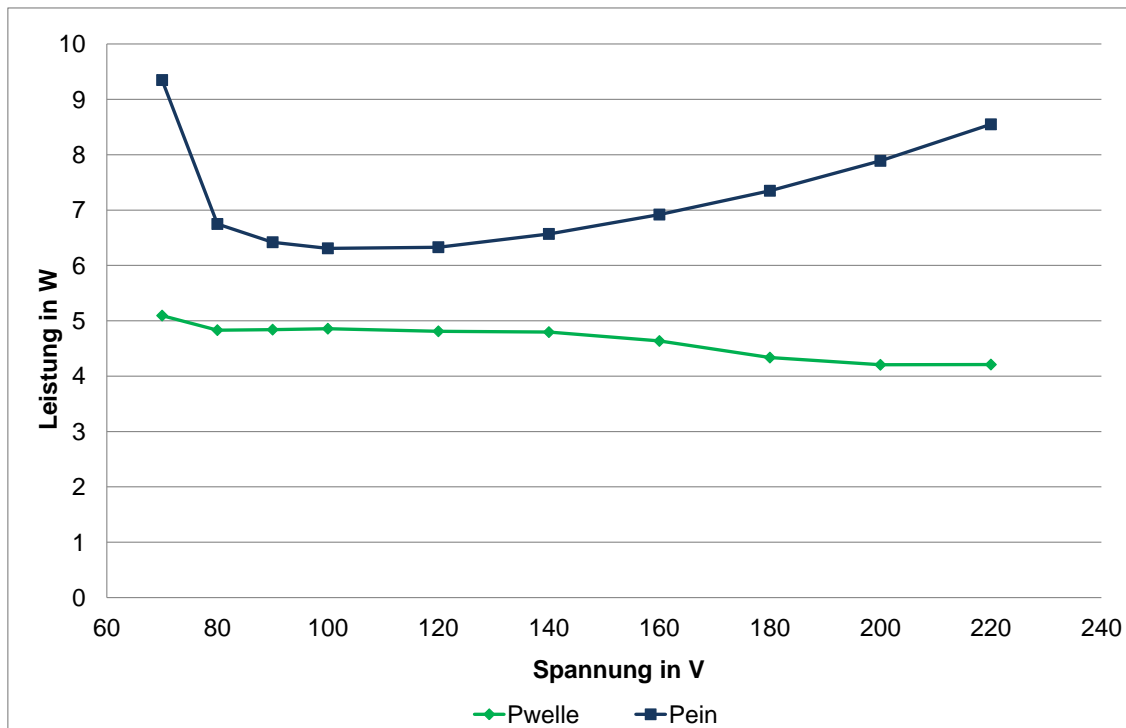
Die erste Messung am Delta wurde bei Umgebungstemperatur im Vakuum durchgeführt. Die aus der Messung bei 32 °C Öltemperatur erhaltenen Daten sind in Tabelle 3.2 ersichtlich.

<b>Spannung</b>	<b>P<sub>ein</sub></b>	<b><math>\eta_{el}</math></b>	<b>P<sub>welle</sub></b>
V	W		W
220	8,55	0,49	4,21
200	7,89	0,53	4,21
180	7,35	0,59	4,34
160	6,92	0,67	4,64
140	6,57	0,73	4,80
120	6,33	0,76	4,81
100	6,31	0,77	4,86
80	6,75	0,72	4,83
70	9,35	0,55	5,10

Öltemperatur	T <sub>öl</sub>	32,0 °C
Shelltemperatur	T <sub>shell</sub>	31,5 °C
Zylindergehäusetemperatur	T <sub>zyl</sub>	38,2 °C

**Tabelle 3.2:** Messprotokoll für Delta im Vakuum (T<sub>öl</sub> = 32 °C)





**Abbildung 3.8:** Messwerte für Delta im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 32^{\circ}\text{C}$ )

Die elektrische Eingangsleistung und die berechnete Wellenleistung sind in Abbildung 3.8 dargestellt. Das Maximum der elektrischen Eingangsleistung liegt bei 9,35W bei einer Spannung von 70V. Bei dieser Messung liegen die Werte der Wellenleistung im Bereich von 4W- 5W. Der elektrische Wirkungsgrad wurde mit einer firmeninternen Software berechnet.

Für die Wellenleistung ergab sich aufgrund der Messung ein Wert von 4,70W. Der elektrische Wirkungsgrad wurde als Mittelwert über den Bereich von einer maximalen Abweichung der Wellenleistung von 3% berechnet. Danach konnte die Eingangsleistung aus der folgenden Formel berechnet werden.

$$P_{\text{ein}} = \frac{P_{\text{Welle}}}{\eta_{\text{el}}} = \frac{4,70\text{W}}{0,73} = 6,44\text{W} \quad (3.4)$$

Für den elektrischen Wirkungsgrad ergaben sich 73% und somit eine Wellenleistung von 4,70W und eine Eingangsleistung von 6,44W.

$P_{\text{ein}}$	6,44W
$P_{\text{welle}}$	4,70W
$\eta_{\text{el}}$	0,73

**Tabelle 3.3:** Auswertung für Delta im Vakuum ( $T_{\text{öl}} = 32^{\circ}\text{C}$ )

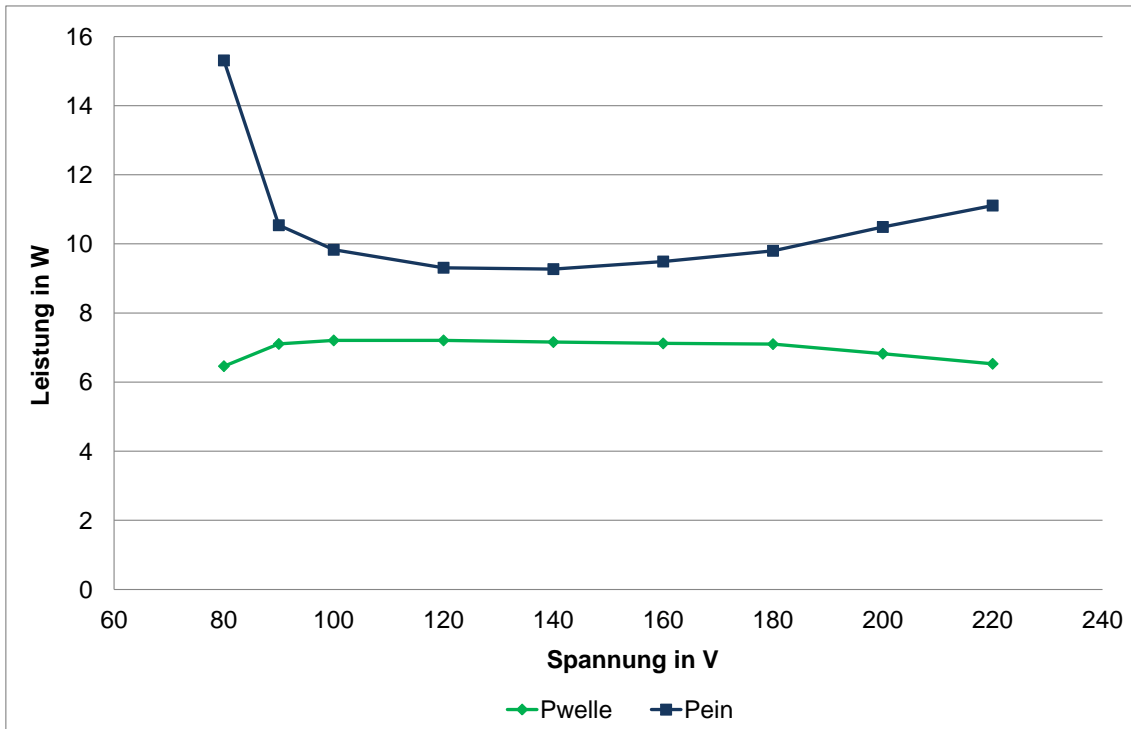
Die Messgrößen bei  $32^{\circ}\text{C}$  Öltemperatur unter Gaslast sind in Tabelle 3.4 aufgelistet. Der mittlere Druck im Kompressorgehäuse (Shell) liegt bei 1,3bar und die Eingangsleistung bei 220V liegt bei 11,11W. Somit ist zu erkennen, dass die Eingangsleistung um ungefähr 2,5W höher ist als bei gleicher Öltemperatur im Vakuum.

Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
220	11,11	0,59	6,53
200	10,49	0,65	6,82
180	9,80	0,72	7,10
160	9,49	0,75	7,12
140	9,27	0,77	7,16
120	9,31	0,77	7,21
100	9,83	0,73	7,21
90	10,54	0,67	7,10
80	15,31	0,42	6,46

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	$32,0^{\circ}\text{C}$
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	$31,5^{\circ}\text{C}$
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	$38,2^{\circ}\text{C}$
mittlerer Shelldruck	$p_{\text{mittel}}$	1,3bar

**Tabelle 3.4:** Messprotokoll für Delta unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 32^{\circ}\text{C}$ )

Der Verlauf der Eingangsleistungen bei Spannungsänderung ist in Abbildung 3.9 ersichtlich. Die Wellenleistung liegt bei dieser Messung zwischen 6,50W und 7,20W.



**Abbildung 3.9:** Messwerte für Delta unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 32^\circ\text{C}$ )

$P_{\text{ein}}$	9,59W
$P_{\text{welle}}$	7,10W
$\eta_{\text{el}}$	0,74

**Tabelle 3.5:** Auswertung für Delta unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 32^\circ\text{C}$ )

Für die weitere Berechnung wurde ein Wert von 7,10W für die Wellenleistung bei 32°C unter Gaslast festgelegt (siehe Tabelle 3.5). Weiters wurde ein elektrischer Wirkungsgrad von 0,74 ermittelt und dadurch ergibt sich eine Eingangsleistung von 9,59W.

### 3.2.2 Messung im erwärmten Zustand

Die zweite Messung wurde am Delta bei 49°C im Vakuum und unter Gaslast durchgeführt und dafür wurde das gesamte Triebwerk in einem Ofen erwärmt bis sich

das gesamte Triebwerk gleichmäßig erwärmt hatte.

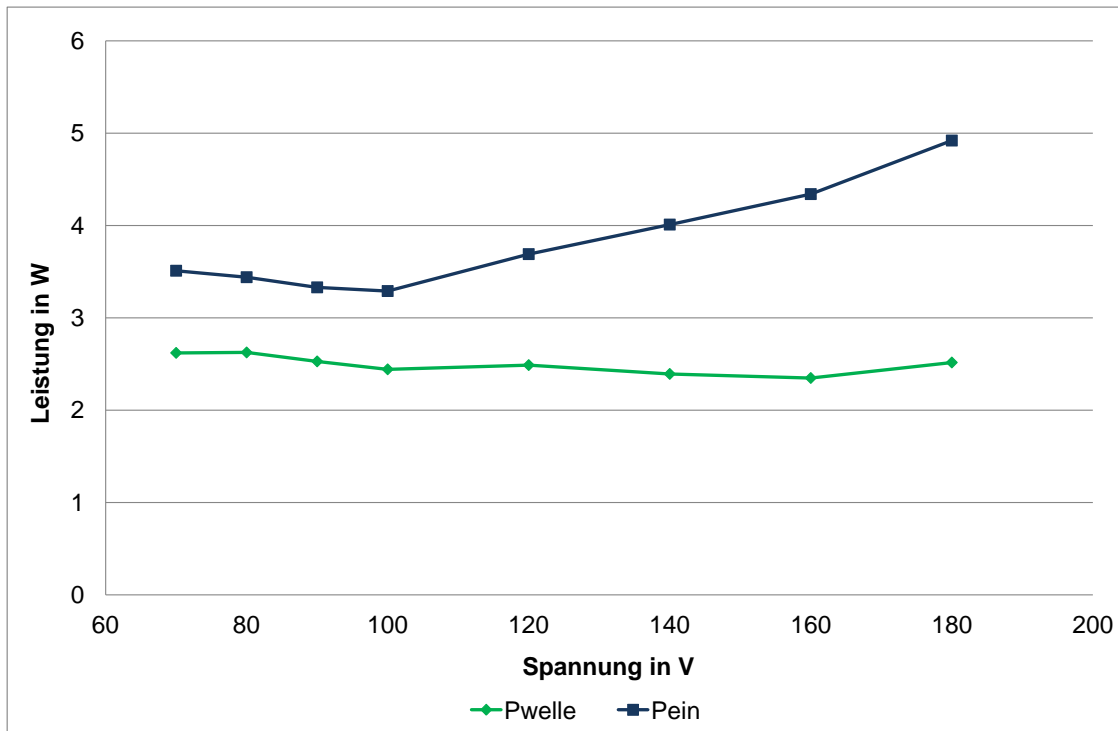
Das Messprotokoll dieser Messung ist in Tabelle 3.6 ersichtlich. Die Eingangsleistung bei 180V liegt bei 4,92W.

Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
180	4,92	0,51	2,52
160	4,34	0,54	2,35
140	4,01	0,60	2,39
120	3,69	0,67	2,49
100	3,29	0,74	2,44
90	3,33	0,76	2,53
80	3,44	0,76	2,63
70	3,51	0,75	2,62

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	49,1 °C
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	48,9 °C
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	57,0 °C

**Tabelle 3.6:** Messprotokoll für Delta im Vakuum ( $T_{\text{öl}} = 49\text{°C}$ )

Weiters sind die elektrische Eingangsleistung und die berechnete Wellenleistung in Abbildung 3.10 dargestellt. Die gemittelte Wellenleistung beträgt 2,50W und wird für die weitere Berechnung herangezogen.



**Abbildung 3.10:** Messwerte für Delta im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 49^{\circ}\text{C}$ )

Die Daten für die weitere Berechnung sind in Tabelle 3.7. Der elektrische Wirkungsgrad beträgt 0,73 und die Eingangsleistung 3,42W.

$P_{\text{ein}}$	3,42W
$P_{\text{welle}}$	2,50W
$\eta_{\text{el}}$	0,73

**Tabelle 3.7:** Auswertung für Delta im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 49^{\circ}\text{C}$ )

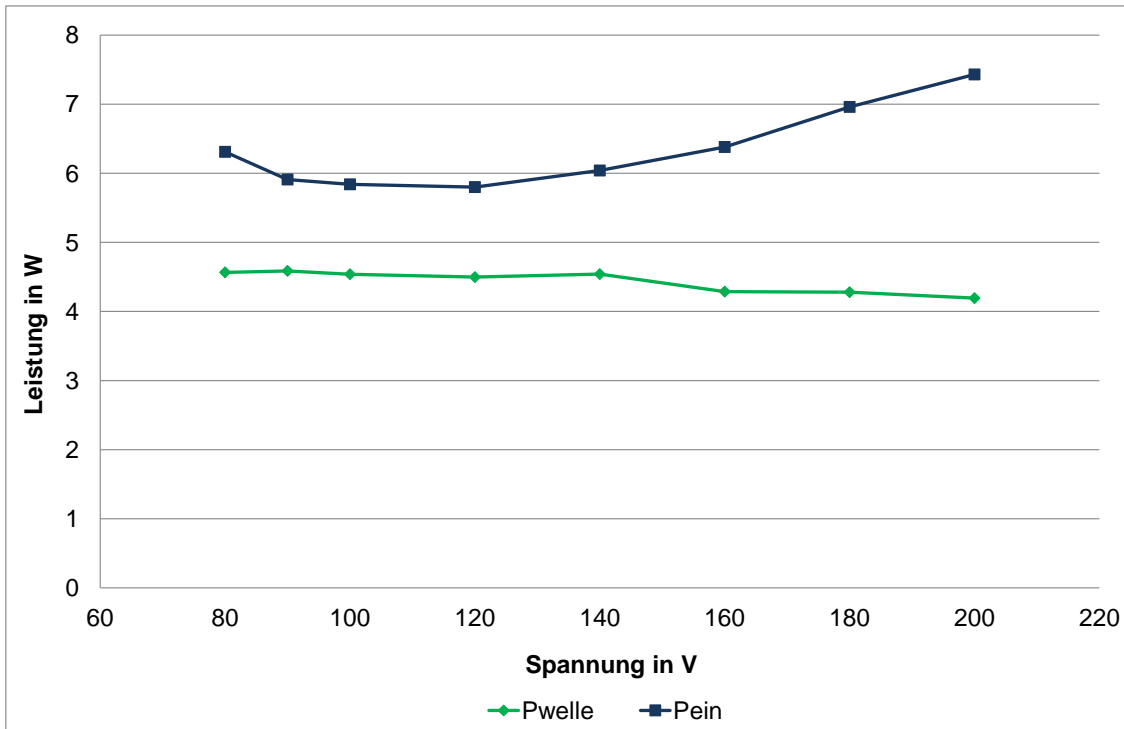
Wie auch bei der ersten Messung wurde auch diese Messung bei  $49^{\circ}\text{C}$  Öltemperatur unter Gaslast durchgeführt und die Messdaten sind in Tabelle 3.8 aufgelistet.

Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
200	7,43	0,56	4,19
180	6,96	0,61	4,28
160	6,38	0,67	4,29
140	6,04	0,75	4,54
120	5,80	0,78	4,50
100	5,84	0,78	4,54
90	5,91	0,78	4,59
80	6,31	0,72	4,57

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	49,1 °C
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	48,9 °C
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	57,0 °C
mittlerer Shelldruck	$p_{\text{mittel}}$	1,3bar

**Tabelle 3.8:** Messprotokoll für Delta unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 49\text{ °C}$ )

Der Verlauf der Leistungen bei Spannungsänderung ist in Abbildung 3.11 ersichtlich. Die gemessene Eingangsleistung schwankt zwischen 5,80W und 7,43W und liegt ungefähr 2W über den Messwerten im Vakuum.



**Abbildung 3.11:** Messwerte für Delta unter Gaslast ( $T_{Öl} = 49^\circ\text{C}$ )

Für die weitere Berechnung wird eine Wellenleistung von 4,50W und ein elektrischer Wirkungsgrad von 0,76 verwendet und dadurch ergibt sich eine elektrische Eingangsleistung von 5,92W ( siehe Tabelle 3.9).

$P_{\text{ein}}$	5,92W
$P_{\text{welle}}$	4,50W
$\eta_{\text{el}}$	0,76

**Tabelle 3.9:** Auswertung für Delta unter Gaslast ( $T_{Öl} = 49^\circ\text{C}$ )

### 3.2.3 Auswertung Delta

Zur Ermittlung der mechanischen Verlustleistung müssen von der im vorherigen Abschnitt ermittelten Wellenleistung noch die thermodynamischen Verluste abgezogen werden. Bei einer idealen Messung sind die Restverluste Null. Da die Mes-

sungen in dieser Arbeit jedoch mit Restverlusten behaftet sind, müssen diese in der Auswertung berücksichtigt werden. Die mechanische Verlustleistung kann aus dem p,V-Diagramm als eingeschlossene Fläche zwischen der Kompressions- und Expansionslinie ermittelt werden. Zur Berechnung der Restverlustleistung ist die Drehzahl von 2983U/min, der Druckverlauf und die Volumenänderung notwendig.

Für die Berechnung der Fläche zwischen Kompressions- und Expansionslinie wurden die folgenden Formeln verwendet. Die Restverlustleistung ist das Integral der Volumsänderungsarbeit  $\int p dV$  multipliziert mit der Frequenz.

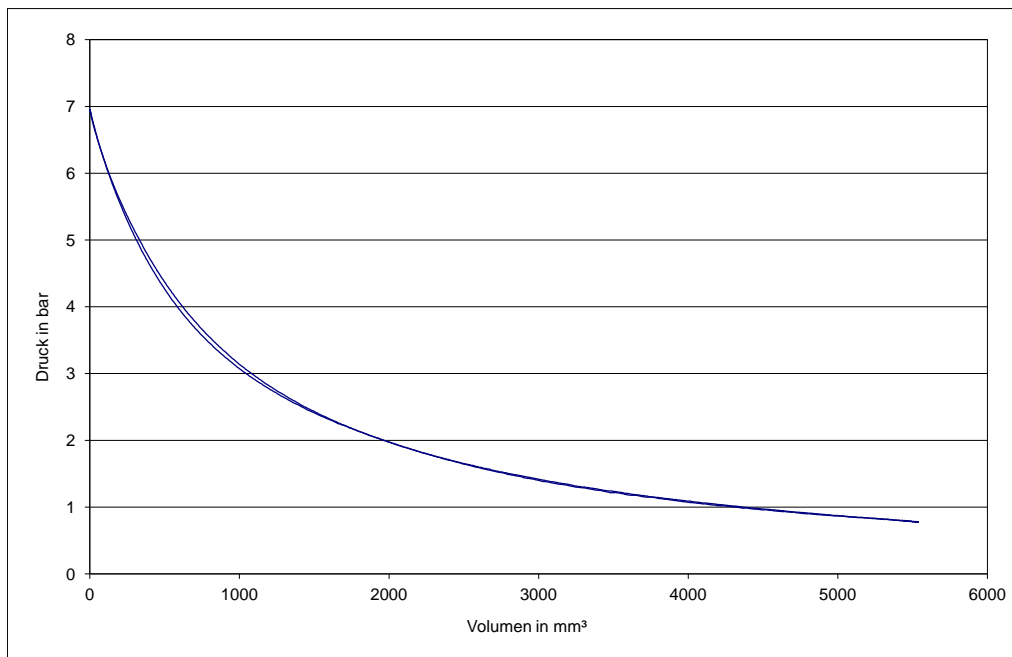
$$f = \frac{n}{60} = \frac{2983}{60} = 49,717 Hz \quad (3.5)$$

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{(21,1)^2 \cdot \pi}{4} = 349,7 mm^2 \quad (3.6)$$

$$P_{rest} = f \cdot \oint p dV \quad (3.7)$$

In Abbildung 3.12 ist das p,V- Diagramm bei einer Öltemperatur von 32°C dargestellt. Die eingeschlossene Fläche wurde mit der oben genannten Formel berechnet und es ergab sich eine Restverlustleistung von 0,92W. Diese Auswertung des p,V-Diagrammes wurde für jede Messung unter Gaslast durchgeführt.





**Abbildung 3.12:** p,V-Diagramm Delta ( $T_{\text{Öl}} = 32\text{ °C}$ )

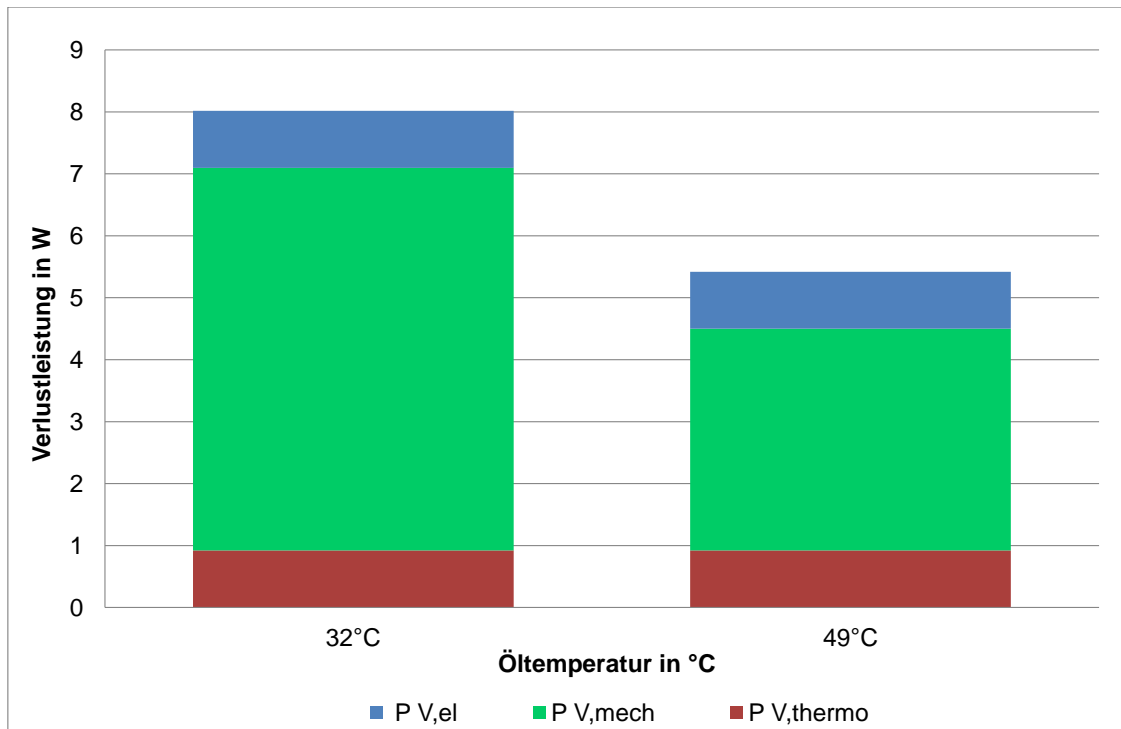
Nach der Ermittlung der Restverluste sind nun alle Verluste des hermetischen Kältemittelkompressors Delta ermittelt und die ermittelten Verlustleistungen sind in Tabelle 3.10 zusammengefasst. Die Eingangsleistung nimmt im Vakuum bei einer Temperaturerhöhung von 6,44W auf 3,42W ab.

Öltemperatur	32 °C		49 °C	
	Vakuum	Gaslast	Vakuum	Gaslast
$P_{\text{ein}}$	6,44W	9,59W	3,42W	5,92W
$P_{\text{V,el}}$	1,74W	2,49W	0,92W	1,42W
$P_{\text{V,mech}}$	4,70W	6,18W	2,50W	3,58W
$P_{\text{V,rest}}$	-	0,92W	-	0,92W

**Tabelle 3.10:** Gesamtauswertung Delta

Die Verlustteilung des Delta Kompressors unter Gaslast ist in Abbildung 3.13 grafisch dargestellt. Die mechanische Verlustleistung, welche in der Abbildung in rot

dargestellt ist, nimmt bei einer Temperaturerhöhung von 17°C um 2,60W ab. Die Gesamtverlustleistung nimmt bei der Temperaturerhöhung auf 49°C von 9,59W auf 5,92W ab.



**Abbildung 3.13:** Verlustteilung am Delta Kompressor

### 3.3 Kappa Kompressor

Zur Ermittlung der mechanischen Verlustleistung am Kappa Kompressor wurde die Messung mit geschlossener Ventilplatte durchgeführt. Die Messung erfolgte bei verschiedenen Temperaturen, um auch eine Aussage über die Änderung der mechanischen Verlustleistung bei Änderung der Temperatur machen zu können. Dabei wurden bei folgenden vier Temperaturniveaus gemessen.

- Messung bei Umgebungstemperaturen: Die erste Messung wurde bei einer Öltemperatur von 30 °C durchgeführt.
- Messung im erwärmten Zustand:
  - 50 °C Öltemperatur
  - 52 °C Öltemperatur
  - 55 °C Öltemperatur

Die Messung bei 30 °C Öltemperatur fand bei Umgebungsbedingungen statt, hierfür wurde das Triebwerk zusammengebaut, die Sensoren angeschlossen und die Messung durchgeführt. Für die weiteren Messungen wurde das Triebwerk im Ofen bei 80 °C erwärmt, sodass das gesamte Kompressortriebwerk gleichmäßig aufgewärmt war. Danach wurde dieses im Kalorimeter angeschlossen und zuerst im Vakuum betrieben. Bei jedem Temperaturniveau wurde die Messung auch unter Gaslast durchgeführt und diese Messergebnisse werden nun näher erläutert.

#### 3.3.1 Messung bei Umgebungstemperaturen

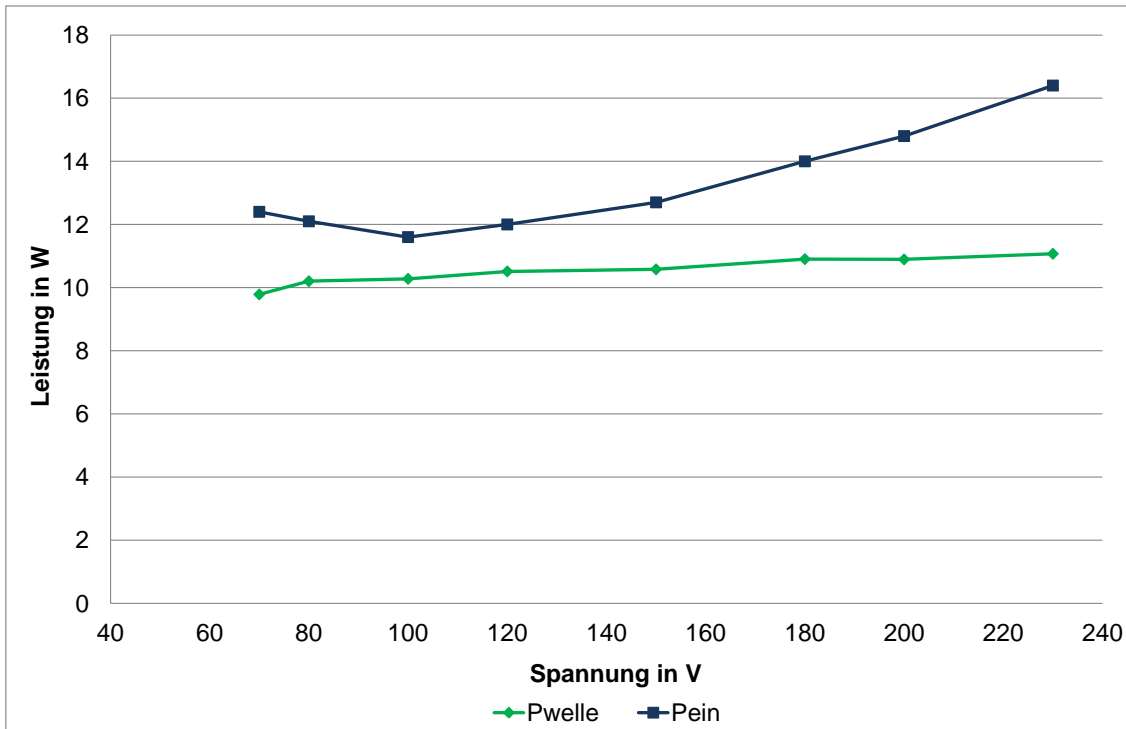
Die erste Messung am Kappa wurde bei Umgebungstemperatur durchgeführt und die aus der Messung bei 30 °C bei Gaslast erhaltenen Daten sind in Tabelle 3.11 ersichtlich.

Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
230	16,4	0,68	11,1
200	14,8	0,74	10,9
180	14,0	0,78	10,9
150	12,7	0,83	10,6
130	12,0	0,88	10,5
100	11,6	0,89	10,3
80	12,1	0,84	10,2
70	12,4	0,79	9,8

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	29,7 °C
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	29,4 °C
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	36,1 °C
mittlerer Shelldruck	$p_{\text{mittel}}$	1,1bar

**Tabelle 3.11:** Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 30\text{ °C}$ )

Der mittlere Druck stellte sich während der Messung auf 1,1bar ein. Die Temperatur des Zylindergehäuses lag bei 36,1 °C und somit lag diese um etwa 7 °C über der Temperatur im Ölsumpf.



**Abbildung 3.14:** Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 30\text{ °C}$ )

Aus der Messung und dem elektrischen Wirkungsgrad aus firmeninterner Simulation wurde der Verlauf der Wellenleistung ermittelt. Für die Wellenleistung wurde ein Wert von 10,2W berechnet und somit ergaben sich für die Eingangsleistung 12,1W und den elektrischen Wirkungsgrad 0,84.

$P_{\text{ein}}$	12,1W
$P_{\text{welle}}$	10,2W
$\eta_{\text{el}}$	0,84

**Tabelle 3.12:** Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 30\text{ °C}$ )

### 3.3.2 Messung im erwärmten Zustand bei ca.50°C

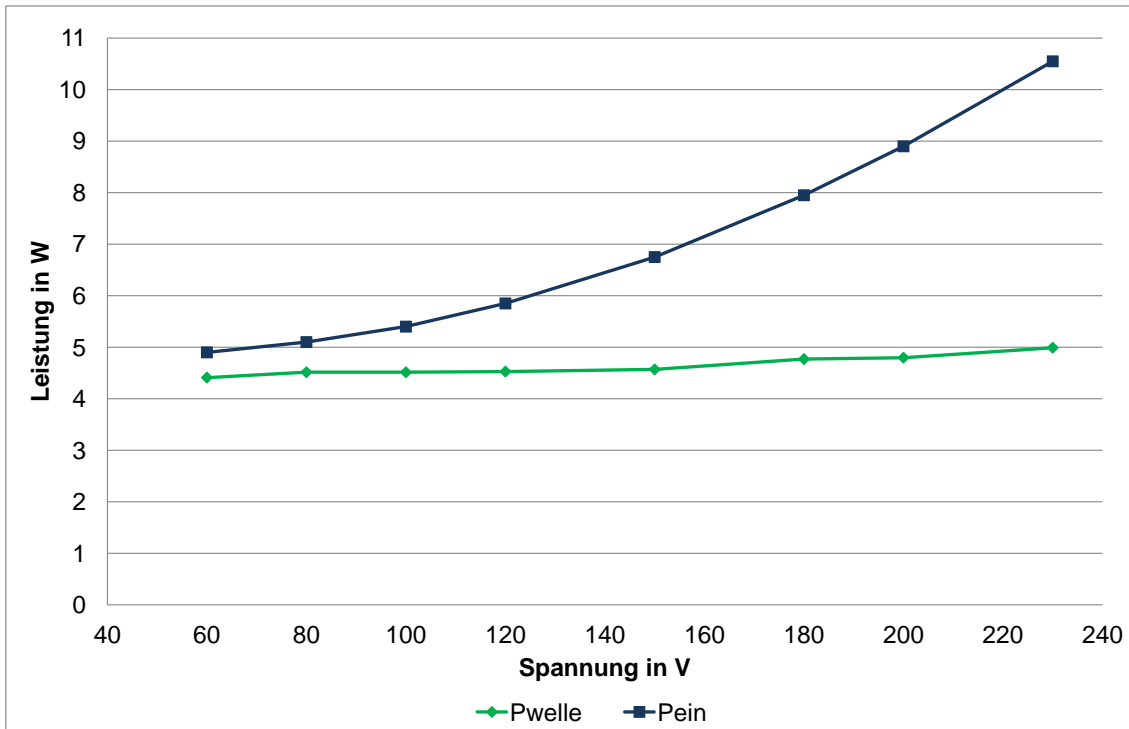
Die zweite Messung wurde am Kappa bei 50°C durchgeführt und dafür wurde das gesamte Triebwerk im Ofen erwärmt. Das Messprotokoll der Messung im Vakuum

ist in Tabelle 3.13 ersichtlich. Bei dieser Messung lag die Eingangsleistung bei einer Spannung von 230V bei 10,55W und somit etwa 6W unter der Eingangsleistung bei einer Öltemperatur von 30 °C. Die Zylindergehäusetemperatur lag bei 54,9 °C und ergab somit eine Differenz zur Öltemperatur von ca. 4 °C.

Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
230	10,55	0,47	4,99
200	8,90	0,54	4,80
180	7,95	0,60	4,77
150	6,75	0,68	4,57
120	5,85	0,77	4,53
100	5,40	0,84	4,51
80	5,10	0,89	4,52
60	4,90	0,90	4,41

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	50,6 °C
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	49,4 °C
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	54,9 °C

**Tabelle 3.13:** Messprotokoll für Kappa im Vakuum ( $T_{\text{öl}} = 50 \text{ °C}$ )



**Abbildung 3.15:** Messwerte für Kappa im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 50\text{ °C}$ )

Der Verlauf der Eingangsleistung und der Wellenleistung ist in Abbildung 3.15 grafisch dargestellt. Die Wellenleistung beträgt 4,50W. Der Mittelwert für den elektrischen Wirkungsgrad war 0,78 und daraus konnte eine Eingangsleistung von 5,77W ermittelt werden (siehe Tabelle 3.14).

$P_{\text{ein}}$	5,77W
$P_{\text{welle}}$	4,50W
$\eta_{\text{el}}$	0,78

**Tabelle 3.14:** Auswertung für Kappa im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 50\text{ °C}$ )

Die Messgrößen bei 50 °C Öltemperatur unter Gaslast sind in Tabelle 3.15 aufgelistet. Der mittlere Druck im Kompressorgehäuse liegt bei 1,1bar und die Eingangsleistung bei 230V liegt bei 11,90W. Die Temperturdifferenz zwischen Zylindergehäuse und Ölsumpf liegt bei 5 °C und ist ähnlich jener bei der Messung im Vakuum.

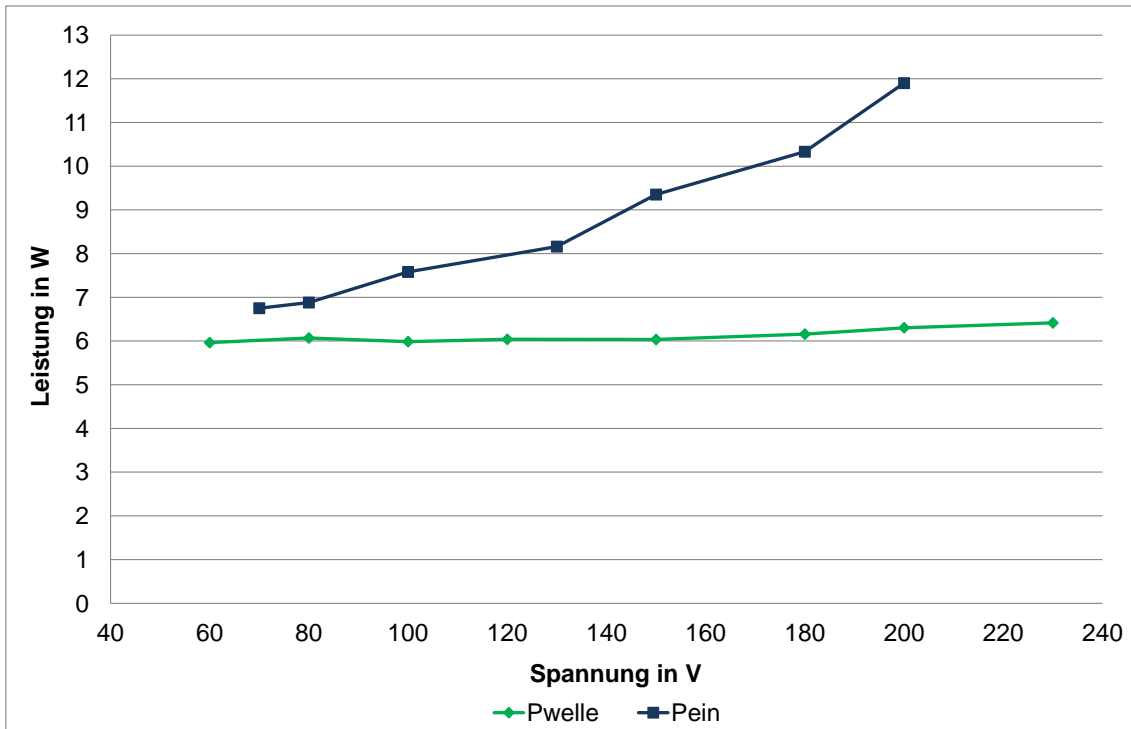
Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
230	11,90	0,53	6,41
200	10,33	0,61	6,30
180	9,35	0,66	6,16
150	8,16	0,74	6,04
130	7,58	0,80	6,04
100	6,88	0,87	5,99
80	6,75	0,90	6,07
70	6,79	0,88	5,96

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	50,1 °C
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	49,5 °C
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	55,1 °C
mittlerer Shelldruck	$p_{\text{mittel}}$	1,1bar

**Tabelle 3.15:** Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 50\text{ °C}$ )

Der Verlauf der Eingangsleistung und Wellenleistung bei Spannungsänderung für 50 °C unter Gaslast ist in Abbildung 3.16 ersichtlich.





**Abbildung 3.16:** Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 50\text{ °C}$ )

Die Wellenleistung schwankt zwischen 5,99W und 6,41W und für die weitere Berechnung wurde ein Wert von 6W festgelegt. Die Daten für die weitere Auswertung des Kappa HXK55 bei 50 °C Öltemperatur sind in Tabelle 3.16 aufgelistet. Die Wellenleistung bei Gaslast ist um 1,5W höher als jene im Vakuum und der elektrische Wirkungsgrad liegt bei 0,79.

$P_{\text{ein}}$	7,59W
$P_{\text{welle}}$	6,00W
$\eta_{\text{el}}$	0,79

**Tabelle 3.16:** Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 50\text{ °C}$ )

### 3.3.3 Messung im erwärmten Zustand bei ca.60°C

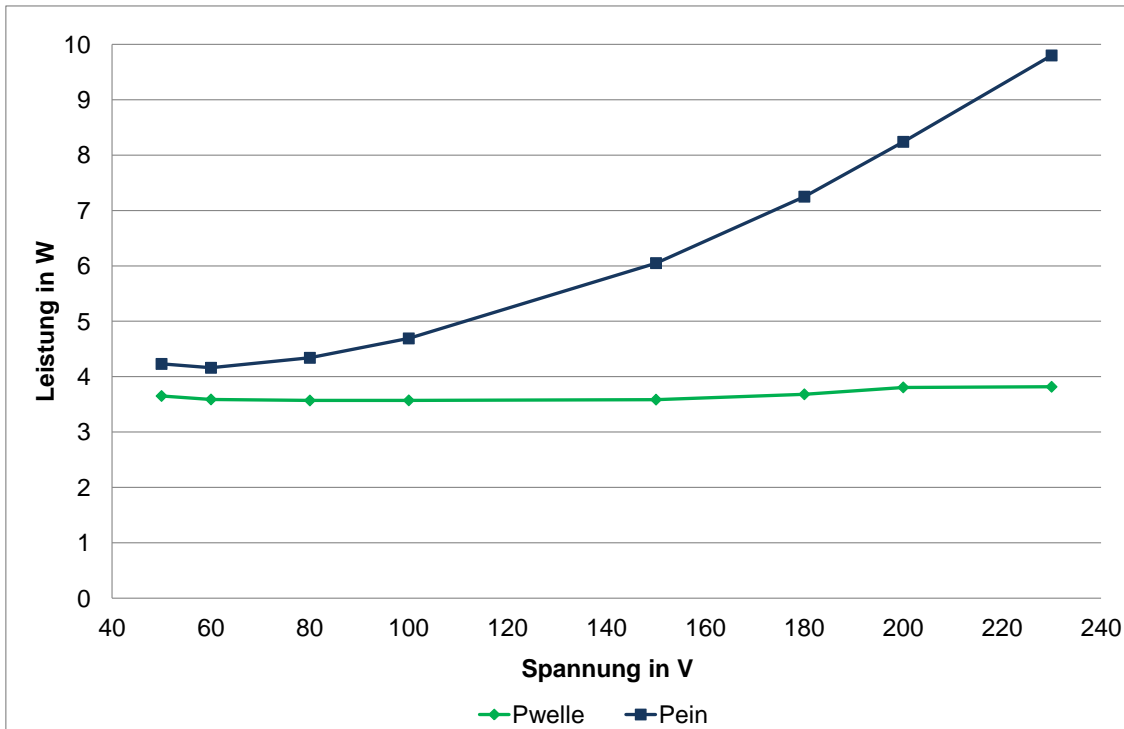
Das Messprotokoll der Messung bei einer Öltemperatur von ca. 60°C am Kappa ist in Tabelle 3.17 ersichtlich. Dabei beträgt die gemessene Eingangsleistung 9,80W bei einer Spannung von 230V. Zusätzlich wurde eine Temperaturdifferenz zwischen Zylindergehäuse und Ölsumpf von 13°C messtechnisch ermittelt.

Spannung	P <sub>ein</sub>	$\eta_{el}$	P <sub>welle</sub>
V	W		W
230	9,80	0,39	3,82
200	8,24	0,46	3,81
180	7,25	0,51	3,68
150	6,05	0,59	3,59
100	4,69	0,76	3,57
80	4,34	0,82	3,57
60	4,16	0,86	3,59
50	4,23	0,86	3,65

Öltemperatur	T <sub>öl</sub>	60,4°C
Shelltemperatur	T <sub>shell</sub>	60,6°C
Zylindergehäusetemperatur	T <sub>zyl</sub>	73,4°C

**Tabelle 3.17:** Messprotokoll für Kappa im Vakuum (T<sub>öl</sub> = 60°C)

Darüber hinaus sind die elektrische Eingangsleistung und die berechnete Wellenleistung in Abbildung 3.17 dargestellt. Für die gemittelte Wellenleistung ergaben sich 3,60W.



**Abbildung 3.17:** Messwerte für Kappa im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 60\text{ °C}$ )

Die ausgewerteten Leistungen bzw. der elektrische Wirkungsgrad der dritten Messung am Kappa bei  $60\text{ °C}$  im Vakuum sind in Tabelle 3.18 ersichtliche.

$P_{\text{ein}}$	4,86W
$P_{\text{welle}}$	3,60W
$\eta_{\text{el}}$	0,74

**Tabelle 3.18:** Auswertung für Kappa im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 60\text{ °C}$ )

Die dritte Messung bei einer Öltemperatur von  $55\text{ °C}$  wurde auch unter Gaslast durchgeführt. Die dabei erfassten Messdaten sind in Tabelle 3.19 aufgelistet. Auch bei der dritten Messung stellt sich im Kompressorgehäuse ein mittlerer Druck von 1,1bar ein. Die Temperatur des Zylindergehäuses lag bei  $66,4\text{ °C}$  und somit ergab sich eine Differenz zur Öltemperatur von ca.  $11\text{ °C}$ .

Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
230	11,53	0,48	5,53
200	9,70	0,54	5,25
180	8,80	0,59	5,21
150	7,75	0,68	5,25
120	6,78	0,76	5,15
100	6,51	0,82	5,31
80	6,19	0,85	5,28
60	6,42	0,86	5,53

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	55,6 °C
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	53,8 °C
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	66,4 °C
mittlerer Shelldruck	$p_{\text{mittel}}$	1,1bar

**Tabelle 3.19:** Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 55\text{°C}$ )

Der Verlauf der Eingangsleistung und der Wellenleistung der dritten Messung bei 55°C unter Gaslast ist in Abbildung 3.18 grafisch dargestellt. Für die weitere Auswertung wird eine Wellenleistung von 5,30W und ein elektrischer Wirkungsgrad von 0,71 festgelegt und dadurch ergibt sich eine elektrische Eingangsleistung von 7,46W ( siehe Tabelle 3.20).

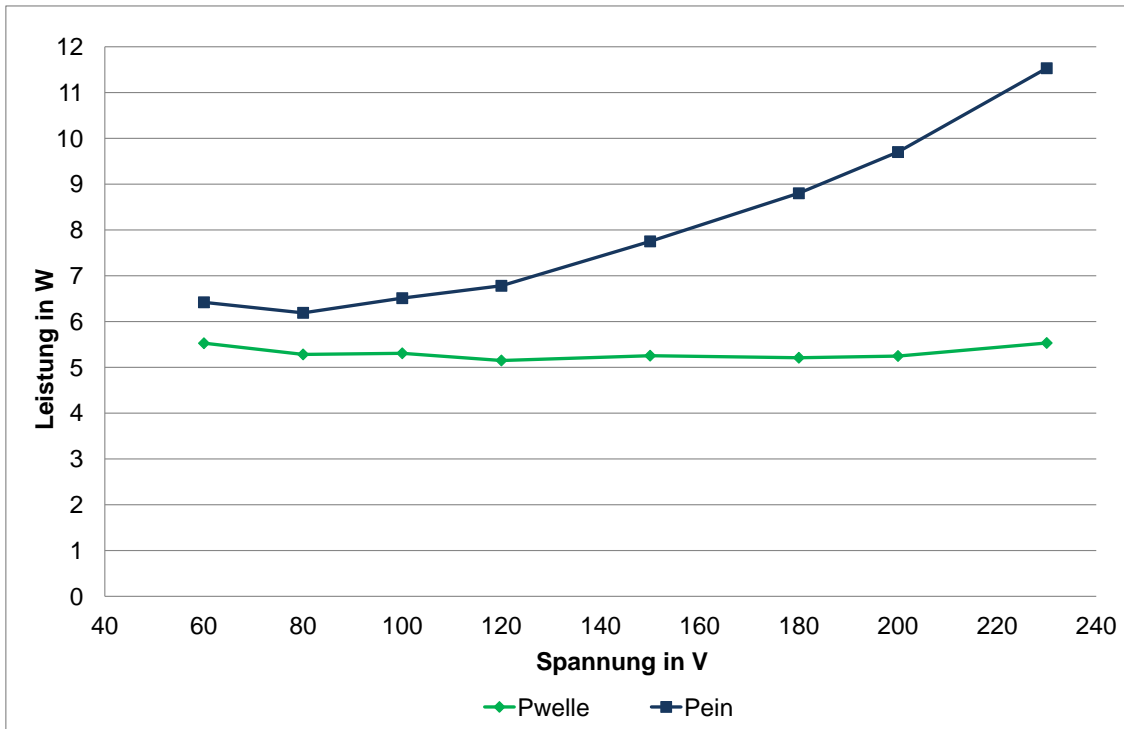


Abbildung 3.18: Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 55^\circ\text{C}$ )

$P_{\text{ein}}$	7,46W
$P_{\text{welle}}$	5,30W
$\eta_{\text{el}}$	0,71

Tabelle 3.20: Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 55^\circ\text{C}$ )

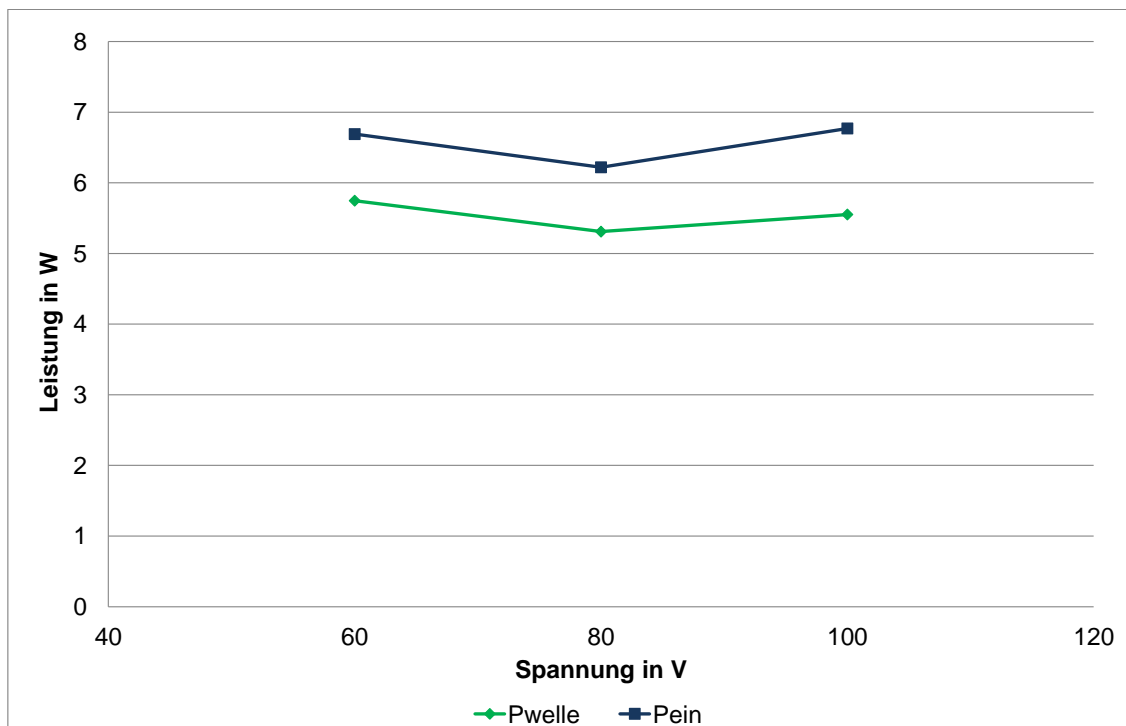
Die letzte Messung am Kappa wurde aufgrund der raschen Abkühlung des Triebwerks bei einer Öltemperatur von  $52^\circ\text{C}$  anstatt bei  $55^\circ\text{C}$  durchgeführt. Das Messprotokoll ist in Tabelle 3.21 ersichtlich, wobei bei einer Spannung von 100V eine Eingangsleistung von 6,77W gemessen wurde. Durch das rasche Abkühlen des Triebwerks wurde die Messung nur bei drei Spannungen durchgeführt, um das Messergebnis möglichst wenig zu verfälschen.

Spannung	$P_{\text{ein}}$	$\eta_{\text{el}}$	$P_{\text{welle}}$
V	W		W
100	6,77	0,82	5,55
80	6,22	0,85	5,31
60	6,69	0,86	5,75

Öltemperatur	$T_{\text{öl}}$	51,8 °C
Shelltemperatur	$T_{\text{shell}}$	50,1 °C
Zylindergehäusetemperatur	$T_{\text{zyl}}$	61 °C
mittlerer Shelldruck	$p_{\text{mittel}}$	1,1bar

**Tabelle 3.21:** Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 52 \text{ °C}$ )

Der mittlere Shelldruck war 1,1bar und die Zylindergehäusetemperatur lag bei 61 °C. Die Temperaturdifferenz zwischen Zylindergehäuse und Ölsumpf bei dieser Messung war ungefähr 11 °C. In Abbildung 3.19 ist der Verlauf der Eingangsleistung und der Wellenleistung dargestellt.



**Abbildung 3.19:** Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 52 \text{ °C}$ )

Für die weitere Auswertung wird eine Wellenleistung von 5,50W und ein elektrischer Wirkungsgrad von 0,82 festgelegt und dadurch ergibt sich eine elektrische Eingangsleistung von 6,71W ( siehe Tabelle 3.22).

$P_{\text{ein}}$	6,71W
$P_{\text{welle}}$	5,50W
$\eta_{\text{el}}$	0,82

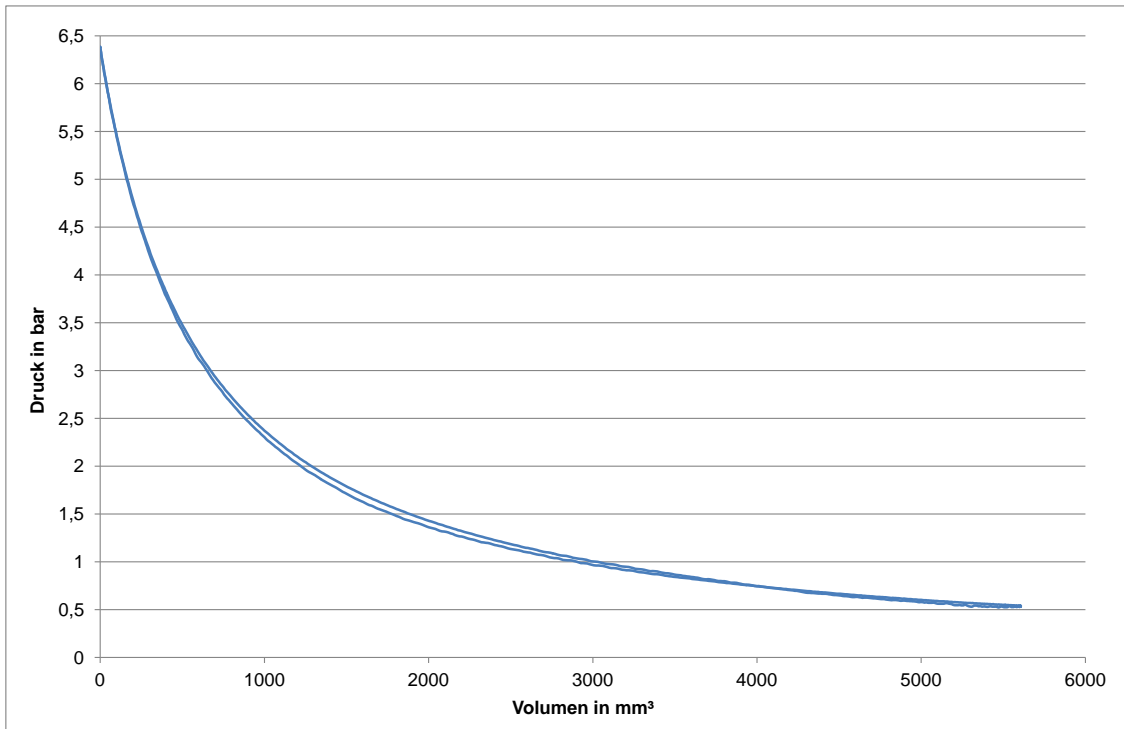
**Tabelle 3.22:** Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\text{öl}} = 52\text{°C}$ )

### 3.3.4 Auswertung Kappa

In diesem Kapitel wurde die weitere Auswertung zur Ermittlung der mechanischen Verlustleistung am Kappa dokumentiert. Zu Berechnung der mechanischen Verlustleistungen müssen von den im vorherigen Kapitel ermittelten Wellenleistungen noch die Restverluste abgezogen werden. Bei einer idealen Messung sind Restverluste gleich Null. Da die Messungen jedoch mit Restverlusten behaftet sind, müssen diese in der Auswertung berücksichtigt werden. Die Restverlustleistung kann aus dem p,V-Diagramm als eingeschlossene Fläche zwischen der Kompressions- und Expansionslinie ermittelt werden.

Für diese Berechnung sind einige wichtige Parameter des Kompressors Kappa notwendig. Zum einen die Drehzahl von 2983U/min, der Druckverlauf und die Volumenänderung notwendig.

Die Auswertung des p,V-Diagramms erfolgte gleich wie in Kapitel 3.2.3 für den Delta Kompressor. Abbildung 3.20 zeigt beispielhaft das p,V- Diagramm des Kappa Kompressors bei einer Öltemperatur von 50°C. Die Auswertung der p,V-Diagramme erfolgte für jedes Temperaturniveau (30°C, 50°C, 52°C, 55°C) und wurde über den Messzyklus mindestens für 5 Umdrehungen bei unterschiedlichen Spannungen durchgeführt. Der Mittelwert aller ermittelten Restverlustleistungen wurde für die weitere Berechnung herangezogen. Für die Messungen im Vakuum war keine weitere Auswertung notwendig, da im Vakuum keine Restverluste auftreten.



**Abbildung 3.20:** p,V-Diagramm Kappa ( $T_{\text{Öl}} = 50^{\circ}\text{C}$ )

Die Übersicht der ermittelten Verlustleistungen am Kappa sind in Tabelle 3.23 zusammengefasst.

Öltemperatur	30 °C	50 °C		60 °C	52 °C	55 °C
Last	Gaslast	Vakuum	Gaslast	Vakuum	Gaslast	Gaslast
$P_{\text{ein}}$	12,14W	5,77W	7,59W	4,86W	6,71W	7,46W
$P_{V,\text{el}}$	1,94W	1,27W	1,59W	1,26W	1,21W	2,16W
$P_{V,\text{mech}}$	9,20W	4,50W	4,95W	3,60W	4,60W	4,40W
$P_{V,\text{rest}}$	1,00W	-	1,05W	-	0,90W	0,90W

**Tabelle 3.23:** Gesamte Auswertung Kappa

Die Verlustleistungen unter Gaslast am Kappa sind in Abbildung 3.21 grafisch dargestellt. In der Grafik ist die Abnahme der mechanischen Verlustleistung bei einer Temperatursteigerung ersichtlich. Die Restverlustleistung liegt für die Temperaturniveaus zwischen 0,9W und 1,05W.



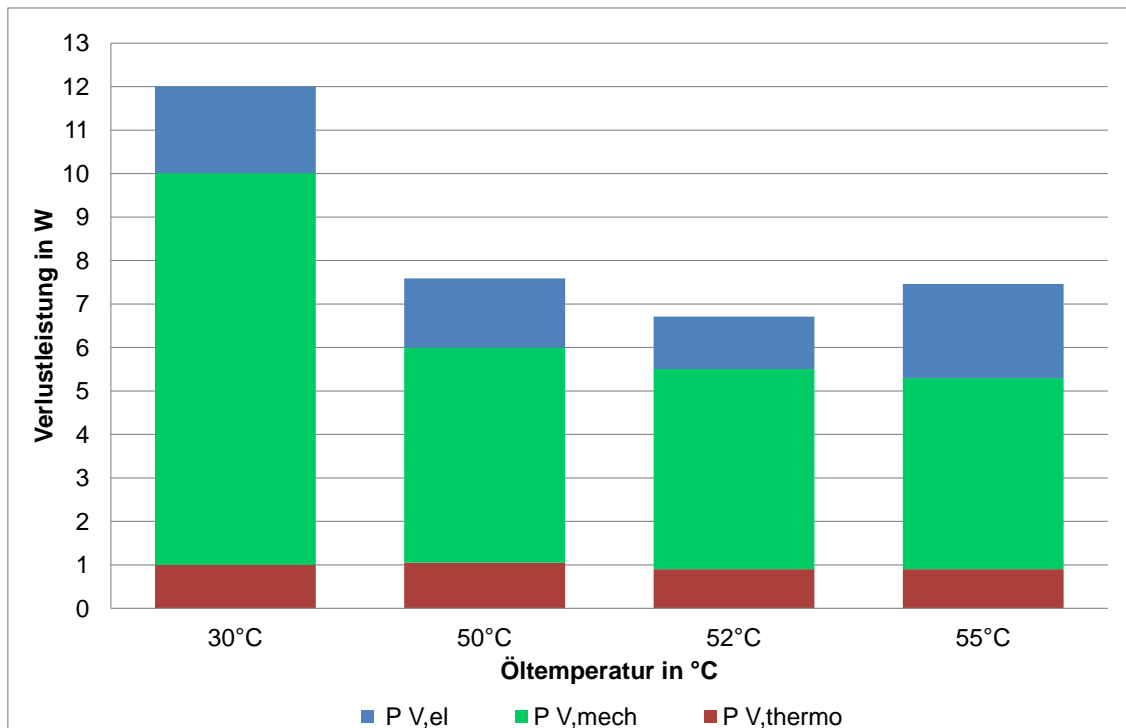


Abbildung 3.21: Verlustteilung am Kappa Kompressor

### 3.3.5 Messunsicherheit

Jede Messung ist immer mit Messunsicherheiten behaftet. Diese sollen in diesem Kapitel näher betrachtet werden. Grundsätzlich werden zwei Arten von Fehlern unterschieden [4]:

- **Systematische Abweichung**

Diese Fehler treten bei jeder Messung auf und werden durch die Unvollkommenheit von Messobjekten, der verwendeten Messverfahren und Messglieder und weiters auch durch Einflüsse der Umgebung verursacht. Der systematische Fehler ist über die Messung konstant, wie z.B. ein Nullpunktsfehler und tritt bei einer Wiederholung der Messung immer wieder auf. Um diesen Fehler zu beseitigen kann einerseits ein anderes Messverfahren gewählt werden oder andererseits eine mathematische Korrektur oder Kalibrierung.

- **Zufälliger Abweichung**

Nicht erfassbare und beeinflussbare Einflüsse werden als zufällige Abweichungen bezeichnet. Diesem Fehler kann eine statische Verteilung zugrunde gelegt werden in den meisten Fällen die Normalverteilung. Die Streuung der Werte wird durch die Standardabweichung von allen Messwerten ermittelt. Zur Ermittlung dieser Fehler ist eine ganze Messreihe erforderlich.

Die auftretenden Messfehler in dieser Arbeit sind im folgenden aufgelistet.

- Messunsicherheit Drucksensor

Diese Messunsicherheit ist aus den Datenblättern der Drucksensoren zu entnehmen.

- Messunsicherheit Thermoelemente

- Messunsicherheit Kalorimeter

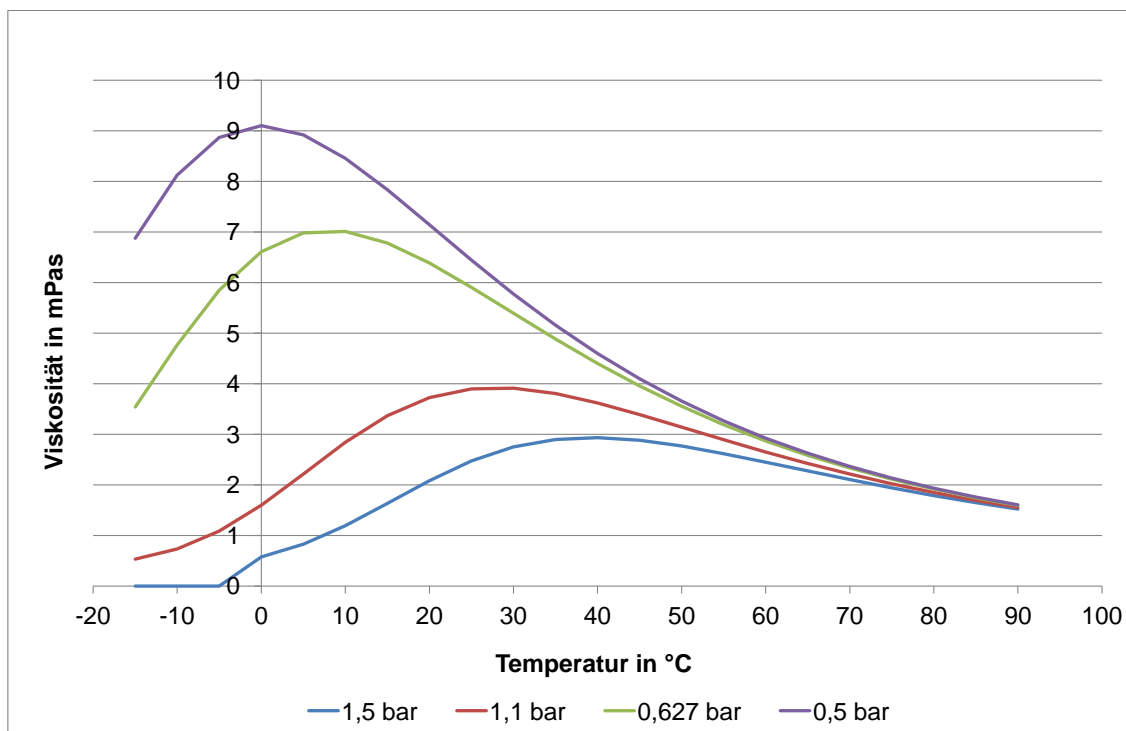
- Ablesefehler am Kalorimeter:

Die Eingangsspannung und die Eingangsleistung wurde am Kalorimeter abgelesen. Bei Schwankungen der Eingangsleistung wurde gewartet bis sich ein stabiler Zustand einstellte oder ein Mittelwert dokumentiert.

### 3.4 Ölviskosität

In dieser Arbeit soll auch der Einfluss der Ölviskosität auf die mechanische Verlustleistung analysiert werden. Nachdem die mechanischen Verluste messtechnisch ermittelt wurden, werden diese noch auf ihre Richtigkeit überprüft. Dafür wurden die Messwerte jeweils auf das nächst höhere Temperaturniveau umgerechnet und danach mit den Messwerten an diese Stelle verglichen. Die Abweichung zwischen Messwert und berechnetem Wert wird wiederum zur Interpretation der Messung verwendet. Die Umrechnung erfolgte mit Hilfe der prozentuellen Änderung der Ölviskosität durch die Temperatur- und der druckabhängigen Gaseinlagerung. Zur Umrechnung der Ölviskosität wurden folgenden Ansätze verwendet:

- Öl-Gas-Gemisch
- reines Öl



**Abbildung 3.22:** Ölviskosität bei verschiedenen Drücke für Gaseinlagerung im Gleichgewichtszustand

Die Berechnung der Viskosität für das Öl-Gas-Gemisch wurde mit der firmeninternen Funktion WF5ADyn durchgeführt. Die Viskosität für Öl wurde mit der firmeninternen Funktion WF5A berechnet.

