

---

**Forschungsprogramm**  
**Umgebungswärme, Kälte, Abwärme**

# **Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 3: Flügelzellenverdichter mit Economizer und Schraubenverdichter**

ausgearbeitet durch  
**E. Geisser und Prof. Dr. Th. Kopp**  
**Hochschule Rapperswil**  
**Institut für Energietechnik**  
**Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil**  
**[tkopp@hsr.ch](mailto:tkopp@hsr.ch)**  
**Arbeitsgemeinschaft**  
**IET-HSR, UNEX AG, Kapag AG, Ecopac AG**

im Auftrag des  
**Bundesamtes für Energie**

## Zusammenfassung

Im vorliegenden Forschungsprojekt wurde eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit dem Arbeitsmedium Ammoniak mit einer thermischen Leistung von 17 kW untersucht. Die eingesetzten Rotationskompressoren waren die Flügelzellenverdichter R140AL (Verdichtungsverhältnis 3:1) und R140AH (Verdichtungsverhältnis 5:1) von RotoVane sowie der Schraubenverdichter MSC60 (Verdichtungsverhältnis 3:1) von OSD. Ein Frequenzumformer ermöglichte Versuche bei Drehzahlen zwischen 2000 und 4000 rpm. Alle Kompressoren wurden mit dem nicht - löslichen Öl Clavus G68 von Shell betrieben. Das Öl hat die Aufgaben Schmierung, Dichtung und Gaskühlung. Es wurden Ölströme bis 400 l/h gefahren, was ein Massenverhältnis Ölstrom zu Ammoniakstrom von bis zu 7.5 ergab. Die Ölabscheidung erfolgte durch ein zweistufiges Abscheidersystem bestehend aus einem Hydrozyklon gefolgt von einem Koagulationsabscheider. Die Öl Kühlung, die die Erwärmung des Öls an den Heizkreislauf überträgt, wurde so reguliert, dass am Kompressoraustritt eine maximale Heissgastemperatur von 100 °C vorlag.

Die Wärmepumpe konnte einen maximalen Temperaturhub von B-20/W60 fahren und erreichte dabei mit den Flügelzellenverdichtern einen COP von 1.4. Bei den Temperaturhuben B-7/W50 und B2/W50 resultierten Werte von 2.4 respektive 2.7. Der Flügelzellenverdichter mit niedrigerem internem Verdichtungsverhältnis von 3:1 schneidet besser ab als derjenige mit einem Verdichtungsverhältnis von 5:1. Im Economizerbetrieb konnten die COP - Werte nur um maximal 6 % erhöht werden, hingegen stieg die Nutzwärmeleistung maximal um 12 % an. Damit liegt der Vorteil der Economizer - Schaltung in Erhöhung der Nutzwärme bei hohen Temperaturhuben.

Der Schraubenverdichter hat keine Zwischeneinspritzung. Er wurde ebenfalls im Drehzahlbereich 2000 – 4000 rpm untersucht. Aus antriebstechnischen Gründen und der mangelhaften Gleitringdichtung konnte die maximale Drehzahl von 6000 rpm nicht gefahren werden. Die Liefergrade sind schlechter und der Wirkungsgrad der Wärmepumpe ist stärker drehzahlabhängig im Vergleich zum Flügelzellenverdichter. Bei 4000 rpm wurde bei B-20/W60 ein COP von 1.6 gemessen, das Wirkungsgrad - Maximum jedoch noch nicht erreicht.

Bei hohen Temperaturhuben tritt immer eine Unter verdichtung auf. Das heisst, der Verdichtungsenddruck im Gehäuse des Kompressors ist kleiner als der Druck im Kondensator, was die Kompressorarbeit erhöht.

Das Verhältnis des Wärmestroms aus dem Öl kühler zum Gesamtwärmestrom der Anlage hat einen direkten Zusammenhang mit dem COP; je grösser dieses Verhältnis, desto kleiner wird der COP. Bei maximalem Wert von 1.0, das heisst die ganze Wärme der Anlage stammt aus dem Öl kühler, wird ein COP von 1.0 erreicht.

Beide Flügelzellenverdichter wiesen nach einigen Betriebsstunden relativ starke Einschleifspuren auf den Oberflächen des Rotors und des Gehäuses auf, die jedoch nach Aussagen des Herstellers nicht beunruhigend sind. Eine Wiederholung von Messreihen mit einem neuen hochverdichtenden Kompressor ergab die gleichen Messergebnisse. Keiner der Kompressoren erreichte die vom Hersteller angegebenen Leistungswerte.

## Summary

The present research project provides an analysis of a brine/water – heat – pump which uses the working fluid ammonia with a thermal output of 17 kW. The rotary vane compressors (RVC) R140AL (volume ratio 3:1) and R140AH (volume ratio 5:1) from RotoVane Inc. as well as the screw compressor MSC60 (volume ratio 3:1) from OSD Srl. were used for testing. A frequency converter allowed testing at revolutions between 2000 and 4000 rpm. Each compressor was run on the insoluble Shell Clavus G60 oil for lubrication, cooling and sealing purposes. Oil streams of up to 400 l/h were applied, resulting in mass ratios between oil flow and ammonia flow of up to 7.5. The oil separation was achieved by a two staged separator system consisting of a hydrocyclone followed by a coalescing unit. During the tests, the oil cooling, which transfers the heat from the oil to the heating circuitry, was controlled in such a way that the maximum temperature at the compressor exit was 100 °C.

The heat pump was able to overcome a maximum temperature gradient of B-20/W60 where it reached a COP of 1.4 with the rotary vane compressors. Values of 2.4, or 2.7 respectively were achieved at temperature gradients B-7/W50 and B2/W50 COP. The RVC with the lower volume ratio of 3:1 shows better results than the one with the volume ratio 5:1. There was a maximum rise of only 6% of the COP in economizer – mode, whereas the power output rose by a maximum of 12%. Hence the advantage of the economizer lies in the gain of useful heat at high temperature gradients.

The screw compressor does not have an economizer port. This compressor was tested for the same revolution range. Due to the type of drive used and the insufficiency of the incorporated rotary seal, it was impossible to reach the maximum revolution of 6000 rpm. Compared to RVCs, the volumetric efficiency of the screw compressor is lower and the heat pump's coefficient of performance depends more strongly on the revolution. At temperature gradient B-20/W60 with 4000 rpm, a COP of 1.6 was measured, but the graph had not reached its maximum.

High temperature gradients always resulted in the phenomenon of under – compression. This means that the pressure at the end of the compression inside the compressor housing is lower than the pressure in the condenser, leading to a higher work load for the compressor.

There is a direct link between the ratio of the heat flow from the oil cooler and the COP: The higher the ratio, the smaller the COP. If it reaches its maximal value 1.0, which means the whole heat comes from the oil cooler, the COP cannot be higher than 1.0.

Both rotary vane compressors show relatively severe wear patterns on the rotor flanks and both side plates after just a couple of operating hours. According to the manufacturer, however, these should not be of any concern. A rerun of the test series with a new R140AH produced the same results. Neither the rotary vane compressors nor the screw compressor reached the performance levels stated by the manufacturers.

## Zusammenfassung über die Projektphasen 1 bis 3

Die Projektphase 1 hatte zum Ziel die international laufenden Arbeiten sowie die verfügbaren oder sich in der Entwicklung befindlichen Komponenten für Ammoniak – Kleinwärmepumpen zusammen zu stellen und kritisch zu beurteilen. Eine Auflistung mit den fehlenden Komponenten sowie des dafür erwarteten Entwicklungsaufwandes war geplant. Weiter sollte in Bezug auf thermodynamische und wirtschaftliche Aspekte ein Stärken- und Schwächenprofil für das Kältemittel Ammoniak ausgearbeitet werden. Hierzu wurden durch konkrete Auslegungsbeispiele Vergleiche mit den Kältemitteln Propan, R407c und R22 angestellt. Hohe Temperaturhube für den Altbaumarkt und auch Warmwasserbereitung wurden anvisiert. Um Ammoniak im Falle einer Leckage zu binden sollten ausgewählte Adsorptionsmittel als Ammoniak – Falle sowie deren Integration in einer Wärmepumpe untersucht werden. Schlussendlich waren die Marktbedürfnisse und die Marktchance für eine Kleinwärmepumpe mit Ammoniak zu klären.

Die Komponentenpreise für kleine Ammoniak – Anlagen wurden im Verhältnis 10 bis 20 % teurer geschätzt. Die Herstellung von geschweißten Plattenwärmetauschern für die Direktexpansionsverdampfung ist Stand der Technik. In Frage gestellt wurde die Akzeptanz von Ammoniak. Diese würde aber durch den Einsatz einer Ammoniak – Falle steigen. Aus der Vergleichsrechnung ging hervor, dass Ammoniak im Vergleich die höchsten Wirkungsgrade erreicht, hingegen auch die Verdichtungsendtemperaturen der ein-stufigen Verdichtung mit Ammoniak sehr hoch werden. Als mögliche Lösungen wurden die Einspritzung von 15% flüssigem Ammoniak während der Verdichtung oder die Verwendung eines ölfreien Flügelzellenverdichters vorschlagen. Einige Labor-Versuche zeigten die Eignung von Metallsulfaten als Bindungsmittel für Ammoniak.

In der Projektphase 2 sollte eine Versuchswärmepumpe mit einem drehzahlvariablen ölfreien Flügelzellenverdichter mit einer Heizleistung von 17 [kW<sub>thermisch</sub>] gebaut werden. Mittels Prüfstand-Messungen war das Verdichterverhalten in Abhängigkeit der Drehzahl, der Economizer – Einrichtung und des Öldurchsatzes zu quantifizieren. Die Resultate sollten mit den Berechnungen der Phase 1 verglichen werden. Danach war ein Betrieb über 4000 Betriebsstunden mit vorgegebenem Belastungsprofil vorgesehen. Die Ammoniak – Falle sollte messtechnisch überprüft und gegebenenfalls verbessert werden.

Der Bau der Kleinwärmepumpe mit dem Arbeitsmedium Ammoniak war schwieriger als angenommen. Schwierigkeiten bot vor allem die Beschaffung von geeigneten Komponenten, weil Kupferlegierungen vom Ammoniak angegriffen werden. Die Ölabscheidung sowie Systeme zur Ölrückführung aus dem Verdampfer mussten mehrmals modifiziert werden. Es erwies sich als Fehler, bei der Konzeption der Versuchsanlage allzu früh das fertige Produkt anzustreben. Aus diesem Grund fehlten Überwachungsmöglichkeiten, wie zum Beispiel Schaugläser. Bei den Umbauarbeiten wurden Verunreinigungen in die Anlage eingebracht, die in der Folge zu Störungen führten. So versagten beim Abschalten die Rückschlagventile, wodurch es über den Verdichter zu einem Druckausgleich kam, bei dem Öl in die Sauggasleitung und schliesslich in den Verdampfer gedrückt wurde. In der Folge wurde am Institut für Energietechnik der Hochschule Rapperswil das Konzept überarbeitet und ein neuer Prototyp konstruiert. Als Werkstoff für Behälter und Rohrleitungen wählte man rostfreien Stahl. Flanschverbindungen trennten die

Behälter von den Leitungen und Schaugläsern. Damit konnten alle Anlageteile vor der Montage sauber gereinigt werden. Erste Testfahrten zeigten, dass die zweistufige Ölabscheidung einwandfrei funktionierte. Die Versuchsresultate zeigten interessante Möglichkeiten des Flügelzellenverdichters, wo bei den Bedingungen B-16/W50 ein COP von 2.4 erreicht wurde. Aus Zeitmangel konnten keine weiteren Messreihen durchgeführt werden. Die Wirkung der Economizer - Schaltung blieb ungeklärt. Durch Laborversuche konnten Metallsulfate als Bindungsmittel für Ammoniak getestet werden. Die Prüfung der Ammoniak – Falle im Feldtest konnte aus zeitlichen Gründen nicht gemacht werden. Auch der Dauertest konnte aus apparativen Gründen nicht durchgeführt werden. Es wurde vorgeschlagen, den jetzt funktionierenden Prototypen in einer Phase 3 wärmetechnisch umfassend auszumessen.

In Phase 3 sollte der Prototyp hinsichtlich abgegebener Wärmeleistung, Leistungszahl, Gütegrad und Kompressoraustrittstemperatur mit hoher Reproduzierbarkeit ausgemessen werden. Hierzu waren geringfügige Modifikationen durchzuführen, die sich auf Grund von ersten Erfahrungen mit der Anlage aufdrängten. Als Extrembedingungen wurde B-20/W60 definiert. Insbesondere sollte beim vorhandenen Flügelzellenverdichter von RotoVane (Kanada) die Wirkung der Economizer – Einrichtung detailliert untersucht und bewertet werden. Als Alternative zum Flügelzellenverdichter war ein Schraubenverdichter der Firma OSD (Italien) zu testen. Vertieft zu untersuchen war auch der Ölkreislauf sowie die Abhängigkeit der Förderkapazität vom Ölstrom. Die Messresultate sollten mit andern auf dem Markt befindlichen Wärmepumpen verglichen werden.

Nach erfolgten technischen Änderungen und Ergänzungen konnte die Versuchsanlage problemlos in Betrieb genommen und die Versuche mit sehr guter Reproduzierbarkeit gefahren werden. Die Ergebnisse sind im vorliegenden Bericht und in der Zusammenfassung der Phase 3 dargestellt.

Die Entwicklung einer marktgängigen Kleinwärmepumpe mit Ammoniak ist auch mit diesem Projekt noch nicht abgeschlossen. Das bisher eingeschlagene Konzept mit dem in Phase 1 vorgeschlagenen ölüberfluteten Flügelzellenkompressor führte zu einer funktionierenden Anlage, die allerdings sehr komplex ist und bei niedrigen Temperaturhuben kleinere COP - Werte erreicht als vergleichbare Wärmepumpen. Aus ökologischen Gründen sollte der Einsatz von Ammoniak auch in Kleinwärmepumpen weiter vorangetrieben werden. Ein möglicher Weg wäre, die Vereinfachung des Ölkreislaufs und die reibungs-technische Optimierung des Flügelzellenverdichters. Es wäre aber auch denkbar, einen zweistufigen Kolbenkompressor mit Zwischen-einspritzung von flüssigem Ammoniak einzusetzen. Die Sicherheitseinrichtungen gegen austretendes Kältemittel müssen fertig entwickelt werden.

## Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	<b>8</b>
<b>1 Vorgeschichte dieser Forschungsarbeit</b> .....	<b>9</b>
1.1 Zusammenfassung der Phase 1 [L1] .....	9
1.2 Zusammenfassung der Phase 2 [L2] .....	11
<b>2 Projektphase 3</b> .....	<b>12</b>
2.1 Ziele der Phase 3 .....	12
2.2 Chronologische Arbeiten der Phase 3.....	12
<b>3 Beschreibung der Hauptkomponenten und der Messeinrichtungen</b> .....	<b>21</b>
3.1 Anlagekomponenten .....	21
3.2 Messgeräte .....	30
3.3 Behälter und Rohrleitungen.....	31
<b>4 Messresultate der Versuche mit Flügelzellenverdichter R140AL von RotoVane</b> .....	<b>33</b>
4.1 Messreihen im Überblick.....	33
4.2 Messungen mit Variation von einzelnen Systemparametern .....	34
4.3 Messungen bei verschiedenen Temperaturhuben .....	43
4.4 Gegenüberstellung der Resultate der verschiedenen Temperaturhube.....	52
<b>5 Messresultate der Versuche mit Flügelzellenverdichter R140AH von RotoVane</b> .....	<b>58</b>
5.1 Messreihen im Überblick.....	58
5.2 Messungen bei B2/W50, n=3000 [rpm] mit variablem Ölvolumenstrom.....	59
5.3 Messungen bei verschiedenen Temperaturhuben .....	60
5.4 Gegenüberstellung der Resultate der verschiedenen Temperaturhube.....	67
<b>6 Messresultate der Versuche mit dem Schraubenverdichter MSC 60 von OSD</b> .....	<b>73</b>
6.1 Messreihen im Überblick.....	73
6.2 Messungen bei B2/W50, n=3000[rpm] mit variablem Ölvolumenstrom.....	74
6.3 Messungen bei verschiedenen Temperaturhuben .....	75
6.4 Gegenüberstellung der Resultate der verschiedenen Temperaturhube.....	81
<b>7 Kompressorcharakteristiken im Vergleich</b> .....	<b>85</b>
7.1 Flügelzellenverdichter R140AL versus R140AH .....	86
7.2 Flügelzellenverdichter R140AH_1 versus R140AH_2.....	91
7.3 Flügelzellenverdichter R140AL versus Schraubenverdichter MSC60.....	98
<b>8 Besondere Aspekte der untersuchten Rotationskompressoren</b> .....	<b>103</b>
8.1 Der Einfluss des Öls auf das interne Verdichtungsverhältnis.....	103
8.2 Über- bzw. Unterverdichtung.....	103
8.3 Economizer – Wirkung .....	109
<b>9 Vergleich der COP – Werte mit anderen Wärmepumpen</b> .....	<b>112</b>
<b>10 Ausblick</b> .....	<b>115</b>
<b>11 Verzeichnisse</b> .....	<b>117</b>
11.1 Symbolverzeichnis .....	117

11.2	<i>Literaturverzeichnis</i> .....	118
11.3	<i>Abbildungsverzeichnis</i> .....	119
11.4	<i>Tabellenverzeichnis</i> .....	120
11.5	<i>Diagrammverzeichnis</i> .....	120
<b>12</b>	<b><i>Anhang</i> .....</b>	<b>124</b>
12.1	<i>Stoffdaten Ammoniak</i> .....	124
12.2	<i>Stoffdaten Mineralöl Shell Clavus G68</i> .....	125
12.3	<i>Stoffdaten Glykolmischung [L16]</i> .....	127
12.4	<i>Stoffdaten Wasser [L12]</i> .....	128
12.5	<i>Fehlerrechnung COP</i> .....	129

## **Vorwort**

Die vorliegende Forschungsarbeit ist im Zeitraum April 2002 bis Juni 2003 durch die Arbeitsgemeinschaft Institut für Energietechnik der Hochschule für Technik Rapperswil HSR, UNEX Heat Exchanger AG, Kapag AG und Ecopac AG entstanden. Für die angenehme und konstruktive Zusammenarbeit bedankt sich der Projektleiter bei den beteiligten Personen herzlich.