Abbildung 3.22 zeigt den Verlauf der Viskosität über die Temperatur bei verschiedenen Druckniveaus. Der Druck von 0,627bar ist der mittlere Druck im Kompressorgehäuse (Shell) im Betrieb und der Druck von 1,1bar entspricht dem mittleren Druck der Messung am Kappa Kompressor.

In der grafischen Darstellung ist zu erkennen, dass die Viskosität bei 0,5bar bei sinkender Temperatur zunimmt bis ungefähr 0°C und danach wieder abnimmt. Dieser Verlauf ist bei den anderen Drücken ähnlich, jedoch nimmt bei sinkender Temperatur die Viskosität bei einem Druck von 1,1 bar bis ca. 40°C zu und sinkt danach wieder ab. Somit verlagert sich der Umkehrpunkt der Ölviskosität bei steigendem Druck zu einer höheren Temperatur.

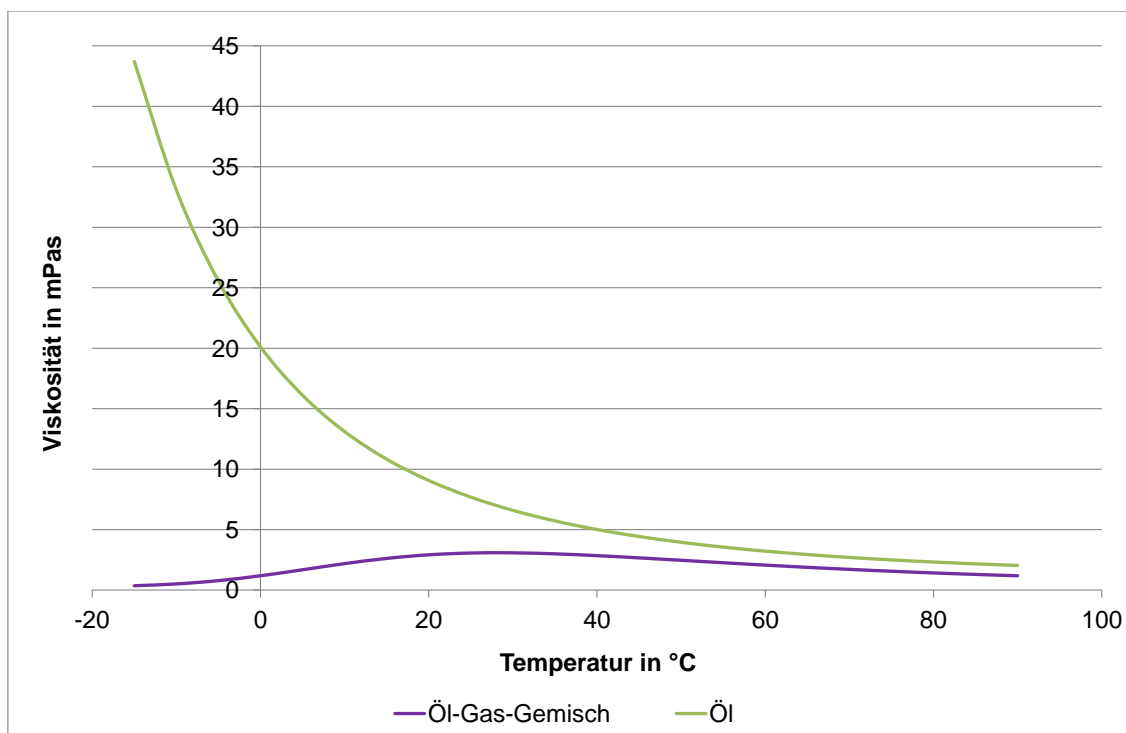


Abbildung 3.23: Vergleich der Ölviskosität

Abbildung 3.23 zeigt den Verlauf der Ölviskosität für die beiden oben genannten Ansätze Öl-Gas-Gemisch und Öl. Die Viskosität für Öl nimmt bei steigender Temperatur ab. Im Vergleich dazu nimmt die Viskosität bei einem Druck von 1,1bar bis zu einer Temperatur von 30°C zu und danach sinkt die Viskosität wieder ab. Die beiden Verläufe sind ab einer Temperatur von ca. 50°C parallel zueinander.

### 3.4.1 Delta Kompressor

Der Einfluss der Temperaturänderung auf die mechanische Verlustleistung am Delta Kompressor wird in diesem Kapitel näher betrachtet. Die zur Umrechnung am Delta notwendigen Messdaten sind in Tabelle 3.24 aufgelistet, wobei die Temperaturen und der Druck für die Berechnung der Ölviskosität herangezogen wurden. Die Temperaturen und die mechanische Verlustleistung für den Delta Kompressor im Betrieb wurden aufgrund von Erfahrungswerten abgeschätzt.

Messung	1	2	Betrieb
$T_{\text{Öl}}$	32 °C	49 °C	52 °C
$T_{\text{shell}}$	31 °C	49 °C	58 °C
$T_{\text{zyl}}$	38 °C	52 °C	65 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,35bar	1,3bar	0,627bar
$P_{V,\text{mech}}$	6,18W	3,58W	-

**Tabelle 3.24:** Messgrößen zur Umrechnung für Delta

#### Einfluss der Öltemperatur auf die mechanische Verlustleistung

Die Umrechnung auf Basis der Öltemperatur bzw. der Einfluss der Öltemperatur auf die mechanische Verlustleistung für den Delta ist in diesem Kapitel dokumentiert. Die Viskositäten für ein Öl-Gas-Gemisch und für reines Öl für die Messungen und für den Betriebszustand am Delta sind in Abbildung 3.24 grafisch dargestellt. Die Viskosität beim Öl-Gas-Gemisch sinkt von 2,51 mPas auf 2,35mPas ab, danach steigt der Wert wieder um 14,5% an, da der mittlere Druck in der Shell von 1,3bar auf 0,627bar absinkt. Im Unterschied zum Öl-Gas-Gemisch nimmt die Ölviskosität bei steigender Temperatur ab.

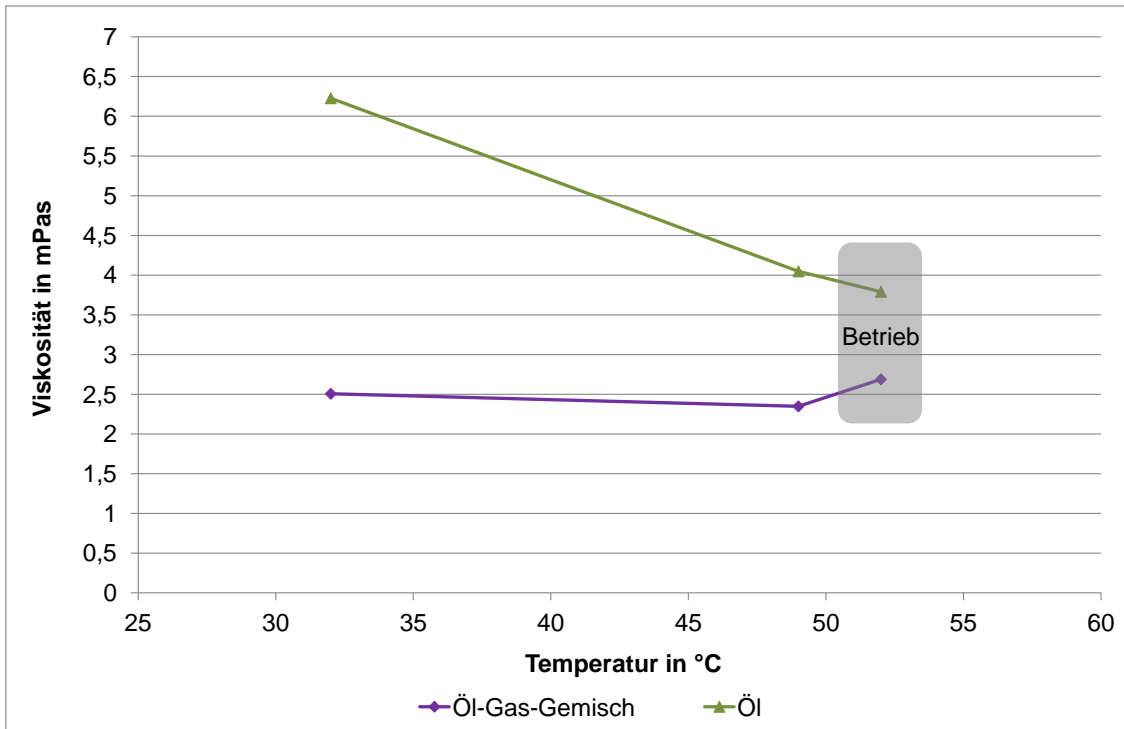


Abbildung 3.24: Viskositätsänderung für Delta ( $T_{\text{Öl}}$ )

Die Ergebnisse der Umrechnung auf Basis der Viskosität für den Delta Kompressor für ein Öl-Gas-Gemisch sind in Tabelle 3.25 zusammengefasst. Der Unterschied zwischen der linear extrapolierten und der gemessenen mechanischen Verlustleistung beträgt bei einer Öltemperatur  $T_{\text{Öl}}=49\text{°C}$  2,21W und dies entspricht einem prozentuellen Unterschied von 61,7%. Bei Umrechnung von 49°C auf den Betriebszustand von 52°C beträgt die mechanische Verlustleistung 4,10W.

$$\text{Viskositätsänderung} = \frac{100\% \cdot 2,35\text{mPas}}{2,51\text{mPas}} = 93,67\% \quad (3.8)$$

Viskositätsabnahme von -6,33% bei einer Temperaturänderung von 32°C auf 49°C.

$$P_{V,\text{mech } 49\text{°C}} = P_{V,\text{mech } 32\text{°C}} \cdot \frac{\nu_{49\text{°C}}}{\nu_{32\text{°C}}} = 6,18\text{W} \cdot \frac{2,35\text{mPas}}{2,51\text{mPas}} = 5,79\text{W} \quad (3.9)$$

$$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}} = P_{V,\text{mech Umrech}} - P_{V,\text{mech Mess}} \quad (3.10)$$

$$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}} = 5,79W - 3,58W = 2,21W$$

Der Messwert und der dazugehörige umgerechnete Wert sind in der Tabelle in der gleichen Farbe dargestellt.

$T_{\text{Öl}}$	32 °C	49 °C	52 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,35bar	1,3bar	0,627bar
$\nu_{\text{ÖlGasGemisch}}$	2,51mPas	2,35mPas	2,69mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-6,3%	+14,5%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	5,79W	4,10W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	6,18W	3,58W	-
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	2,21W (61,7%)	-

**Tabelle 3.25:** Umrechnung für Delta auf Basis  $T_{\text{Öl}}$  (Öl-Gas-Gemisch)

Tabelle 3.26 zeigt die Ergebnisse der Umrechnung für reines Öl. Bei einer Öltemperatur von 49 °C beträgt die Differenz der mechanischen Verlustleistung 0,44W und ist geringer als bei der Umrechnung für ein Öl-Gas-Gemisch. Die mechanische Verlustleistung für eine Öltemperatur von 52 °C im Betrieb ist 3,35W.

$T_{\text{Öl}}$	32 °C	49 °C	52 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,35bar	1,3bar	0,627bar
$\nu_{\text{Öl}}$	6,23mPas	4,05mPas	3,79mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-35,0%	-6,3%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	4,02W	3,35W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	6,18W	3,58W	-
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	0,44W (12,2%)	-

**Tabelle 3.26:** Umrechnung für Delta auf Basis  $T_{\text{Öl}}$  (Öl)

In Abbildung 3.25 ist die Umrechnung des Delta grafisch dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass bei einer Abnahme der Temperaturdifferenz auch die Abweichung zwischen Messwert und umgerechneten Wert abnimmt. Bei einer Öltemperatur

von 32°C beträgt die größte Abweichung 2,21W bei der Annahme eines Öl-Gas-Gemisches.

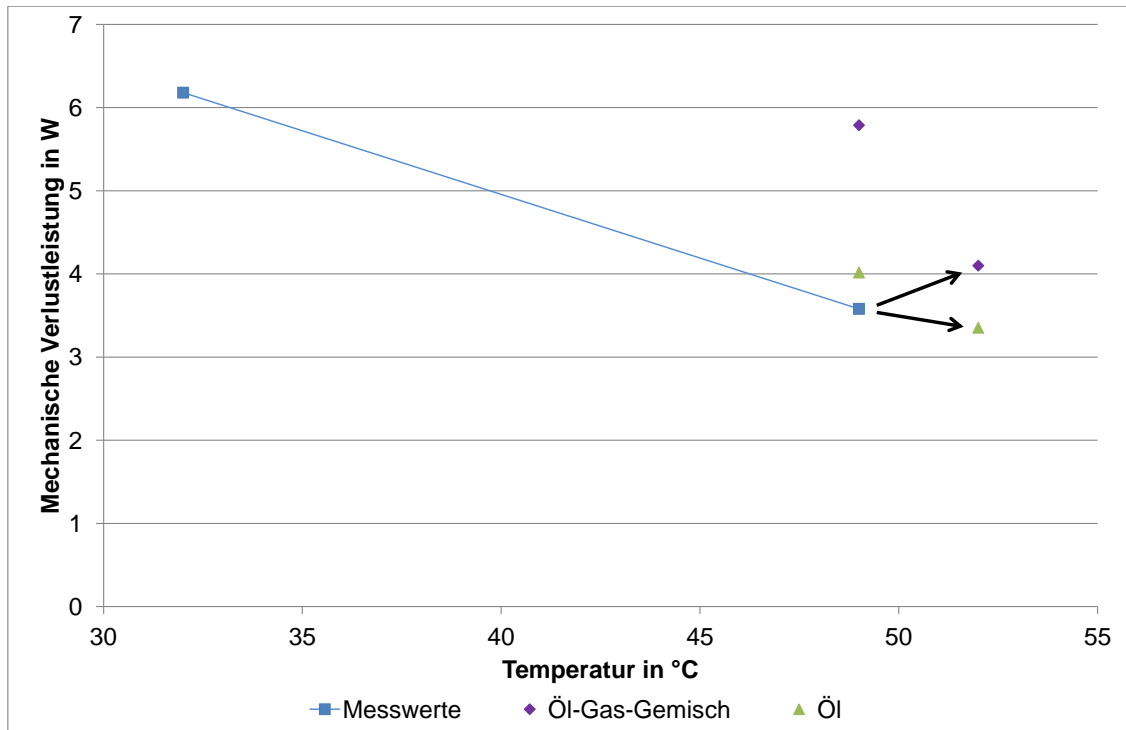


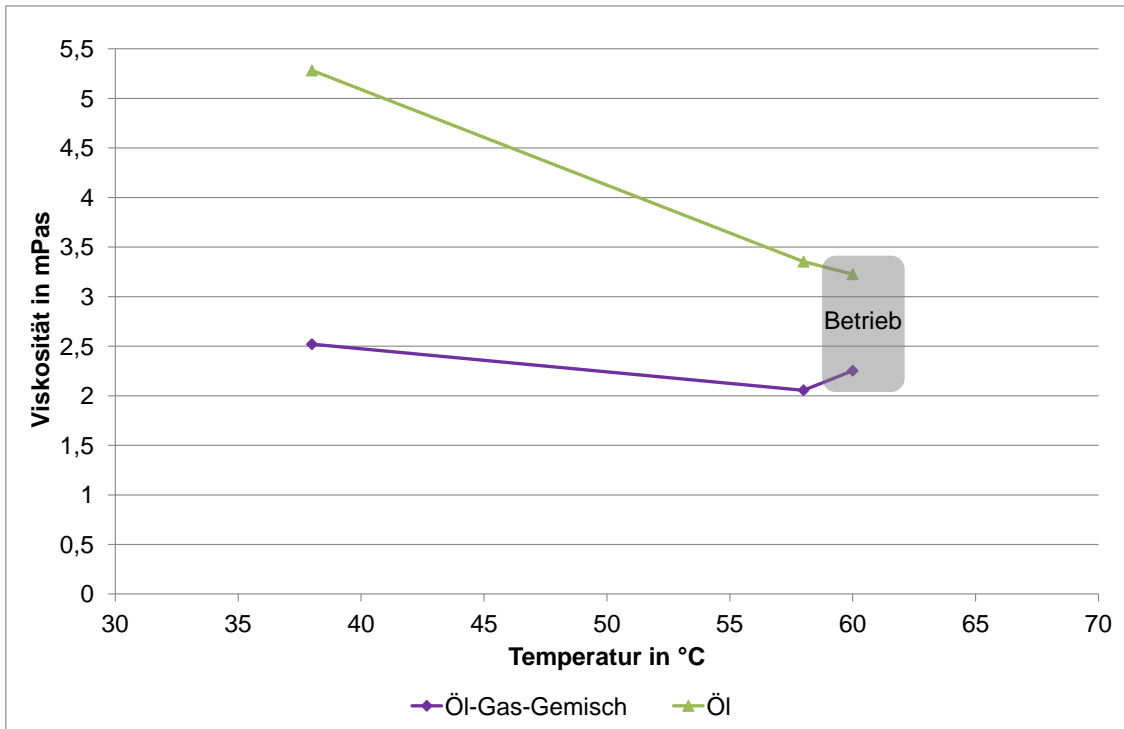
Abbildung 3.25: Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Delta ( $T_{\text{Öl}}$ )

Für die weitere Berechnung und Analyse wird die mechanische Verlustleistung aus der linearen Extrapolation von 49°C auf 52°C bei Öl von 3,35W herangezogen.

### Einfluss der Zylindergehäusetemperatur auf die mechanische Verlustleistung

In diesem Kapitel wird die Umrechnung der mechanischen Verlustleistung auf Basis der Zylindergehäusetemperatur näher erläutert und anschließend mit den Ergebnissen aus der Umrechnung mit der Temperatur im Ölsumpf verglichen. Abbildung 3.26 zeigt den Verlauf der Viskosität über die gemessenen Zylindergehäusetemperaturen.





**Abbildung 3.26:** Viskositätsänderung für Delta ( $T_{Zyl}$ )

Die Umrechnung mittels Zylindergehäusetemperatur für ein Öl-Gas-Gemisch ist in Tabelle 3.27 ersichtlich. Die Differenz zwischen der linearen Extrapolation und der Messung bei einer Zylindergehäusetemperatur von 58 °C beträgt 1,46W bzw. 40,8%. Des weiteren ergeben sich 3,52W für die mechanische Verlustleistung im Betrieb bei einer Zylindergehäusetemperatur von 65 °C. Bei einem Vergleich der mechanische Verlustleistung mit der berechneten auf Basis der Öltemperatur erkennt man, dass die Leistung bei Zylindergehäusetemperatur um 0,58W geringer ist.

$T_{\text{Öl}}$	38 °C	58 °C	65 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,35bar	1,3bar	0,627bar
$\nu_{\text{ÖlGasGemisch}}$	2,52mPas	2,06mPas	2,02mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-18,4%	-1,7%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	5,04W	3,52W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	6,18W	3,58W	-
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	1,46W (+40,8%)	-

**Tabelle 3.27:** Umrechnung für Delta auf Basis  $T_{\text{Zyl}}$  (Öl-Gas-Gemisch)

Die Umrechnung auf Basis Zylindergehäusetemperatur am Delta für Öl ist in Tabelle 3.28 zusammengefasst. Die Differenz der mechanischen Verlustleistung beträgt 0,34W (9,6%) und für den Betrieb ergibt sich eine Leistung von 3,14W.

$T_{\text{Öl}}$	38 °C	58 °C	65 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,35bar	1,3bar	0,627bar
$\nu_{\text{Öl}}$	5,28mPas	3,35mPas	2,95mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-36,5%	-12,2%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	3,92W	3,14W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	6,18W	3,58W	
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	0,34W (+9,6%)	-

**Tabelle 3.28:** Umrechnung für Delta auf Basis  $T_{\text{Zyl}}$  (Öl)

In Abbildung 3.27 und 3.31 sind die berechneten und die gemessenen Werte grafisch gegenübergestellt. Die Referenztemperatur für die Ölviskositätsberechnung ist die Zylindergehäusetemperatur, sie liegt also über der oben verwendeten Temperatur im Ölsumpf. Die größte Abweichung der mechanischen Verlustleistung tritt bei einem Öl-Gas-Gemisch bei 38 °C von 1,46W auf.

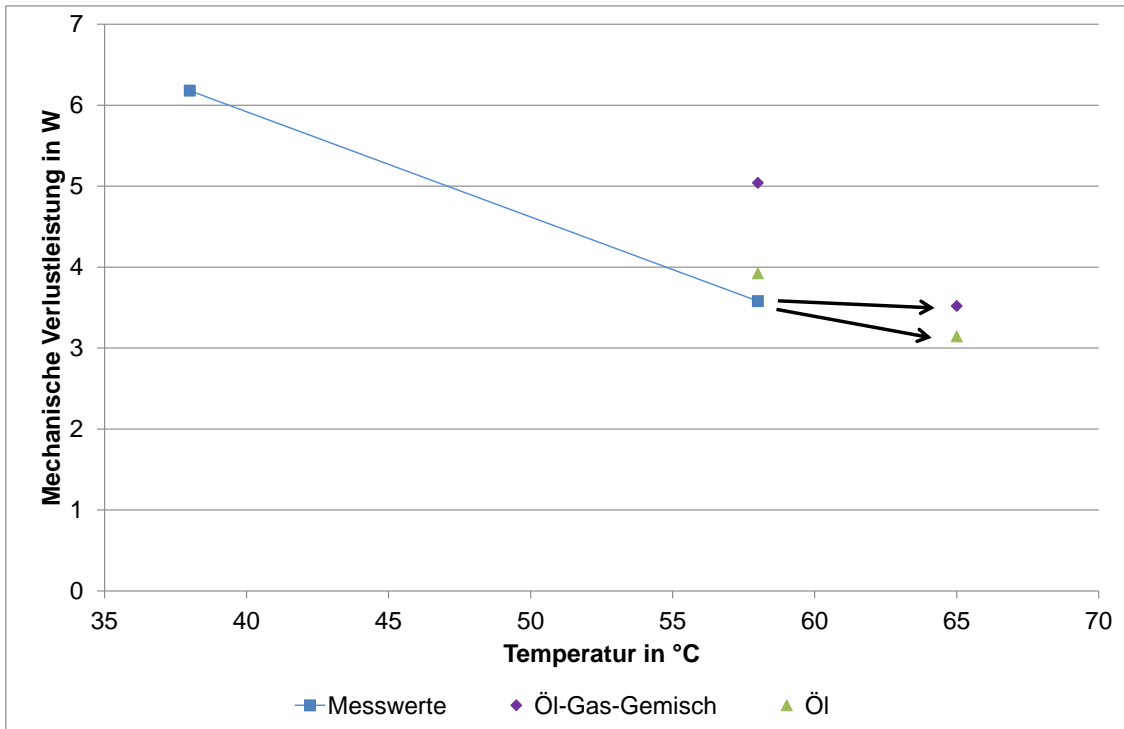


Abbildung 3.27: Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Delta ( $T_{Zyl}$ )

### 3.4.2 Kappa Kompressor

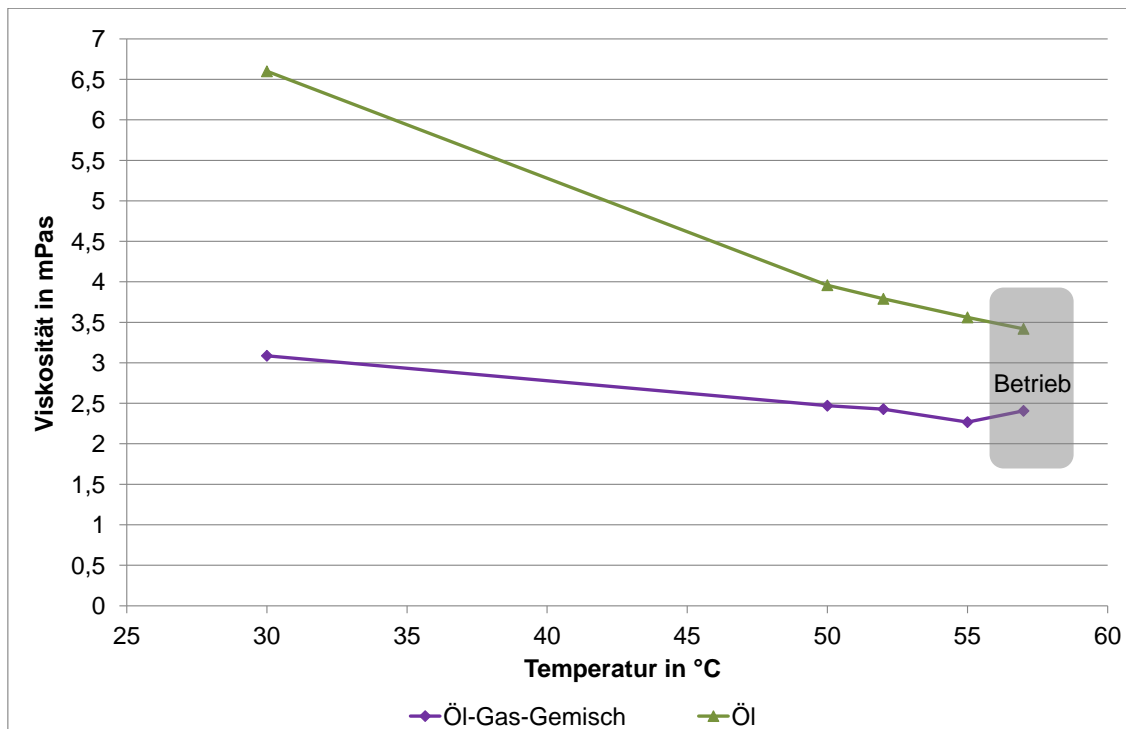
Die Messgrößen für die Messung am Kappa HXK55 sind in Tabelle 3.29 dargestellt. Die Berechnung wurde bei Öl- und Zylindergehäusetemperatur durchgeführt, um auch diesen Unterschied analysieren zu können, da die für die Lager relevante Temperatur nicht direkt gemessen werden kann sondern zwischen jener von Ölsumpf und Zylindergehäuse liegt. Die Temperatur der Lager wird sich im Bereich der gemessenen Temperatur einpendeln.

Messung	1	2	3	4	Betrieb
$T_{\text{Öl}}$	30 °C	50 °C	52 °C	55 °C	57 °C
$T_{\text{shell}}$	30 °C	49 °C	50 °C	54 °C	57 °C
$T_{\text{zyl}}$	36 °C	55 °C	61 °C	66 °C	70 °C
$\rho_{\text{mittel}}$	1,1bar	1,1bar	1,04bar	1,1bar	0,627bar
$P_{V,\text{mech}}$	9,20W	4,95W	4,60W	4,40W	-

**Tabelle 3.29:** Messgrößen zur Umrechnung für Kappa

### Einfluss der Öltemperatur auf die mechanische Verlustleistung

Für den Kappa Kompressor ist die Änderung der Viskosität in Abbildung 3.28 dargestellt. Die Viskosität beim Öl-Gas-Gemisch sinkt von 3,09 mPas auf 2,41 mPas ab und bei Öl von 6,60 mPas auf 3,42 mPas. Es ist zu erkennen, dass die Viskosität von Öl bei steigender Temperatur stärker abnimmt als jene bei einem Öl-Gas-Gemisch.



**Abbildung 3.28:** Viskositätsänderung für Kappa ( $T_{\text{Öl}}$ )

Die Umrechnung für Kappa auf Basis der Öltemperatur für ein Öl-Gas-Gemisch ist in Tabelle 3.30 dargestellt. Die Differenz der mechanischen Verlustleistung beträgt bei 50 °C Öltemperatur 2,41W bzw. 48,7% und diese Differenz sinkt bei einer Öltemperatur von 52 °C auf 0,27W ab. Bei einer weiteren Temperatursteigerung um 3 °C sinkt die Differenz auf 0,10W ab und die extrapolierte mechanische Verlustleistung liegt unter jener aus der Messung. Darüber hinaus wurde für die Betriebstemperatur von 57 °C eine mechanische Verlustleistung von 4,67W am Kappa errechnet.

$T_{\text{Öl}}$	30 °C	50 °C	52 °C	55 °C	57 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,1bar	1,1bar	1,04bar	1,1bar	0,627bar
$\nu_{\text{ÖlGasGemisch}}$	3,09mPas	2,47mPas	2,43mPas	2,27mPas	2,41mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-20,0%	-1,7%	-6,6%	+6,1%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	7,36W	4,87W	4,30W	4,67W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	9,20W	4,95W	4,60W	4,40W	-
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	2,41W +48,7%	0,27W +5,8%	-0,10W -2,4%	-

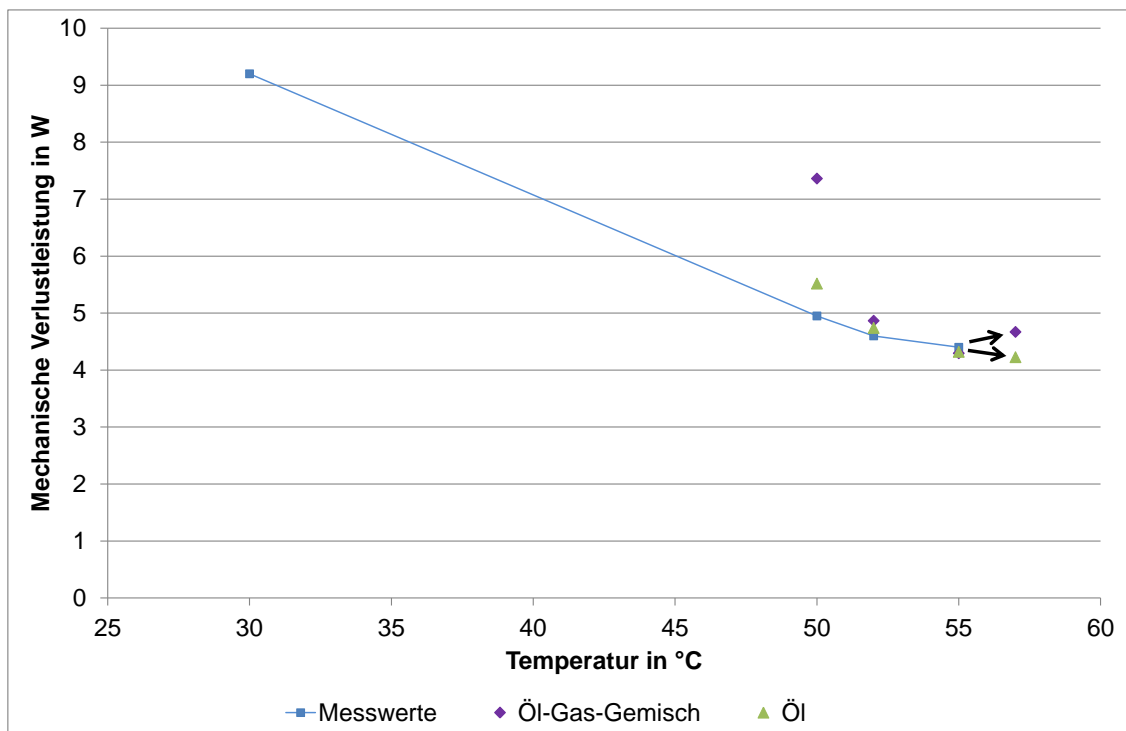
**Tabelle 3.30:** Umrechnung für Kappa auf Basis  $T_{\text{Öl}}$  (Öl-Gas-Gemisch)

Danach wurde die Umrechnung auch für reines Öl durchgeführt und bei einer Öltemperatur von 50 °C ergab sich eine Differenz von 0,45W (9,2%). Auch hier ist eine Abnahme der Differenz zwischen Extrapolation und Messung bei geringerer Temperaturänderung zu erkennen. Die mechanischen Verlustleistung im Betrieb liegt bei 4,23W.

$T_{\text{Öl}}$	30 °C	50 °C	52 °C	55 °C	57 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,1bar	1,1bar	1,04bar	1,1bar	0,627bar
$\nu_{\text{Öl}}$	6,60mPas	3,96mPas	3,79mPas	3,56mPas	3,42mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-40,0%	-4,2%	-6,1%	-3,9%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	5,52W	4,74W	4,32W	4,23W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	9,20W	4,95W	4,60W	4,40W	-
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	0,57W +11,5%	0,14W +3,1%	0,08W +1,8%	-

**Tabelle 3.31:** Umrechnung für Kappa auf Basis  $T_{\text{Öl}}$  (Öl)

Die aus der Umrechnung erhaltenen Daten für den Delta sind in Abbildung 3.25 und für den Kappa in Abbildung 3.29 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei kleineren Temperaturunterschied zu den Stützstellen auch die Abweichung des extrapolierten Wertes zu den Messwerten abnimmt. Dies kann aber auch auf die steigende Temperatur zurückgeführt werden. Da die Ölviskositätsauswirkung bei höheren Temperaturen eher der realen entspricht als die bei niedrigen Temperaturniveaus.



**Abbildung 3.29:** Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Kappa ( $T_{\text{Öl}}$ )

Die Umrechnung von 55°C auf Betriebszustand von 57°C ergibt eine mechanische Verlustleistung für Öl von 4,23W und diese berechnete Leistung wurde auch für die weitere Berechnung und Analyse herangezogen.