Namentlich erwähnen möchten die Autoren folgende Firmen und Personen:

Unex AG: Herrn A. Flück

Kapag AG: Herren A. Hug und U. Howald

Ecopac AG: Herrn St. Kollbrunner

Hochschule Rapperswil, Institut für Energietechnik: Technologietransfer-Assistenten Herren M. Deller und E. Geisser

Hochschule Rapperswil, mechanische und elektrische Werkstatt: Herren R. Ryffel, K. Schoch

Firma Hans Bühler GmbH in Gossau ZH: Herrn M. Maag

Die Mitgliedern der Begleitgruppe

Herrn G. Reiner, AXIMA Refrigeration AG in Sursee

Herrn A. Steiner, Wettstein AG in Münsingen

Herrn D. Trüssel, Kälte Wärme Technik AG in Belp

Herrn Prof. Dr. T. Boymann, HTA Horw, Projektleiter der Phase 1

Das Bundesamt für Energie mit Programmleiter UAW Herrn Prof. Dr. M. Zogg

# 1 Vorgeschichte dieser Forschungsarbeit

## 1.1 Zusammenfassung der Phase 1 [L1]

Die thermodynamischen und wirtschaftlichen Vorteile sowie die möglichen Nachteile der Verwendung von Ammoniak als Kältemittel in Kleinwärmepumpen im Leistungsbereich von 6 bis 25 kW wurden erfasst und die vorhandenen Wissenslücken und die möglichen Lösungswege aufgelistet. Gleichzeitig wurde die Wirkung ausgewählter Adsorptionsmittel als Ammoniak – Falle experimentell erprobt. Die Integration dieser Falle in Ammoniak – Kleinwärmepumpen konnte jedoch auf Grund von Lieferverzögerungen der Herstellerfirmen nicht getestet werden.

Das Ziel der Phase 1 war, die Auslegung einer monovalenten Luft- / Wasser- Wärmepumpe nach dem Prinzip der Kalt dampfkompression mit 6 kW respektive 25 kW Heizleistung inklusive Warmwasserbereitung auf 55 °C für den Sanierungsmarkt mit den Eckdaten –5 °C Lufttemperatur und 50 °C Heisswasservorlauftemperatur und für den Neubaumarkt mit den Auslegungspunkten –5 °C Lufttemperatur und 35 °C Heisswasservorlauftemperatur. Zudem sollte eine Vergleichsberechnung für Warmwasseraufbereitung auf 55 °C im Sommer mit einer Lufttemperatur von 30 °C durchgeführt werden. Als Kältemittel wurden Ammoniak, Propan, R407C und R22 betrachtet und die Auslegungen an den Auslegungspunkten und an ausgewählten Kontrollpunkten mit den Ergebnissen der bestehenden und am Wärmepumpentestzentrum in Töss ausgemessen Anlagen verglichen.

Aus einem Vergleich der theoretischen thermodynamischen Kreisprozessberechnung mit den gewählten Kältemitteln für einfache, einstufige Anlagen ohne Zwischeneinspritzung ergaben sich folgende Erkenntnisse:

- Ammoniak ermöglicht die besten Leistungszahlen. Die COP – Werte mit Ammoniak sind im Vergleich zu R407C bis zu 25%, im Vergleich zu Propan bis zu 20% und im Vergleich zu R22 bis zu 15% besser.
- R407C erfordert zusätzlich einen „inneren Wärmetauscher“, mit dem es erst möglich wird, die Anlage technisch vernünftig zu betreiben und den COP – Wert leicht zu verbessern, sodass der COP einer R407C – Anlage gleich gross wird wie derjenige einer R22 – Anlage.
- Mit Ammoniak sind die Druckverhältnisse und die Verdichtungsendtemperaturen am grössten. Mit Propan erzielt man die tiefsten Werte.
- Im Falle von Ammoniak sollten Massnahmen zu Absenkung der Verdichtungsendtemperatur getroffen werden. Eine Möglichkeit ist die Zwischeneinspritzung. Mit der Einspritzung von flüssigem Ammoniak könnte bei gleichem COP – Wert die Verdichtungsendtemperatur auf 140 °C gesenkt werden.
- Die im Rahmen der Phase1 ausgelegten Anlagen weisen für die definierten Anwendungsfälle ungefähr die gleichen Abmessungen auf.

- Die COP – Werte der ausgelegten Anlagen sind mit denjenigen der am WP – Testzentrum ausgemessenen Anlagen vergleichbar.
- In den Kleinwärmepumpen mit Ammoniak können zur Zeit nur offene Verdichter eingesetzt werden. Der Einsatz von offenen Hubkolbenverdichtern unterliegt wegen der relativ hohen Verdichtungsendtemperatur einer Einschränkung. Eine Verdichtung mit einem anderen Verdichtertyp mit Ölüberflutung ist anzustreben.

Untersuchung des Verhaltens von den drei Adsorptionsmitteln Nickelsulfat, Mangansulfat und Kupfersulfat in zwei verschiedenen Ausführungsvarianten ergab:

- Die im Labormassstab erfolgreich getesteten Adsorptionsmittel für die Ammoniak – Falle ergaben während der Erprobung mit den effektiven Füllmengen eine hohe Querempfindlichkeit zur Luftfeuchte im Falle von Nickelsulfat und Mangansulfat, sowie eine exotherme Reaktion mit relativ hohen Temperaturen im Falle von allen drei Sulfatverbindungen.
- Eine neue Konstruktion mit einer effizienteren Wärmeabfuhr mit Kupfersulfat als Adsorptionsmittel wurde durchgeführt. Die Labortestergebnisse waren gut. Die technische Erprobung in der Anlage wurde nicht durchgeführt.

Die in der 1. Phase erarbeiteten Grundlagen zeigen, dass Ammoniak weiterhin als Alternativkältemittel in Kleinwärmepumpen berücksichtigt werden muss. In einer weiteren Phase sollen in ausgewählten Testanlagen die Erprobung eines Verdichters mit Ölüberflutung und die Langzeittests mit der Ammoniak – Falle durchgeführt werden.

## 1.2 Zusammenfassung der Phase 2 [L2]

In der Phase 2 des Projektes wurde ein Flügelzellenverdichter der Firma Rotovane eingesetzt.

Der Bau der Anlage und der nachfolgende Betrieb erwiesen sich als sehr schwierig, da der eingesetzte Vielzellenverdichter einen sehr grossen Ölstrom fördert. Auch waren verschiedenen Anfangsschwierigkeiten zu überwinden. Es wurde das mit Ammoniak praktisch nicht mischbare Mineralöl Clavus G68 von Shell eingesetzt. Die Versuche mit den Prototypen 1 und 2 lieferten leider keine auswertbaren Messergebnisse, da das bei Grossanlagen bestehende Know-how der Industriepartner nicht auf die Kleinanlage umgesetzt werden konnte. Der geplante Dauertest konnte nicht durchgeführt werden.

Die mit dem 3. Prototypen erzielten Versuchsresultate zeigten nach einer Hochrechnung der Messergebnisse teilweise interessante Möglichkeiten des Vielzellenverdichters. So erreichte man bei einer Verdampfertemperatur von  $-16^{\circ}\text{C}$  und einer Kondensationstemperatur von  $51.5^{\circ}\text{C}$  mit 2.4 (Versuch 10) einen erfreulichen COP<sub>2</sub> Wert. Jedoch erfordert die Konstruktion des Verdichters einen hohen Ölmassenstrom für Schmierung und Kühlung, der viel grösser ist als der geförderte Gasmassenstrom. Der mit einem Coriolis – Massenstrom - Messgerät maximal gemessene Ölstrom betrug 400 kg/h. Eine leistungsfähige Ölabscheidung war deshalb zwingend notwendig. Erst in einem 4. Prototypen konnte die Ölabscheidung mit einem Zentrifugalabscheider als 1. Stufe und einem Koagulationsabscheider als 2. Stufe befriedigend gelöst werden. Der im 4. Prototyp eingebaute, neue Vielzellenverdichter wies jedoch zu Beginn eine schlechte Gasfördermenge auf. Auch ein sehr schnell gelieferter Ersatzverdichter zeigte nicht wesentlich erhöhte Gasfördermengen. Erst nach Zufuhr einer geringen Menge von Öl in den Saugstutzen konnte die gleiche Fördermenge erreicht werden wie im 3. Prototypen. Ein Dauerversuch der Anlage über 4000 h konnte nicht mehr durchgeführt werden.

Der eingesetzte Verdichter zeigt theoretisch ein Potential für eine Verbesserung des COP. Obwohl er einstufig hohe Druckverhältnisse fahren kann, ist die benötigte Ölabscheidung sehr aufwändig. In einer 3. Phase sollten daher mit dem vorhandenen Prototypen weitere Messungen auch mit Economizer - Betrieb durchgeführt werden.

## 2 Projektphase 3

### 2.1 Ziele der Phase 3

Mit dem in der Projektphase 2 gebauten und erfolgreich in Betrieb genommenen Funktionsmuster einer Kleinwärmepumpe mit Ammoniak (Prototyp 4 mit Flügelzellenverdichter) sollen umfassende Versuche zur Bestimmung der abgegebenen Wärmeleistung, der Leistungszahl, des Gütegrades und der Kompressoraustrittstemperatur beim Einsatz in einer Heizungssanierung mit einer Vorlauftemperatur von 60 °C bei einer Außentemperatur von -12 °C durchgeführt werden. Die Versuche werden mit dem Flügelzellenverdichter von RotoVane (Kanada) und mit dem Schraubenverdichter von OSD (Italien) durchgeführt. Dabei wird insbesondere die Wirkung des Economizerbetriebes detailliert untersucht und bewertet. Dazu sind Messungen mit und ohne Economizer unter reproduzierbaren Bedingungen durchzuführen. Die Resultate beider Verdichter werden untereinander und mit denjenigen des KWT – SRHP - Prototypen, der SATAG - Retrofitwärmepumpe sowie anderen, für den Sanierungsmarkt in Frage kommenden Wärmepumpen verglichen. Es wird auch ein Vergleich mit den Ergebnissen des Projekts „Charakteristiken von Flügelzellenkompressoren“ [L3] durchgeführt. Vertieft untersucht wird auch der Ölkreislauf mit dem nichtlöslichen Kältemaschinenöl Shell Clavus G68 und die Abhängigkeit der Förderkapazität vom Ölstrom.

### 2.2 Chronologische Arbeiten der Phase 3

#### 2.2.1 Apparative Umbauarbeiten

Da der in Phase 2 aufgebaute Prototyp 4 zu Beginn der dritten Projektphase bauliche Veränderungen erfahren hat, entstand ein fünfter Prototyp. Folgende Massnahmen wurden dabei ausgeführt:

##### 2.2.1.1 Niveauregulierung für Verdampfer und Economizerflasche

Ein markanter Fortschritt hinsichtlich stationärem Betrieb und Bedienerfreundlichkeit erzielte man mit dem Einbau der neuen Niveauregelungen (Typ EKC347 mit AKS41) am Verdampfer und an der Economizerflasche. Der Sollwert kann am Niveauregler eingestellt werden. Dank dem pulsbreitenmodulierten Stellsignal bleibt das Magnetventil nicht stets geschlossen respektive offen, solange das Niveau zu tief beziehungsweise zu hoch ist, sondern der Massenstrom wird über die Veränderung der Öffnungszeit pro Periodendauer beeinflusst. Daraus resultiert ein kontinuierlicherer Betrieb.

### 2.2.1.2 Zusätzliche Regulierventile

Um mehr Möglichkeiten für den Eingriff in die Entspannungsprozesse zu haben, wurden je zwei zusätzliche Regulierventile für die Zwischendruck – Expansion und die Expansion auf den Niederdruck eingebaut. Die verwendeten Ventile sind im Durchlass viel kleiner ( $k_v = 1.8$ ) als das existierende Nadelventil ( $k_v = 10$ ). Wie in den Abbildungen 2-2 und 2-3 zu sehen ist, ist das eine Regulierventil parallel zum Nadelventil und das zweite parallel zu Nadelventil und Magnetventil geschaltet. Somit besteht die Option den Ammoniakstrom durch das Magnetventil unterschiedlich zu regulieren und / oder einen kontinuierlichen Ammoniakstrom zu gewährleisten.



Abb. 2-1: Zwischendruck - Expansionsventile



Abb. 2-2: Niederdruck – Expansionsventile

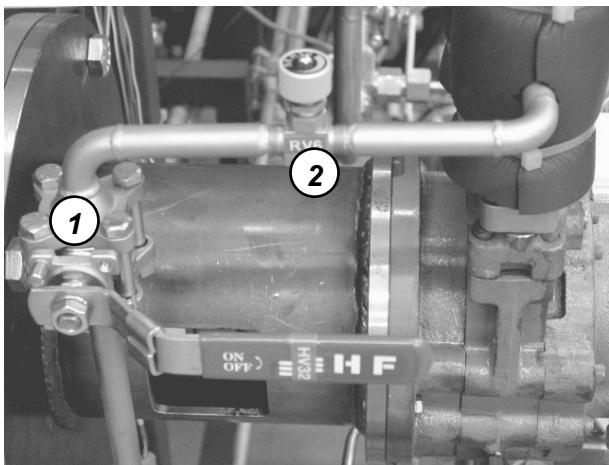
### 2.2.1.3 Elektromotor

Bei den wenigen Testfahrten mit Prototyp 4 stellte sich heraus, dass die Leistung des neuen Elektromotors mit 7.5 [kW] zu klein bemessen worden war. Deshalb griff man für den fünften Prototypen auf den Motor aus Prototyp 3 mit 10 [kW] Nennleistung zurück. Dazu musste die Motorhalterung im Rahmen und die Laterne (Übergangsstück zwischen Motor und Verdichter) neu gestaltet werden.

Beim erwähnten Elektromotor handelt es sich um den Typ WK132/4-125T, ein Fabrikat der Firma Emod. Es ist eine vierpolige, wassergekühlte Maschine für Inverterbetrieb. Im Dreieck angeschlossen und versorgt mit 11.5 [A] bei 400 [V] stehen nach Typenschild bei 2940 [rpm] Nenndrehzahl 10 [kW] Leistung an. Während den Versuchen wurden die Temperaturen vor und nach dem Motor erfasst und der Wasservolumenstrom mit einem Schwebekörper – Durchflussmesser gemessen. Aufgrund der Oberflächentemperatur können Strahlungs- und Konvektionsverluste ausgeschlossen werden. Somit entspricht die Wärmeenergie im Kühlwasser der Verlustleistung des Motors. Die Auswertung hat einen Motorwirkungsgrad von 88 - 90 % ergeben.

### 2.2.1.4 Öleinspritzleitung

Eine zusätzliche Ölleitung, ausgerüstet mit Dosierventil und Ölstrommessung, verbindet den Ölkühleraustritt mit der Sauggasleitung. Dadurch besteht die Möglichkeit dem Sauggas direkt vor dem Verdichtereintritt Öl beizumischen. Damit soll der Einfluss auf die Dichtwirkung im Kompressor im Hinblick auf die NH<sub>3</sub> – Fördermenge und den COP – Wert untersucht werden.



#### Legende

1. Absperrhahn
2. Regulierventil direkt vor Verdichteraugsutzen
3. Bypassleitung der Ölstrommessung
4. Ovalrad - Volumeter

Abb. 2-3: Dosierung der Öleinspritzung

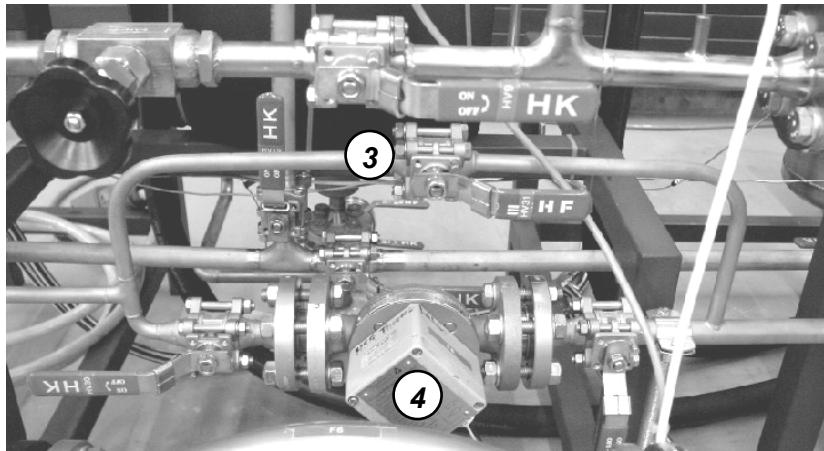


Abb. 2-4: Ölstrommessung der Öleinspritzung

### 2.2.1.5 Zwischenreservoir

Zwischen Kondensator und Economizerflasche wurde ein Zwischenreservoir mit Schauglas eingebaut. Damit konnte sichergestellt werden, dass vor der Zwischendruck - Expansion immer flüssiges Ammoniak vorhanden ist, was im 4. Prototypen nicht immer der Fall war. Zum Druckausgleich ist das Zwischenreservoir über eine Leitung mit dem Kondensatoreingang verbunden. Es verfügt im Weiteren über einen Ablasshahn, wodurch es möglich ist, das Ammoniak flüssig aus der Anlage in die Gasflasche zu entleeren.

**Legende:**

1. Kondensator
2. Zwischenreservoir mit 8,45 Liter Inhalt
3. Druckausgleichsleitung mit Absperrhahn
4. Ablassleitung mit Hahn und Blindflansch

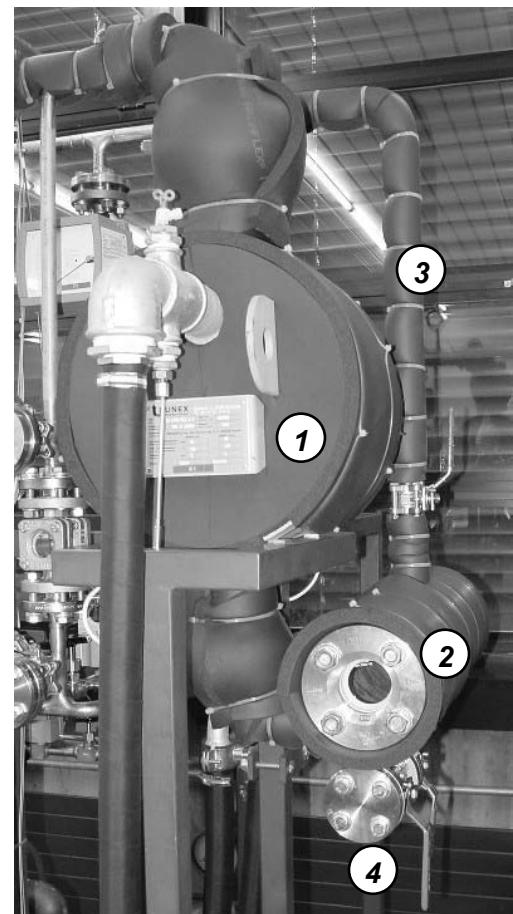


Abb. 2-5: Ammoniak – Zwischenreservoir nach Kondensator

## 2.2.2 RI – Schema vom Prototyp 5

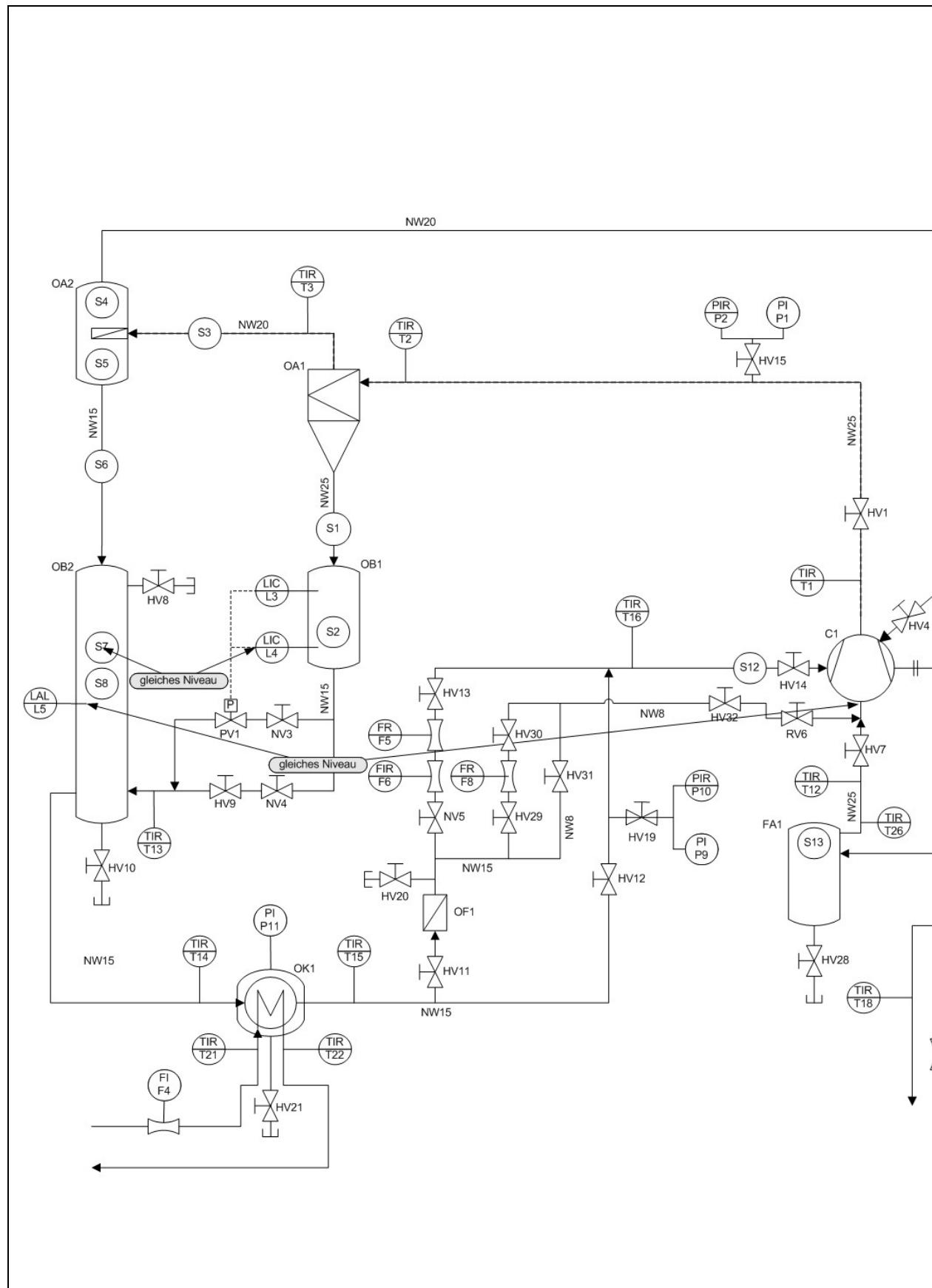
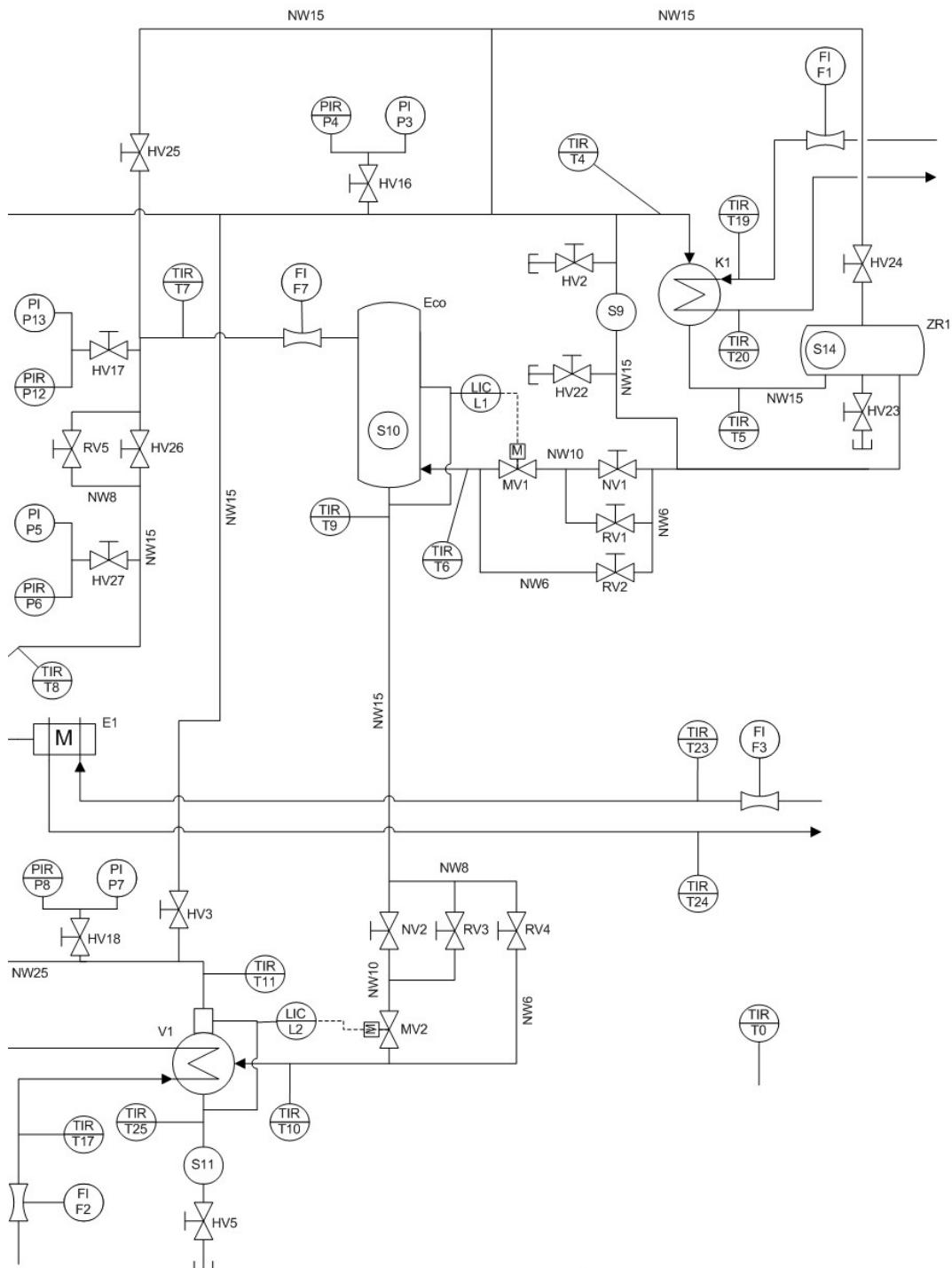


Abb. 2-6: RI – Schema von Prototyp 5 (linke Hälfte)



Projekt Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2  
**RI - Schema 5. Prototyp**  
Arbeitsgemeinschaft HSR, NEK Umwelttechnik AG,  
Ecopac AG und Kapag AG

24.05.02, EG, HSR

Abb. 2-7: RI - Schema vom Prototyp 5 (rechte Hälfte)

## Legende zum RI - Schema

## Hauptkomponenten

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant
C1		Kompressor	Rotovane		Rotovane/Eurovane
E1		Elektromotor	Elektromotor mit angeflanschter Kupplung		Meier+Co
FA1		Ammoniaksammler	Flüssigkeitsabscheider		Konstruktion HSR
K1		Wärmetauscher	Kondensator		Unex
OA1		Ölabscheider	Zyklon		Konstruktion HSR
OA2		Ölabscheider	Temprite		Temprite/Ecopac
OB1		Ölbehälter	Ölsammler klein		Konstruktion HSR
OB2		Ölbehälter	Ölsammler gross		Konstruktion HSR
V1		Wärmetauscher	Verdampfer		Univap/Unex
ZR1		Ammoniaksammler	Zwischenreservoir		Konstruktion HSR

## Sensoren

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
TIR	T0	Thermoelement Typ K	Umgebungstemperatur	Luft	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T1	Thermoelement Typ K	nach Kompressor	NH <sub>3</sub> +Öl	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T2	Thermoelement Typ K	vor Zyklon	NH <sub>3</sub> +Öl	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T3	Thermoelement Typ K	nach Zyklon, vor Temprite	NH <sub>3</sub> +Öl	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T4	Thermoelement Typ K	nach Temprite, vor Kondensator	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T5	Thermoelement Typ K	nach Kondensator	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T6	Thermoelement Typ K	vor Eco	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T7	Thermoelement Typ K	nach Eco, Gasseite	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T8	Thermoelement Typ K	Ecoport vor Kompressor	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T9	Thermoelement Typ K	nach Eco, Flüssigseite	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T10	Thermoelement Typ K	vor Verdampfer	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T11	Thermoelement Typ K	nach Verdampfer	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T12	Thermoelement Typ K	vor Kompressor	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T13	Thermoelement Typ K	nach Ölstromdrosselung, vor OB2	Öl	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T14	Thermoelement Typ K	vor Ölkühler	Öl	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T15	Thermoelement Typ K	nach Ölkühler	Öl	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T16	Thermoelement Typ K	Ölport vor Kompressor	Öl	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T17	Pt100 Klasse A, 4 L.	Sole Eintritt	Glykol-H <sub>2</sub> O	TST310 / Endress + Hauser	-50 .. +400	°C
TIR	T18	Pt100 Klasse A, 4 L.	Sole Austritt	Glykol-H <sub>2</sub> O	TST310 / Endress + Hauser	-50 .. +400	°C
TIR	T19	Pt100 Klasse A, 4 L.	Warmwasser Eintritt (Rücklauf)	H <sub>2</sub> O	TST310 / Endress + Hauser	-50 .. +400	°C
TIR	T20	Pt100 Klasse A, 4 L.	Warmwasser Austritt (Vorlauf)	H <sub>2</sub> O	TST310 / Endress + Hauser	-50 .. +400	°C
TIR	T21	Thermoelement Typ K	Ölkühler Eintritt	H <sub>2</sub> O	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T22	Thermoelement Typ K	Ölkühler Austritt	H <sub>2</sub> O	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T23	Thermoelement Typ K	Motorkühlung Eintritt	H <sub>2</sub> O	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T24	Thermoelement Typ K	Motorkühlung Austritt	H <sub>2</sub> O	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T25	Thermoelement Typ K	Ablassstutzen Verdampfer	NH <sub>3</sub> /(Öl)	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T26	Thermoelement Typ K	Austritt Flüssigkeitsabscheider	NH <sub>3</sub>	Thermocoax / Thermocontrol	-200 .. +1000	°C

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
PI	P1	Manometer	Hochdruck nach Kompressor	NH <sub>3</sub> +Öl	Haenni	0 .. 41	bar <sub>rel</sub>
PIR	P2	Druckmessumformer	Hochdruck nach Kompressor	NH <sub>3</sub> +Öl	Haenni	0 .. 40	bar <sub>abs</sub>
PI	P3	Manometer	Hochdruck nach Ölabscheidung	NH <sub>3</sub>	Haenni	0 .. 41	bar <sub>rel</sub>
PIR	P4	Druckmessumformer	Hochdruck nach Ölabscheidung	NH <sub>3</sub>	Haenni	0 .. 40	bar <sub>abs</sub>
PI	P5	Manometer	Mitteldruck im Eco nach RV5	NH <sub>3</sub>	Wika	0 .. 25	bar <sub>rel</sub>
PIR	P6	Druckmessumformer	Mitteldruck im Eco nach RV5	NH <sub>3</sub>	Haenni	0 .. 25	bar <sub>abs</sub>
PI	P7	Manometer	Niederdruck vor Kompressor	NH <sub>3</sub>	Haenni	0 .. 13.5	bar <sub>rel</sub>
PIR	P8	Druckmessumformer	Niederdruck vor Kompressor	NH <sub>3</sub>	Haenni	0 .. 20	bar <sub>abs</sub>
PI	P9	Manometer	Öldruck vor Kompressor	Öl	Wika	0 .. 25	bar <sub>rel</sub>
PIR	P10	Druckmessumformer	Öldruck vor Kompressor	Öl	Haenni	0 .. 20	bar <sub>abs</sub>
PI	P11	Manometer	Druck im Druckbehälter um Ölkühler	Luft	Haenni	0 .. 16	bar <sub>rel</sub>
PIR	P12	Druckmessumformer	Mitteldruck im Eco vor RV5	NH <sub>3</sub>	Haenni	0 .. 25	bar <sub>abs</sub>
PI	P13	Manometer	Mitteldruck im Eco vor RV5	NH <sub>3</sub>	Haenni	0 .. 25	bar <sub>rel</sub>

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Durchmesser
S1		Schauglas	nach Zyklon, vor OB1	Öl	Spirax Sarco	47 mm
S2		Schauglas	im OB1	Öl	Konstruktion HSR	35 mm
S3		Schauglas	nach Zyklon, vor Temprite	NH <sub>3</sub> (+Öl)	Spirax Sarco	47 mm
S4		Schauglas	im Temprite oben	Öl	Temprite	18 mm

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
	S5	Schauglas	im Temprite unten	Öl	Temprite	18	mm
	S6	Schauglas	nach Temprite	Öl	Spirax Sarco	35	mm
	S7	Schauglas	im OB2 oben	Öl	Konstruktion HSR	35	mm
	S8	Schauglas	im OB2 unten	Öl	Konstruktion HSR	35	mm
	S9	Schauglas	nach Kondensator	NH <sub>3</sub>	Spirax Sarco	35	mm
	S10	Schauglas	im Eco	NH <sub>3</sub>	Konstruktion HSR	35	mm
	S11	Schauglas	Ölsammelstutzen nach Verdampfer	NH <sub>3</sub>	Spirax Sarco	35	mm
	S12	Schauglas	Ölleitung vor Kompressor	Öl	Spirax Sarco	35	mm
	S13	Schauglas	in FA1	NH <sub>3</sub>	Wittich Bauform 120	65	mm
	S14	Schauglas	in ZR1	NH <sub>4</sub>	Wittich Bauform 120	65	mm
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
LIC	L1	Niveau	Niveauregulierung Eco	NH <sub>3</sub>	Danfoss	500	mm
LIC	L2	Niveau	Niveauregulierung Verdampfer	NH <sub>3</sub>	Danfoss	500	mm
LIC	L3	Niveau	Niveauschalter im OB1 oben	Öl	Minisquing Mobrey/Kobold	13	mm
LIC	L4	Niveau	Niveauschalter im OB1 unten	Öl	Minisquing Mobrey/Kobold	13	mm
LAL	L5	Niveau	Lo-Level Alarm Öl im OB2	Öl	Minisquing Mobrey/Kobold	13	mm
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
FIR	F1	Durchfluss	Warmwasser Austritt aus Kondensator (Vorlauf)	H <sub>2</sub> O	Promag 50P/Endress+Hauser	17.6715	m <sup>3</sup> /h
FIR	F2	Durchfluss	Sole Austritt Aus verdampfer (Rücklauf)	Glykol-H <sub>2</sub> O	Promag 50P/Endress+Hauser	17.6716	m <sup>3</sup> /h
FI	F3	Durchfluss	Kühlwasser Motor Eintritt	H <sub>2</sub> O	Vögtlin	25 .. 250	l/h
FI	F4	Durchfluss	Kühlwasser Ölkühler Austritt	H <sub>2</sub> O	Vögtlin	32.675	m <sup>3</sup> /h
FR	F5	Durchfluss	Ölstrom nach Ölkühler	Öl	Kral OME/Matter Hydraulik	0.6	m <sup>3</sup> /h
FIR	F6	Durchfluss	Ölstrom nach Ölkühler	Öl	Promass 80F/Endress+Hauser	2000	kg/h
FI	F7	Durchfluss	Ecostrom	NH <sub>3</sub>	Krohne H250/Vögtlin	18	Nm <sup>3</sup> /h
FR	F8	Durchfluss	Ölstrom in Einspritzleitung	Öl	Bopp-Reuther	0 .. 120	l/h
Aktoren							
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Betätigung	
	HV1	Kugelhahn	Absperrung Hochdruck nach Kompressor	NH <sub>3</sub> +Öl	Kohler	manuell	
	HV2	Kugelhahn	Oberer Einfüllstutzen NH <sub>3</sub>	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV3	Kugelhahn	Absperrung Bypass Hoch-, Niederdruck	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV4	Kugelhahn	Absperrung Ecoport vor Kompressor	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV5	Kugelhahn	Schmutzablass Verdampfer		Kohler	manuell	
	HV7	Kugelhahn	Absperrung Niederdruck vor Kompressor	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV8	Kugelhahn	Einfüllstutzen Öl	Öl	Kohler	manuell	
	HV9	Kugelhahn	Absperrung in Ölstromdrosselung	Öl	Kohler	manuell	
	HV10	Kugelhahn	Ablass OB2	Öl	Kohler	manuell	
	HV11	Kugelhahn	Absperrung vor Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
	HV12	Kugelhahn	Bypass Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
	HV13	Kugelhahn	Absperrung nach Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
	HV14	Kugelhahn	Absperrung nach Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
	HV15	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P1 / P2	NH <sub>3</sub> +Öl	Kohler	manuell	
	HV16	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P3 / P4	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV17	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P5 / P6	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV18	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P7 / P8	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV19	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P9 / P10	Öl	Kohler	manuell	
	HV20	Kugelhahn	Evakuierstutzen Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Betätigung	
	HV21	Kugelhahn	Einfüllstutzen Druckbehälter Ölkühler	Druckluft	Kohler	manuell	
	HV22	Kugelhahn	Unterer Einfüllstutzen NH <sub>3</sub>	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV23	Kugelhahn	Ablass ZR1	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV24	Kugelhahn	Druckausgleich ZR1 - Kondensatoreintritt	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV25	Kugelhahn	Absperrung Bypass Eco - Hochdruck	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV26	Kugelhahn	Bypass RV6	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV27	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P12 / P13	NH <sub>3</sub>	Kohler	manuell	
	HV28	Kugelhahn	Ablass FA1	NH <sub>3</sub> +Öl	Kohler	manuell	
	HV29	Kugelhahn	Absperrung vor Ölstrommessung Öleinspritzung	Öl	Kohler	manuell	
	HV30	Kugelhahn	Absperrung nach Ölstrommessung Öleinspritzung	Öl	Kohler	manuell	
	HV31	Kugelhahn	Bypass Ölstrommessung Öleinspritzung	Öl	Kohler	manuell	
	HV32	Kugelhahn	Absperrung Öleinspritzung vor Kompressor	Öl	Kohler	manuell	
MV1	Magnetventil		vor Eco	NH <sub>3</sub>	Danfoss	elektrisch	
MV2	Magnetventil		vor Verdampfer	NH <sub>3</sub>	Danfoss	elektrisch	