### Einfluss der Zylindergehäusetemperatur auf die mechanische Verlustleistung

In diesem Kapitel wird die Umrechnung der mechanischen Verlustleistung auf Basis der Zylindergehäusetemperatur am Kappa näher erläutert. Abbildung 3.30 zeigt

den Verlauf der Viskosität über die gemessenen Zylindergehäusetemperaturen. Die Viskosität für ein Öl-Gas-Gemisch sowie für Öl nimmt bei steigender Temperatur immer ab. Da der Druckunterschied zwischen den einzelnen Messungen relativ gering ist, tritt der Effekt einer Viskositätssteigerung bei steigender Temperatur bei der Analyse der Zylindergehäusetemperatur am Kappa nicht auf.

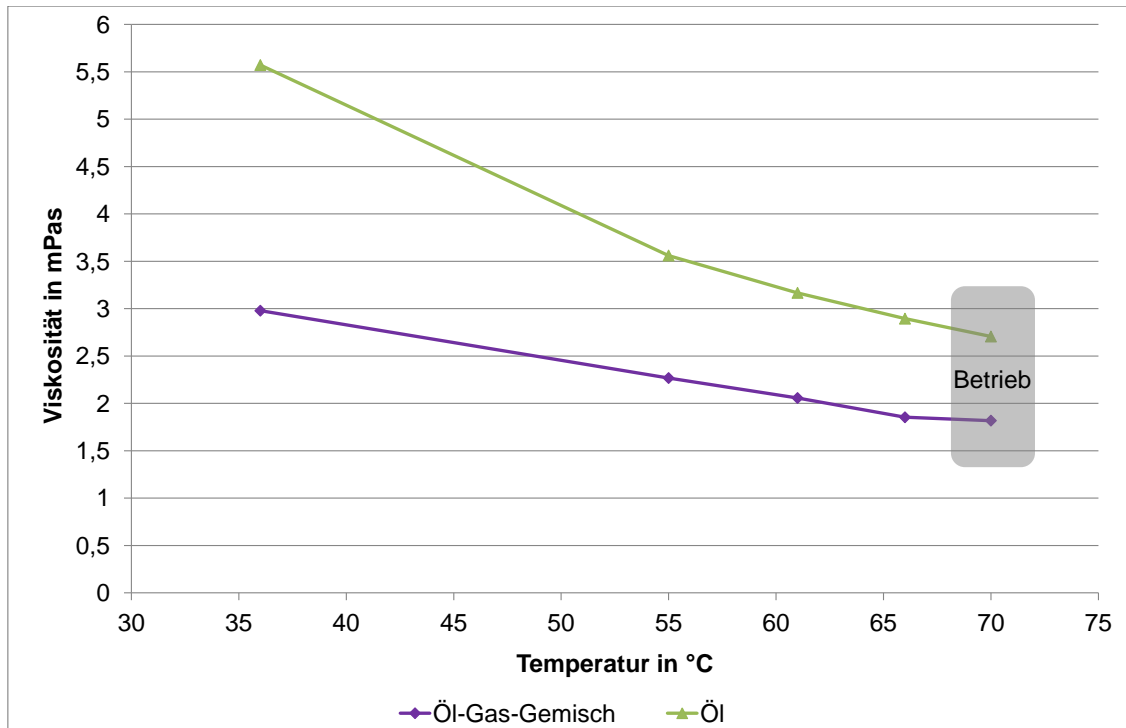


Abbildung 3.30: Viskositätsänderung für Kappa ( $T_{Zyl}$ )

Die in der vorherigen Abbildung ersichtlichen Viskositäten wurden zur linearen Extrapolation der mechanischen Verlustleistung herangezogen. Die Ergebnisse dieser Umrechnung sind in Tabelle 3.32 für ein Öl-Gas-Gemisch und in Tabelle 3.33 für Öl zusammengefasst. Die größte Differenz zwischen Umrechnung und Messung ergab sich für das Öl-Gas-Gemisch bei 55°C Zylindergehäusetemperatur und die geringste Differenz bei einer Zylindergehäuse 61°C. Für das Öl-Gas-Gemisch ergab sich eine mechanische Verlustleistung im Betrieb von 4,32W und für Öl bei 4,11W.

$T_{\text{Öl}}$	36 °C	55 °C	61 °C	66 °C	70 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,1bar	1,1bar	1,04bar	1,1bar	0,627bar
$\nu_{\text{ÖlGasGemisch}}$	2,98mPas	2,27mPas	2,06mPas	1,85mPas	1,82mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-23,9%	-9,3%	-9,9%	-1,9%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	6,86W	4,49W	4,15W	4,32W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	9,01W	4,95W	4,60W	4,40W	-
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	1,91W +38,6%	-0,11W -2,4%	-0,25W -5,8%	-

**Tabelle 3.32:** Umrechnung für Kappa auf Basis  $T_{\text{Zyl}}$  (Öl-Gas-Gemisch)

$T_{\text{Öl}}$	36 °C	55 °C	61 °C	66 °C	70 °C
$p_{\text{mittel}}$	1,1bar	1,1bar	1,04bar	1,1bar	0,627bar
$\nu_{\text{Öl}}$	5,57mPas	3,56mPas	3,17mPas	2,89mPas	2,71mPas
$\Delta_{\text{Viskosität}}$	-	-36,1%	-11,1%	-8,6%	-6,5%
$P_{V,\text{mech Umrech}}$	-	5,76W	4,40W	4,20W	4,11W
$P_{V,\text{mech Mess}}$	9,01W	4,95W	4,60W	4,40W	-
$\Delta P_{V,\text{mech Umrech/Mess}}$	-	0,81W +16,3%	-0,20W -4,3%	-0,20W -4,5%	-

**Tabelle 3.33:** Umrechnung für Kappa auf Basis  $T_{\text{Zyl}}$  (Öl)

Die aus Umrechnung ermittelten mechanischen Verlustleistungen im Vergleich zu den Messwerten für den Kappa Kompressor über Zylindergehäusetemperatur sind in Abbildung 3.31 grafisch dargestellt. Auch in dieser Abbildung ist die Abnahme der Differenz zwischen Extrapolation und Messung klar zu erkennen. Die in blau dargestellten Messwerte liegen bei einer Temperatur von 55 °C noch unter den berechneten Werten. Jedoch bei höherer Temperatur liegen die Messwerte immer über den berechneten Werten.



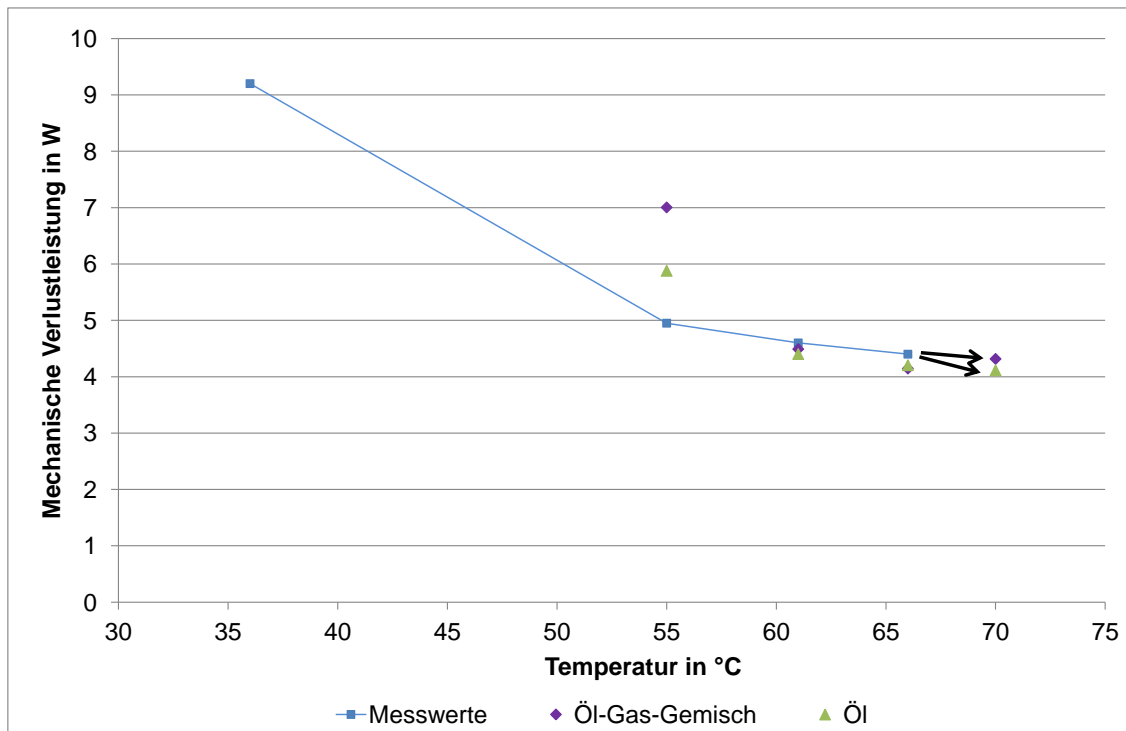


Abbildung 3.31: Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Kappa ( $T_{Zyl}$ )

### 3.4.3 Berechnung Konzentration Gas im Öl

Die Konzentration Gas im Öl wurde berechnet, um festzustellen welcher Extrapolationsansatz dem realen Zustand am nächsten kommt. Die Berechnung der Konzentration wurde wie folgt durchgeführt. Der Kompressor wurde nach dem Betrieb im Kalorimeter abgeschlossen und die Rohre verschlossen, damit das Gas nicht entweichen kann. Nun wurde der Kompressor abgewogen und danach evakuiert und nochmals gewogen. Danach wurde das Gewicht des Gases von sieben Gramm ermittelt. Das freie Gasolumen im Kompressorgehäuse beträgt zwei Liter und daraus ergibt sich ein Gewicht der Luft von zwei Gramm. Die Berechnung der Konzentration Gas in Öl ist in Tabelle 3.34 ersichtlich.

$$c_{\text{Gas}} = \frac{m_{\text{Gas}}}{(m_{\text{Gas}} + m_{\text{Öl}})} = \frac{7g}{(7g + 134g)} = 4,96\% \quad (3.11)$$

$$c_{\text{Öl}} = \frac{m_{\text{Öl}}}{(m_{\text{Gas}} + m_{\text{Öl}})} = \frac{134g}{(7g + 134g)} = 95,04\% \quad (3.12)$$

Öltemperatur	52°C
Druck	1,04bar
Dichte	2,2824kg/m <sup>3</sup>
spezifischer Volumen	0,4381m <sup>3</sup> /kg
Gewicht Öl	134g
Gewicht Gas	9g
Gewicht Luft	2g
Gas im Öl	7g
c <sub>Gas</sub>	4,96%

**Tabelle 3.34:** Konzentration Gas im Öl

### 3.5 Laständerung

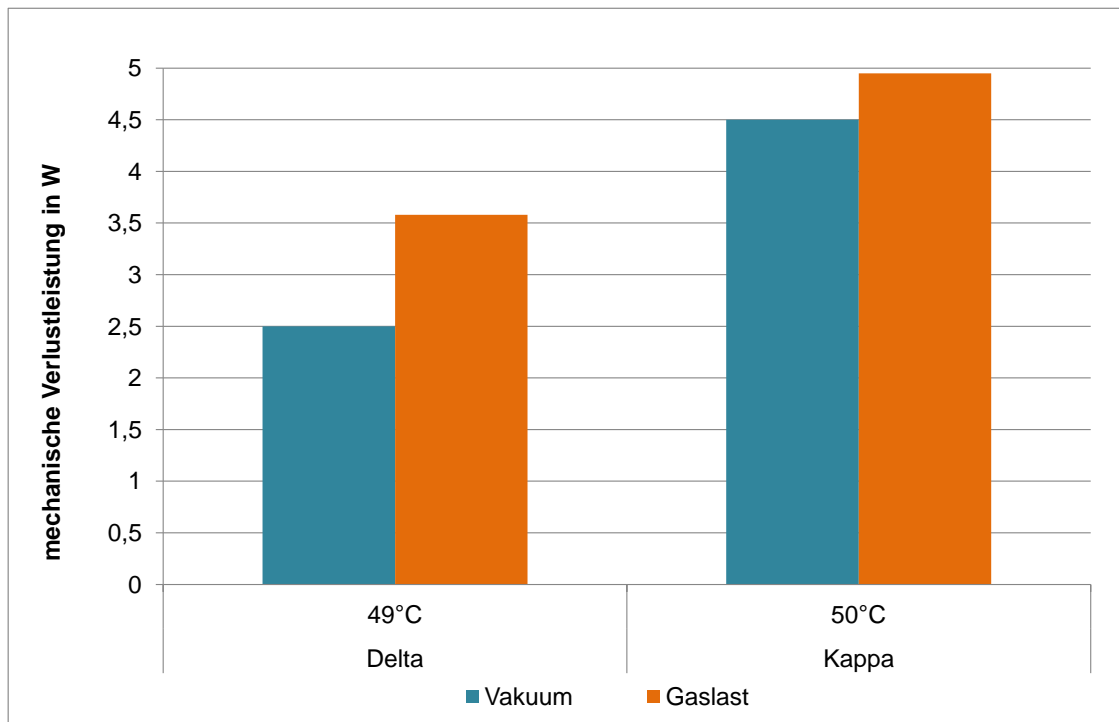
Die Änderung der mechanischen Verlustleistung aufgrund der Laständerung ist Inhalt dieses Kapitels. Dabei wurden die Messwerte der Messung bei Vakuum mit jenen unter Gaslast verglichen. In Tabelle 3.35 sind die Änderungen der mechanischen Verlustleistungen für Kappa und Delta bei einer Öltemperatur von ungefähr 50°C dargestellt.

Kompressortyp	Kappa		Delta	
	Vakuum	Gaslast	Vakuum	Gaslast
Betriebsart				
mechanische Verlustleistung	4,50W	4,95W	2,5W	3,58W
Änderung mechanische Verlustleistung	0,45W (10%)		1,08W (43,2%)	

**Tabelle 3.35:** Einfluss der Laständerung auf die mechanische Verlustleistung

Dabei ist zu erkennen, dass die mechanische Verlustleistung beim Kappa von Vakuum auf Gaslast Messung von 4,50W auf 4,95W ansteigt, was einer 10% Zunahme von entspricht, wobei es am Delta zu einem Anstieg um 43% von 2,5W auf 3,58W kommt.

In Abbildung 3.32 ist die mechanische Verlustleistung aufgrund der Laständerung grafisch dargestellt und dabei ist auch der höhere Anstieg von Delta klar zu erkennen. Der Unterschied von Delta und Kappa bei Vakuum liegt bei 2W und unter Gaslast sinkt dieser auf 1,37W.



**Abbildung 3.32:** Mechanischen Verlustleistung aufgrund Laständerung

Der höhere Anstieg der mechanischen Verlustleistung beim Delta ist dadurch zu begründen, dass die Lager des Delta höher belastet ausgelegt sind als jene vom Kappa. Deshalb werden nun die Sommerfeldzahlen der Kompressoren näher betrachtet.

### Sommerfeldzahl

Die Sommerfeldzahl ist eine Ähnlichkeitskenngroße für Gleitlager und beschreibt den Betriebspunkt eines Gleitlagers und sie wird mit der folgenden Formel berechnet [3].

$$S_o = \frac{F_L \cdot \psi_L^2}{b \cdot d_L \cdot \eta \cdot \omega} \quad (3.13)$$

Die Sommerfeldzahl setzt sich aus dem Parametern Lagerkraft, relatives Lagerspiel, Lagerbreite, Lagerdurchmesser, dynamische Ölviskosität und der Winkelgeschwindigkeit zusammen.

Das relative Lagerspiel entspricht dem Verhältnis der Differenz von Durchmesser Lager und Welle zum Durchmesser des Lagers.

$$\psi_L = \frac{D - d_{Lager}}{D} \quad (3.14)$$

Die Näherung von VOGELPOHL [16]:

Schnellaufbereich  $S_o < 1$

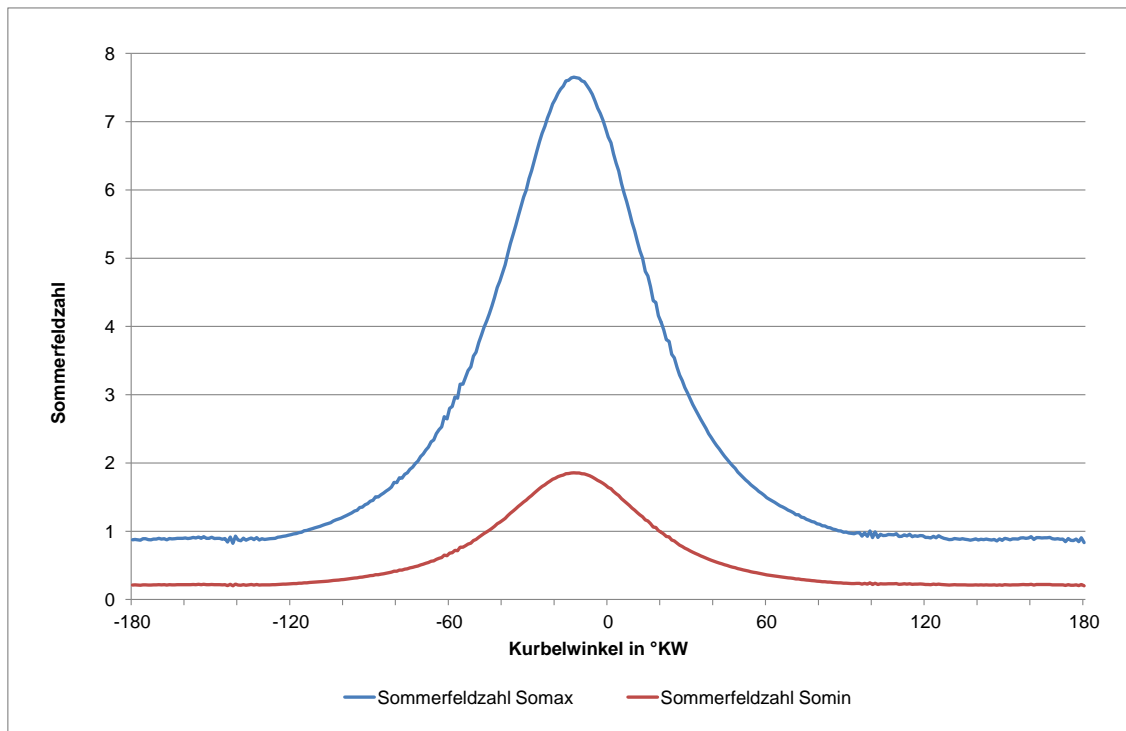
$$\frac{\mu}{\psi_L} = \frac{3}{S_o} \quad (3.15)$$

Hier tritt bei hoher Drehzahl eine niedrigere Belastung der Welle auf und es kann zu einer instabilen Wellenlage kommen.

Schwerlastbereich  $S_o > 1$

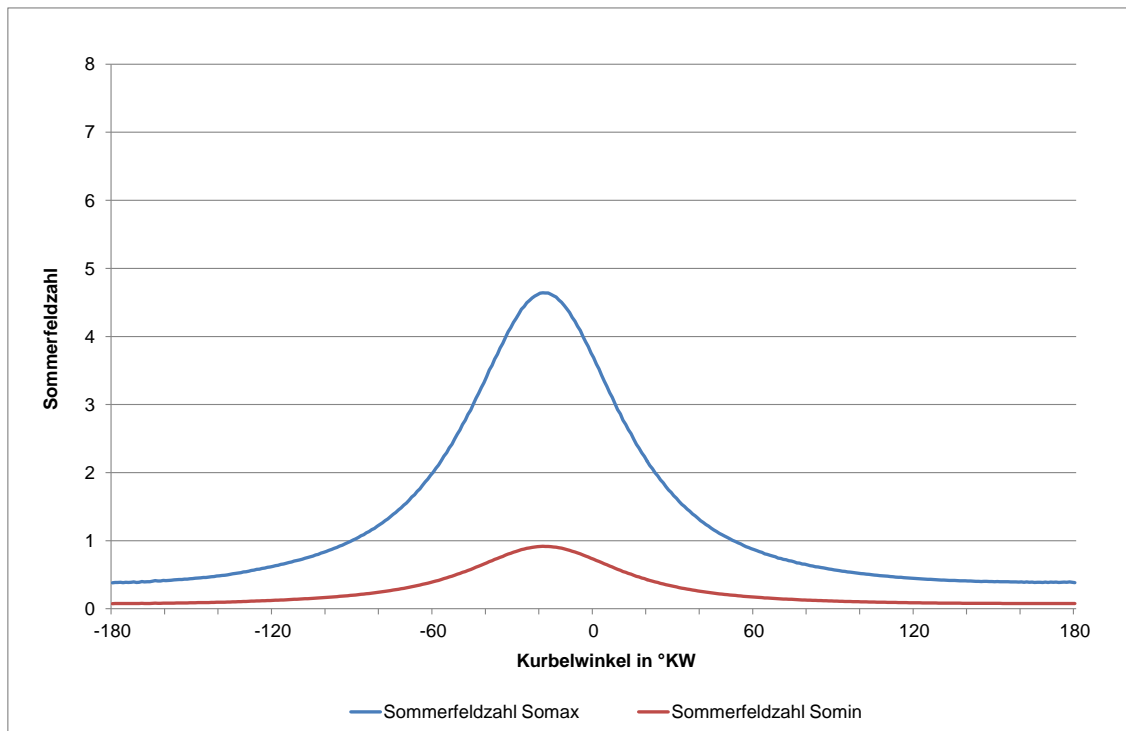
$$\frac{\mu}{\psi_L} = \frac{3}{\sqrt{S_o}} \quad (3.16)$$

Abbildung 3.33 zeigt den Verlauf der maximalen und minimalen Sommerfeldzahl über dem Kurbelwinkel. Die Sommerfeldzahl am Delta erreicht ihr Maximum bei 7,65.



**Abbildung 3.33:** Sommerfeldzahl oberes Hauptlager Delta ( $T_{\text{Öl}} = 49^{\circ}\text{C}$ )

Die Sommerfeldzahl für den Kappa bei  $T_{\text{Öl}} = 50^{\circ}\text{C}$  für das obere Hauptlager ist in Abbildung 3.34 dargestellt. Der Kappa hat eine maximale Sommerfeldzahl von 4,64.



**Abbildung 3.34:** Sommerfeldzahl oberes Hauptlager Kappa ( $T_{\dot{O}I} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Die Lagerbelastungen der einzelnen Lager wurden berechnet und sind in Tabelle 3.36 ersichtlich. An den Ergebnissen der Lagerbelastung ist zu erkennen, dass die Belastung für die Lager am Delta Kompressor höher sind als die für den Kappa. Die Belastung des oberen Hauptlagers liegt beim Delta bei  $3,40\text{N/mm}^2$  und beim Kappa bei  $1,99\text{N/mm}^2$ . Die Lagerbelastung kann durch die folgende Formel bestimmt werden und entspricht der Division der Lagerkraft durch die Breite des Lagers multipliziert mit dem Lagerdurchmesser.

$$p_L = \frac{F_L}{b \cdot d_L} \quad (3.17)$$

Kompressortyp	Delta	Kappa
oberes Hauptlager	3,40N/mm <sup>2</sup>	1,99N/mm <sup>2</sup>
unteres Hauptlager	1,07N/mm <sup>2</sup>	1,09N/mm <sup>2</sup>
Zapfenlager	2,68N/mm <sup>2</sup>	1,34N/mm <sup>2</sup>
Kolbenbolzenlager	2,93N/mm <sup>2</sup>	1,24N/mm <sup>2</sup>
Kolben	0,14N/mm <sup>2</sup>	0,07N/mm <sup>2</sup>

**Tabelle 3.36:** Lagerbelastung der Kältemittelkompressoren



# Kapitel 4

## Berechnung der mechanischen Verluste mit firmeninterner Software

In diesem Kapitel wurde die Berechnung der mechanischen Verlustleistung am Kompressor mittels einer firmeninternen Software dokumentiert. Die Grundlagen zur Berechnung werden nun im folgenden erläutert. Darüber hinaus wurde eine Sensitivitätsanalyse der firmeninternen Software durchgeführt.

Für das firmeninterne Berechnungsfile waren folgende Eingangsparameter zur Berechnung notwendig:

- Geometriedaten der beiden Kompressortypen (Delta & Kappa)  
Die Geometriedaten wurden aus den Zeichnungen der jeweiligen Kompressortypen abgelesen oder eine Befragung von Experten durchgeführt.
- Temperaturen  
Die Temperaturen wurden aus den Messdaten (Kapitel 3.2 und 3.2) entnommen. In die firmeninterne Software wurden die Lagertemperaturen am Hauptlager, Zapfenlager, Kolbenbolzenlager und am Kolben eingetragen.
- Öleigenschaften  
Der Öltyp und die Öltemperatur waren zur Beschreibung des Öls notwendig.
- Druckverlauf  
Zur Berechnung wurde derselbe Druckverlauf wie für die Berechnung der

Restverluste aus dem p,V-Diagramm herangezogen.

- weitere Parameter  
z.B. Drehzahl

### Theorie der Schmiermittelreibung

Sommerfeld unterscheidet zwei Arten der Reibung [13]

- Trockene Reibung

Die trockene Reibung wird durch das Coulombsche Gesetz beschrieben, dies besagt, dass der Reibungswiderstand gleich dem Reibungskoeffizient mal der Normalkraft ist. Bei Festkörperreibung treten Reibungszahlen bis zu 0,5 auf.

$$F_R = F_N \cdot \mu \quad (4.1)$$

- Flüssigkeitsreibung

Die zweite Art der Reibung ist die Flüssigkeitsreibung oder auch Schmiermittelreibung. Zur Berechnung gelten die Ansätze von Newton oder Navier. Für die Flüssigkeitsreibung ist der Reibungswiderstand pro Flächeneinheit gleich dem Koeffizienten der inneren Reibung mal dem Geschwindigkeitsgefälle senkrecht zur Fläche. Die Formel von Petroff besagt, dass die Reibung proportional der Geschwindigkeit ist und unabhängig vom Zapfendruck.

Laut VOGELPOHL [16] tritt Flüssigkeitsreibung auf, sobald die Drücke in der Flüssigkeit die äußeren Kräfte aufnehmen und die Flächen durch einen Tragfilm voneinander getrennt sind. Es kommt zu einer vollkommenen Schmierung.

Abbildung 4.1 zeigt die Stribeckkurve und diese beschreibt den Verlauf des Reibungskoeffizienten über der Gleitgeschwindigkeit für hydrodynamische Reibung [15].

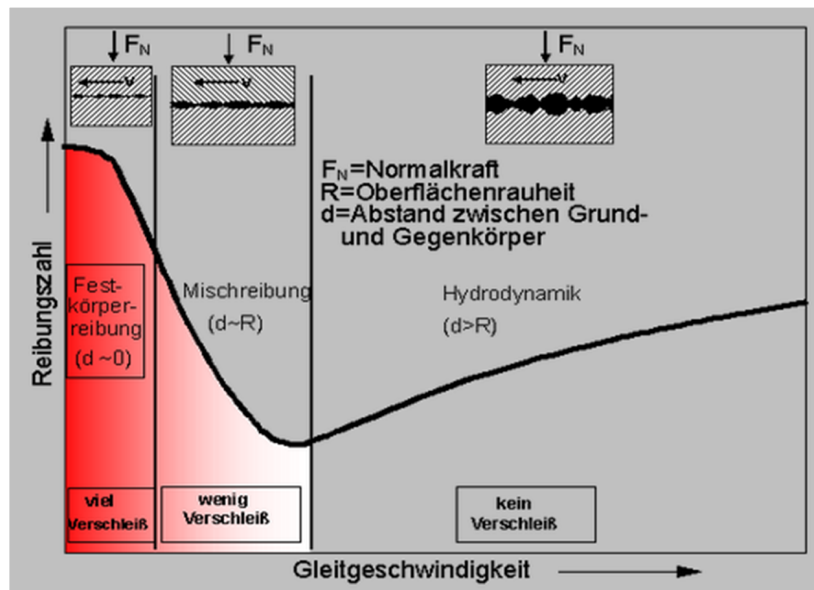


Abbildung 4.1: Stribeckkurve

Darüber hinaus beschäftigte sich SCHOELLAUF [12] mit dem Thema der Kolbenreibungsverluste und im Speziellen auch mit den Flüssigkeits- und Festkörperkontaktmodellen.

Die ermittelte Reibleistung der firmeninternen Software ist eine Funktion von folgenden Parametern:

$$P = f(F, \mu, d, \omega)$$

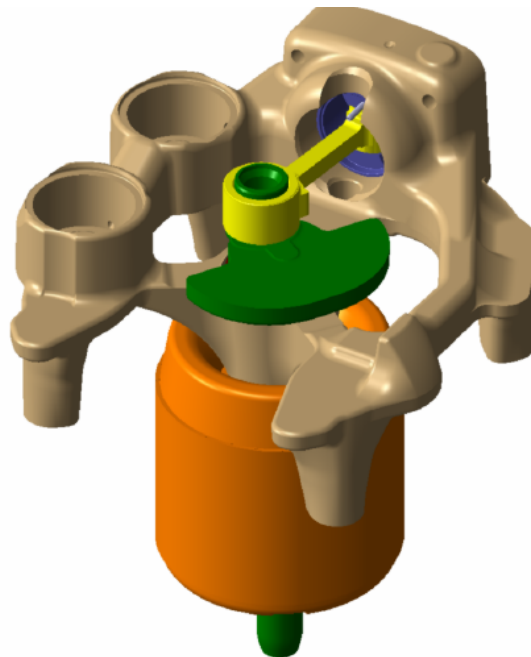
Die Reibleistung ist von der Kraft abhängig und weiters auch von der Reibzahl. Weitere Parameter sind der Durchmesser  $d$  und die Winkelgeschwindigkeit.

Diese Parameter wurden zur Berechnung der mechanischen Verluste für die Hauptlager, das Pleuelager, das Pleuelager, das Pleuelager, das Pleuelager, das Pleuelager verwendet. Aus den beiden Näherungen von Vogelpohl, welche im Kapitel 3.5 beschrieben wurden, kann die Reibzahl ermittelt werden. Auf die Berechnung der Reibleistungen wird in dieser Arbeit nicht näher eingegangen.

### Kurbeltrieb

Die Kinematik des Kurbeltriebs wird in diesem Kapitel auch kurz erläutert. Dabei werden die auftretenden Kräfte berechnet und grafisch dargestellt. In Abbildung 4.2

ist der Kurbeltrieb für den Kappa Kompressor dargestellt.



**Abbildung 4.2:** Kurbeltrieb Kappa Kompressor [12]

Zu Beginn ist eine Festlegung des Kurbelwinkels notwendig. Wie im vorherigen Diagramm ersichtlich, erreicht er bei  $360^\circ$  wieder sein Maximum. Alle anderen Kurbelwinkel wurden in Abhängigkeit der Zeit interpoliert.

Der Pleuelwinkel lässt sich aus der Geometrie des Kurbeltriebs berechnen.

$$\psi = \arcsin\left(\frac{Ver + Ex \cdot \sin\varphi}{l}\right) \quad (4.2)$$

In der oben angeführten Formel berechnet sich der Pleuelwinkel aus den Geometrieparametern Versatz, Exzentrizität und der Pleuellänge. Diese Parameter sind in Abbildung 4.3 in einer Skizze dargestellt.

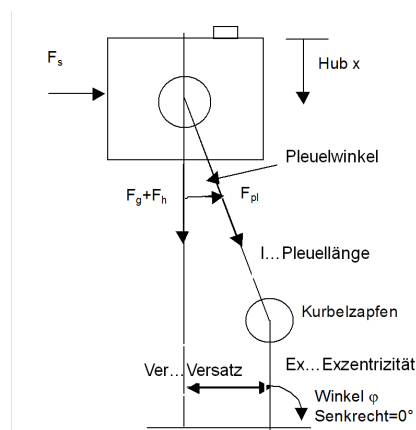


Abbildung 4.3: Skizze eines Kurbeltriebs [19]

Der Pleuelwinkel  $\psi$  ist in Abbildung 4.4 über dem Kurbelwinkel dargestellt.