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Betätigung
NV1		Nadelventil	Drosselung vor MV1	NH <sub>3</sub>	Serto/Gressel	manuell
NV2		Nadelventil	Drosselung vor MV2	NH <sub>3</sub>	Serto/Gressel	manuell
NV3		Nadelventil	Drosselung vor PV1	Öl	Serto/Gressel	manuell
NV4		Nadelventil	Drosselung vor HV9	Öl	Serto/Gressel	manuell
NV5		Nadelventil	Hauptdrosselung des Ölstromes	Öl	Serto/Gressel	manuell
PV1		pneum. Kugelhahn	Ölstromdrosselung	Öl	InterApp	pneumatisch
RV1		Regelventil	Drosselung vor MV1, parallel zu NV1	NH <sub>3</sub>	Serto/Gressel	manuell
RV2		Regelventil	Drosselung parallel zu MV1 und NV1	NH <sub>3</sub>	Serto/Gressel	manuell
RV3		Regelventil	Drosselung vor MV2, parallel zu NV2	NH <sub>3</sub>	Serto/Gressel	manuell
RV4		Regelventil	Drosselung parallel zu MV2 und NV2	NH <sub>3</sub>	Serto/Gressel	manuell
RV5		Regelventil	Drosselung in Eco-Port Speiseleitung	NH <sub>3</sub>	Serto/Gressel	manuell
RV6		Regelventil	Drosselung in Öleinspritzleitung	Öl	Serto/Gressel	manuell

### Diverse Komponenten

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Siebgrösse
OF1		Filter	vor Ölstrommessung	Öl	Spirax Sarco	0.25 mm

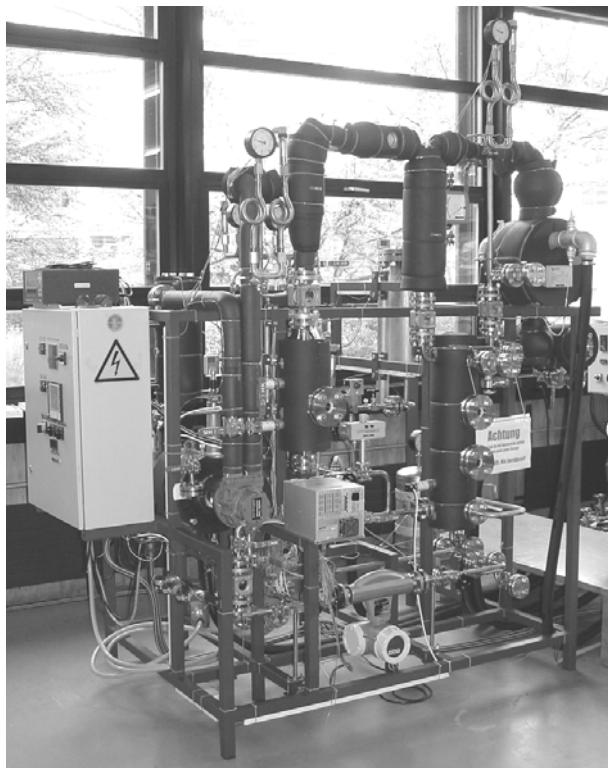


Abb. 2-8: Gesamtansicht der Anlage

### 3 Beschreibung der Hauptkomponenten und der Messeinrichtungen

#### 3.1 Anlagekomponenten

##### 3.1.1 Vielzellenverdichter RotoVane R140

Im vorliegenden Projekt werden ausschliesslich Rotationskompressoren eingesetzt. Sie eignen sich für einen weiten Drehzahlbereich und gestatten daher in Verbindung mit Frequenzumformern eine stufenlose Anpassung der Leistung. Sie gehören zur Klasse der ventilllosen Maschinen mit festem Verdichtungsverhältnis.

Der Vielzellenverdichter R140 von Rotovane Technologies Inc. ist ein offener Kompressor mit einem theoretischen Ansaugvolumen von 140 [cm<sup>3</sup>]. Der ihn antreibende Motor wird extern angeflanscht. Von diesem Typ sind zwei Varianten mit unterschiedlichem internem Verdichtungsverhältnis erhältlich: „H“ für „High Volume Ratio“ oder ein „L“ für „Low Volume Ratio“. Die beiden Varianten unterscheiden sich lediglich in der Anzahl Lochreihen am Verdichteraustritt. Das interne Verdichtungsverhältnis berechnet sich aus dem Volumen der ersten geschlossenen Zelle dividiert durch das Volumen der letzten geschlossenen Zelle (siehe Abb. 3-2) und beträgt 5:1 für den High bzw. 3:1 für den Low.

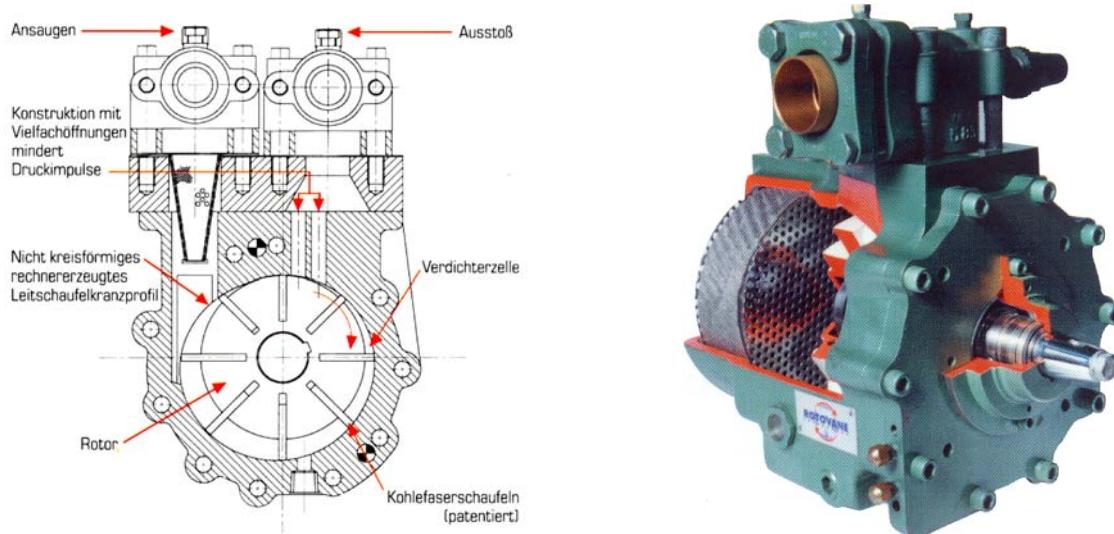


Abb. 3-1: RotoVane-Vielzellenverdichter – Aufbau

Ähnlich wie ein Schraubenkompressor benötigt der Vielzellenverdichter einen grossen Ölumlauf zwecks Schmierung und Abdichtung. Dieser Ölbedarf bedingt eine leistungsfähige Ölabscheidung in der Heissgasleitung. Laut Herstellerangaben ist der Öldurchsatz nur vom Temperaturhub, beziehungsweise von der dem Temperaturhub entsprechenden Druckdifferenz, abhängig. Da normalerweise in einer Wärmepumpe der Ölstrom nicht geregelt wird, sondern über ein fest installiertes Drosselorgan, beispielsweise eine Blende, begrenzt wird, ist die Abhängigkeit vom Temperaturhub gegeben. Bezuglich Sollvolumenstrom macht der Hersteller lediglich für die Drehzahl von 3000 [rpm] Angaben. Die anfänglich vom schweizerischen Importeur vorgegebene

ne drehzahlproportionale Abhängigkeit wurde vom Hersteller widerrufen. Eine variierende Drehzahl wirkt sich nur gering auf den Ölstrom aus.

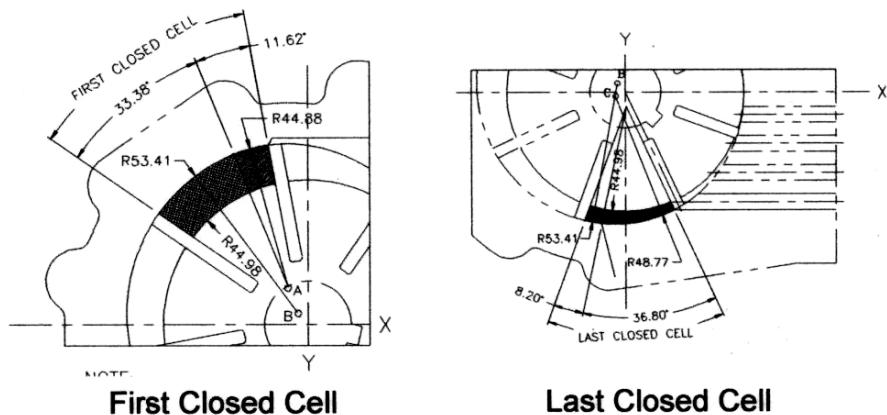


Abb. 3-2: Verdichtungsverhältnis von R140

Abb. 3-3 zeigt den über die Laterne (4) am Motor angeflanschten R140AH. Von oben führen die Sauggas- (1) und Heissgasleitung (2) zum Verdichter. Die Ölleitung (3) ist am Lagergehusedeckel (5) angeschlossen und die Economizerleitung (4) leitet das Gas von unten direkt ins Statorprofil. Jede Leitung ist mit einem Absperrhahn ausgerüstet.

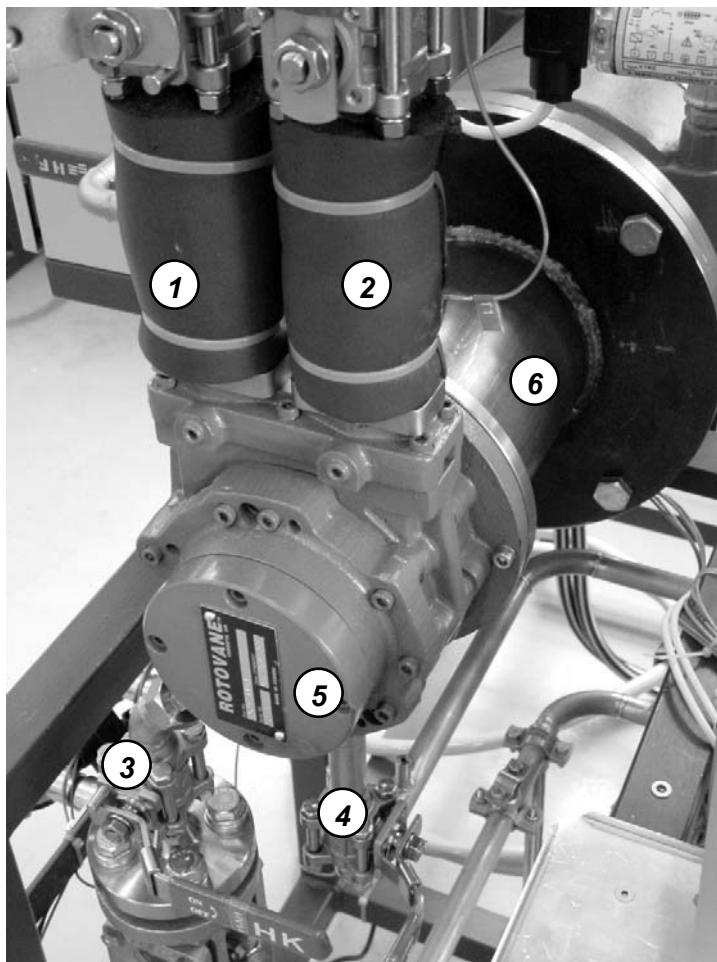


Abb. 3-3: Einbaulage R140

Der Verdichter R140 wurde in der Zwischenzeit auch von Zingerli und Ehrbar [L3] im Einsatz mit R134a und 3 verschiedenen Ölsorten untersucht. Da die Kombination Kältemittel und lösliches Öl den Liefergrad wegen Kältemittelabsorption negativ beeinflusst, wird die Verwendung von nichtlöslichem Öl empfohlen. In den Versuchen des vorliegenden Projekts wurde wie in Phase 1 und 2 das nichtlösliche Kältemaschinenöl Clavus G68 von Shell eingesetzt.

### 3.1.2 Schraubenverdichter OSD MSC60

Einige Versuche werden mit dem Schraubenverdichten MSC60 der Firma OSD Srl. (Italien) gefahren. Der Verdichter ist sehr kompakt aufgebaut und weist die Abmasse 190 mm x 120 mm x 100 mm (Länge x Breite x Höhe) auf. Er besitzt zwei gegenläufige Schraubspindeln, deren Achsen auf einer horizontalen Ebene liegen. Der Antrieb erfolgt auf den Hauptrotor, der den Nebenrotor mitnimmt.

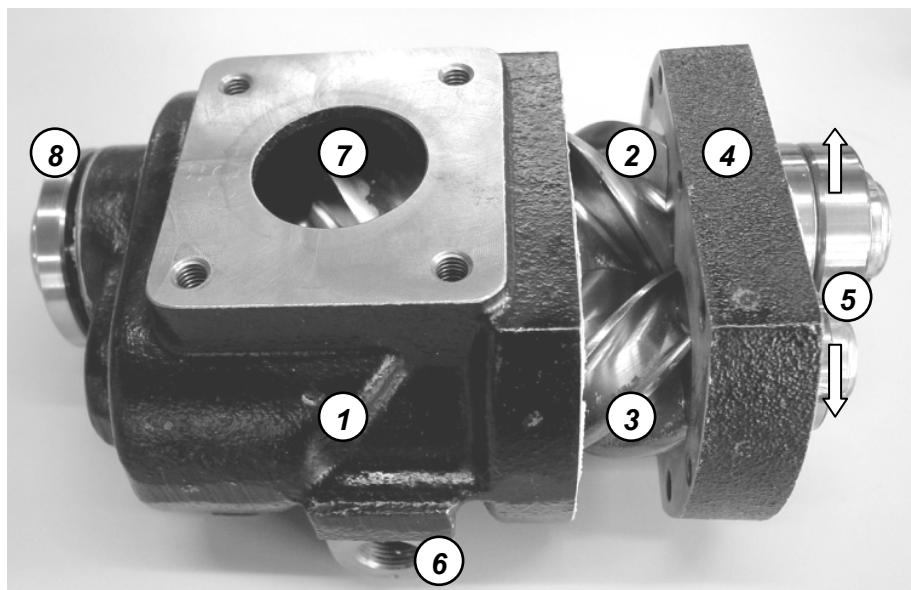


Abb. 3-4: Zerlegter Schraubenblock

Legende:

- |                             |                    |
|-----------------------------|--------------------|
| 1. Verdichtergehäuse        | 5. Axiale Lagerung |
| 2. Hauptrotor               | 6. Ölanschluss     |
| 3. Nebenrotor               | 7. Sauggasbohrung  |
| 4. Auslass- und Lagerschild | 8. Wellendichtung  |

Das Sauggas strömt von oben durch die Einlassbohrung ins Verdichtergehäuse und füllt dort den Freiraum radial und stirnseitig zwischen Rotorprofil und Gehäuse. Von oben betrachtet laufen die Rotoren auseinander. Dabei wird das Gas von oberhalb der Rotoren entlang den Gehäusewänden zur Verdichterunterseite transportiert. Dort schliessen die ineinander greifenden Profile das Startvolumen A ( $135 \text{ [cm}^3\text{]}$ ) ein und komprimieren dieses in der Folge bis zum Endvolumen B, wie in Abb. 3-5 dargestellt. Nach Herstellerangaben beträgt das interne Verdichtungsverhältnis 3:1. Beim Weiterdrehen wird stirnseitig der Auslasskanal durch den Lagerschild

freigegeben. Siehe Abb. 3-6. Die Rotorprofile greifen vollständig ineinander und verdrängen dadurch das gesamte Gasvolumen in die Heissgasleitung. Es existiert also kein Totvolumen.



Abb. 3-5: Startvolumen A und Endvolumen B der Schraube

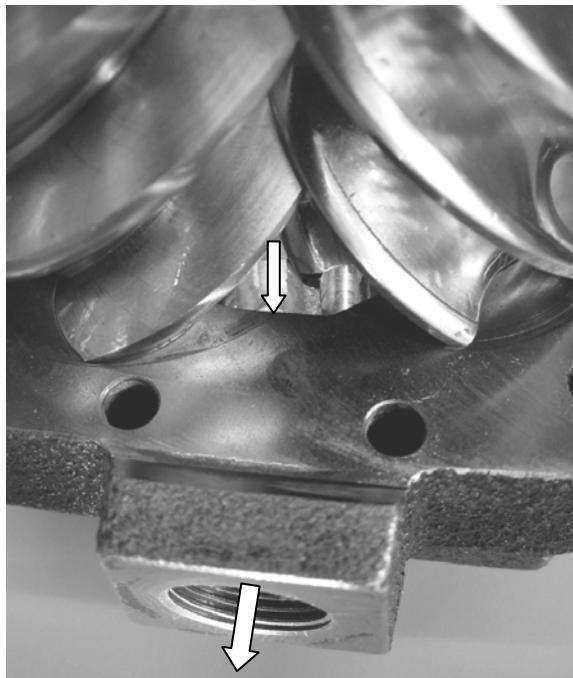


Abb. 3-6: Stirnseitiger Verdichteraustritt

Legende:

1. An Motor angeflanschte Verdichterhalterung
2. Klauenkupplung
3. Sauggasleitung
4. Ölleitung
5. Heissgasleitung

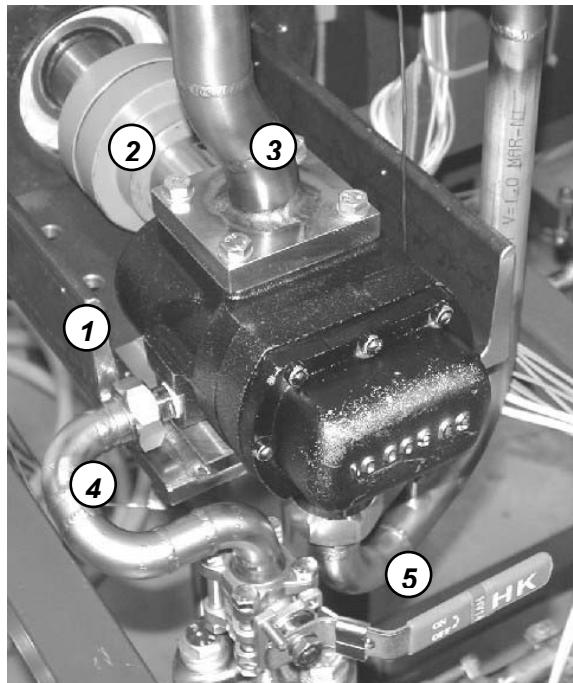


Abb. 3-7: Eingebauter Schraubenkompressor MSC60 von OSD

Zur Befestigung des Schraubenblocks sind auf der Verdichterunterseite drei M8 Gewinde – Sacklöcher vorgesehen. Da die Einheit Antriebswellenseitig weder über eine Montagevorrichtung noch über eine Zentriermöglichkeit für die Welle aufweist, musste eine spezielle Aufnahme konstruiert werden.

### 3.1.3 Verdampfer UNEX UNIVAP

Der eingebaute Umlaufverdampfer ist ein im Betrieb gefluteter Plattenwärmetauscher. Die speziell geprägten runden Doppelplatten sind an der Peripherie komplett verschweisst. Der Verdampfer (1) wird im Innenraum der Platten von der Sole durchflossen, und an deren Aussenseiten verdampft der Ammoniak. Über das Verbindungsrohr (2) steigen die Gasblasen in den Dampfdom (3), wo die Separation von gasförmiger und flüssiger Phase stattfindet. Am Deckel des Doms steht Sattdampf zur Verfügung, während das abgeschiedene flüssige Ammoniak durch die Rückführleitung (4) zum Verdampferboden geleitet wird.

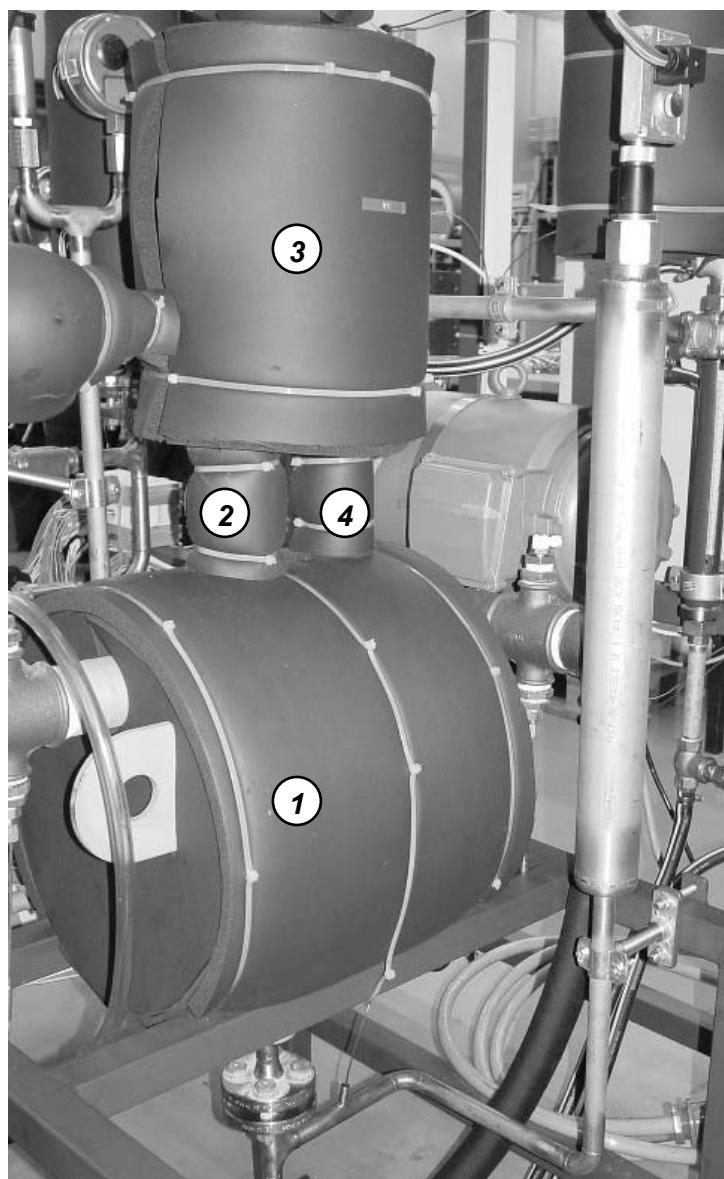


Abb. 3-8: im 4. Prototypen eingebaute Version des Verdampfers UNEX UNIVAP

### 3.1.4 Kondensator UNEX

Beim Kondensator handelt es sich ebenfalls um einen Plattenwärmetauscher mit identischen Platten wie beim Verdampfer. Auf der Kältemittelseite kondensiert das Ammoniakgas an den Plattenoberflächen. Dazu führt auf der gegenüberliegenden Seite der Heisswasserstrom die Kondensationsenergie als nutzbare Wärme ab.



Abb. 3-9: im 4. Prototypen eingebaute Version des UNEX-Kondensators

### 3.1.5 Niveauregulierung Danfoss

Zur Regulierung der Kühlmittelstände in Verdampfer und Economizerflasche werden die bisherigen Stab-Niveausonden durch kapazitive Niveaumessumformer des Typs AKS 41 von Danfoss mit einem Messbereich von 500 [mm] ausgetauscht.

Die Messumformer bestehen aus zwei konzentrischen Rohren in denen das flüssige Kältemittel entsprechend dem Niveau aufsteigt. Der Kapazitätsunterschied zwischen flüssiger und gasförmiger Phase wird detektiert und in ein Stromsignal umgewandelt. Dieses wird dem Niveauregler des Typs EKC 347 (Firma Danfoss) welcher das Magnetventil ansteuert, rückgeführt. Das Stellsignal für das Magnetventil ist impulsbreitenmoduliert, d.h. die Periodendauer ist konstant und das Ventil wird über eine kürzere oder längere Zeit geöffnet. Der Sollwert des Niveaus kann am Regler über zwei Drucktasten eingestellt werden.



Abb. 3-10: Niveaumessumformer AKS 41 und Niveauregler EKC 347

Die Einbaulage am Verdampfer ist rechts in Abb. 3-8 zu sehen.

### 3.1.6 Wärmepumpenprüfstand der HSR

Damit die Wärmepumpe unter konstanten Bedingungen arbeiten kann, muss die Sole- und Warmwasser - Eintrittstemperatur konstant gehalten werden. Diese Aufgabe übernimmt der Wärmepumpen-Versorgungsstand.

Er besteht aus zwei Tanks mit je einem Fassungsvermögen von  $1 \text{ m}^3$ . Im einen befindet sich die Sole (Glykol - Wassergemisch), im andern das Warmwasser (Wasser). Das im Folgenden für den Soletank beschriebene System ist für beide Tanks identisch (vgl. Abb. 3-11).

Eine Hauptpumpe (HP1) saugt Sole über den Absperrhahn (V-32) aus dem Tank und fördert sie über ein Ventil (V-27) zu dem 3-Weg-Mischventil (V-25) und zum Bypass-Ventil (V-17). Ist das 3-Weg-Mischventil (V-25) geschlossen, strömt die Sole über das Bypass-Ventil (V-17) und einen Kugelhahn (V-28) zurück in den Tank. Bei geöffnetem 3-Weg-Mischventil (V-25) strömt ein Teil der Sole über die Absperrhähne (V-20 und V-21) dem Verdampfer (V1) zu, der Rest strömt über das Bypassventil (V-17) in den Tank zurück. Durch den in den Tank zurückströmenden Teil wird das Tankvolumen umgewälzt und so für eine gute Durchmischung im Tank gesorgt.

Die vom Verdampfer (V1) zurückfliessende Sole strömt durch zwei Absperrhähne (V-22 und V-23), das Volumenstrom-Messgerät (F1), den Absperrhahn (V-18) und wird mittels Mischpumpe (MP1) dem 3-Weg-Mischventil (V-25) zugeführt. Derjenige Teil, welcher nicht von der Mischpumpe (MP1) angesaugt wird strömt über den Absperrhahn (V-28) in den Tank zurück. Die Mischpumpe (MP1) sorgt also dafür, dass auch bei geschlossenem 3-Weg-Mischventil (V-25) ein Solevolumenstrom durch den Verdampfer (V1) fliessst. Ein Teil der Sole wird also immer von der Mischpumpe (MP1) im Kreis herum gepumpt.

Die Verdampfer-Vorlauftemperatur (T2) stellt sich durch Mischen des kalten Solerücklaufstromes (von der Mischpumpe MP1) und dem von der Hauptpumpe (HP1) in das 3-Weg-Mischventil (V-25) geförderte (wärmere) Volumenstrom aus dem Tank ein. Die Stellung des 3-Weg-Mischventils (V-25) wird über einen Regler so eingestellt, dass die Mischtemperatur (Verdampfer - Vorlauftemperatur) (T2) dem eingestellten Sollwert entspricht.

Mit einem weiteren Ventil (V-31) kann ein Teil des Volumenstroms der Hauptpumpe (HP1) durch einen Koppel-Wärmetauscher (KWT1) geleitet werden. Auf diese Weise kann Energie aus dem Wassertank (warm) in den Soletank (kalt) geleitet und so auch über lange Zeit ein stationärer Zustand gefahren werden. Die ins gesamte Bilanzgebiet „Wärmepumpe und Versorgungsstand“ einfließende Energie muss spätestens zu dem Zeitpunkt abgeführt werden, wenn die Temperatur im Soletank grösser wird als die Rücklauftemperatur (T3) zum Kondensator. Dazu wird Kaltwasser in den Wassertank geleitet und gleichzeitig Wasser über V-33 abgeführt.

An den Ventilen V-34, V30, V-29, V-24 und V-5 können weitere Komponenten angeschlossen werden (jedoch ohne automatische Temperaturregelung). Der Ölkühler wird an den entsprechenden Ventilen des Wasserkreislaufes (V-9 und V-10) angeschlossen und von Hand geregelt.

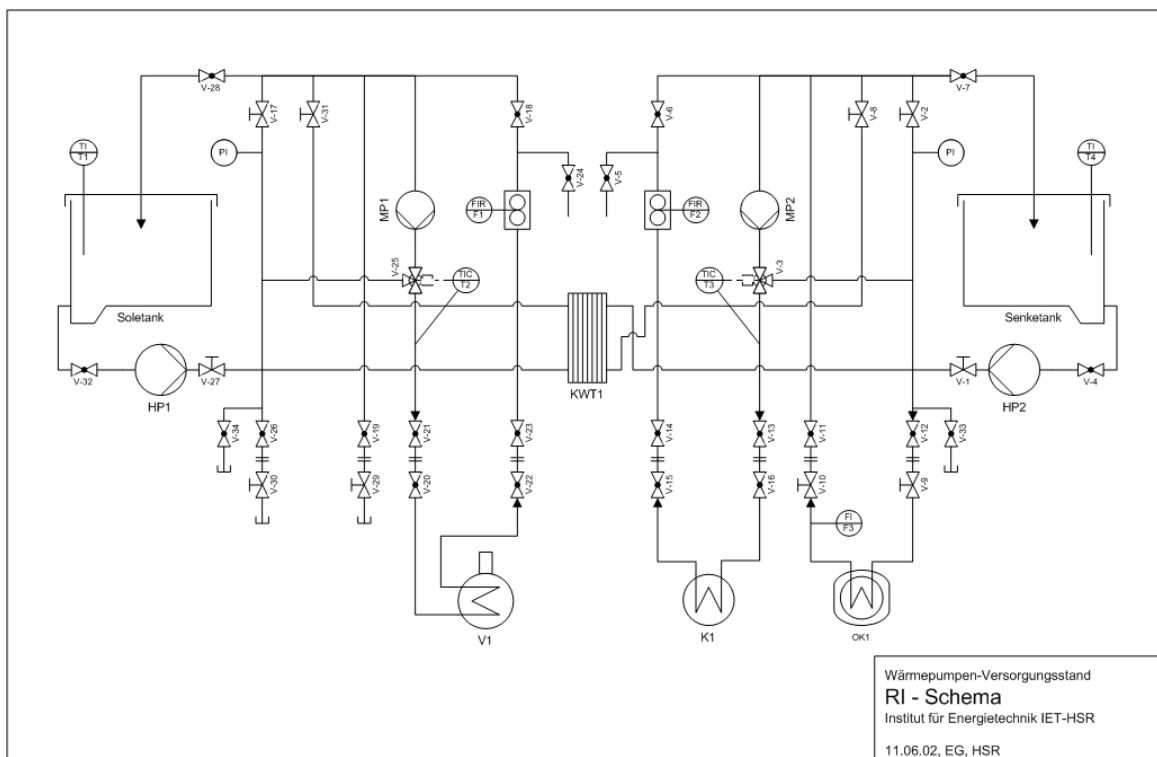


Abb. 3-11: RI-Schema des Wärmepumpen-Versorgungsstandes

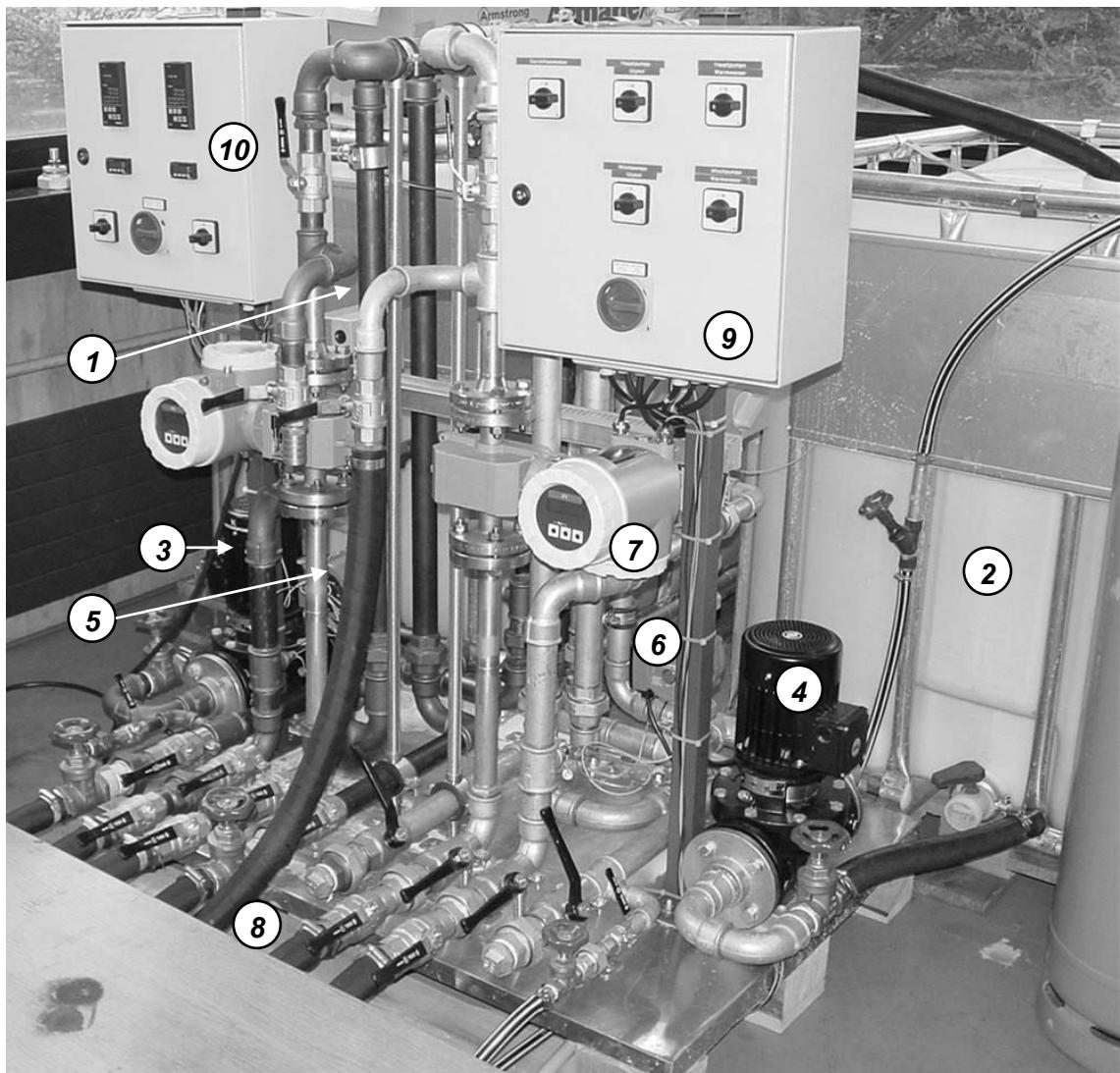


Abb. 3-12: Wärmepumpen - Versorgungsstand

#### Legende

- |                                   |  |
|-----------------------------------|--|
| 1. Glykol-Tank                    | 6. Mischpumpe Warmwasserkreislauf      |
| 2. Warmwasser-Tank                | 7. Durchflussmesser MID                |
| 3. Hauptpumpe Glykolkreislauf     | 8. Verbindungsleitungen zur Wärmepumpe |
| 4. Hauptpumpe Warmwasserkreislauf | 9. Steuerschrank für Pumpen            |
| 5. Mischpumpe Glykolkreislauf     | 10. Steuerschrank für Regelung         |