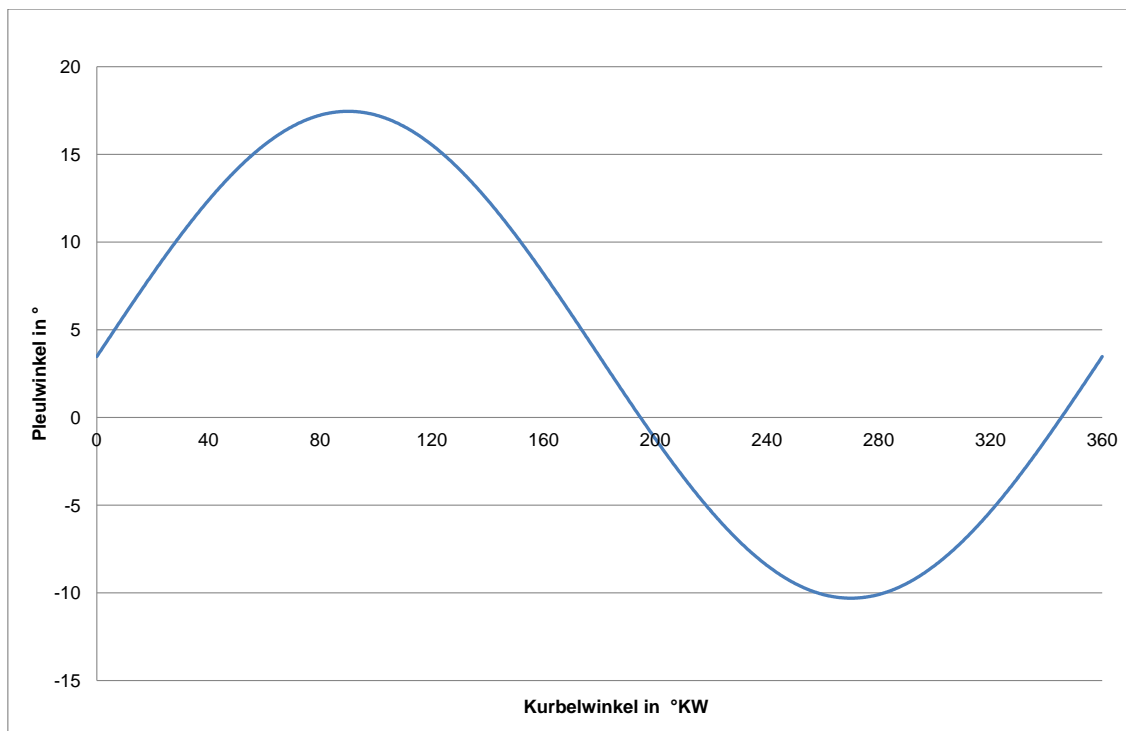


Abbildung 4.4: Pleuelwinkel über Kurbelwinkel

Der maximale Pleuelwinkel beträgt  $13,54^\circ$  bei einem Kurbelwinkel von  $90^\circ$ . Da nun der Kurbelwinkel und der Pleuelwinkel bekannt sind, lässt sich der Hub des Kolben

wie folgt berechnen.

$$x = X - (Ex \cdot \cos\varphi + l \cdot \cos\psi) \quad (4.3)$$

Die Ableitung des Hub x nach der Zeit ergibt die Geschwindigkeit des Kolben und wird durch die nachfolgende Formel beschrieben.

$$\dot{x} = Ex \cdot \omega \cdot \sin\varphi - l \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\psi \quad (4.4)$$

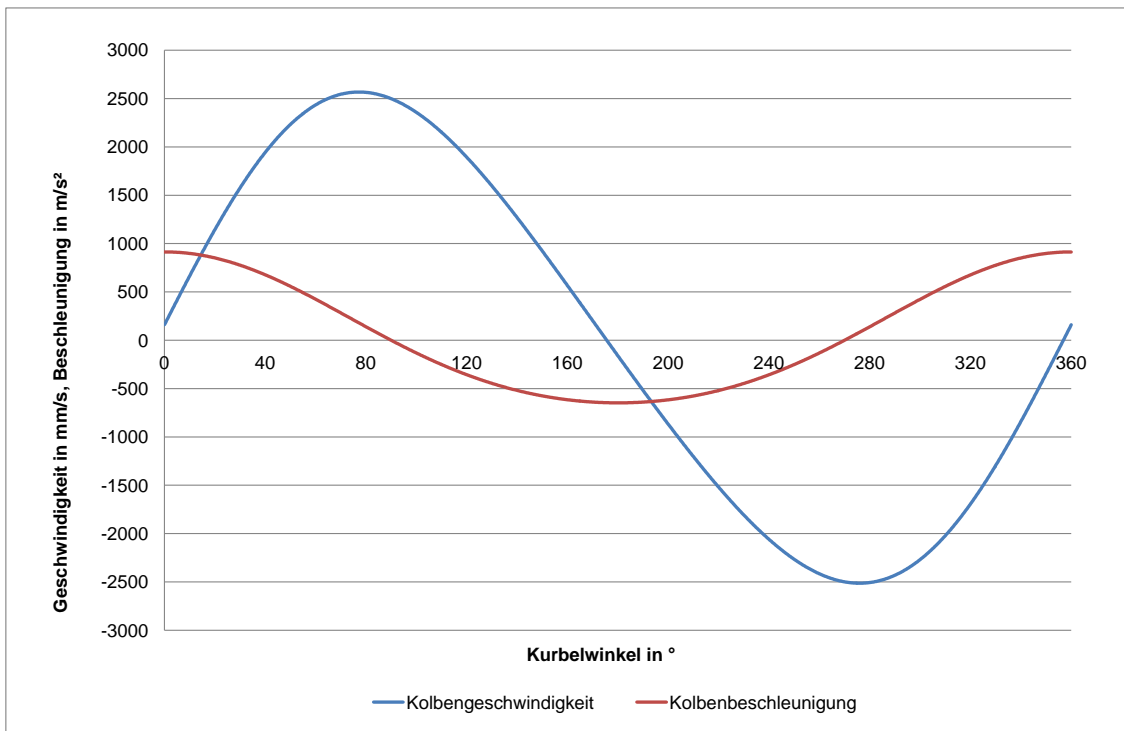
$$\frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} = \omega \quad (4.5)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi} = \frac{Ex \cdot \cos\varphi \cdot \omega}{l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{Ver + l \cdot \sin\varphi}{l}\right)^2}} \quad (4.6)$$

Die Beschleunigung des Kolben lässt sich durch Ableiten der Geschwindigkeit nach der Zeit berechnen.

$$\ddot{x} = \frac{dv}{dt} \quad (4.7)$$

Die Geschwindigkeit und die Beschleunigung des Kolben ist in Abbildung 4.5 dargestellt .



**Abbildung 4.5:** Geschwindigkeit und Beschleunigung am Kolben

### Kräfte am Kurbeltrieb

In diesem Abschnitt werden die am Kurbeltrieb auftretenden Kräfte mit Formeln beschrieben und danach grafisch dargestellt.

Gaskraft

$$F_G = A \cdot p \quad (4.8)$$

Rotationskraft

$$F_{rot} = m_{rot} \cdot e \cdot \omega^2 \quad (4.9)$$

Massenkraft

$$F_H = m_H \cdot a \quad (4.10)$$

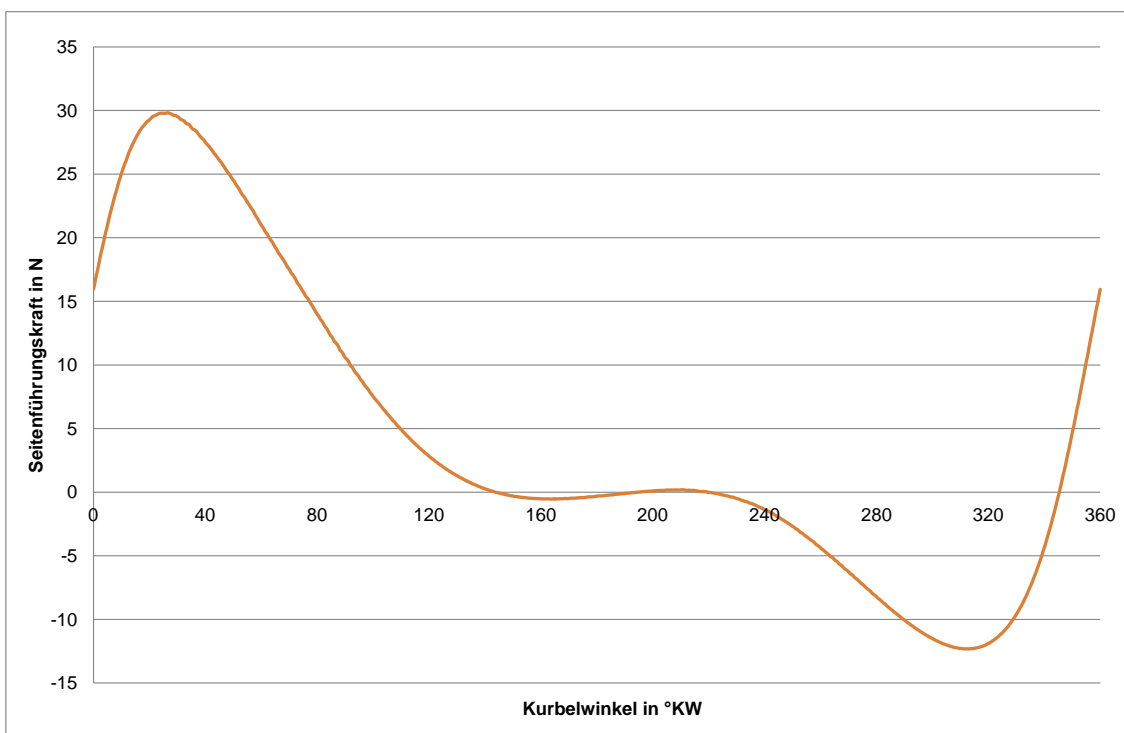
Kolbenkraft

$$F_K = F_G + F_H \quad (4.11)$$

Seitenführungskraft

$$F_S = F_K \cdot \tan\psi \quad (4.12)$$

Abbildung 4.6 zeigt den Verlauf der Seitenführungskraft über dem Kurbelwinkel.



**Abbildung 4.6:** Seitenführungskraft über Kurbelwinkel

Kurbelzapfentangentialekraft

$$F_{tKW} = F_K \cdot \sin\varphi + F_S \cdot \cos\varphi \quad (4.13)$$

Kurbelzapfenkraft

$$F_{KW} = \sqrt{(F_{rot} \cdot \sin\varphi + F_S)^2 + (F_{rot} \cdot \cos\varphi + F_K)^2} \quad (4.14)$$



In Abbildung 4.7 sind die weiteren Kräfte am Kurbeltrieb grafisch dargestellt.

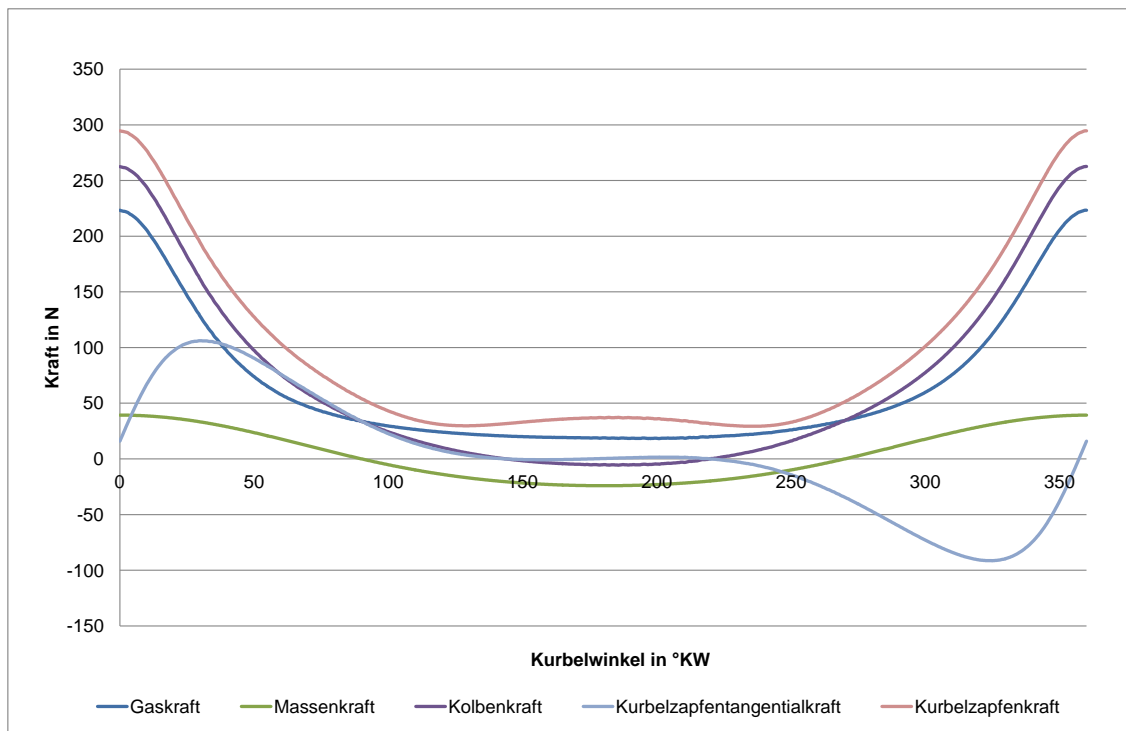
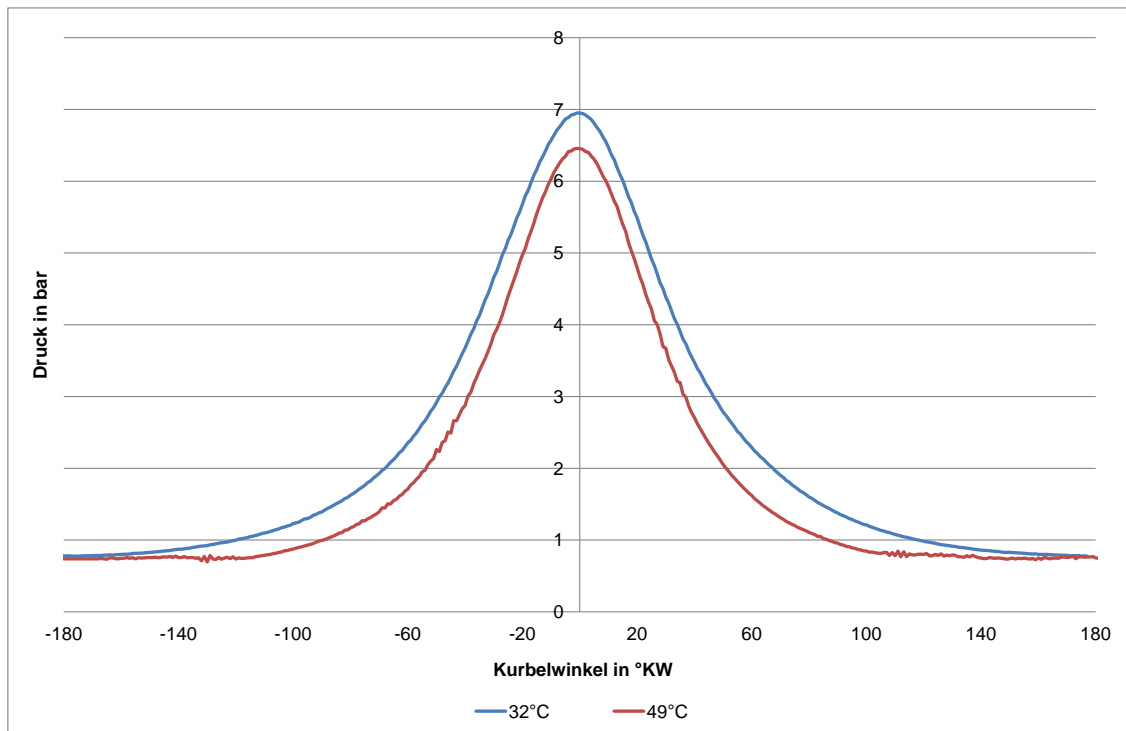


Abbildung 4.7: Kräfte am Kurbeltrieb

Nach der Beschreibung der Grundlagen und Eingangsparameter für die firmeninterne Software konnte mit der Berechnung für die beiden ACC Kompressoren begonnen werden. Die Berechnungsergebnisse werden im nachfolgenden Kapitel erläutert und analysiert.

## 4.1 Delta Kompressor

Die Berechnung der mechanischen Verlustleistung am Delta wird in diesem Kapitel beschrieben. Die Eingabeparameter für die Berechnung sind die Geometriedaten und die Daten aus der Messung. Dazu zählt der Druckverlauf für eine Kurbelumdrehung, der in Abbildung 4.8 dargestellt ist.



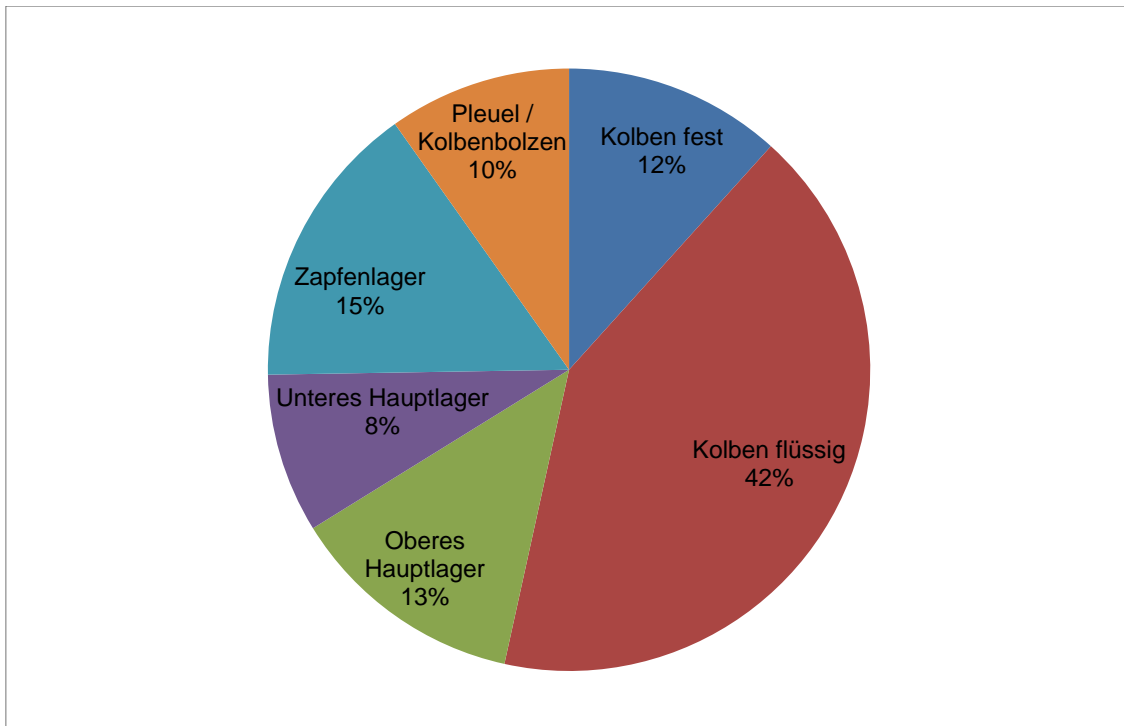
**Abbildung 4.8:** Druckverlauf Delta

Aus der Berechnung für den Delta Kompressor bei einer Öltemperatur von 49°C ergab sich eine gesamte mechanische Verlustleistung von 3,51W und die Leistungen der einzelnen Reibstellen sind in Tabelle 4.1 ersichtlich.

Kolben fest	0,47W
Kolben flüssig	1,42W
Kolben gesamt	1,89W
Oberes Hauptlager	0,45W
Unteres Hauptlager	0,29W
Hauptlager gesamt	0,74W
Zapfenlager	0,53W
Pleuel / Kolbenbolzen	0,35W
Gesamtverlustleistung	3,51W

**Tabelle 4.1:** Berechnung Delta ( $T_{Öl} = 49^{\circ}\text{C}$ )

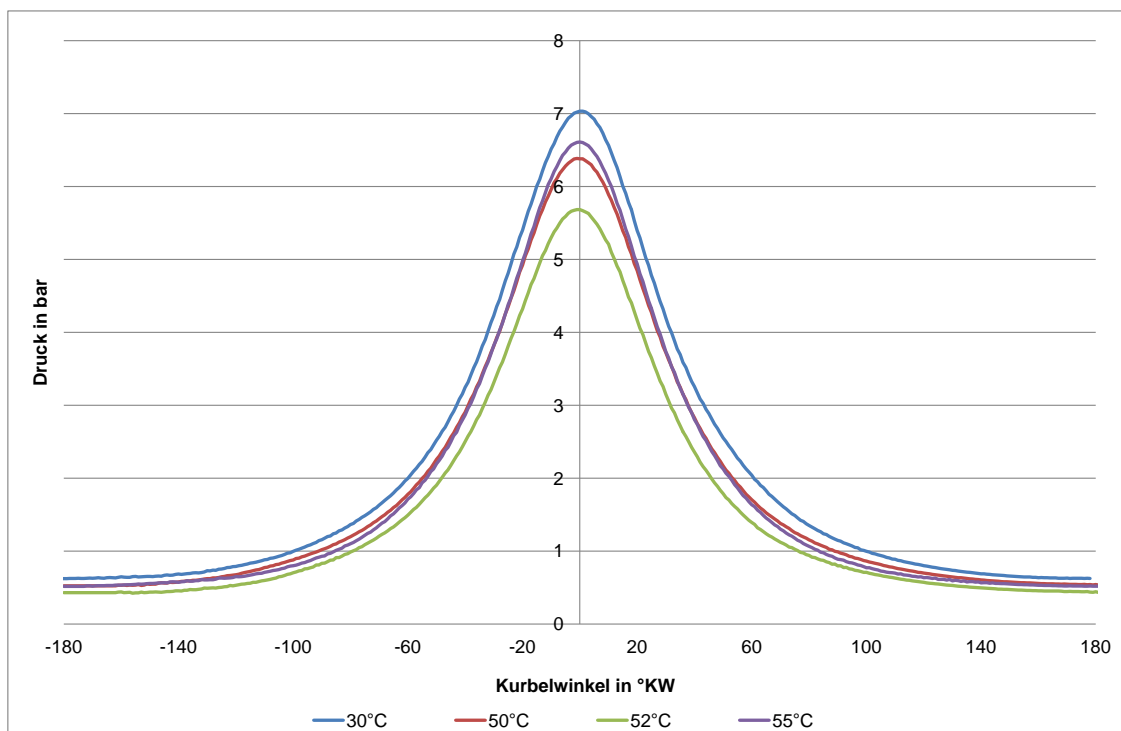
Die Ergebnisse aus der Berechnung der mechanischen Verlustleistung sind in Abbildung 4.9 grafisch dargestellt. Die Abbildung zeigt den prozentuellen Anteil der einzelnen Einflussparameter auf die gesamte mechanische Verlustleistung. Die Flüssigkeitsreibung am Kolben hat mit 42% bzw. 1,42W den größten Anteil und geringsten Anteil hat das untere Hauptlager mit 8% bzw. 0,29W.



**Abbildung 4.9:** Mechanische Verlustleistung am Delta

## 4.2 Kappa Kompressor

Die Ergebnisse aus der Berechnung der mechanischen Verlustleistung am Kappa bei 50°C Öltemperatur sind in diesem Kapitel dokumentiert. Auch für diesen Kompressortypen wurde der Druck über dem Kurbelwinkel zur Ermittlung der mechanischen Verlustleistung benötigt. Abbildung 4.10 zeigt den Druckverlauf des Kappa.



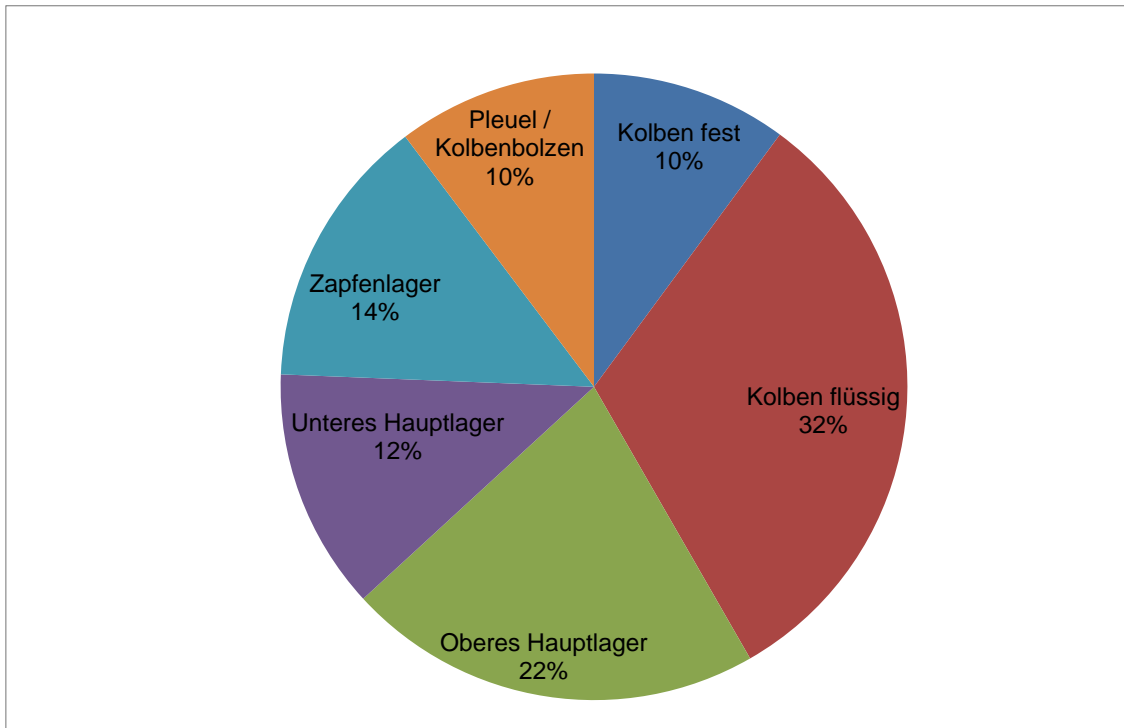
**Abbildung 4.10:** Druckverlauf Kappa

Für den Kappa ergaben sich die mechanischen Verlustleistungen in Tabelle 4.2 und die gesamte mechanische Verlustleistung ist 5,55W.

Kolben fest	0,56W
Kolben flüssig	1,75W
Kolben gesamt	2,31W
Oberes Hauptlager	1,19W
Unteres Hauptlager	0,69W
Hauptlager gesamt	1,88W
Zapfenlager	0,78W
Pleuel / Kolbenbolzen	0,57W
Gesamtverlustleistung	5,55W

**Tabelle 4.2:** Berechnung Kappa ( $T_{öl} = 50\text{ °C}$ )

Die prozentuellen Anteile der einzelnen Parameter an der gesamten mechanischen Verlustleistung ist in Abbildung 4.11 ersichtlich. Mit 32% bzw. 1,75W hat die Flüssigkeitsreibung am Kolben den größten Anteil und das obere Hauptlager hat mit 22% bzw. 1,19W den zweitgrößten Einfluss auf die mechanische Verlustleistung am Kappa.



**Abbildung 4.11:** Mechanische Verlustleistung am Kappa

### 4.3 Vergleich der beiden Kompressortypen

Vergleicht man die einzelnen Einflussparameter von Kappa und Delta zueinander, ist zu erkennen, dass bei beiden Kompressortypen immer die Flüssigkeitsreibung den größten Einfluss auf die mechanische Verlustleistung hat. Der Einfluss des oberen Hauptlagers ist bei Kappa mit 22% größer als beim Delta mit 13% und dies entspricht einer Differenz der mechanischen Verlustleistung von 0,74W. Die Differenz der Gesamtverlustleistung beträgt 2,04W bzw. 36,76%.

<b>Einflussparameter</b>	<b>Delta</b>	<b>Kappa</b>	<b>Differenz</b>	
Kolben fest	0,47W	0,56W	0,09W	16,07%
Kolben flüssig	1,42W	1,75W	0,33W	18,86%
Oberes Hauptlager	0,45W	1,19W	0,74W	62,18%
Unteres Hauptlager	0,29W	0,69W	0,40W	57,97%
Zapfenlager	0,53W	0,78W	0,25W	32,05%
Pleuel / Kolbenbolzen	0,35W	0,57W	0,22W	38,60%
Gesamtverlustleistung	3,51W	5,55W	2,04W	36,76%

**Tabelle 4.3:** Vergleich Delta und Kappa ( $T_{\dot{O}l}$  ca. 50 °C)

## **4.4 Sensitivitätsanalyse**

Nach der Berechnung der mechanischen Verlustleistung wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, welche in diesem Kapitel erläutert wird. Diese Sensitivitätsanalyse zeigt wie sehr sich die Änderung eines Eingangsparameters z.B. der Temperatur auf die Berechnung der mechanischen Verlustleistung auswirkt. Folgende Eingangsparameter wurden zur Durchführung der Sensitivitätsanalyse herangezogen:

- Temperaturänderung
- Grenzgeschwindigkeit
- Kolbenrundheit
- Festkörperreibung

In den Unterkapiteln der Sensitivitätsanalyse wird nun näher auf die einzelnen Einflussparameter eingegangen.

### **4.4.1 Temperaturänderung**

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Temperaturänderung auf die berechnete mechanische Verlustleistung näher betrachtet. Die Sensitivitätsanalyse wurde für alle Temperaturen, welche bei der Messung ermittelt wurden, durchgeführt. Daraus wurde der Einfluss der Temperatur auf die mechanische Verlustleistung ermittelt.

Kompressortyp		Delta		Kappa			
Öltemperatur		32°C	49°C	30°C	50°C	52°C	55°C
Kolben fest	W	0,56	0,47	0,75	0,56	0,46	0,68
Kolben flüssig	W	2,00	1,42	2,42	1,75	1,57	1,43
Oberes Hauptlager	W	0,61	0,45	1,62	1,19	1,06	0,99
Unteres Hauptlager	W	0,41	0,29	0,95	0,69	0,62	0,57
Zapfenlager	W	0,74	0,53	1,04	0,78	0,70	0,67
Pleuel / Kolbenbolzen	W	0,47	0,35	0,72	0,57	0,51	0,51
Gesamtverlustleistung	W	4,79	3,51	7,50	5,54	4,92	4,85

**Tabelle 4.4:** Sensitivitätsanalyse Temperaturänderung

Der Einfluss der Temperaturänderung ist in Abbildung 4.12 grafisch dargestellt. Die Änderung der Temperatur beeinflusst alle Parameter der mechanischen Verlustleistung. Bei einer Erhöhung der Temperatur kommt es zu einer Abnahme der mechanischen Verlustleistung. Bei Delta verringert sich die Gesamtverlustleistung von 4,79W bei 32°C auf 3,51W bei 49°C was einer prozentuellen Änderung von -26,7% entspricht. Am Kappa kommt es zu einer Abnahme von 7,5W (30°C) auf 4,85 (55°C), welches einer Änderung von -35,3% entspricht.



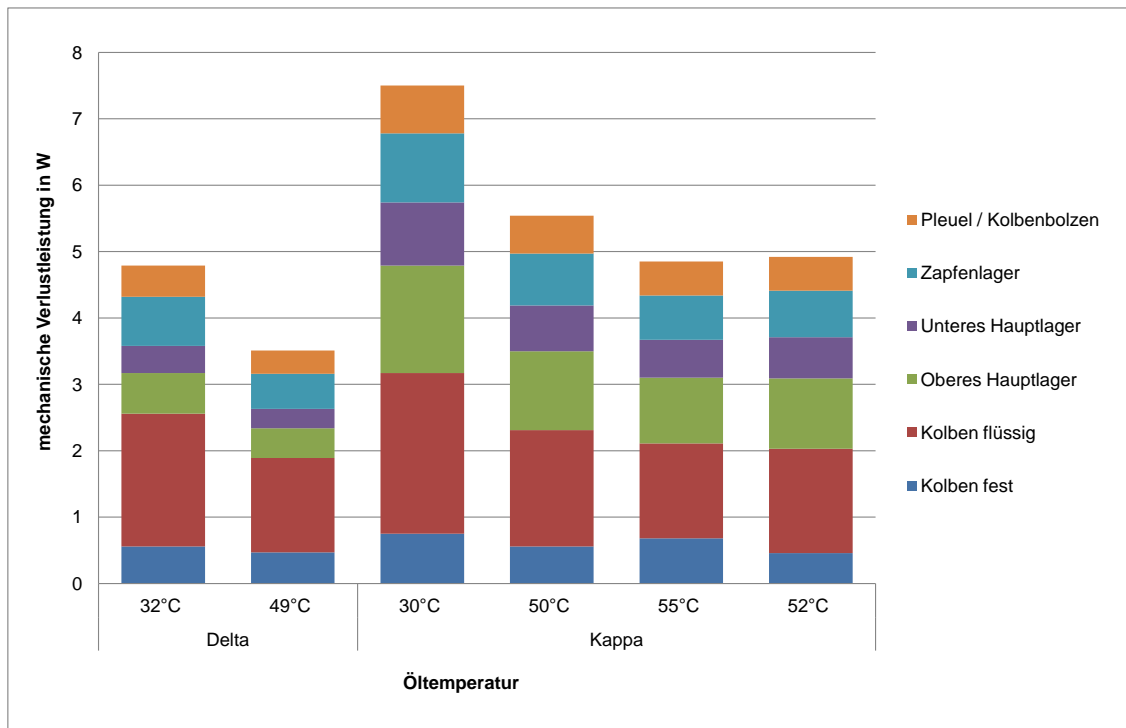


Abbildung 4.12: Einfluss der Temperaturänderung beim Delta

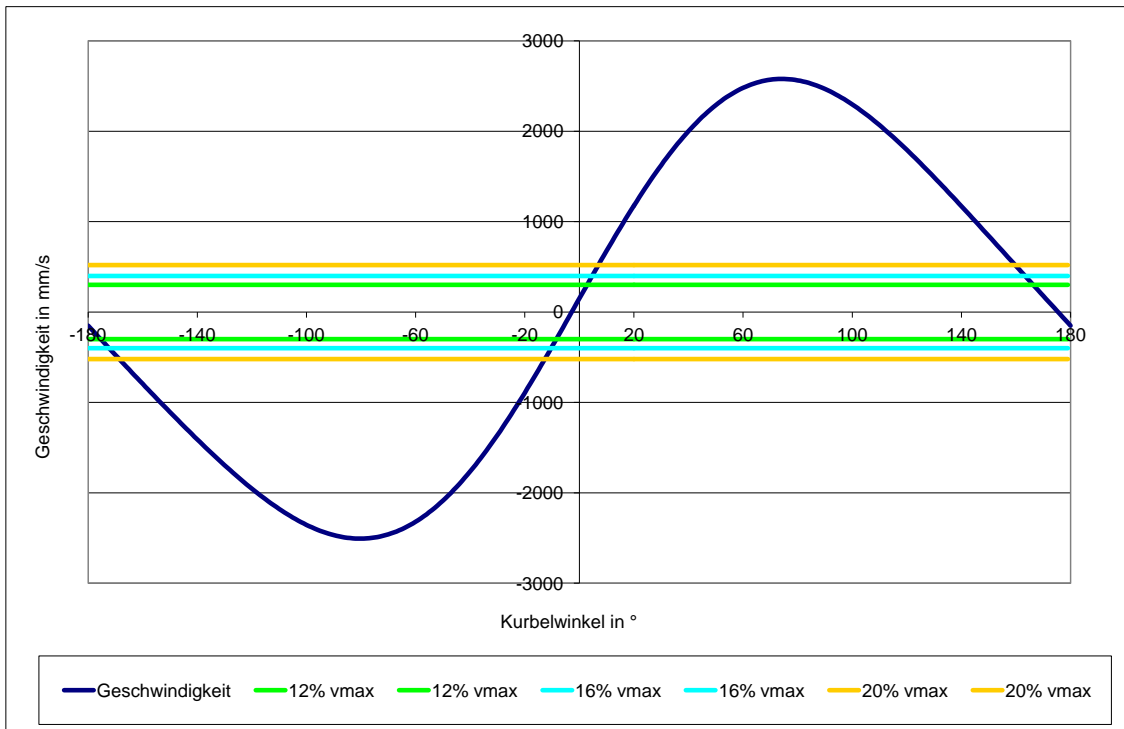
#### 4.4.2 Grenzgeschwindigkeit

Ein weiterer Parameter für Sensitivitätsanalyse ist die Grenzgeschwindigkeit des Kolben. Diese Grenzgeschwindigkeit ist essentiell wichtig für die Festkörperreibung am Kolben. Als Grundlage für die Berechnung wurde ein prozentueller Anteil der maximalen Kolbengeschwindigkeit herangezogen und die Berechnung bei den folgenden drei Geschwindigkeiten durchgeführt.