## 3.2 Messgeräte

### 3.2.1 Power Network Analyzer, Dewetron PNA-550

Der PNA-550 Netzqualitätsanalysator ist ein Vielfachmessgerät in einem Koffer, das am Wechselspannungsnetz betrieben wird. Das Messgerät wird über eine graphische Benutzeroberfläche mit dem Touch Screen als Eingabeschnittstelle bedient. Die softwaregestützte Auswertung der Messsignale basiert auf Windows 98. Mehrere Funktionen zur Analyse (FFT, Zeigerdiagramm,  $u(t)$  und  $i(t)$ , Wertetabelle) werden während der Messung graphisch am Farbmonitor angezeigt. Im Gerät ist eine Harddisk eingebaut auf der Messdaten bis zu einem halben Jahr mitgeschrieben werden können. Die abgespeicherten Daten können direkt am Messgerät ausgewertet werden oder über USB als Messprotokolle ausgedruckt werden. Via USB können die Messdaten auch für weitere Auswertungszwecke auf einen externen PC transferiert werden. Die Leistung wird aus den Spannungen und Strömen der drei Phasen ermittelt. Für die Strommessung werden Stromwandler vom Typ AmpFlex A195 verwendet.

Da der Elektromotor von einem Frequenzumformer FU angesteuert wird, ist die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme des Motors mit Problemen behaftet. Das Ausgangssignal des Frequenzumformers ist keine reine Sinuskurve, sondern eine durch Impulse nachgebildete Sinusfunktion mit gewünschter Frequenz. Der Ein-/ Ausschaltprozess dieser Impulse geschieht mit sehr hoher Frequenz, was bei einigen Prinzipien der Strommessungen zu erheblichen Ungenauigkeiten führt und wodurch die Wirkleistung fehlerhaft bestimmt wird. Es hat sich herausgestellt, dass mit dem PNA-550 die Wirkleistung zwischen FU und Motor nicht ermittelt werden kann. In der Folge wurde zusammen mit der Firma Schotec AG, Horgen, die Verlustleistung des FU bestimmt. Dazu wurde der PNA-550 am FU – Eingang angeschlossen und mit einem LEM Norma D6000 die Wirkleistung am FU – Ausgang gemessen. Aus dem Vergleich dieser Messwerte resultierte ein mittlerer FU – Wirkungsgrad von 95 %, bei einem relativen Fehler von 1 %. Ausführlichere Angaben zur Wirkungsgradbestimmung an Frequenzumrichtern und zum verwendeten Messgerät Norma D6000 findet man in [L4].

### 3.2.2 Durchflussmessgerät MID Prüfstand Glykol und Wasser

Auf dem Wärmepumpen-Versorgungsstand wurden zwei Volumenstrommesser vom Typ Promag 50P der Firma Endress + Hauser eingebaut. Sie arbeiten magnetisch-induktiv nach dem Gesetz von Faraday. In den zu messenden Flüssigkeiten muss eine minimale elektrische Leitfähigkeit von  $5 \text{ } \mu\text{S/cm}$  oder mehr vorliegen. Zwecks Eliminierung von Störeinflüssen werden sie vertikal von unten nach oben durchströmt. Die Geräte sind mit DIN-Flaschen ausgerüstet.

### 3.2.3 Coriolis - Ölmassenstrommesser

Die Massestrommessung nach dem Coriolis - Prinzip bietet die Möglichkeit, Masse- oder Volumenstrommessungen unabhängig von Mediumseigenschaften durchführen zu können. Das verwendete Gerät ist ein Promass 80 von Endress+Hauser. Die gesamte Messzelle ist aus korrosionsbeständigem Edelstahl aufgebaut. Das Gerät besitzt ebenfalls Normflasche.

### 3.2.4 Schraubspindel - Ölvolumenstrommesser

Um die Messsicherheit zu erhöhen wurde ein Schraubenvolumenter von KRAL des Typs OME in Serie zum Coriolis – Massenstrommesser eingebaut. Dieser Volumenstrommesser arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Hierbei treibt der Flüssigkeitsstrom ein Messspindelpaar an, welches mit jeder Umdrehung ein exakt definiertes Volumen erfasst. Diese Umdrehungen werden mit Hilfe eines Impulsgebers über einen Frequenz-Stromwandler als Stromsignal ausgegeben.

### 3.2.5 Ovalrad – Volumeter

Zur Messung des Ölstromes ins Sauggas wird ein Ovalradzähler des Typs OIAG41F5 der Firma Bopp & Reuter eingesetzt. In diesem Gerät sind zwei ineinander greifende ovale Zahnräder eingebaut, die vom durchströmenden Fluid angetrieben werden. Pro Umdrehung der Zahnräder wird eine genau bestimmte Menge Fluid durch das Gerät gefördert. Mit einem Impulsgeber werden die Umdrehungen der Zahnräder erfasst und mittels einem Impuls-Strom-Wandler in ein Stromsignal umgewandelt.

### 3.2.6 Schwebekörper - Volumenstrommesser Ecostrom

Der verwendete Durchflussmesser ist ein Gerät vom Typ H250 M9 von Krohne. Vertrieben wird das Gerät durch Vögtlin Instruments AG. Der Durchflussmesser H250 ist geeignet für Flüssigkeits-, Gas- und Dampfmessungen. Er arbeitet nach dem Schwebekörpermessprinzip. Im Messteil ist ein Metallkonus oder eine Ringblende aus hochreinem  $Al_2O_3$ -Keramik eingebaut, in dem sich ein geeignet geformter Schwebekörper frei auf und ab bewegen kann. Die durchfluss-abhängige Höhenstellung des Schwebekörpers im Messteil wird durch eine magnetische Koppelung auf eine Anzeige übertragen. Für die Auswertung wird auch der thermodynamische Zustand benötigt, weil das Messprinzip von Schwebekörper – Durchflussmessern vom Gaszustand abhängig ist.

## 3.3 Behälter und Rohrleitungen

### 3.3.1 Auslegungskriterien

Alle Behälter, Rohrleitungen und Schaugläser wurden auf PN40 ausgelegt. Damit dürfen die Behälter, die mit handelüblichen Rohren von 3 [mm] Wandstärke hergestellt wurden, einen Durchmesser von 150 [mm] aufweisen. Größere Durchmesser hätten speziell hergestellte Behälter bedingt.

### 3.3.2 Rostfreier Stahl versus Baustahl

Die Anlage wurde aus Gründen der Sauberkeit aus rostfreiem Stahl hergestellt. Für Ammoniak wäre allerdings auch Baustahl zulässig.

### 3.3.3 Flanschverbindungen

Flachdichtende Verbindungen bergen das Risiko, dass der Einlegedichtring bei zu grosser Innendruckbeanspruchung nach aussen fliessen könnte. Bei einem Leck könnte gasförmiges oder flüssiges Ammoniak ausströmen. Deshalb wurden alle Flanschverbindungen nach DIN 2512 als Nut – Feder – Verbindungen ausgeführt. Damit auch bei käuflichen Teilen dieselbe Dichtungsart angewendet werden konnte, wurde eine Einlegering – Konstruktion entworfen und auf alle Flanschverbindungen angewendet. Die Dichtungen entsprechen der DIN 2691.

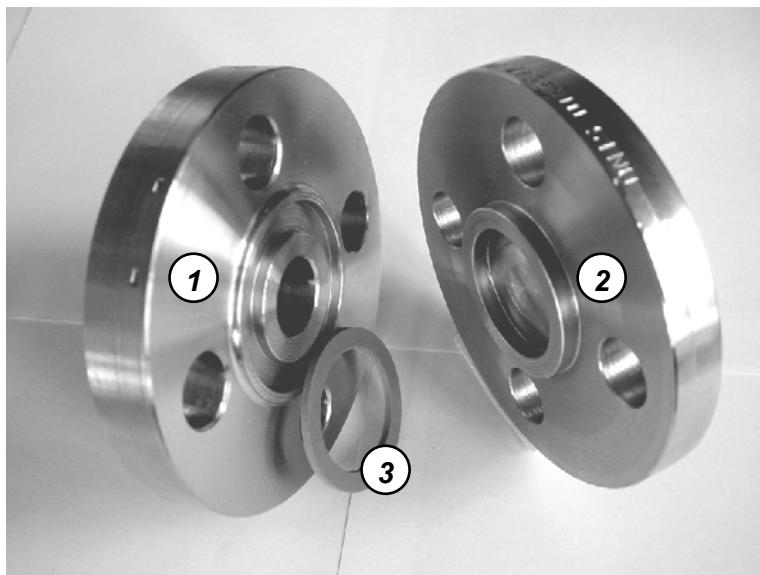


Abb. 3-13: Nut – Feder – Flanschverbindung nach DIN 2512

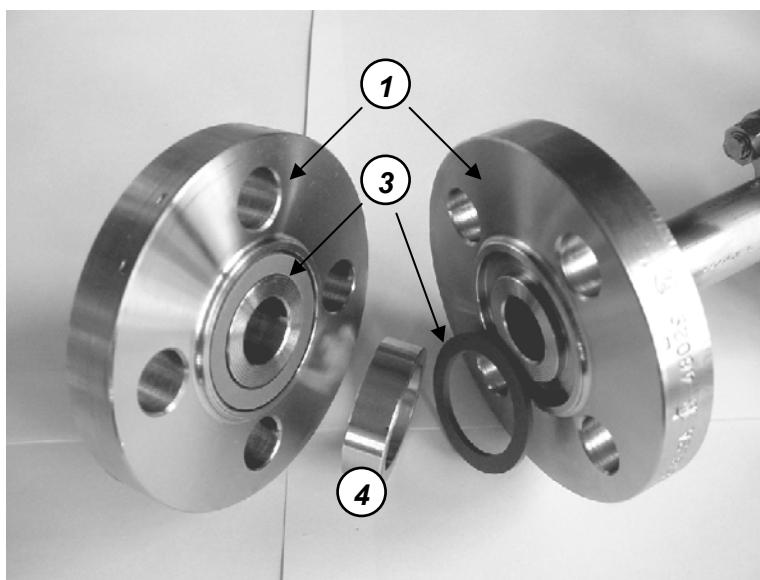


Abb. 3-14: Einlegering – Flanschverbindung

#### Legende

- |                    |                |
|--------------------|----------------|
| 1. Nut - Flansch   | 3. Dichtung    |
| 2. Feder - Flansch | 4. Einlegering |

## 4 Messresultate der Versuche mit Flügelzellenverdichter R140AL von RotoVane

### 4.1 Messreihen im Überblick

Die im Kapitel 4 dargestellten Resultate basieren auf 108 Messungen bei verschiedenen Betriebszuständen für deren Auswertung die gemessenen Signale während mindestens fünf Minuten stationär verlaufen. Sofern nichts anderes erwähnt wird, beträgt die Solekonzentration 17 [Vol%].

Der apparative Aufbau von Prototyp 5 ermöglicht es, die Systemparameter Ölstrom, Ölstrom ins Sauggas, Verdichteraustrittstemperatur, Verdampferniveau, Solevolumenstrom und Senkevolumenstrom während dem Betrieb zu verändern. Siehe dazu auch Abb. 4-1. Um deren Einfluss auf den Wirkungsgrad quantifizieren zu können, wurden zunächst bei einem mittleren Temperaturhub Messreihen aufgenommen, bei denen jeweils einer der genannten Parameter verändert wurde. Unter Punkt 0 wird die Beeinflussung und die Wirkung jeder veränderbaren Größe sowie der Einfluss auf den COP dargestellt und beschrieben.

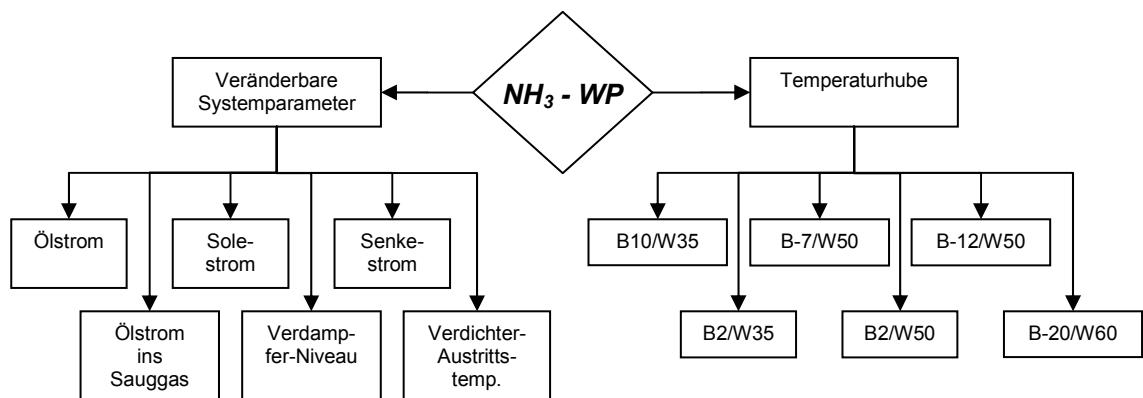


Abb. 4-1: Schematische Darstellung der Messreihen mit R140AL

In einem weiteren Teil werden die Resultate der Messreihen bei den Temperaturhuben B-20/W60, B-12/W50, B-7/W50, B2/W50, B2/W35 und B10/W35 behandelt. Im gleichen Zug wird auf das Potential des Economizers eingegangen. Im Zusammenhang mit Angaben zum Temperaturhub bezeichnet B die Soletemperatur beim Eintritt in den Verdampfer und W die Hezwasser-vorlauftemperatur beim Austritt aus dem Kondensator.

Zur Veranschaulichung der Ergebnisse zeigen Diagramme im Abschnitt 4.4 die Gegenüberstellung interessanter Resultate aller gefahrenen Temperaturhube. Die Darstellung beinhaltet den COP – Wert, die COP – relevanten Leistungen, das Verhältnis der Nutzenergien und das Verhältnis von Economizer – Massenstrom zum gesamten NH<sub>3</sub> – Massenstrom.

Unter  $COP_2$  versteht man den Wirkungsgrad ohne Berücksichtigung der Hilfsenergien.

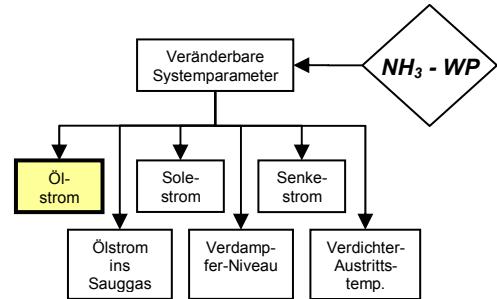
$$COP_2 = \frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator,ab}} + \dot{Q}_{\text{Öl,ab}}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1}$$

Der mathematische Zusammenhang für den Gütegrad2 ist in Gl. 4 am Anfang von Kapitel 7 dargestellt.

## 4.2 Messungen mit Variation von einzelnen Systemparametern

### 4.2.1 Messungen bei B2/W50, n=3000[rpm] mit variablem Ölstrom

Während dem Betrieb der Anlage stellt sich der Ölstrom in Abhängigkeit des Temperaturhubes, respektive dem daraus resultierenden Differenzdruck und der Öltemperatur ein. Im Prototyp 5 kann mit dem Nadelventil (NV5) der Ölstrom manuell auf den gewünschten Wert eingestellt werden.



Die Messungen wurden beim Temperaturhub B2/W50 mit der Verdichterdrehzahl von 3000 [1/min] durchgeführt. Die Versuche wurden ohne Economizer gefahren. Da der Ölstrom die Verdichteraustrittstemperatur mit beeinflusst, wurde die Ölkühlung so reguliert, dass für jeden Messpunkt die Temperatur am Verdichteraustritt konstant 100 °C betrug.