- 12% der max Kolbengeschwindigkeit
- 16% der max Kolbengeschwindigkeit
- 20% der max Kolbengeschwindigkeit

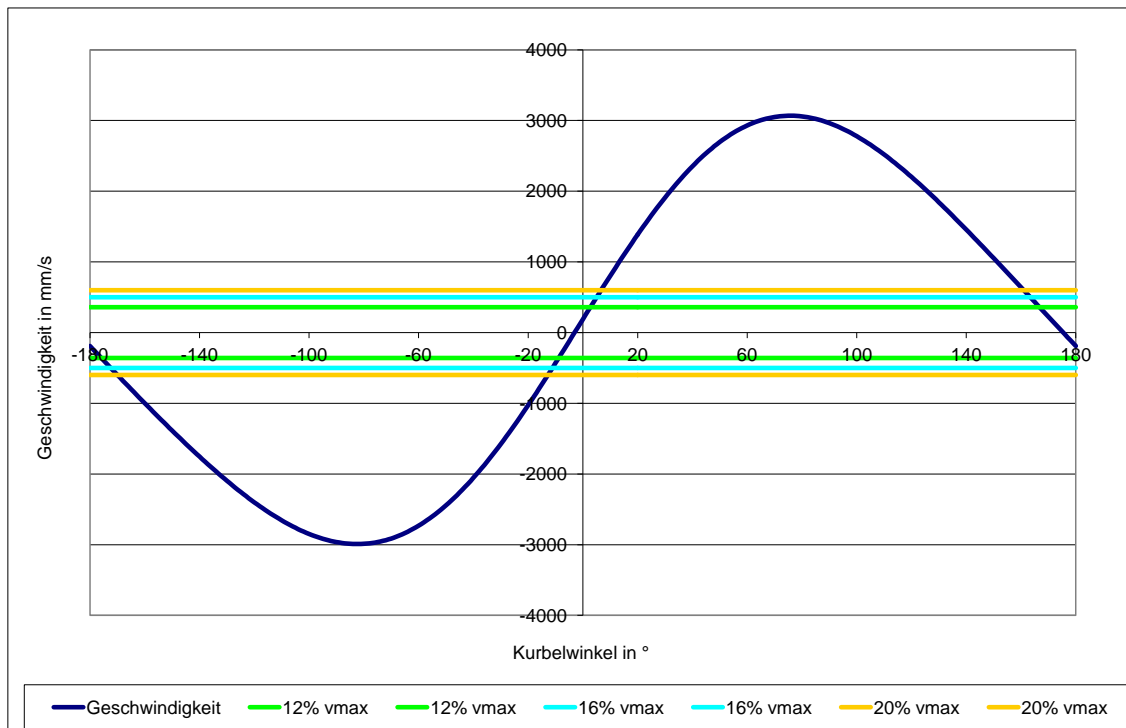
In Abbildung 4.13 ist die Grenzgeschwindigkeit über dem Kurbelwinkel am Delta dargestellt. Die maximale Geschwindigkeit des Kolbens am Delta HXD55 beträgt

2578,88mm/s. Die Linien der einzelnen Grenzgeschwindigkeiten sind ebenfalls in dieser Abbildung ersichtlich.



**Abbildung 4.13:** Geschwindigkeit von Delta und mit den Grenzgeschwindigkeiten

Die Geschwindigkeit des Kolbens am Kappa HXK55 ist in Abbildung 4.14 grafisch dargestellt. Bei diesem Kompressortyp beträgt die Maximalgeschwindigkeit 3067,62mm/s, diese liegt also über der Geschwindigkeit am Delta.



**Abbildung 4.14:** Geschwindigkeit von Kappa und mit den Grenzggeschwindigkeiten

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für die einzelnen mechanischen Verlustleistungen sind in Tabelle 4.5 aufgelistet. Dabei ist zu erkennen, dass eine Änderung der Grenzggeschwindigkeit nur die mechanische Verlustleistung aufgrund der Festkörperreibung beeinflusst. Eine Steigerung der Grenzggeschwindigkeit am Delta um 4% führt zu einem Anstieg der Gesamtverlustleistung um 10,83% und eine weitere Erhöhung der Grenzggeschwindigkeit um 4% ergibt einen Anstieg der Gesamtverlustleistung um 13,11%.

Kompressortyp		Delta		
Grenzgeschwindigkeit % v <sub>max</sub>		300mm/s 12%	400mm/s 16%	520mm/s 20%
Kolben fest	W	0,47	0,85	1,35
Kolben flüssig	W	1,42	1,42	1,42
Oberes Hauptlager	W	0,45	0,45	0,45
Unteres Hauptlager	W	0,29	0,29	0,29
Zapfenlager	W	0,53	0,53	0,53
Pleuel/Kolbenbolzen	W	0,35	0,35	0,35
Gesamtverlustleistung	W	3,51	3,89	4,39

**Tabelle 4.5:** Sensitivitätsanalyse für Delta Grenzgeschwindigkeit

Am Kappa Kompressor führt eine Steigerung der Grenzgeschwindigkeit um 4% zu einem Anstieg der Gesamtverlustleistung um 11,19% und eine weitere Erhöhung der Grenzgeschwindigkeit um 4% ergibt einen Anstieg der Gesamtverlustleistung um weitere 6,17%.

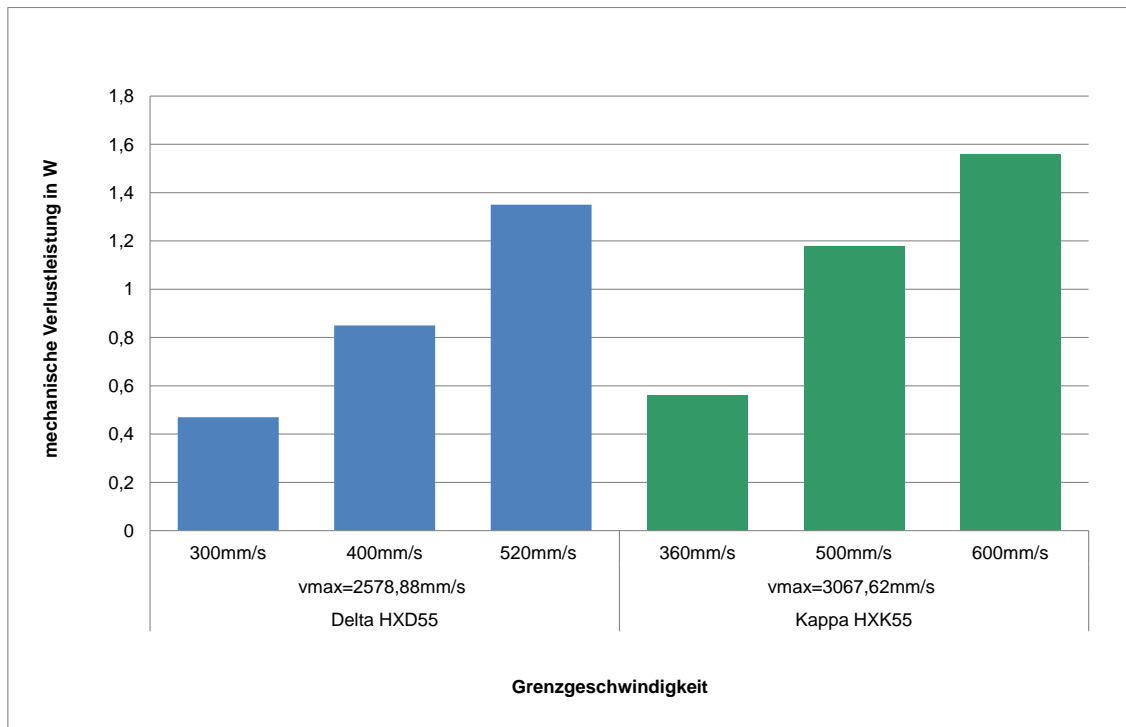
Kompressortyp		Kappa		
Grenzgeschwindigkeit % v <sub>max</sub>		360mm/s 12%	500mm/s 16%	600mm/s 20%
Kolben fest	W	0,56	1,18	1,56
Kolben flüssig	W	1,75	1,75	1,75
Oberes Hauptlager	W	1,19	1,19	1,19
Unteres Hauptlager	W	0,69	0,69	0,69
Zapfenlager	W	0,78	0,78	0,78
Pleuel/Kolbenbolzen	W	0,57	0,57	0,57
Gesamtverlustleistung	W	5,54	6,16	6,54

**Tabelle 4.6:** Sensitivitätsanalyse der Grenzgeschwindigkeit für Kappa

$$F_R = F_N \cdot \mu \quad (4.15)$$

$$P_R = F_R \cdot v = F_R \cdot \dot{x} \quad (4.16)$$

Der Einfluss der Grenzgeschwindigkeitsänderung ist in Abbildung 4.15 für beide Kompressoren ersichtlich. Als Grundlage für die Berechnung wurde immer eine Öltemperatur von ungefähr 50 °C angenommen.



**Abbildung 4.15:** Einfluss der Grenzgeschwindigkeitsänderung auf die Festkörperreibung

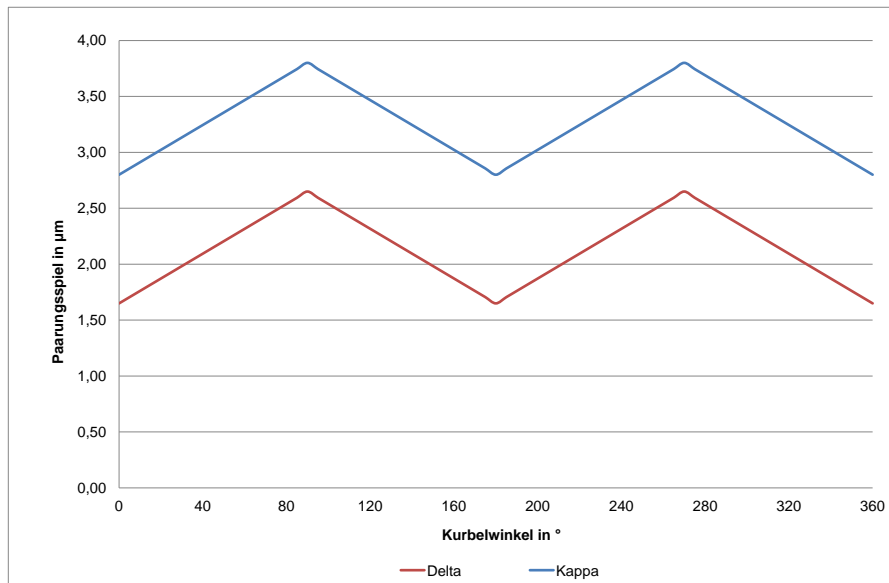
### 4.4.3 Kolbenrundheit

Für die Berechnung der Kolbenrundheit gibt es zwei verschiedene Ansätze.

- MIN-MAX (0) Zur Berechnung wird der kleinste Durchmesser des Zylinders (MIN) und der größte Durchmesser des Kolbens (MAX) herangezogen.
- MEAN-MEAN (1) Bei diesem Ansatz erfolgt die Berechnung über den jeweiligen Mittelwert des Durchmessers von Zylinder und Kolben.

Zur Berechnung des Paarungsspiels wurde der Kolben in Segmente zu je 5° Kurbelwinkel unterteilt und über jeweils 5° Kurbelwinkel als konstant angenommen.

Das Paarungsspiel über dem Kurbelwinkel ist in Abbildung 4.16 ersichtlich. Dabei liegt das Paarungsspiel am Delta zwischen 1,65µm und 2,65µm. Das Kappa Paarungsspiel liegt bei 2,8µm und 3,8µm.



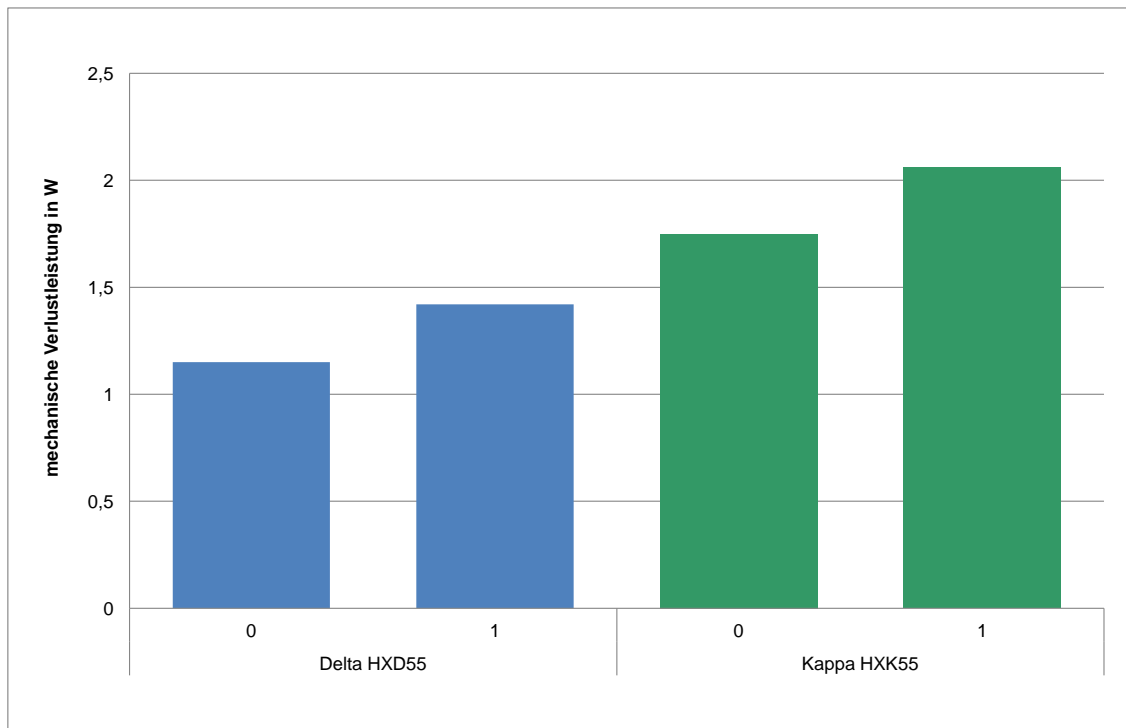
**Abbildung 4.16:** Paarungsspiel über dem Kurbelwinkel

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse aufgrund der Kolbenrundheit sind in Tabelle 4.7 ersichtlich. Die Änderung des Ansatzes für die Kolbenrundheit hat nur Einfluss auf die Flüssigkeitsreibung am Kolben.

Kompressortyp	Delta		Kappa	
	0	1	0	1
Kolben fest	0,47W	0,47W	0,56W	0,56W
Kolben flüssig	1,15W	1,42W	1,75W	2,06W
Oberes Hauptlager	0,45W	0,45W	1,19W	1,19W
Unteres Hauptlager	0,29W	0,29W	0,69W	0,69W
Zapfenlager	0,53W	0,53W	0,78W	0,78W
Pleuel / Kolbenbolzen	0,35W	0,35W	0,57W	0,57W
Gesamtverlustleistung	3,25W	3,51W	5,54W	5,85W

**Tabelle 4.7:** Sensitivitätsanalyse Kolbenrundheit

Der Einfluss der Kolbenrundheit ist in Abbildung 4.17 grafisch dargestellt. Am Delta Kompressor führt die Änderung des Ansatzes der Kolbenrundheit von MIN-MAX auf MEAN-MEAN zu einer Steigerung der mechanischen Verlustleistung um 0,26W was einer prozentuellen Änderung von 8% entspricht. Die Änderung am Kappa führt zu einer Steigerung um 0,31W, dies entspricht einer Steigerung von 5,6%.



**Abbildung 4.17:** Einfluss der Kolbenrundheit auf die mechanische Verlustteilung



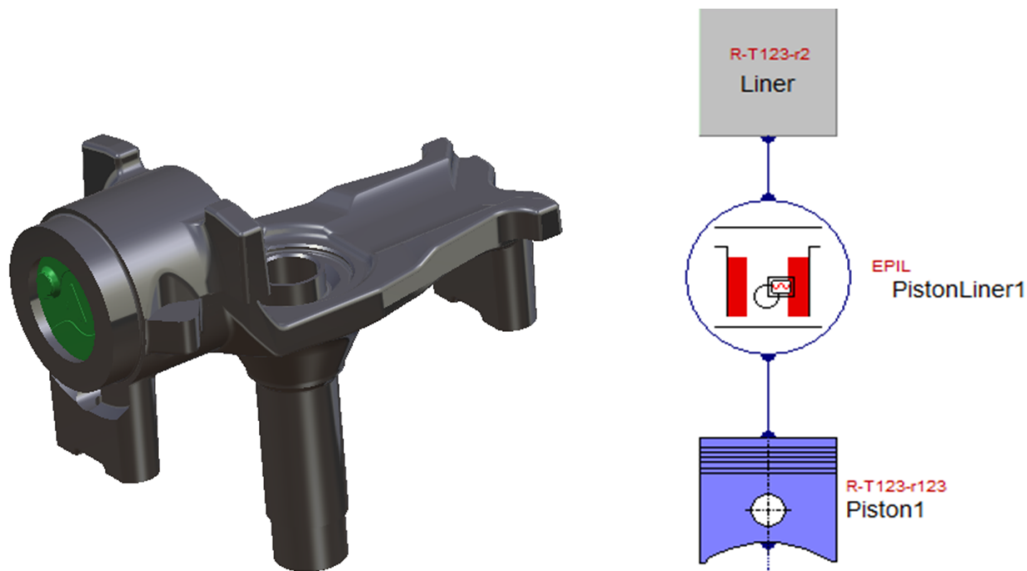
# Kapitel 5

## Simulation

Die Verluste eines hermetischen Kältemittelkompressors können auch durch Simulation bestimmte werden. Dieses Kapitel beschreibt die Simulation im AVL Excite Power Unit und die dafür notwendigen Eingangsparameter. Darüber hinaus wird die Lösung des Ersten Hauptsatzes der Thermodynamik durch numerische Berechnung näher erläutert.

### 5.1 Simulation im AVL Excite

Dieses Kapitel beinhaltet die Ermittlung der mechanischen Verluste mit dem Programm AVL Excite Power unit. Zuerst werden die notwendigen Eingabeparameter und danach die Ergebnisse der Simulation erläutert. Die mechanischen Verluste zwischen Kolben und Zylinder wurden untersucht. Abbildung 5.1 zeigt links das Zylindergehäuse und den Kolben für den Delta Kompressor und rechts die grafische Oberfläche des AVL Excite Power Unit.



**Abbildung 5.1:** Simulation für Kolben-Zylinder Kontakt

Die zur Simulation notwendigen Bauteile wurden im AVL Excite Power Unit erstellt und deren Geometrien definiert. Für diese Simulation musste der Druckverlauf eingegeben werden.

Dieser wurde auf zwei Arten ermittelt:

- Messung mittels Drucksensor
- Numerische Berechnung

Der Druckverlauf der Messung wurde in Kapitel 3 experimentelle Untersuchung behandelt. Die numerische Berechnung des Druckverlaufes durch Lösen des Ersten Hauptsatzes der Thermodynamik wird im nächsten Abschnitt näher erläutert.

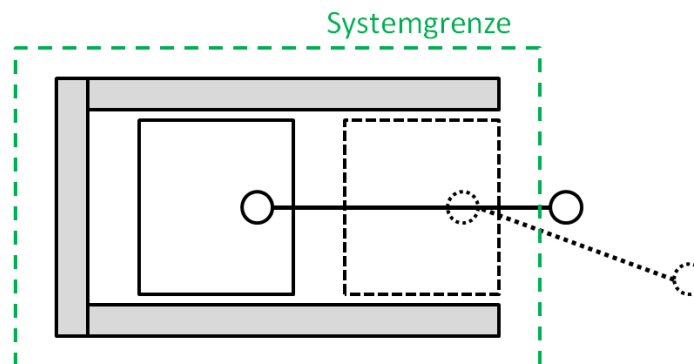
## 5.2 Numerische Berechnung des Druckverlaufs

Für die Simulation wird der Druckverlauf über dem Kurbelwinkel benötigt und dieser kann durch eine numerische Berechnung des Ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für ein offenes System ermittelt werden. Die theoretischen Grundlagen sind in Kapitel 2 beschrieben und die numerische Berechnung wird in diesem Kapitel erläutert.

Zuerst wird der Erste Hauptsatz in differentieller Schreibweise für ein offenes System angeschrieben ( $dE_{a\leftarrow}$ ).

$$\delta Q_a + \delta A_V + dm_{ein} \cdot h_{shell} - dm_{aus} \cdot h_{zyl} = dU_{zyl} \quad (5.1)$$

Abbildung 5.2 zeigt die Systemgrenzen für die numerische Berechnung.



**Abbildung 5.2:** Systemgrenzen für die numerische Berechnung

### Finite Volumen Verfahren

Das Finite Volumen Verfahren teilt das Gesamtvolumen in endlich viele Kontrollvolumen (Finite Volumen). Für jedes dieser Kontrollvolumen wird die Erhaltungsgleichung formuliert und zu einem gesamten Gleichungssystem zusammengesetzt [11] [1].

Für die Berechnung wurde ein implizites Finite Volumen Verfahren gewählt das mit folgenden Gleichungen beschrieben werden. Hierfür wurden die Zustandsgrößen

jeweils zum Zeitpunkt  $i$  und  $i+1$  angeschrieben.

$$Q_a^{i \rightarrow i+1} - p_{zyl}^{\frac{i+1}{2}} \cdot (V_{zyl}^{i+1} - V_{zyl}^i) + \Delta m_{ein}^{i \rightarrow i+1} \cdot h_{shell}^i - \Delta m_{aus}^{i \rightarrow i+1} \cdot h_{zyl}^i = U_{zyl}^{i+1} - U_{zyl}^i \quad (5.2)$$

Die Berechnung des Druckes im Zylinder (Gleichung 5.3) wurde als Mittelwert aus aktuellem Wert und dem Wert zum Zeitpunkt  $i+1$  errechnet.

$$p_{zyl}^{\frac{i+1}{2}} = \frac{p_{zyl}^i + p_{zyl}^{i+1}}{2} \quad (5.3)$$

Die innere Energie kann aus der Enthalpie im Zylinder, dem Druck und dem Volumen laut dem allgemein gültigen Zusammenhang berechnet werden.

$$U_{zyl}^{i+1} = H_{zyl}^{i+1} - p_{zyl}^{i+1} \cdot V_{zyl}^{i+1} \quad (5.4)$$

Durch die Umformung des Ersten Hauptsatzes kann die Enthalpie zum neuen Zeitpunkt  $i+1$  berechnet werden. Neben der Enthalpie ist auch der Druck zum neuen Zeitpunkt in der Gleichung unbekannt. Um dieses Gleichungssystem des impliziten Finiten Volumen Verfahrens lösen zu können, muss wie folgt vorgegangen werden.

1. Annahme des Druckes  $p_{zyl}$  zum Zeitpunkt  $i+1$
2. Berechnung der rechten Seite der Gleichung

$$H_{zyl}^{i+1} = Q_a^{i \rightarrow i+1} + \frac{p_{zyl}^{i+1}}{2} \cdot (V_{zyl}^{i+1} + V_{zyl}^i) + \frac{p_{zyl}^i}{2} \cdot (V_{zyl}^i - V_{zyl}^{i+1}) + \Delta m_{ein}^{i \rightarrow i+1} \cdot h_{shell}^i - \Delta m_{aus}^{i \rightarrow i+1} \cdot h_{zyl}^i + U_{zyl}^i \quad (5.5)$$

3. Umrechnung der Enthalpie in eine spezifische Enthalpie  $h_{zyl}$  zum Zeitpunkt  $i+1$  umrechnen
4. Berechnung der spezifischen Enthalpie aus den Stoffwerten mit Hilfe des Programmes Refprop

5. Vergleich der spezifischen Enthalpie aus der Lösung des Ersten Hauptsatzes und der Stoffwerte

6. Variation des Druckes bis die Differenz der spezifischen Enthalpien Null wird

Der Massenstrom zum neuem Zeitpunkt lässt sich wie folgt berechnen

$$m_{zyl}^{i+1} = m_{zyl}^i + \Delta m_{ein}^{i \rightarrow i+1} - \Delta m_{aus}^{i \rightarrow i+1} \quad (5.6)$$

$$h_{zyl}^{i+1} = \frac{H_{zyl}^{i+1}}{m_{zyl}^{i+1}} \quad (5.7)$$

$$v_{zyl}^{i+1} = \frac{V_{zyl}^{i+1}}{m_{zyl}^{i+1}} \quad (5.8)$$

### Numerisches Modell

In diesem Abschnitt werden die für die numerische Lösung des Ersten Hauptsatzes verwendeten Formeln näher erläutert.

Die Berechnung des Massenstromes für eine isentrope Strömung idealer Gase wurde aus [7] entnommen und im Folgenden berechnet.

$$\dot{m}_{aus} = \frac{A}{v_0} \cdot \sqrt{2 \cdot p_0 \cdot v_0} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5.9)$$

Für den ersten Fall kommt es zu einem Massenstrom aus dem Zylinder, dass heißt dass der Druck im Zylinder größer ist als der Druck im Kompressorgehäuse.

$$\dot{m}_{aus} = -A_{leck} \cdot \rho_{old} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{old}}{\rho_{old}}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p}{p_{old}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_{old}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5.10)$$

Für den zweiten Fall stößt die Masse in den Zylinder und wird wie folgt berechnet.

$$\dot{m}_{ein} = A_{leck} \cdot \rho_{Shell} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{Shell}}{\rho_{Shell}}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p}{p_{Shell}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_{Shell}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5.11)$$

Der Wärmeübergang während der Kompression ist ein wesentlicher Einflussparameter und musste in der Berechnung berücksichtigt werden. Hierfür wurden zuerst die  $u$ -Werte für den Kolben und den Zylinder jeweils für innen und außen berechnet und danach die Wärmeströme ermittelt.

Die Berechnung des  $u$ -Werte wird beispielhaft für den Kolben innen durchgeführt und daraus kann der Wärmestrom am Kolben innen berechnet werden.

$$u_{Ki} = \frac{1}{\frac{t_K}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_{Ki}}} \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{Ki} = A_{Ki} \cdot u_{Ki} \cdot (T_{Kold} - T_{old}) \quad (5.13)$$

Die numerische Berechnung des Ersten Hauptsatzes wurde im Excel VBA durchgeführt. Die erste Annahme des Druckes war eine isentrope Abschätzung (siehe Gleichung 6.12)

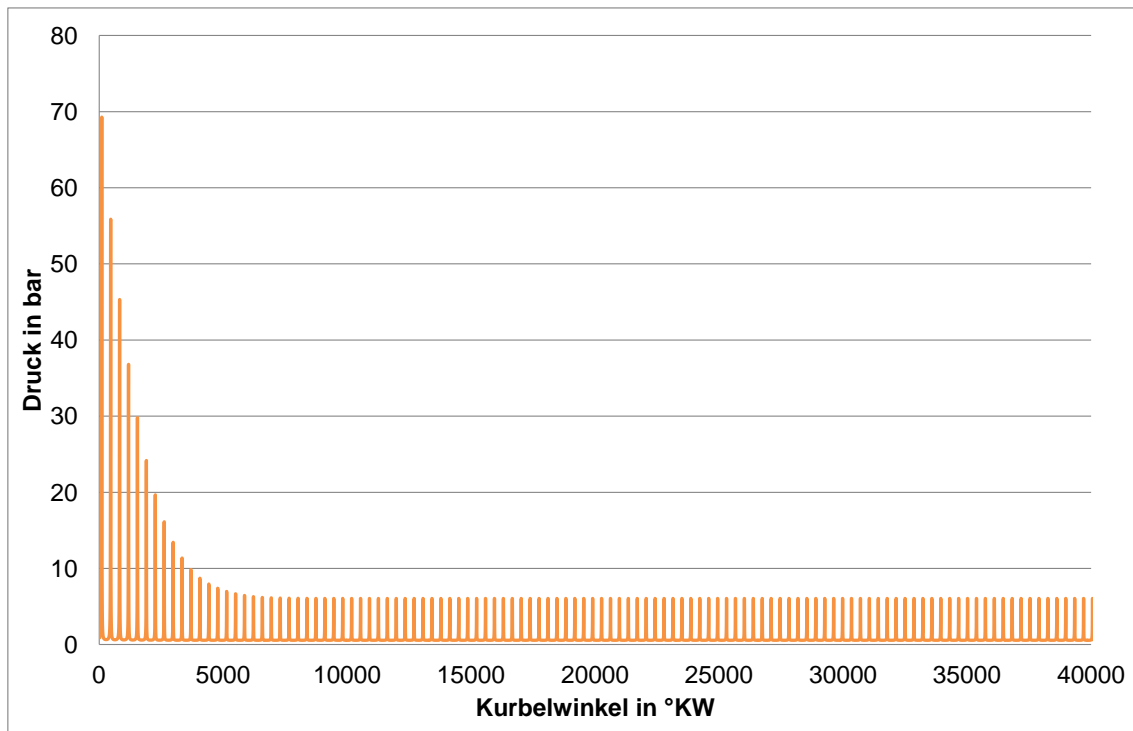
$$p = p_{old} \cdot \left(\frac{V_{old}}{V}\right)^\kappa = p_{old} \cdot \left(\frac{V_{old}}{V}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (5.14)$$

### Auswertung der numerischen Berechnung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus der numerischen Berechnung des Ersten Hauptsatzes diskutiert. Die Berechnung wurde solange durchgeführt bis sich stabile Werte eingestellt haben. Der Druckverlauf für eine Kompressorumdrehung wurde berechnet und schließlich für die Simulation im AVL Excite verwendet.

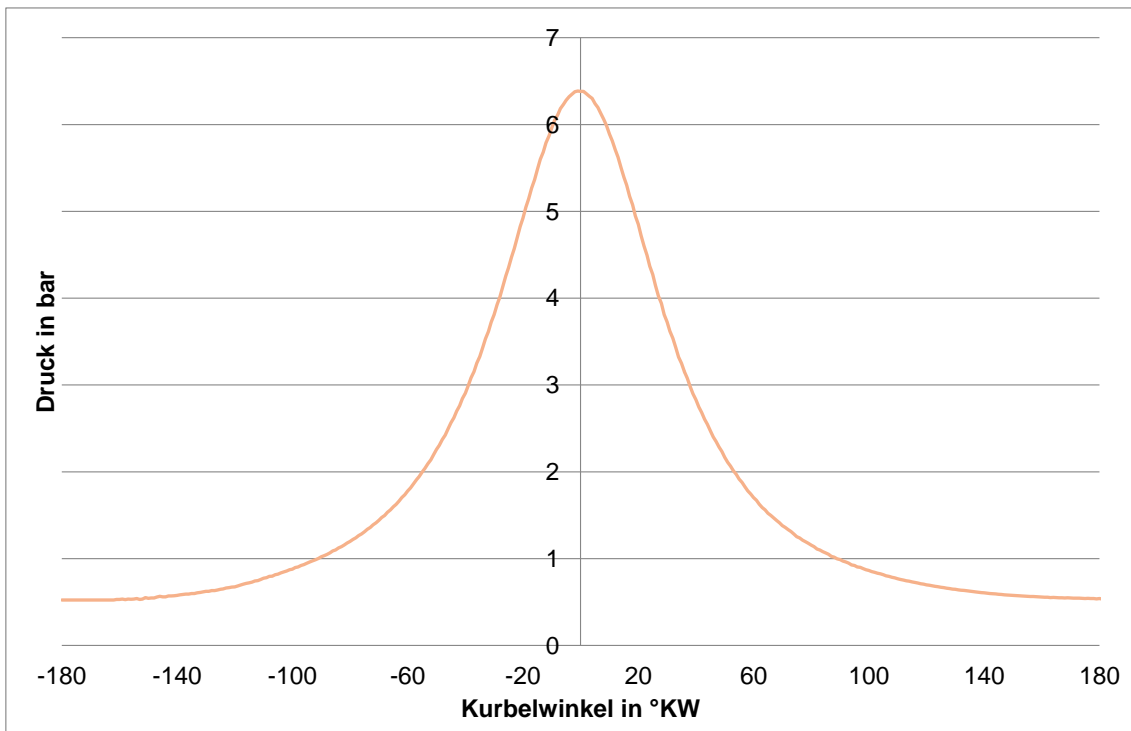
Die Validierung der numerischen Berechnung wurde für eine isentrope Zustandsänderung durchgeführt. Bei einer isentropen Zustandsänderung tritt keine Leckage auf d.h. der Leckagemassenstrom ist Null und es tritt kein Wärmeübergang zwischen Kolben und Zylinder auf. Diese Parameter wurden in der numerischen Berechnung Null gesetzt und es ergab sich ein Verlauf konstanter Entropie über dem Kurbelwinkel.

Der Druckverlauf über Zeit aus der numerischen Lösung des Ersten Hauptsatzes ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich nach einer gewissen Zeit ein stabiler Wert für den Druck einstellt.



**Abbildung 5.3:** Druckverlauf über Kurbelwinkel

Abbildung 5.4 zeigt den Verlauf des Druckes über dem Kurbelwinkel für eine Umdrehung. Der Druck liegt dabei zwischen 0,6 bar und 6 bar. Dieser Druckverlauf wurde dann zur Simulation im AVL Excite verwendet.



**Abbildung 5.4:** Druckverlauf über Kurbelwinkel für eine Umdrehung



# Kapitel 6

## Verlustteilung am Kältemittelkompressor

In diesem Kapitel werden alle Arten der Ermittlung der mechanischen Verlustleistung der hermetischen Kältemittelkompressoren gemeinsam betrachtet und miteinander verglichen. Darüber hinaus wird die Verlustteilung am Delta und Kappa Kompressor ermittelt, das heißt es werden neben den mechanischen auch die elektrischen Verluste und die Restverluste näher betrachtet. Weiters werden zwei weitere hermetische Kältemittelkompressortypen von Konkurrenten in die Gesamtanalyse miteinbezogen.

In der Gesamtübersicht werden alle vier hermetischen Kältemittelkompressoren gegenübergestellt. Der Fokus in dieser Gesamtübersicht liegt jedoch auf den beiden ACC Kompressoren Delta und Kappa. Abschließend werden die elektrischen, mechanischen und thermodynamischen Wirkungsgrade sowie auch der Gesamtwirkungsgrad verglichen und grafisch dargestellt.

Abbildung 6.1 zeigt eine Übersicht der Arten der Ermittlung der Verlustteilung am Kältemittelkompressor.

	Kappa $\kappa$ Kompressor	Delta $\delta$ Kompressor	Konkurrenz- kompressoren Danfoss, Embraco
Messung	●	●	
Ölviskosität	●	●	
Last	●	●	
Berechnung	●	●	
Leerlaufmessung/ Kalorimeter	●	●	●

Abbildung 6.1: Übersicht Analyse der Kältemittelkompressoren

## 6.1 Mechanische Verlustleistung

Die Ermittlung der mechanischen Verlustleistung der beiden ACC Kältemittelkompressoren ist in diesem Kapitel zusammengefasst. Die Messung am Delta Kompressor wurde in Kapitel 3.2 näher betrachtet. Eine grafische Darstellung der Messergebnisse (blau) und Ergebnisse der Umrechnung auf Basis der Ölviskosität (grün) für den Betriebszustand befindet sich in Abbildung 6.2.

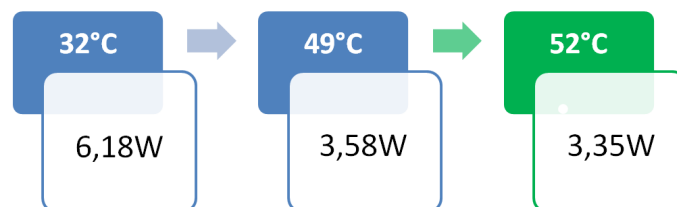
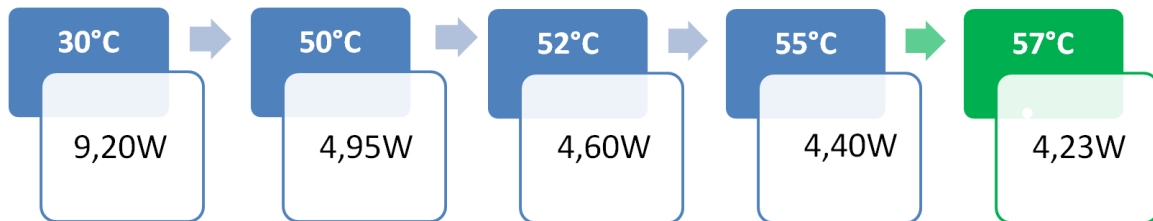


Abbildung 6.2: Mechanische Verlustleistung am Delta Kompressor

Abbildung 6.3 zeigt die Änderung der mechanischen Verlustleistung aufgrund Temperaturänderung. Die vier Messergebnisse sind in blau dargestellt. Die Temperaturänderung auf Betriebstemperatur von 57 °C (grün) wurde ebenfalls durch die Umrechnung aufgrund der Ölviskosität durchgeführt und beträgt 4,23W.



**Abbildung 6.3:** Mechanischen Verlustleistung am Kappa Kompressor

## 6.2 Vergleich Messung und Berechnung

In diesem Kapitel werden die durch Messung ermittelten mechanischen Verlustleistungen mit den berechneten Werten aus der firmeninternen Software verglichen. Der Vergleich am Delta Kompressor ist in Tabelle 6.1 dargestellt. Als Basis für die Berechnung wurde die Messung angenommen. Betrachtet man die mechanische Verlustleistung bei 32 °C so ist die Differenz zwischen Messung und Berechnung 1,39W. Im Vergleich dazu beträgt die Differenz bei 49 °C nur mehr 0,07W.

Öltemperatur		32 °C	49 °C	52 °C
$P_{V,mech}$ Messung	W	6,18	3,58	3,35
$P_{V,mech}$ Berechnung	W	4,79	3,51	3,47
$P_{V,mech}$ Differenz	W	1,39 22,5%	0,07 1,9%	-0,12 -3,6%

**Tabelle 6.1:** Vergleich Messung und Berechnung am Delta Kompressor

In Tabelle 6.2 ist die Differenz der mechanischen Verlustleistung von Messung und Berechnung mit der firmeninternen Software für den Kappa Kompressor dargestellt.

Für den Kappa Kompressor liegt bei 32°C die Messung über den Werten der Berechnung und für die weiteren Temperaturen liegt der berechnete Wert immer über jenen aus der Messung. Weiters tritt die größte Abweichung bei der niedrigsten Temperatur von 30°C auf, hierfür ergab sich eine Abweichung von 1,51W (17%). Die geringste Differenz aus Messung und Berechnung ergab sich bei 52°C mit 0,32W bzw. 7%.

Öltemperatur		30 °C	50 °C	52 °C	55 °C	57 °C
$P_{V,mech}$ Messung	W	9,20	4,95	4,60	4,40	4,23
$P_{V,mech}$ Berechnung	W	7,50	5,55	4,92	4,85	5,04
$P_{V,mech}$ Differenz	W	1,70	-0,60	-0,32	-0,45	-0,81
		18,5%	-12,2%	-6,9%	-10,3%	-19,2%

**Tabelle 6.2:** Vergleich Messung und Berechnung am Kappa Kompressor

Der Vergleich der Messung und Berechnung ist grafisch in Abbildung 6.4 dargestellt. Am Delta liegt die mechanische Verlustleistung aus der Messung immer über jener aus der Berechnung. Dies gilt für den Kappa Kompressor nur bei einer Öltemperatur von 30°C. Bei den höheren Temperaturen liegt die berechnete mechanische Verlustleistung über jener aus der Messung.

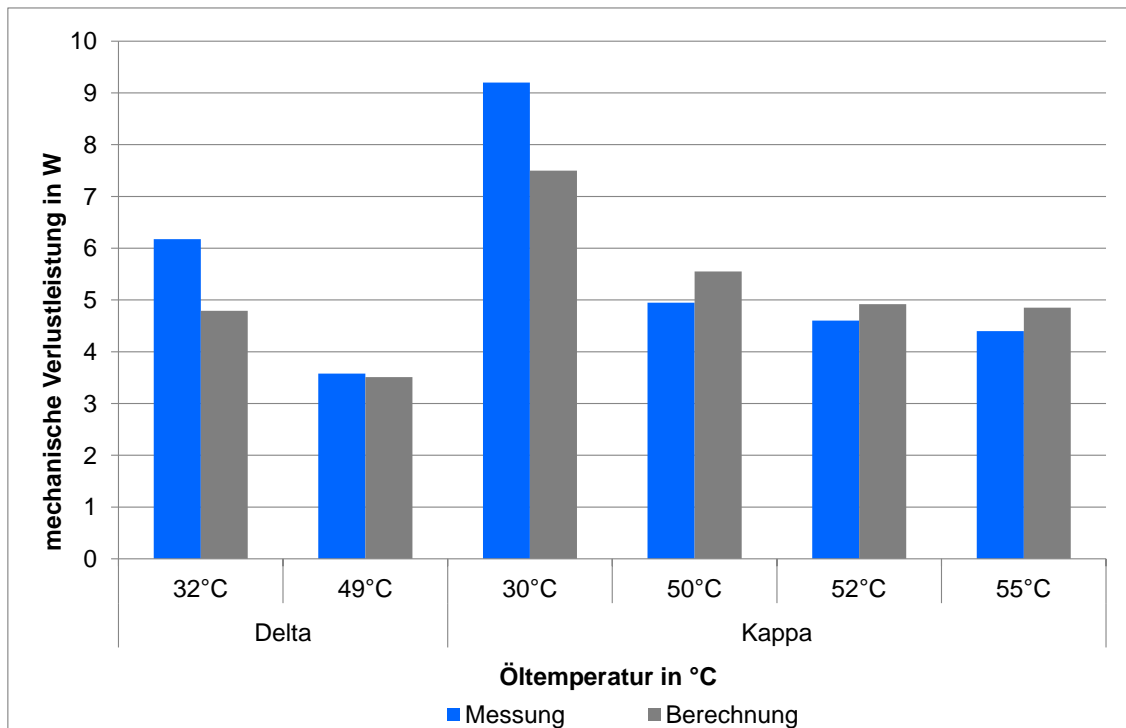


Abbildung 6.4: Vergleich Messung und Berechnung

### 6.3 Vergleich mit Konkurrenzprodukten

Die Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren wurde auch für Konkurrenzprodukten durchgeführt. Im Zuge dieser Arbeit wurde die Verlustteilung für zwei weitere Kältemittelkompressoren analysiert.

- Danfoss DLX4KK
- Embraco EM2C32CLT

Abbildung 6.5 zeigt die beiden Konkurrenzkompressoren von Embraco und Danfoss.



**Abbildung 6.5:** Konkurrenzprodukte Embraco und Danfoss

In Tabelle 6.3 sind die wichtigsten Daten der beiden Konkurrenzkompressoren zusammengefasst. Diese Daten wurden aus den Datenblätter der beiden Kompressoren entnommen und befinden sich im Anhang [8] [6].

Parameter			Embraco	Danfoss
Einheit			-25 °C/45 °C	-23,3 °C/45 °C
Kälteleistung	$Q_0$	W	95,0	62,4
Coefficient of Performance	COP		2,10	1,86
Eingangsleistung	$P_{\text{ein}}$	W	47,0	33,5
Gewicht	m	kg	8,3	9,2
Hubraum	$V_H$	cm <sup>3</sup>	5,96	4,01
Kolbendurchmesser	d	mm	22,5	-

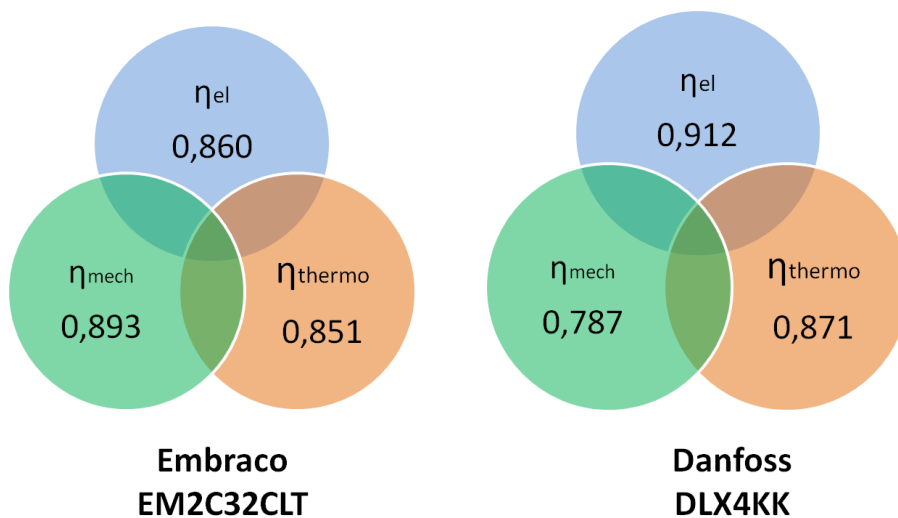
**Tabelle 6.3:** Kenngrößen der beiden Konkurrenzkompressoren

Die Verlustleistungen und die Wirkungsgrade wurden aus Leerlaufmessungen und der elektrische Wirkungsgrad auf dem Motorprüfstand ermittelt. Die Ergebnisse der Verlustteilung durch Betrachtung von Konkurrenzprodukten sind in Tabelle 6.4 dargestellt. Der Danfoss Kompressor hat mit 34,5W die geringste elektrische Eingangsleistung aller in dieser Arbeit betrachteten Kompressoren.

Kompressortyp	Embraco	Danfoss
	EM2C32CLT	DLX4KK
$P_{V,el}$	7,00W	3,04W
$P_{V,mech}$	4,58W	6,70W
$P_{V,thermo}$	5,73W	3,21W
$P_{V,ges}$	17,31W	12,95W
$\eta_{el}$	0,860	0,912
$\eta_{mech}$	0,893	0,787
$\eta_{thermo}$	0,851	0,871

**Tabelle 6.4:** Verlustteilung der Konkurrenzprodukte

Abbildung 6.6 zeigt die elektrischen, mechanischen und thermodynamischen Wirkungsgrade der beiden Konkurrenzkompressoren.



**Abbildung 6.6:** Wirkungsgrade der Konkurrenzprodukte

## 6.4 Gesamtübersicht der Verlustteilungen

Dieses Kapitel zeigt eine Gesamtübersicht der Verlustteilung von hermetischen Kältemittelkompressoren und die Verfahren mit denen sie ermittelt wurden:

- Messung (Kapitel 3.2 und 3.3 )
- Extrapolation aufgrund der Ölviskosität (Kapitel 3.4)
- Berechnung mit firmeninterner Software (Kapitel 4)
- Analyse von Konkurrenzprodukten (Kapitel 6.3)

Die Eingangsleistung für die experimentelle Untersuchung wird wie folgt berechnet, da kein Gas gefördert wird.

$$P_{ein} = P_{V,el} + P_{V,mech} + P_{V,rest} \quad (6.1)$$

Die Gleichung zur Berechnung der Eingangsleistung für den Realbetrieb setzt sich wie folgt zusammen:

$$P_{ein} = P_{V,el} + P_{V,mech} + P_{V,thermo} + P_{ideal} \quad (6.2)$$

### **Berechnung der Verlustteilung für die Gesamtübersicht**

An dieser Stelle wird die Berechnung der Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren für die Gesamtübersicht exemplarisch für den Delta Kompressor durchgeführt.

*Elektrische Verlustleistung:*

$$P_{V,el} = P_{ein} \cdot (1 - \eta_{el}) \quad (6.3)$$

$$P_{V,el} = 54,80 \cdot (1 - 0,834) = 9,10W$$

*Mechanische Verlustleistung:*

Die mechanische Verlustleistung wurde durch die Messung und die nachfolgende Auswertung ermittelt. Für den Delta Kompressor bei Betriebsbedingungen ergab sich eine mechanische Verlustleistung von 3,35W.

*Thermodynamische Verlustleistung:*

$$P_{V,thermo} = (P_{ein} - P_{V,el} - P_{V,mech}) \cdot (1 - \eta_{thermo}) \quad (6.4)$$



$$P_{V,thermo} = (54,80 - 9,10 - 3,35) \cdot (1 - 0,788) = 8,96W$$

Somit waren alle Verlustleistungen bekannt und es wurden die Wirkungsgrade berechnet. Darüber hinaus konnte durch die Multiplikation der Wirkungsgrade der Gesamtwirkungsgrad ermittelt werden.

$$\eta_{mech} = \left(1 - \frac{P_{V,mech}}{P_{ein} - P_{V,el}}\right) \quad (6.5)$$

$$\eta_{mech} = \left(1 - \frac{3,35}{54,80 - 9,10}\right) = 0,927$$

$$\eta_{thermo} = \frac{COP}{(COP_{ideal} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{mech})} \quad (6.6)$$

$$\eta_{thermo} = \frac{1,962}{(3,22 \cdot 0,834 \cdot 0,927)} = 0,788$$

$$\eta_{ges} = \eta_{el} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{thermo} \quad (6.7)$$

$$\eta_{ges} = 0,834 \cdot 0,927 \cdot 0,788 = 0,609$$

Abbildung 6.7 zeigt die Verlustteilung des Delta Kompressors. Die gesamte Berechnung wurde für die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen von  $-23,3^{\circ}C/45^{\circ}C$  durchgeführt. In dieser Übersicht wird die Öltemperatur, der mittlere Druck im Kompressorgehäuse (der Shell) und die daraus resultierende Viskosität dargestellt. Des Weiteren sind die Wirkungsgrade und die Leistungen bzw. Verlustleistungen sowie der Gesamtwirkungsgrad und der COP in dieser Darstellung ersichtlich. Die violett markierten Werte stammen aus Leerlaufmessungen im Kalorimeter.

Der COP, in der Übersicht in blau, der Kompressoren wurde als Mittelwert der Kalorimetermessungen berechnet. Alle übrigen Werte in der Übersicht liegen Formeln zugrunde. Die wichtigste Erkenntnis für diese Arbeit ist die mechanischen Verlustleistung und diese ist in grün dargestellt.

## Kapitel 6 Verlustteilung am Kältemittelkompressor

			Delta HXD55					
Calorimeter: -23.3/45°C	Last		Vakuum	Gaslast	Vakuum	Gaslast	Calo bei ASHRAE	Calo bei ASHRAE
	Bedingungen		Reibungsmessung mit geschlossener Ventilplatte				P <sub>mech</sub> aus Leerlaufmessung	P <sub>mech</sub> aus Reibungsmessung
Öltemperatur	T <sub>öl</sub>	°C	32	32	49	49	52	52
pmittel in Shell	P <sub>mittel</sub>	bar		1,35		1,3	0,627	0,627
Ölviskosität $\eta$	$\nu$	mPas	6,227	2,506	4,047	2,347	2,688	2,688
Wirkungsgrad	$\eta_{ei}^{**}$		0,730	0,740	0,730	0,760	0,834	0,834
	$\eta_{mech}^3$		-	0,130	-	0,204	0,934	0,927
	$\eta_{Rest}^4$		-	-	-	-	0,782	0,788
Eingangsleistung **	P <sub>ein</sub>	W	6,44	9,59	3,42	5,92	54,80	54,80
Verlust	P <sub>ei</sub> <sup>1</sup>	W	1,74	2,49	0,92	1,42	9,10	9,10
	P <sub>mech</sub> <sup>2</sup>	W	4,70	6,18	2,50	3,58	3,00	3,35
	P <sub>Rest</sub> <sup>5</sup>	W	0	0,92	0	0,92	9,31	8,96
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{ges}^6$						0,609	0,609
Coefficient of Performance	COP						1,962	1,962

**Abbildung 6.7:** Gesamtübersicht Delta Kompressor

Die Gesamtübersicht für den Kappa Kompressor ist in Abbildung 6.8 dargestellt.

			Kappa HXK55							
Calorimeter: -23.3/45°C	Last		Gaslast	Vakuum	Gaslast	Vakuum	Gaslast	Gaslast	Calo bei ASHRAE	Calo bei ASHRAE
	Bedingungen		Reibungsmessung mit geschlossener Ventilplatte						P <sub>mech</sub> aus Leerlaufmessung	P <sub>mech</sub> aus Reibungsmessung
Öltemperatur	T <sub>oil</sub>	°C	30	50	50	60	52	55	57	57
pmittel in Shell	p <sub>mittel</sub>	bar	1,1		1,1		1,04	1,1	0,627	0,627
Ölviskosität $\eta$	v	mPas	3,087	3,958	2,470	3,227	2,4280	2,2672	2,406	2,406
Wirkungsgrad	$\eta_{el}^{**}$		0,834	0,780	0,790	0,740	0,820	0,710	0,874	0,874
	$\eta_{mech}^3$		0,100	-	0,175	-	0,164	0,170	0,893	0,903
	$\eta_{Rest}^4$		-	-	-	-	-	-	0,812	0,802
Eingangsleistung **	P <sub>en</sub>	W	12,00	5,77	7,59	4,86	6,71	7,46	50,09	50,09
Verlust	P <sub>el</sub> <sup>1</sup>	W	1,99	1,27	1,59	1,26	1,21	2,16	6,31	6,31
	P <sub>mech</sub> <sup>2</sup>	W	9,01	4,50	4,95	3,60	4,60	4,40	4,70	4,23
	P <sub>Rest</sub> <sup>5</sup>	W	1,00	0	1,05	0	0,90	0,90	7,34	7,81
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{ges}^6$								0,634	0,634
Coefficient of Performance	COP								2,040	2,040

Abbildung 6.8: Gesamtübersicht Kappa Kompressor

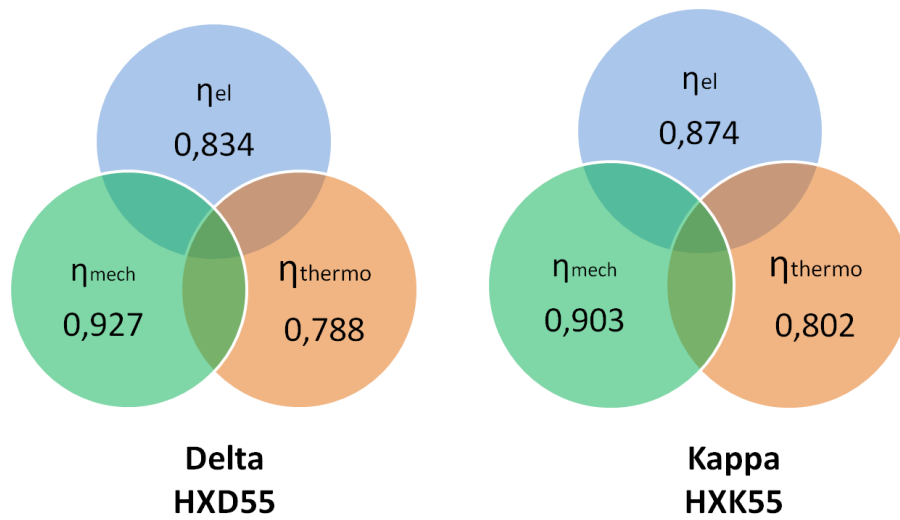
## 6.5 Analyse der Wirkungsgrade

In diesem Kapitel werden die elektrischen, mechanischen und thermodynamischen Wirkungsgrade und auch der Gesamtwirkungsgrad der einzelnen Kompressortypen miteinander verglichen.

Der Vergleich der Wirkungsgrade von Delta und Kappa sind in Tabelle 6.5 gezeigt. Dabei ist zu erkennen, dass der elektrische Wirkungsgrad am Delta um 4% schlechter ist als am Kappa, jedoch der mechanische Wirkungsgrad um 2,66% und Restwirkungsgrad um 0,57% besser. Die Wirkungsgrade der beiden Kompressortypen sind in der Abbildung 6.9 grafisch dargestellt.

	<b>COP</b>	$\eta_{\text{ges}}$	$\eta_{\text{el}}$	$\eta_{\text{mech}}$	$\eta_{\text{thermo}}$
Delta HXD55	1,96	0,609	0,834	0,927	0,788
Kappa HXK55	2,04	0,634	0,874	0,903	0,802
$\Delta$ Delta-Kappa		-4,0%	-4,8%	2,5%	-1,8%

**Tabelle 6.5:** Wirkungsgradvergleich Kappa und Delta



**Abbildung 6.9:** Wirkungsgrade von Delta und Kappa

Nun wird der Wirkungsgrad des Delta Kompressors mit den beiden Konkurrenzkompressoren verglichen. Dieser Vergleich ist in Tabelle 6.6 ersichtlich und alle prozentuellen Unterschiede wurden auf Basis des Delta berechnet. Der Delta hat im Vergleich zum Danfoss Kompressor einen um 15,1% größeren mechanischen Wirkungsgrad. Jedoch ist die Differenz bei dem elektrischen mit -9,4% und dem thermodynamische Wirkungsgrad mit -10,4% negativ und somit ist der Wirkungsgrad am Delta schlechter. Im Vergleich zum Embraco ist der mechanische Wirkungsgrad am Delta um 3,6% besser und die beiden anderen Wirkungsgrade sowie der Gesamtwirkungsgrad sind am Delta schlechter.

	<b>COP</b>	$\eta_{\text{ges}}$	$\eta_{\text{el}}$	$\eta_{\text{mech}}$	$\eta_{\text{thermo}}$
Delta HXD55	1,96	0,609	0,834	0,927	0,788
Danfoss DLX4KK	2,01	0,625	0,840	0,840	0,885
Embraco EM2C32 CLT	2,11	0,654	0,860	0,893	0,851
$\Delta$ Delta-Danfoss		-2,6%	-9,4%	15,1%	-10,4%
$\Delta$ Delta-Embraco		-7,3%	-3,1%	3,6%	-7,9%

**Tabelle 6.6:** Wirkungsgradvergleich auf Basis Delta

Darüber hinaus wurde auch der Kappa Kompressor mit den Konkurrenzprodukten verglichen (siehe Tabelle 6.7). Der mechanische Wirkungsgrad des Kappa Kompressors ist besser als jener der beiden Konkurrenzkompressoren. Der elektrische Wirkungsgrad am Kappa ist um 1,6% besser als jener des Embraco. Alle weiteren Wirkungsgrade sind auf Basis von Kappa schlechter d.h. die Konkurrenzprodukte sind besser als der Kappa Kompressor.

	<b>COP</b>	$\eta_{\text{ges}}$	$\eta_{\text{el}}$	$\eta_{\text{mech}}$	$\eta_{\text{thermo}}$
Kappa HXK55	2,04	0,634	0,874	0,903	0,802
Danfoss DLX4KK	2,01	0,625	0,840	0,840	0,885
Embraco EM2C32 CLT	2,11	0,654	0,860	0,893	0,851
$\Delta$ Kappa-Danfoss		1,4%	-4,4%	12,9%	-8,5%
$\Delta$ Kappa-Embraco		-3,2%	1,6%	1,1%	-6,0%

**Tabelle 6.7:** Wirkungsgradvergleich auf Basis Kappa

# Kapitel 7

## Schlussfolgerung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde eine Verlustteilung für hermetische Kältemittelkompressoren ermittelt. Die Verlustteilung wurde für die beiden ACC Kompressoren Delta und Kap-pa quantifiziert, sie setzt sich grundlegend aus den folgenden Teilen zusammen.

- elektrische Verluste
- mechanische Verluste
- thermodynamische Verluste

Diese Verluste wurden einerseits durch Messung und anschließender Umrechnung auf Basis der Ölviskosität ermittelt. Der Vergleich der Messungen im Vakuum und unter Gaslast zeigt, dass die Lager des Delta höher belastet sind als jene des Kap-pa und daher ein größerer Anstieg der mechanischen Verlustleistung bei realen Druckverhältnissen am Delta erkennbar ist.

Darüber hinaus wurden die Verlustleistungen mit einer firmeninternen Software quantifiziert. Für diese Berechnung wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, wobei dieselben Temperaturen wie bei der Messung als Eingangsparameter herangezogen wurden. Der Unterschied zwischen Messung und Berechnung verkleinert sich bei steigender Temperatur.

Zusätzlich könnte die mechanische Verlustleistung in den Reibstelle Kolben/Zylinder und den Lagern mit dem Programm AVL Excite Power Unit simuliert werden. Diese

Simulation berücksichtigt auch die Verformung der Bauteile. Diese Simulation wurde in dieser Arbeit nicht durchgeführt, da sie den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde.

Tabelle 7.1 fasst die einzelnen Verlustleistungen der beiden Kompressoren Delta und Kappa zusammen. Die Gesamtverlustleistung am Delta ist 21,41W und die elektrischen Verluste haben den größten Anteil daran. Am Kappa Kompressor tritt eine Gesamtverlustleistung von 18,35W auf und hat somit um ungefähr 3W weniger Verluste als der Delta. Die größten Verluste werden am Kappa von den thermodynamischen Verlusten verursacht.

Kompressortyp	Delta	Kappa
$P_{V,el}$	9,10W	6,31W
$P_{V,mech}$	3,35W	4,23W
$P_{V,thermo}$	8,96W	7,81W
$P_{V,ges}$	21,41W	18,35W

**Tabelle 7.1:** Verluste hermetischer Kältemittelkompressoren

Aus diesen Verlusten bzw. Verlustleistungen wurden die Einzelwirkungsgrade ermittelt und daraus der Gesamtwirkungsgrad ermittelt.

$$\eta_{ges} = \eta_{el} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{thermo} \quad (7.1)$$

$$P_{ein} \cdot \eta_{gest} = P_{ideal} \quad (7.2)$$

Abbildung 7.1 zeigt den Gesamtwirkungsgrad sowie den elektrischen, mechanischen und thermodynamischen Wirkungsgrad für alle betrachteten Kompressorentypen. Betrachtet man den Gesamtwirkungsgrad der Kompressoren so hat der Embraco Kompressor den größten Wirkungsgrad. Bei den elektrischen Wirkungsgraden liegt der Danfoss Kompressor an erster Stelle gefolgt von Kappa. Auch der thermodynamische Wirkungsgrad ist am Danfoss Kompressor am größten. Der beste mechanische Wirkungsgrad ist mit 0,927 beim Delta Kompressor festzustellen. Im Vergleich mit den anderen Kompressoren ist dieser Wirkungsgrad beim Danfoss Kompressor relativ schlecht.

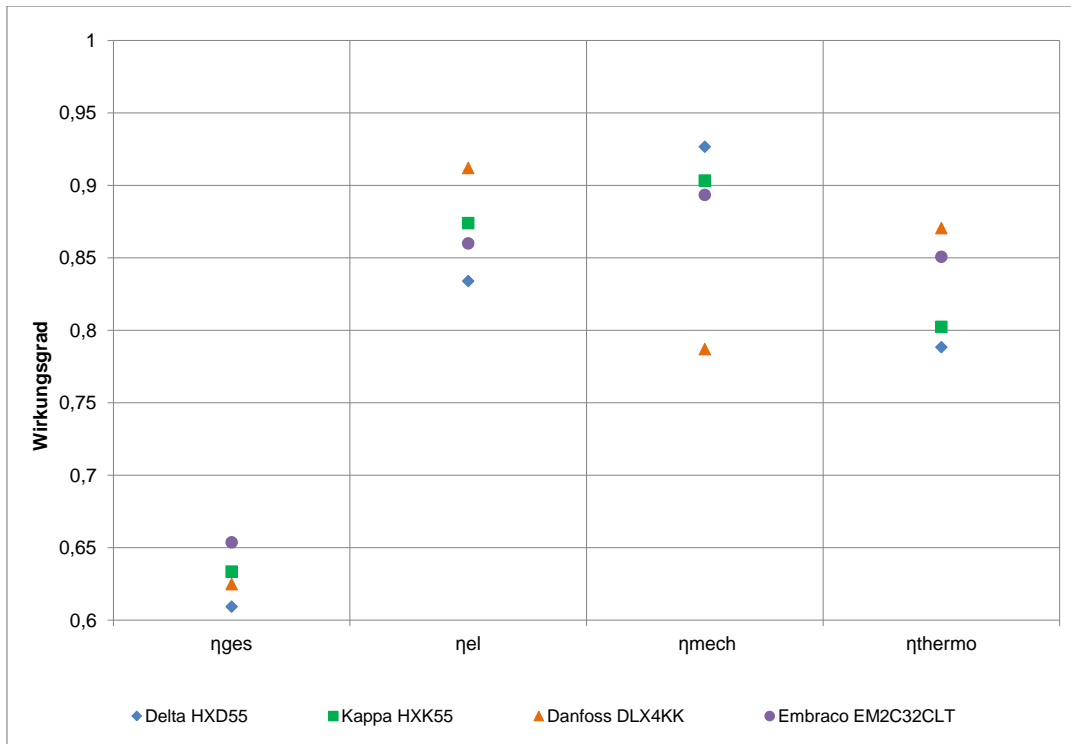


Abbildung 7.1: Übersicht der Wirkungsgrade

Der nächste Schritt wäre, die in dieser Arbeit ermittelten Verluste auf die nächst niedrigere Ebene herunterzubrechen. Mit anderen Worten z.B. die mechanischen Verluste den jeweiligen Komponenten zuzuordnen und diese auch noch in ihre Untergruppen einzuteilen. Die so quantifizierten Verluste können dann zum Abschätzen des Verbesserungspotenzials herangezogen werden. Das Ziel für die Zukunft ist es diese Verluste zu minimieren und damit die Energieeffizienz des hermetischen Kältemittelkompressors zu steigern.