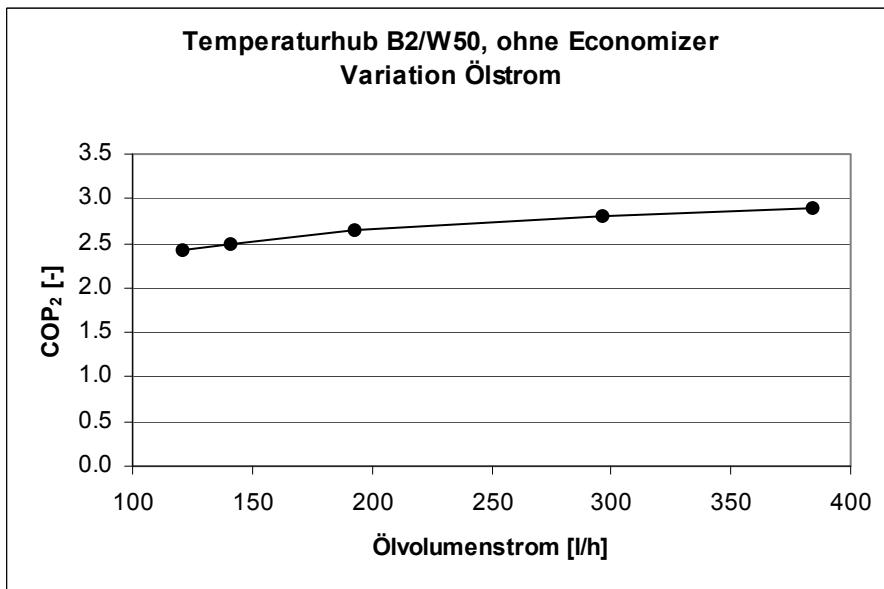


Diagramm 4-1:  $COP_2$  in Funktion vom Ölstrom

Ursprünglich wurde angenommen, dass sich ein hoher Öldurchsatz negativ auf  $NH_3$  - Fördermenge auswirken und somit den COP verschlechtern würde. Bei verdreifachtem Ölvolumenstrom steigt der Wirkungsgrad um 19%. Wie der Verlauf der Kurve im Diagramm 4-1 andeutet,

wird der Graph bei einem bestimmten Ölstrom das Maximum erreichen. Leider konnte dieses Maximum in den Versuchen nicht ermittelt werden. Einerseits stiess bei Öl volumenströmen um 400 [l/h] die Ölabscheidung im Zyklon an ihre Grenzen, sodass der nachgeschaltete Koagulationsabscheider beansprucht wurde. Andererseits kann der eingebaute Coriolis – Massenstrommesser Ölströme grösser als 400 [kg/s] nicht mehr erfassen.

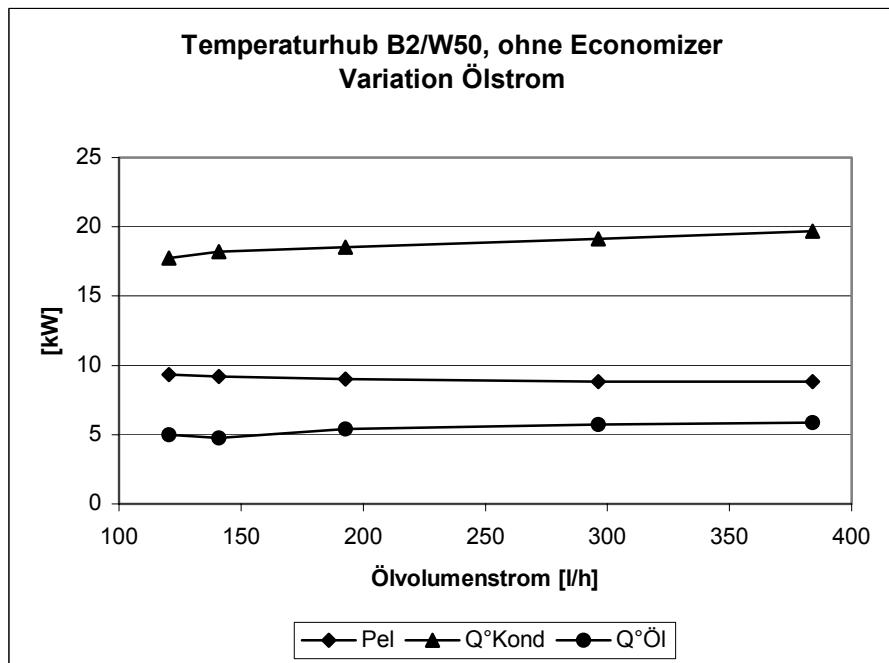
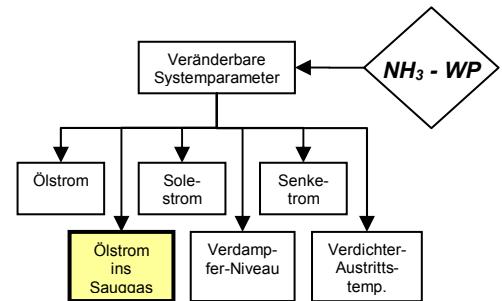


Diagramm 4-2: COP - relevante Leistungen in Funktion vom Ölstrom

Diagramm 4-2 zeigt, dass mit zunehmendem Ölstrom die Kondensator- und Ölkühlerleistung ansteigt. Gleichzeitig sinkt aber die vom Motor benötigte elektrische Leistung. Das bedeutet, dass obwohl mehr Öl und ganz offensichtlich auch mehr Ammoniak gefördert wird, der Verdichter mit weniger Antriebsleistung auskommt. Ein höherer Öldurchsatz hat also eine erhöhte Dichtwirkung zwischen Verdichtergehäuse, Rotor und Zellenflügel zur Folge und mindert zugleich die mechanische Reibung. Das grössere Ölvolume pro Verdichterzelle fällt betreffend der NH<sub>3</sub> – Fördermenge nicht ins Gewicht.

#### 4.2.2 Messungen bei B2/W50, n=3000[rpm] mit variablem Ölstrom im Sauggas

In der Umbauphase zu Beginn der Projektphase 3 wurde eine weitere Ölleitung eingebaut, die es ermöglicht, dem Sauggas vor dem Eintritt in den Verdichter eine definierte Menge Öl beizumischen. Aufgrund von Feststellungen während den wenigen Versuchen mit Prototyp 4 wurde angenommen, dass damit die Dichtwirkung verbessert und so die Gasförderleistung verbessert werden könnte.



Bei jeder Messung dieser Versuchsreihe wurde dem Sauggas ein anderer Ölstrom zugeführt. Die Verdichteraustrittstemperatur sank mit zunehmender Ölmenge. Der Economizer blieb ausser Betrieb.

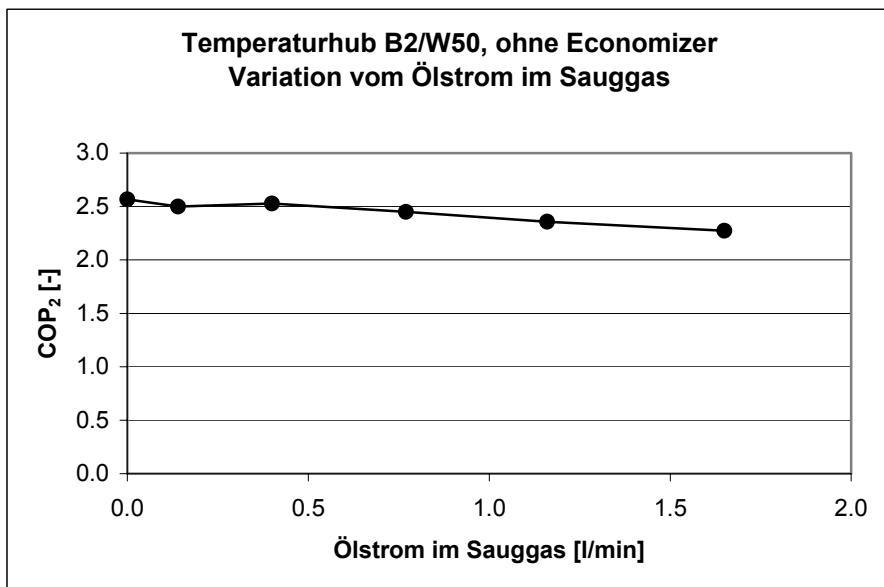


Diagramm 4-3: COP<sub>2</sub> in Funktion vom Ölstrom im Sauggas

Wie Diagramm 4-3 entnommen werden kann, sinkt der COP – Wert im dargestellten Bereich mit steigender Ölmenge im Sauggas annähernd linear um 11.6 %. Dieselben Tendenzen sind auch im Diagramm 4-4 zu sehen. Kondensator- und Ölkühlerleistung sinken deutlich, während die elektrische Leistung stagniert. Die erhoffte Steigerung der Dichtwirkung im Verdichter tritt nicht ein. Im Gegenteil, das auf diesem Weg eingetragene Öl scheint die Gasförderung zu behindern, wodurch die Kondensatorleistung sinkt. Obwohl der Gesamtölstrom zunimmt, sinkt hier die im Ölkühler abgegebene Wärmemenge, was im Widerspruch zu den Resultaten in 4.2.1 steht.

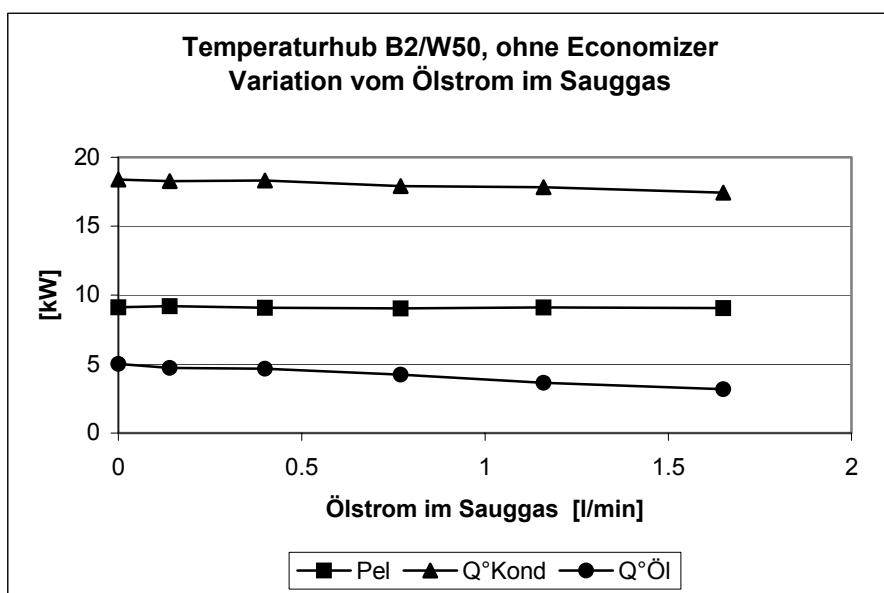


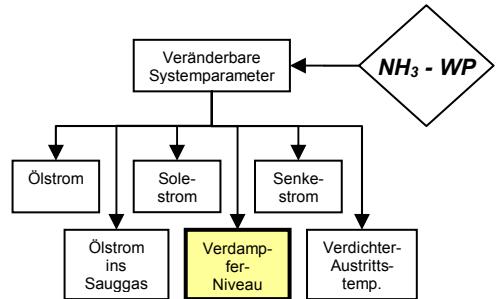
Diagramm 4-4: COP – relevante Leistungen in Funktion vom Ölstrom im Sauggas

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich die Einspritzung von Öl ins Sauggas kontraproduktiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Auf den nicht unerheblichen apparativen Aufwand kann in Zukunft also verzichtet werden.

#### 4.2.3 Messungen bei B2/W50, n=3000[rpm] mit variablem Verdampferniveau

Der Füllstand von flüssigem Ammoniak im Verdampfer sollte nach Angaben vom Lieferanten so hoch sein, dass die Wärmetauscherplatten im Stillstand der Anlage vollständig geflutet sind. Während dem Betrieb lässt sich der Füllstand nicht mehr so eindeutig feststellen, da durch die Verdampfung ein Zweiphasengebiet entsteht, dessen Dichte kleiner ist, als jene der Flüssigphase und somit mehr Volumen einnimmt.

In dieser Versuchsreihe wollte man die Abhängigkeit der Verdampfereffizienz vom Kältemittelniveau untersuchen.



Als Betriebszustand wurde wieder der Temperaturhub B2/W50 bei der Verdichterdrehzahl 3000 [1/min] gewählt. Der Economizer wurde ganz bewusst ausgeschaltet, weil dieser die Verdampferleistung verfälscht hätte.

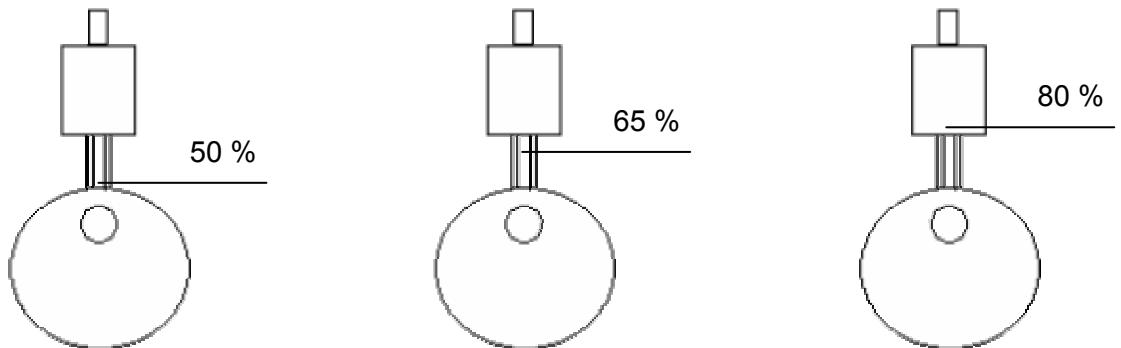
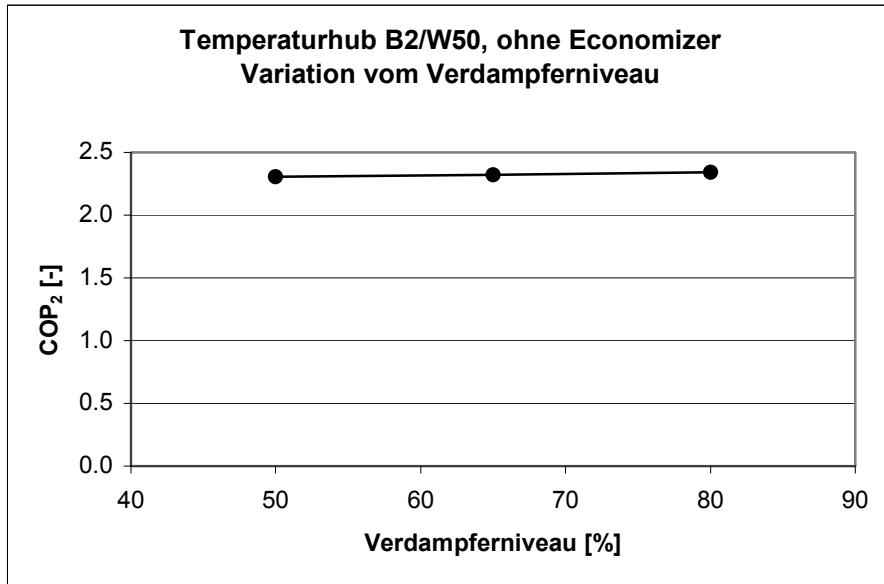


Abb. 4-2: Variation vom Verdampferfüllstand

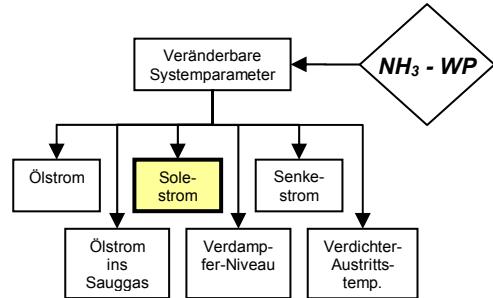
Die Niveauregulierung des Verdampfers arbeitete bei jeder Messung mit einem neuen Sollwert, wie in Abb. 4-2: Variation vom Verdampferfüllstand gezeigt. Die Prozentangabe für den Füllstand bezieht sich auf die Länge der Niveausonde und nicht auf die Höhe des Verdampfers.

Wie in Diagramm 4-5 zu erkennen ist, nimmt der COP – Wert mit steigendem NH<sub>3</sub> – Niveau minimal zu, nämlich von 2.30 bei 50 [%] auf 2.34 bei 80 [%]. Das entspricht rund 1.7 %, was mit den Aussagen des Lieferanten, maximal 2 %, übereinstimmt. Folglich hat der Füllstand keinen nennenswerten Einfluss auf den Wirkungsgrad, solange die Wärmetauscherplatten geflutet bleiben. Obwohl nun eine derart präzise Regelung des Füllstandes nicht zwingend ist, hat sich das verwendete System ausgezeichnet bewährt.

Diagramm 4-5: COP<sub>2</sub> in Funktion vom Verdampferfüllstand

#### 4.2.4 Messungen bei B-12/W50, n=3000[rpm] mit variablem Solevolumenstrom

Durch Variieren des Solevolumenstroms im Versorgungsstand bei gleicher Solevorlauftemperatur war es möglich, die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad zu veranschaulichen. In Bezug auf die Optimierung des Quellenkreislaufs beziehungsweise der Abstimmung von Feld und Wärmepumpe ist es sehr wichtig, Aussagen über die gegenseitige Abhängigkeit machen zu können.



Mit B-12/W50 wurde für diese Versuche ein etwas grösserer Temperaturhub gefahren. Die Drehzahl blieb hingegen bei 3000 [rpm]. Der Economizer war zugeschaltet. Bei dieser Messreihe wurde eine Solekonzentration von 47.5 [Vol%] verwendet. Damit wollte man sicherstellen, dass speziell bei den extremen Temperaturbedingungen im Verdampfer keine Eisbildung auftritt.

Unter Temperaturdifferenz auf der Soleseite versteht man die Differenz zwischen Sole – Eintrittstemperatur und Sole – Austrittstemperatur. Durch den physikalischen Zusammenhang von Gl. 2 ist gegeben, dass bei konstantem Wärmestrom und gleich bleibender spezifischer Wärmekapazität mit zunehmendem Massenstrom die Temperaturdifferenz kleiner wird. Die Messresultate, dargestellt im Diagramm 4-6, belegen diese Abhängigkeit.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad \text{Gl. 2}$$

Der LMTD beschreibt die mittlere treibende Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden und wird in Gl. 3 eingesetzt.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot LMTD \quad \text{Gl. 3}$$

Für die Interpretation der Messresultate wird angenommen, dass die Wärmetauscherfläche und der Wärmestrom konstant sind. Ein erhöhter Solemassenstrom führt zu grösseren Strömungsgeschwindigkeiten zwischen den Verdampferplatten und dadurch zu einem besseren Wärmeübergang. Demzufolge muss der LMTD bei steigendem Solestrom kleiner werden. Weil die Soleeintrittstemperatur vom Versorgungsstand konstant gehalten wird, muss die Verdampfungs-temperatur ansteigen und das verkleinert den effektiven Temperaturhub, den der Verdichter zu überwinden hat. Dabei sinkt die elektrische Leistung und es resultiert ein grösserer COP, wie es im Diagramm 4-6 dargestellt ist.