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Produktpalette ACC Austria GmbH [2]	4
1.2	Verlauf des COP über der Verdampfungstemperatur	6
1.3	Verlauf der Kälteleistung über der Verdampfungstemperatur	6
1.4	Explosionszeichnung Delta [2]	7
1.5	Explosionszeichnung Kappa [2]	8
2.1	Carnot Vergleichsprozess [5]	10
2.2	Verlauf im T,s-Diagramm [5]	11
2.3	ASHRAE Vergleichsprozess [5]	12
2.4	Kältekreislauf im Kühlschranks [5]	13
2.5	Kältekreislauf [18]	14
2.6	log p,H Diagramm [5]	15
2.7	Erster Hauptsatz der Thermodynamik	16
2.8	Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren	17
3.1	Reibstellen am Delta [18]	23
3.2	p,V-Diagramm Messaufbau	25
3.3	Druckverlauf beim Messaufbau	26
3.4	Darstellung Kompressions- und Expansionslinie im p,V-Diagramm	27
3.5	Druckverlauf Delta im Betrieb	28
3.6	Messpunkte am Delta [18]	29
3.7	Versuchsaufbau im Kalorimeter [18]	30
3.8	Messwerte für Delta im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 32\text{ °C}$ )	34
3.9	Messwerte für Delta unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 32\text{ °C}$ )	36
3.10	Messwerte für Delta im Vakuum ( $T_{\text{Öl}} = 49\text{ °C}$ )	38
3.11	Messwerte für Delta unter Gaslast ( $T_{\text{Öl}} = 49\text{ °C}$ )	40
3.12	p,V-Diagramm Delta ( $T_{\text{Öl}} = 32\text{ °C}$ )	42

3.13 Verlustteilung am Delta Kompressor . . . . .	43
3.14 Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}l} = 30\text{ °C}$ ) . . . . .	46
3.15 Messwerte für Kappa im Vakuum ( $T_{\dot{O}l} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	48
3.16 Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}l} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	50
3.17 Messwerte für Kappa im Vakuum ( $T_{\dot{O}l} = 60\text{ °C}$ ) . . . . .	52
3.18 Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}l} = 55\text{ °C}$ ) . . . . .	54
3.19 Messwerte für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}l} = 52\text{ °C}$ ) . . . . .	55
3.20 p,V-Diagramm Kappa ( $T_{\dot{O}l} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	57
3.21 Verlustteilung am Kappa Kompressor . . . . .	58
3.22 Ölviskosität bei verschiedenen Drücke für Gaseinlagerung im Gleichgewichtszustand . . . . .	60
3.23 Vergleich der Ölviskosität . . . . .	61
3.24 Viskositätsänderung für Delta ( $T_{\dot{O}l}$ ) . . . . .	63
3.25 Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Delta ( $T_{\dot{O}l}$ ) . . . . .	65
3.26 Viskositätsänderung für Delta ( $T_{Zyl}$ ) . . . . .	66
3.27 Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Delta ( $T_{Zyl}$ ) . . . . .	68
3.28 Viskositätsänderung für Kappa ( $T_{\dot{O}l}$ ) . . . . .	69
3.29 Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Kappa ( $T_{\dot{O}l}$ ) . . . . .	71
3.30 Viskositätsänderung für Kappa ( $T_{Zyl}$ ) . . . . .	72
3.31 Umrechnung der mechanischen Verlustleistung für Kappa ( $T_{Zyl}$ ) . . . . .	74
3.32 Mechanischen Verlustleistung aufgrund Laständerung . . . . .	77
3.33 Sommerfeldzahl oberes Hauptlager Delta ( $T_{\dot{O}l} = 49\text{ °C}$ ) . . . . .	79
3.34 Sommerfeldzahl oberes Hauptlager Kappa ( $T_{\dot{O}l} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	80
4.1 Stribeckkurve . . . . .	84
4.2 Kurbeltrieb Kappa Kompressor [12] . . . . .	85
4.3 Skizze eines Kurbeltriebs [19] . . . . .	86
4.4 Pleuelwinkel über Kurbelwinkel . . . . .	86
4.5 Geschwindigkeit und Beschleunigung am Kolben . . . . .	88
4.6 Seitenführungskraft über Kurbelwinkel . . . . .	89
4.7 Kräfte am Kurbeltrieb . . . . .	90
4.8 Druckverlauf Delta . . . . .	91
4.9 Mechanische Verlustleistung am Delta . . . . .	92
4.10 Druckverlauf Kappa . . . . .	93
4.11 Mechanische Verlustleistung am Kappa . . . . .	94

4.12 Einfluss der Temperaturänderung beim Delta . . . . .	98
4.13 Geschwindigkeit von Delta und mit den Grenzgeschwindigkeiten . .	99
4.14 Geschwindigkeit von Kappa und mit den Grenzgeschwindigkeiten .	100
4.15 Einfluss der Grenzgeschwindigkeitsänderung auf die Festkörperreibung . . . . .	102
4.16 Paarungsspiel über dem Kurbelwinkel . . . . .	103
4.17 Einfluss der Kolbenrundheit auf die mechanische Verlustteilung . . .	105
5.1 Simulation für Kolben-Zylinder Kontakt . . . . .	107
5.2 Systemgrenzen für die numerische Berechnung . . . . .	108
5.3 Druckverlauf über Kurbelwinkel . . . . .	112
5.4 Druckverlauf über Kurbelwinkel für eine Umdrehung . . . . .	113
6.1 Übersicht Analyse der Kältemittelkompressoren . . . . .	115
6.2 Mechanische Verlustleistung am Delta Kompressor . . . . .	115
6.3 Mechanischen Verlustleistung am Kappa Kompressor . . . . .	116
6.4 Vergleich Messung und Berechnung . . . . .	118
6.5 Konkurrenzprodukte Embraco und Danfoss . . . . .	119
6.6 Wirkungsgrade der Konkurrenzprodukte . . . . .	120
6.7 Gesamtübersicht Delta Kompressor . . . . .	123
6.8 Gesamtübersicht Kappa Kompressor . . . . .	124
6.9 Wirkungsgrade von Delta und Kappa . . . . .	125
7.1 Übersicht der Wirkungsgrade . . . . .	129

# Tabellenverzeichnis

1.1	Kenngrößen der beiden Kompressortypen . . . . .	5
2.1	Temperaturen im ASHRAE-Vergleichprozess [5] . . . . .	11
2.2	Normbedingungen nach ASHRAE [2] . . . . .	12
2.3	Verlustaufteilung . . . . .	19
3.1	Berechnung des Schadraums . . . . .	25
3.2	Messprotokoll für Delta im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 32\text{ °C}$ ) . . . . .	33
3.3	Auswertung für Delta im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 32\text{ °C}$ ) . . . . .	35
3.4	Messprotokoll für Delta unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 32\text{ °C}$ ) . . . . .	35
3.5	Auswertung für Delta unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 32\text{ °C}$ ) . . . . .	36
3.6	Messprotokoll für Delta im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 49\text{ °C}$ ) . . . . .	37
3.7	Auswertung für Delta im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 49\text{ °C}$ ) . . . . .	38
3.8	Messprotokoll für Delta unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 49\text{ °C}$ ) . . . . .	39
3.9	Auswertung für Delta unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 49\text{ °C}$ ) . . . . .	40
3.10	Gesamtauswertung Delta . . . . .	42
3.11	Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 30\text{ °C}$ ) . . . . .	45
3.12	Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 30\text{ °C}$ ) . . . . .	46
3.13	Messprotokoll für Kappa im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	47
3.14	Auswertung für Kappa im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	48
3.15	Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	49
3.16	Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	50
3.17	Messprotokoll für Kappa im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 60\text{ °C}$ ) . . . . .	51
3.18	Auswertung für Kappa im Vakuum ( $T_{\dot{O}I} = 60\text{ °C}$ ) . . . . .	52
3.19	Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 55\text{ °C}$ ) . . . . .	53
3.20	Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 55\text{ °C}$ ) . . . . .	54
3.21	Messprotokoll für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}I} = 52\text{ °C}$ ) . . . . .	55

3.22 Auswertung für Kappa unter Gaslast ( $T_{\dot{O}l} = 52\text{ °C}$ ) . . . . .	56
3.23 Gesamte Auswertung Kappa . . . . .	57
3.24 Messgrößen zur Umrechnung für Delta . . . . .	62
3.25 Umrechnung für Delta auf Basis $T_{\dot{O}l}$ (Öl-Gas-Gemisch) . . . . .	64
3.26 Umrechnung für Delta auf Basis $T_{\dot{O}l}$ (Öl) . . . . .	64
3.27 Umrechnung für Delta auf Basis $T_{Zyl}$ (Öl-Gas-Gemisch) . . . . .	67
3.28 Umrechnung für Delta auf Basis $T_{Zyl}$ (Öl) . . . . .	67
3.29 Messgrößen zur Umrechnung für Kappa . . . . .	69
3.30 Umrechnung für Kappa auf Basis $T_{\dot{O}l}$ (Öl-Gas-Gemisch) . . . . .	70
3.31 Umrechnung für Kappa auf Basis $T_{\dot{O}l}$ (Öl) . . . . .	70
3.32 Umrechnung für Kappa auf Basis $T_{Zyl}$ (Öl-Gas-Gemisch) . . . . .	73
3.33 Umrechnung für Kappa auf Basis $T_{Zyl}$ (Öl) . . . . .	73
3.34 Konzentration Gas im Öl . . . . .	75
3.35 Einfluss der Laständerung auf die mechanische Verlustleistung . . . . .	76
3.36 Lagerbelastung der Kältemittelkompressoren . . . . .	81
4.1 Berechnung Delta ( $T_{\dot{O}l} = 49\text{ °C}$ ) . . . . .	91
4.2 Berechnung Kappa ( $T_{\dot{O}l} = 50\text{ °C}$ ) . . . . .	93
4.3 Vergleich Delta und Kappa ( $T_{\dot{O}l}$ ca. $50\text{ °C}$ ) . . . . .	95
4.4 Sensitivitätsanalyse Temperaturänderung . . . . .	97
4.5 Sensitivitätsanalyse für Delta Grenzgeschwindigkeit . . . . .	101
4.6 Sensitivitätsanalyse der Grenzgeschwindigkeit für Kappa . . . . .	101
4.7 Sensitivitätsanalyse Kolbenrundheit . . . . .	104
6.1 Vergleich Messung und Berechnung am Delta Kompressor . . . . .	116
6.2 Vergleich Messung und Berechnung am Kappa Kompressor . . . . .	117
6.3 Kenngrößen der beiden Konkurrenzkompressoren . . . . .	119
6.4 Verlustteilung der Konkurrenzprodukte . . . . .	120
6.5 Wirkungsgradvergleich Kappa und Delta . . . . .	125
6.6 Wirkungsgradvergleich auf Basis Delta . . . . .	126
6.7 Wirkungsgradvergleich auf Basis Kappa . . . . .	126
7.1 Verluste hermetischer Kältemittelkompressoren . . . . .	128

# Literaturverzeichnis

- [1] ALMBAUER, R.: *Numerische Methoden in der Thermodynamik*. Technische Universität Graz, 2006. – Vorlesungsskriptum
- [2] AUSTRIA GMBH, ACC: *Firmeninterne Daten*. 2013
- [3] BARTZ, W.: *Gleitlager als moderne Maschinenelemente*. Expert Verlag, 1993
- [4] BRASSEUR, G.: *Elektrische Messtechnik*. Technische Universität Graz, 2010. – Vorlesungsskriptum
- [5] BURGSTALLER, A.: *Ansätze zu thermodynamischen Analysen und Bewertungen von hermetisch verschlossenen Systemen am Beispiel von Kleinkältemittelkompressoren*. Technische Universität Graz, 2009. – Dissertation
- [6] DANFOSS: *Datenblatt*. [http://www.secop.com/fileadmin/user\\_data/SEPS/datasheets/dlx4kk1\\_102h3459\\_r600a\\_220v\\_50hz\\_04-2013\\_desd504g202.pdf](http://www.secop.com/fileadmin/user_data/SEPS/datasheets/dlx4kk1_102h3459_r600a_220v_50hz_04-2013_desd504g202.pdf), Abruf: 29.09.2013
- [7] EICHLSEDER, H.: *Thermodynamik*. Technische Universität Graz, 2009. – Vorlesungsskriptum
- [8] EMBRACO: *Datenblatt*. [http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT008500\\_1.pdf](http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT008500_1.pdf), Abruf: 29.09.2013
- [9] GMBH, Mahle: *Kolben und motorische Erprobung*. Vieweg+Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978–3–8348–1452–4
- [10] KLELL, M.: *Höhere Thermodynamik*. Technische Universität Graz, 2011. – Vorlesungsskriptum
- [11] OFFNER, G.: *Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik*. Technische Universität Graz, 2009. – Vorlesungsskriptum

- [12] SCHOELLAUF, P.: *Erstellung eines Modells zur Berechnung der Kolbenreibungsverluste eines Kältekompressors*. Technische Universität Graz, 2012. – Bachelorarbeit
- [13] SOMMERFELD, Petrow Reynolds M.: *Theorie der hydrodynamischen Schmierung*. Verlag Harri Deutsch, 2000
- [14] SORGER, M.: *Identifizierung von Potentialen sowie von Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkten am Beispiel des Kältemittelaggregates*. Technische Universität Graz, 2008. – Diplomarbeit
- [15] STEHR, W.: *Stribeckkurve*. <http://www.dr-tillwich.com/index.php/de/neuigkeiten-133/tribologie-ist-ueberall/8-home/neuigkeiten/51-stribeckkurve>, Abruf: 11.10.2013
- [16] VOGELPOHL, G.: *Betriebssichere Gleitlager*. Springer Verlag, 1967
- [17] WIMMER, A.: *Thermodynamik der Verbrennungsmotoren*. Technische Universität Graz, 2012. – Vorlesungsskriptum
- [18] ZACH, D.: *Bestimmung der mechanischen Verlustleistung eines Kältekompressors*. Technische Universität Graz, 2011. – Bachelorarbeit
- [19] ZIPPL, G.: *Erstellung der Energiebilanz eines Kältemittelkompressors*. Technische Universität Graz, 2001. – Diplomarbeit

# Abkürzungsverzeichnis

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient [W/m <sup>2</sup> K]
$\rho$	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]
$\kappa$	Isentropenexponent
$\eta$	Wirkungsgrad
$\eta_{el}$	elektrischer Wirkungsgrad
$\eta_{mech}$	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_{thermo}$	thermodynamischer Wirkungsgrad
$\eta_{rest}$	Restwirkungsgrad
$\epsilon$	Verdichtungsverhältnis
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit [rad/s]
$\phi$	Kurbelwinkel [°]
$\psi$	Pleuelwinkel [°]
$\psi_L$	relatives Lagerspiel
$\mu$	Reibungskoeffizient
$\nu$	Viskosität [mPas]



## Abkürzungsverzeichnis

---

$\nu_{\text{Öl}}$	Ölviskosität [mPas]
$\nu_{\text{ÖlGasGemisch}}$	Öl-Gas-Gemisch Viskosität [mPas]
$A$	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche [m <sup>2</sup> ]
$A_{\text{Kolben}}$	Kolbenfläche [mm <sup>2</sup> ]
$A_{\text{Leck}}$	Leckagequerschnitt [m <sup>2</sup> ]
$a_{VP}$	Abstand Kolben-Ventilplatte [mm]
$b$	Lagerbreite [m]
$c_{\text{gas}}$	Gaskonzentration [m%]
$c_{\text{öl}}$	Ölkonzentration [m%]
$d$	Kolbendurchmesser [mm]
$d_L$	Lagerdurchmesser [m]
$e$	spezifische Energie [J/kg]
$E$	Energie [J]
$e_a$	spezifische äußere Energie [J/kg]
$E_a$	äußere Energie [J]
$Ex$	Exzentrizität [mm]
$f$	Frequenz [Hz]
$F_G$	Gaskraft [N]
$F_H$	Massenkraft [N]
$F_K$	Kolbenkraft [N]

## Abkürzungsverzeichnis

---

$F_L$	Lagerkraft [N]
$F_N$	Normalkraft [N]
$F_R$	Reibungskraft [N]
$F_{rot}$	Rotationskraft [N]
$F_S$	Seitenführungskraft [N]
$F_{tKW}$	Kurbelzapfentangentialekraft [N]
$F_{KW}$	Kurbelzapfenkraft [N]
$g$	örtliche Fallbeschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	spezifische Enthalpie [J/kg]
$H$	Enthalpie [J]
$h_{shell}$	spezifische Enthalpie im Kompressorgehäuse [J/kg]
$H_{shell}$	Enthalpie im Kompressorgehäuse [J]
$h_{zyl}$	spezifische Enthalpie im Zylinder [J/kg]
$H_{zyl}$	Enthalpie im Zylinder [J]
$k$	Wärmeübergangskoeffizient [W/m <sup>2</sup> K]
$l$	Pleuellänge[mm]
$m$	Masse [kg] Massenstrom [kg/s]
$\dot{m}$	Masse [kg] Massenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{aus}$	ausströmender Massenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{ein}$	einströmender Massenstrom [kg/s]
$m_{gas}$	Masse Gas [g]

## Abkürzungsverzeichnis

---

$m_{\text{öl}}$	Masse Öl [g]
$m_{\text{zyl}}$	Masse im Zylinder [kg]
$n$	Drehzahl [U/min]
$p$	Druck [bar, Pa]
$p_0$	Standarddruck, $p_0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$ / häufig auch $p_0 = 1 \text{ bar}$
$P_{\text{ein}}$	Eingangsleistung [W]
$P_{V,\text{el}}$	elektrische Verlustleistung [W]
$p_i$	indizierter Mitteldruck [bar]
$p_L$	Lagerbelastung [N/mm <sup>2</sup> ]
$p_{\text{mittel}}$	mittlerer Druck im Kompressorgehäuse [bar, Pa]
$P_R$	Reibleistung [W]
$P_{V,\text{mech}}$	mechanische Verlustleistung [W]
$P_{V,\text{mechUmrech}}$	mechanische Verlustleistung mittels Ölviskosität umgerechnet [W]
$P_{V,\text{mechMess}}$	mechanische Verlustleistung aus Messung [W]
$P_{V,\text{PTC}}$	PTC-Verlustleistung [W]
$P_{V,\text{rest}}$	Restverlustleistung [W]
$P_{V,\text{rotor}}$	Rotorverlustleistung [W]
$P_{V,\text{thermo}}$	thermodynamische Verlustleistung [W]
$P_{V,\text{stator}}$	Statorverlustleistung [W]
$P_{\text{welle}}$	Wellenleistung [W]
$q$	spezifische Wärme(menge) [J/kg]

## Abkürzungsverzeichnis

---

$Q$	Wärme [J]
$Q_0$	Kälteleistung [W]
$\dot{Q}_{Ka}$	Wärmestrom am Kolben außen [W]
$\dot{Q}_{Ki}$	Wärmestrom am Kolben innen [W]
$\dot{Q}_{Za}$	Wärmestrom am Zylinder außen [W]
$\dot{Q}_{Zi}$	Wärmestrom am Zylinder innen [W]
$\dot{Q}_{ges}$	Gesamtwärmestrom [W]
$R$	spezifische Gaskonstante [J/kgK]
$s$	spezifische Entropie [J/kgK]
$S$	Entropie [J/K]
$S_o$	Sommerfeldzahl
$t$	Zeit [s]
$T_0$	Verdampfungstemperatur [°C]
$T_C$	Kondensationstemperatur [°C]
$T_{öl}$	Öltemperatur [°C]
$T_{ref}$	Referenztemperatur [°C]
$T_{Saug}$	Sauggastemperatur [°C]
$T_{shell}$	Temperatur im Kompressorgehäuse [°C]
$T_U$	Umgebungstemperatur [°C]
$T_{UK}$	Unterkühlungstemperatur [°C]
$T_{zyl}$	Zylindergehäusetemperatur [°C]

## Abkürzungsverzeichnis

---

$u$	spezifische innere Energie [J/kg]
$U$	innere Energie [J]
$u_{Ki}$	U-Wert Kolben innen [W/m <sup>2</sup> K]
$u_{Ka}$	U-Wert Kolben außen [W/m <sup>2</sup> K]
$u_{Zi}$	U-Wert Zylinder innen [W/m <sup>2</sup> K]
$u_{Za}$	U-Wert Zylinder außen [W/m <sup>2</sup> K]
$U_{zyl}$	innere Energie im Zylinder [J]
$V_C$	Schadraumvolumen [mm <sup>3</sup> ]
$V_{er}$	Versatz[mm]
$V_{ges}$	Gesamtvolumen [mm <sup>3</sup> ]
$V_H$	Hubvolumen [mm <sup>3</sup> ]
$v_{zyl}$	spezifisches Zylindervolumen [mm <sup>3</sup> /kg]
$V_{zyl}$	Zylindervolumen [mm <sup>3</sup> ]
$w$	spezifische Arbeit [J/kg]
$W$	Arbeit [J]
$W_v$	Volumensänderungsarbeit [J]
$x$	Hub[mm]

**embraco**

**COMPRESSOR TECHNICAL DATA**

**COMPRESSOR DEFINITION**

Designation	EM 2C32CLT
Nominal Voltage/Frequency	220-240 V 50 Hz
Engineering Number	513300002

**A - APPLICATION / LIMIT WORKING CONDITIONS**

1 Type	Hermetic reciprocating compressor		
2 Refrigerant	R-600a		
3 Nominal voltage and frequency	220-240 / 50	[ V / Hz ]	
4 Application type	Low Back Pressure		
4.1 Evaporating temperature range	-35°C to -10°C	(-31°F to 14°F)	
5 Motor type	RSCR		
6 Starting torque	LST - Low Starting Torque		
7 Expansion device	Capillary tube		
8 Compressor cooling		Operating voltage range	
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Ambient temperature)	Static	187 to 255 V	-
8.2 LBP (43°C Ambient temperature)	Static	187 to 255 V	-
8.3 HBP (32°C Ambient temperature)	-	-	-
8.4 HBP (43°C Ambient temperature)	-	-	-
9 Maximum condensing pressures/temperature			
9.1 Operating (gauge)	7.7	[kgf/cm <sup>2</sup> ] (109 psig)	/ °C - °F
9.2 Peak (gauge)	9.8	[kgf/cm <sup>2</sup> ] (139 psig)	/ °C - °F
10 Maximum winding temperature	130	[ °C ]	

**B - MECHANICAL DATA**

1 Commercial designation	1/7	[hp]
2 Displacement	5.96	[cm <sup>3</sup> ] (0,364 cu.in)
2.1 Bore [mm]	22,500	
2.2 Stroke [mm]	15,000	
3 Lubricant charge	150	[ml] (5,07 fl.oz.)
3.1 Lubricants approved		
3.2 Lubricants type/viscosity	ALQUILB / ISO5	
4 Weight (with oil charge)	8,3	[kg] (18,30 lb.)
5 Nitrogen charge	0,2 to 0,3	[kgf/cm <sup>2</sup> ] (2,84 to 4,27 psig)

**C - ELETRICAL DATA**

1 Nominal Voltage/Frequency/Number of Phases	220-240 V 50 Hz 1 ~ (Single phase)	
2 Starting device type	TSD	
2.1 Starting device	TSD-220V0,6	
3 Start capacitor	-	[µF(VAC minimum)]
4 Run capacitor	2,5(350)	[µF(VAC minimum)]
5 Motor protection	4TM110NFBYY-53	
6 Start winding resistance	26,70	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%
7 Run winding resistance	34,30	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%
8 LRA - Locked rotor amperage (50 Hz)	2,60	[A] - Measured according to UL 984
9 FLA - Full load amperage L/MBP (50 Hz)	0,77	[A] - Measured according to UL 984
10 FLA - Full Load Amperage HBP (50 Hz)	-	[A] - Measured according to UL 984
11 Approval boards certification	CCC - VDE	

UPDATE: 12FEB2009

513300002

## Anhang: Datenblatt Embraco

# embraco

### COMPRESSOR TECHNICAL DATA

#### D - PERFORMANCE - CHECK POINT DATA

TEST CONDITIONS: @220V50Hz			ASHRAELBP32 Static		Evaporating temperature (Condensing temperature		-23.3°C (-9.94°F) 54.4°C (129.92°F))		
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]	
335	84	98	51	0.22	1.05	6.57	1.66	1.93	

#### E - PERFORMANCE - CURVES

TEST CONDITIONS: @220V50Hz		ASHRAE32 Static					(Condensing temperature 45°C (+113°F) )			
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	153	39	45	33	0.15	0.48	4.67	1.18	1.37
-30	(-22)	231	58	68	40	0.17	0.73	5.80	1.46	1.70
-25	(-13)	324	82	95	47	0.20	1.02	6.86	1.73	2.01
-20	(- 4)	434	109	127	55	0.23	1.36	7.93	2.00	2.32
-15	(+ 5)	564	142	165	63	0.27	1.78	9.06	2.28	2.65
-10	(+14)	719	181	211	70	0.30	2.27	10.30	2.59	3.02

TEST CONDITIONS: @220V50Hz		ASHRAE32 Static					(Condensing temperature 55°C (+131°F) )			
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	142	36	42	32	0.14	0.44	4.39	1.11	1.29
-30	(-22)	210	53	62	39	0.17	0.66	5.35	1.35	1.57
-25	(-13)	296	74	87	47	0.20	0.93	6.25	1.58	1.83
-20	(- 4)	401	101	117	56	0.24	1.26	7.15	1.80	2.09
-15	(+ 5)	530	133	155	65	0.28	1.67	8.10	2.04	2.37
-10	(+14)	685	173	201	75	0.32	2.16	9.16	2.31	2.69

TEST CONDITIONS: @220V50Hz		ASHRAE32 Static					(Condensing temperature 65°C (+149°F) )			
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	128	32	38	30	0.13	0.40	4.21	1.06	1.23
-30	(-22)	184	46	54	38	0.16	0.58	4.97	1.25	1.46
-25	(-13)	260	65	76	46	0.20	0.82	5.66	1.43	1.66
-20	(- 4)	358	90	105	57	0.24	1.12	6.35	1.60	1.86
-15	(+ 5)	481	121	141	68	0.29	1.52	7.09	1.79	2.08
-10	(+14)	634	160	186	79	0.35	2.00	7.94	2.00	2.33

UPDATE: 12FEB2009

513300002

**embraco**

**COMPRESSOR TECHNICAL DATA**

**F - EXTERNAL CHARACTERISTICS**

1 Base plate	European Standard EUEM		
2 Tray holder	Yes		
3 Connectors			
3.1 SUCTION	6.2 +0.05/+0.05	[mm]	(0.244" +0.002"/+0.002")
3.1.1 Material	Copper		
3.1.2 Shape	Slanted 40° up + 45° to Back		
3.2 DISCHARGE	4.9 +0.10/-0.05	[mm]	(0.193" +0.004"/-0.002")
3.2.1 Material	Copper		
3.2.2 Shape	Slanted 0° up + 24° to Back		
3.3 PROCESS	6.2 +0.05/+0.05	[mm]	(0.244" +0.002"/+0.002")
3.3.1 Material	Copper		
3.3.2 Shape	Slanted 40° up + 45° to Back		
3.4 Oil cooler (Copper)	No	[mm]	
3.5 Connector sealing	Rubber Plugs		





# DLX4KK.1 High Energy-optimized Compressor R600a 220-240V 50Hz

## General

Code number	102H3459
Approvals	EN 60335-2-34 with Annex AA
Compressors on pallet	100

## Application

Application	LBP		
Frequency	Hz	50	60
Evaporating temperature	°C	-35 to -5	-
Voltage range	V	198 - 254	-
Max. condensing temperature continuous (short)	°C	60 (70)	-
Max. winding temperature continuous (short)	°C	105 (115)	-

## Cooling requirements

Frequency	Hz	50			60		
Application		LBP	MBP	HBP	LBP	MBP	HBP
32°C		S	-	-	-	-	-
38°C		S	-	-	-	-	-
43°C		S	-	-	-	-	-
Remarks on application: Extended condensing temperature (65°C) at evaporating temperature range -30 to -10°C.							

## Motor

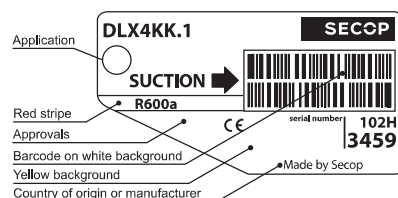
Motor type	RSCR	
LRA (rated after 4 sec. UL984), HST   LST	A	1.1
Cut in Current, HST   LST	A	4.2
Resistance, main   start winding (25°C)	Ω	51.7   28.5

## Design

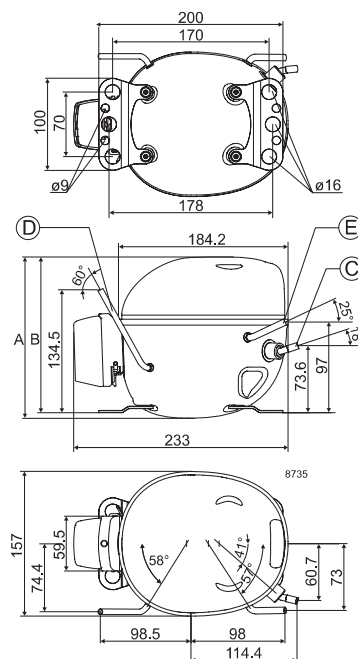
Displacement	cm <sup>3</sup>	4.01
Oil quantity (type)	cm <sup>3</sup>	155 (mineral)
Maximum refrigerant charge	g	150
Free gas volume in compressor	cm <sup>3</sup>	1400
Weight without electrical equipment	kg	9.2

## Dimensions

Height	mm	A	175
		B	169
		B1	-
		B2	-
Suction connector	location/I.D. mm   angle	C	6.2   18°
	material   comment		Cu-plated steel   Rubber plug
Process connector	location/I.D. mm   angle	D	4.5   60°
	material   comment		Copper   Rubber plug
Discharge connector	location/I.D. mm   angle	E	5.0   25°
	material   comment		Copper   Rubber plug
Oil cooler connector	location/I.D. mm   angle	F	-
	material   comment		-
Connector tolerance	I.D. mm		±0.09, on 5.0 +0.12/+0.22 on 4.5 +0.10/-0.20
Remarks:			



- S = Static cooling normally sufficient
- O = Oil cooling
- F<sub>1</sub> = Fan cooling 1.5 m/s  
(compressor compartment temperature equal to ambient temperature)
- F<sub>2</sub> = Fan cooling 3.0 m/s necessary
- SG = Suction gas cooling normally sufficient
- = not applicable in this area



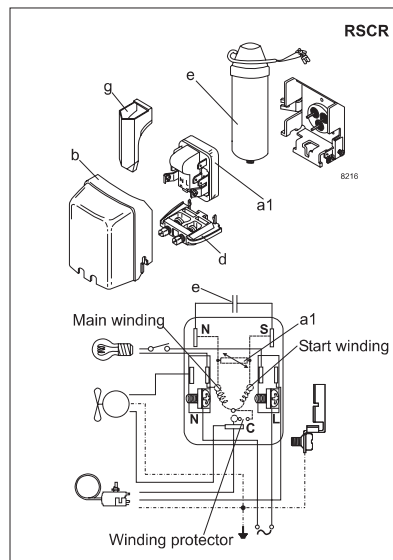
## Anhang: Datenblatt Danfoss

### EN 12900 Household (CECOMAF) 220V, 50Hz, RC 2 $\mu$ F, ePTC consumption incl., static cooling

Evap. temp. in °C	-45	-40	-35	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15	20
Capacity in W			22.6	33.3	46.0	50.9	61.3	79.4	101	117	126						
Power cons. in W			22.0	27.1	32.0	33.6	36.7	41.3	46.0	49.1	50.8						
Current cons. in A			0.12	0.14	0.16	0.16	0.18	0.20	0.23	0.24	0.25						
COP in W/W			1.03	1.23	1.44	1.52	1.67	1.92	2.19	2.38	2.48						

### ASHRAE LBP 220V, 50Hz, RC 2 $\mu$ F, ePTC consumption incl., static cooling

Evap. temp. in °C	-45	-40	-35	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15	20
Capacity in W			27.9	40.8	56.4	62.4	75.0	97.2	123	143	154						
Power cons. in W			22.1	27.1	31.9	33.5	36.6	41.1	45.8	48.9	50.5						
Current cons. in A			0.12	0.14	0.16	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.25						
COP in W/W			1.26	1.50	1.77	1.86	2.05	2.36	2.69	2.92	3.04						



Accessories for	DLX4KK.1	Figure	Code number	Test conditions	EN 12900/ CECOMAF	ASHRAE LBP
PTC starting device	6.3 mm spade connectors	a1	103N0016	Condensing temperature	55°C	54.4°C
	4.8 mm spade connectors		103N0021	Ambient temperature	32°C	32°C
ePTC starting device	4.8 mm spade connectors		103N0055	Suction gas temperature	32°C	32°C
Cover		b	103N0491	Liquid temperature	no subcooling	32°C
Run capacitor 2 $\mu$ F (compulsory)	6.3 mm spade connectors	e	-			
	4.8 mm spade connectors		117-7136			
Cord relief		d	103N1010			
Protection screen for PTC		g	103N0476			
				<b>Mounting accessories</b>		<b>Code number</b>
				Bolt joint for one comp.	Ø: 16 mm	118-1917
				Bolt joint in quantities	Ø: 16 mm	118-1918
				Snap-on in quantities	Ø: 16 mm	118-1919

Secop can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Secop reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alterations can be made without consequential changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Secop and the Secop logotype are trademarks of Secop GmbH. All rights reserved. [www.secop.com](http://www.secop.com)