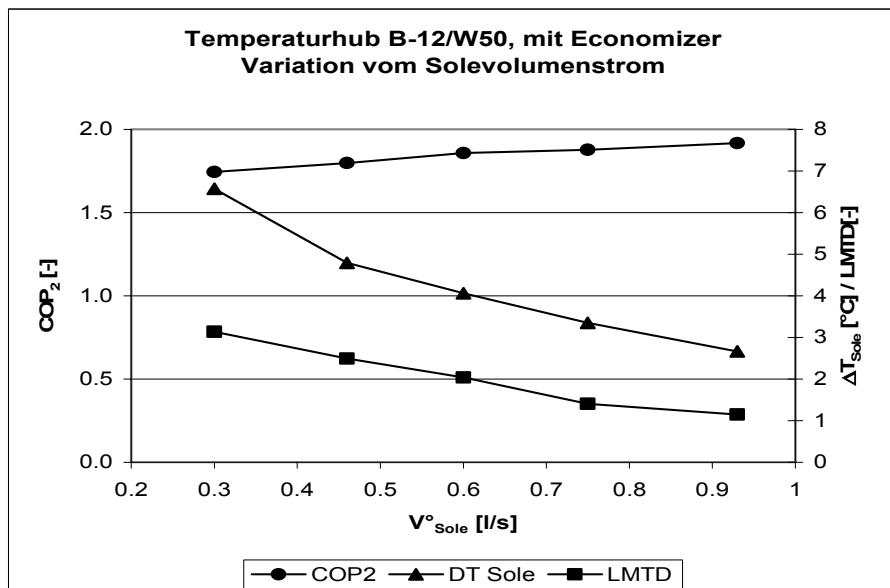
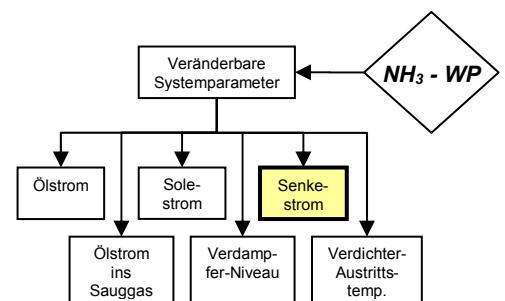


Diagramm 4-6: COP<sub>2</sub> und soleseitige Temperaturdifferenz in Funktion vom Solevolumenstrom

#### 4.2.5 Messungen bei B-12/W50, n=3000[rpm] mit variablem Senkevolumenstrom

Für die Untersuchung der Abhängigkeit des Wirkungsgrades von Heisswasservolumenstrom wurde analog der unter Punkt 4.2.4 beschriebenen Messreihe vorgegangen. Logischerweise war dabei der Senkevolumenstrom der veränderliche Parameter. Der Betriebszustand und die Solekonzentration waren gleich wie bei 4.2.4.



Eine Variation vom Heisswasserstrom bleibt, wie Diagramm 4-7 zeigt, ohne Einfluss auf den COP<sub>2</sub>. Grundsätzlich bestünde die Möglichkeit den LMTD analog zur Situation im Verdampfer zu berechnen. Im Kondensator finden jedoch drei Abläufe statt, Abbau der Überhitzung, Kondensation und Kondensatunterkühlung und die Strömungssituation ist wegen der Verschaltung der Platten sehr komplex. Zur Berechnung des LMTD müssten deshalb die Strömungssituationen wasserseitig sowie gasseitig und der Flächenbedarf eines jeden Teilprozesses bekannt sein. Da sich der Wirkungsgrad durch die Variation des Senkestromes nicht ändert, muss davon ausgegangen werden, dass die effektive mittlere Temperaturdifferenz der beiden Fluide, und damit verbunden der Hochdruck, konstant bleibt.

ben. Folglich heben sich bei der verwendeten Kondensatorart die Auswirkungen der sich ändernden Größen, wie wasserseitige Temperaturdifferenz, k-Wert und LMTD, gegenseitig auf.

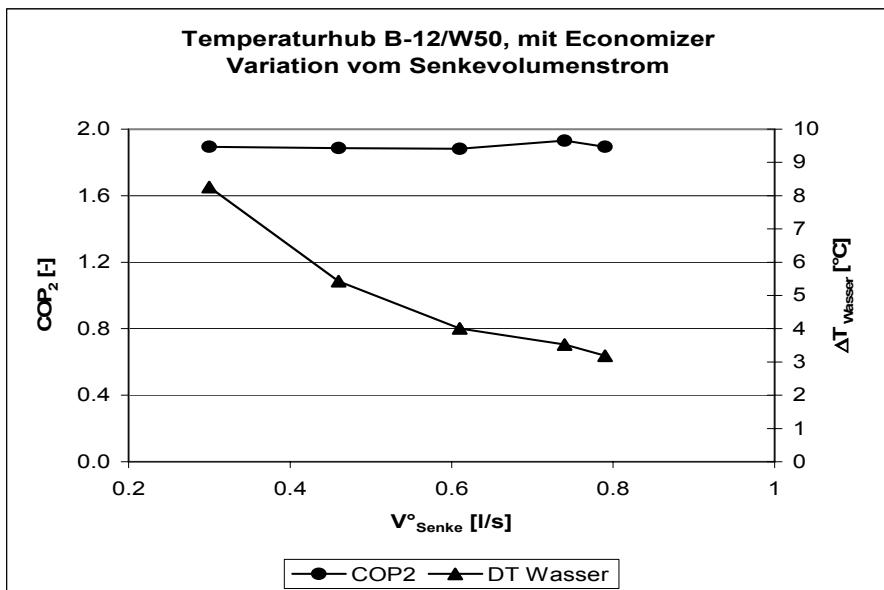
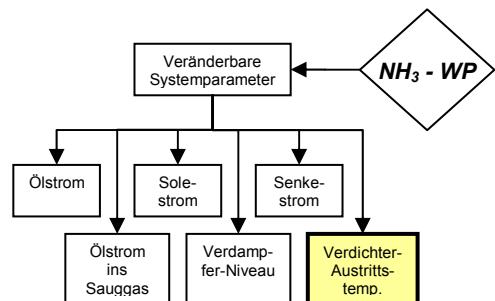


Diagramm 4-7:  $COP_2$  und wasserseitige Temperaturdifferenz in Funktion vom Heisswasservolumenstrom

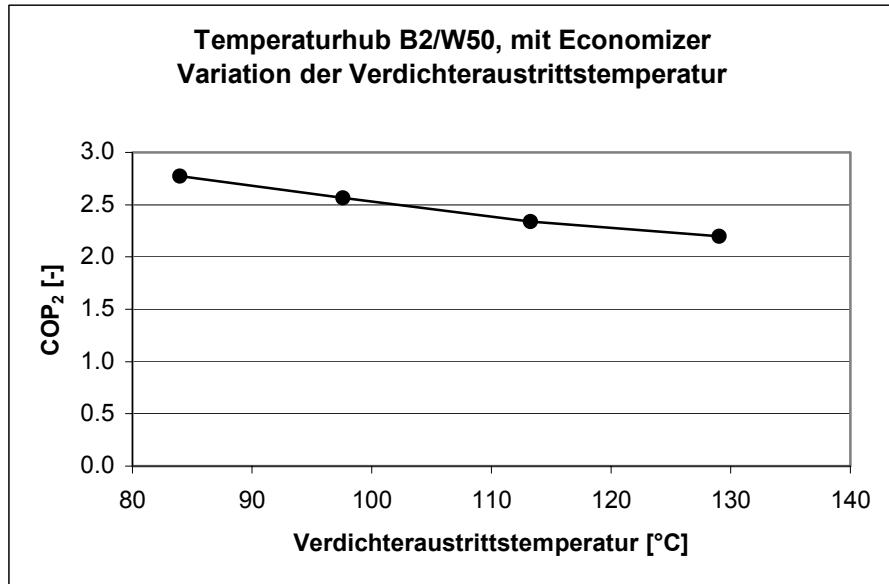
Für den konkreten Einsatz der Wärmepumpe bedeutet dies, eine weitgehende Unabhängigkeit des Wirkungsgrades vom Heizkreislauf. Speziell mit Blick auf den Nachrüstmarkt darf dieser Umstand als Vorteil betrachtet werden.

#### 4.2.6 Messungen bei B2/W50, n=3000[rpm] mit variabler Verdichteraustritts-Temperatur

In der folgenden Messreihe wurde die Abhängigkeit des COP von der Austrittstemperatur am Verdichter ermittelt. Höhere Gasüberhitzung bedingt einerseits Mehrleistung des Verdichters und führt andererseits bei konstantem Kältemittelumsatz zu einer grösseren Kondensatorleistung.



Die Messungen wurden wiederum beim mittleren Temperaturhub B2/W50 und der Verdichterdrehzahl von 3000 [rpm] durchgeführt. Zur Bewertung des gesamten Systems war es notwendig, den Economizer zuzuschalten. Als Randbedingungen definierte man eine für jede Messung unterschiedliche Verdichteraustrittstemperatur. Die Öltemperatur kurz vor dem Eintritt in den Verdichter sollte für alle Messungen 45 [°C] betragen. Die Temperatur von 45 [°C] wurde gewählt, damit die fühlbare Wärme aus der Ölkühlung im Heizungskreis genutzt werden kann. Durch Regulierung des Ölstromes und des Wasserstromes durch den Ölkühler wurden diese Bedingungen eingehalten. Je grösser der Ölstrom, desto kleiner die Temperaturdifferenz über dem Ölkühler und desto tiefer die Verdichteraustrittstemperatur.

Diagramm 4-8: COP<sub>2</sub> in Funktion der Verdichteraustrittstemperatur

Die Versuche zeigten, dass bei steigender Austrittstemperatur am Verdichter von 85 auf 130 [°C] der COP – Wert praktisch linear um rund 20 % (Diagramm 4-8) sinkt.

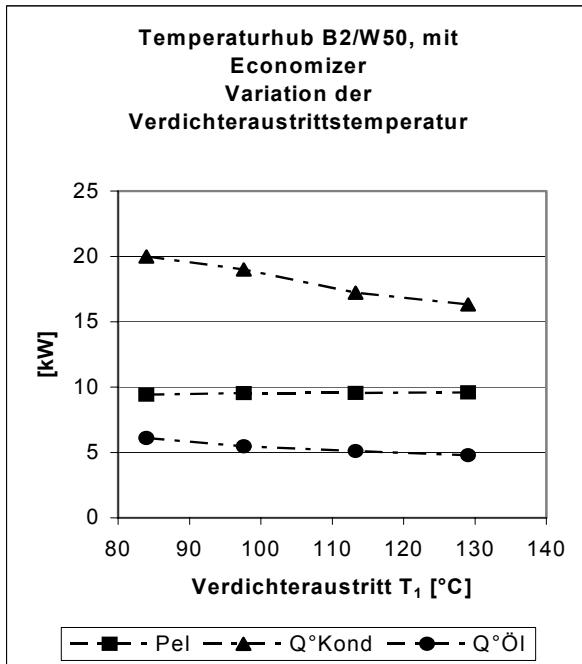


Diagramm 4-9: COP – relevante Leistungen in Funktion der Verdichteraustrittstemperatur

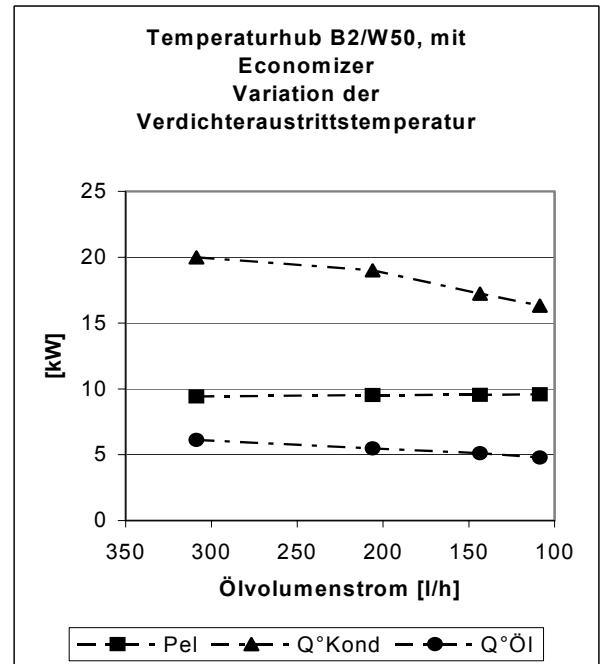


Diagramm 4-10: COP – relevante Leistungen in Funktion vom Ölvolumestrom

Wie in den Diagrammen 4-9 und 4-10 zu sehen ist, bleibt die benötigte elektrische Leistung über die gesamte Messreihe konstant. Mit zunehmender Austrittstemperatur nimmt der Ölvolumestrom ab, was die Dichtwirkung im Verdichter verschlechtert und somit die Kältemittelförderung behindert. Dadurch bricht die Wärmeleistung ein und es resultiert ein schlechterer Wirkungsgrad.

Diagramm 4-11 verdeutlicht den Zusammenhang von Ölvolumeinstrom und Verdichteraustrittstemperatur mit der Randbedingung, dass die Ölrückführtemperatur konstant  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  beträgt. Um zu sehen, wie hoch der Öldurchsatz sein müsste um noch tiefere Austrittstemperaturen zu erreichen, wurde die Kurve für den Bereich  $T_1 < 85\text{ }^{\circ}\text{C}$  extrapoliert.

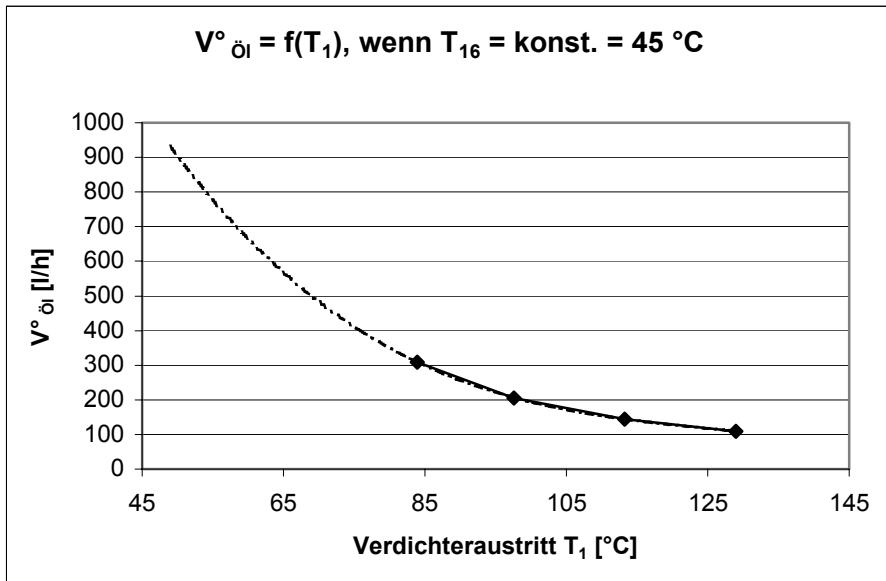


Diagramm 4-11: Ölvolumeinstrom in Funktion der Verdichteraustrittstemperatur

Betrachtet man das Potential der Anlage rein hypothetisch mit den Annahmen, diese Prognose sei für diesen Betriebszustand (B2/W50 bei 3000 rpm) zulässig und die Wärmepumpe sei in der Lage Ölströme bis ca 800 [l/h] zu verarbeiten: Mit einem Ölvolumeinstrom von rund 570 [l/h] könnte die Temperatur am Verdichteraustritt auf  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$  abgesenkt werden, mit 770 [l/h] gar auf  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Die Kondensationstemperatur würde dadurch nicht verändert. Extrapoliert man jetzt die Kurve von Diagramm 4-8 linear nach links, so erhält man bei  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$  am Verdichterausgang einen COP – Wert von 3.0, respektive 3.1 bei  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , was eine Steigerung von 8.3 bzw. 11.9 % bedeuten würde.

Ganz generell haben die beschriebenen Messungen gezeigt, dass ein höherer Ölstrom zu einem besseren Wirkungsgrad führt. Die in der Phase 2 entstandene Vermutung, das Öl würde im Verdichter das freie Zellenvolumen zu sehr minimieren, wurde hiermit widerlegt. Bei einem Öldurchsatz von rund 300 [l/h] beträgt das Ölvolume bei einer Drehzahl von 3000 [rpm] pro Zelle lediglich 1.4 % vom geförderten Ammoniakvolumen. Theoretisch müsste man annehmen, dass der COP mit steigendem Ölstrom abnimmt, da das Öl kein Wärmevervielfachungspotential aufweist. Es kann lediglich aufgenommene Wellenenergie in fühlbare innere Energie aufnehmen und diese im Ölkühler wieder abgeben. Da trotzdem mit höherem Ölstrom höhere COP gemessen wurden, dürfte die bessere Dichtwirkung des grösseren Ölstromes gegenüber dem negativen Aspekt überwiegen.

## 4.3 Messungen bei verschiedenen Temperaturhuben

### 4.3.1 Temperaturhub B10/W35

Bei allen Messungen dieser Versuchsreihe wurde der Ölstrom drehzahlabhängig reguliert. Der eingestellte Wert war jedoch grösser als vom Hersteller für diesen Temperaturhub vorgeschrieben. Die Austrittstemperatur am Verdichter wurde bei jeder Messung konstant auf 100 [°C] gehalten. In den Diagrammen ist jede Grösse jeweils für den Betrieb mit und ohne Economizer dargestellt.

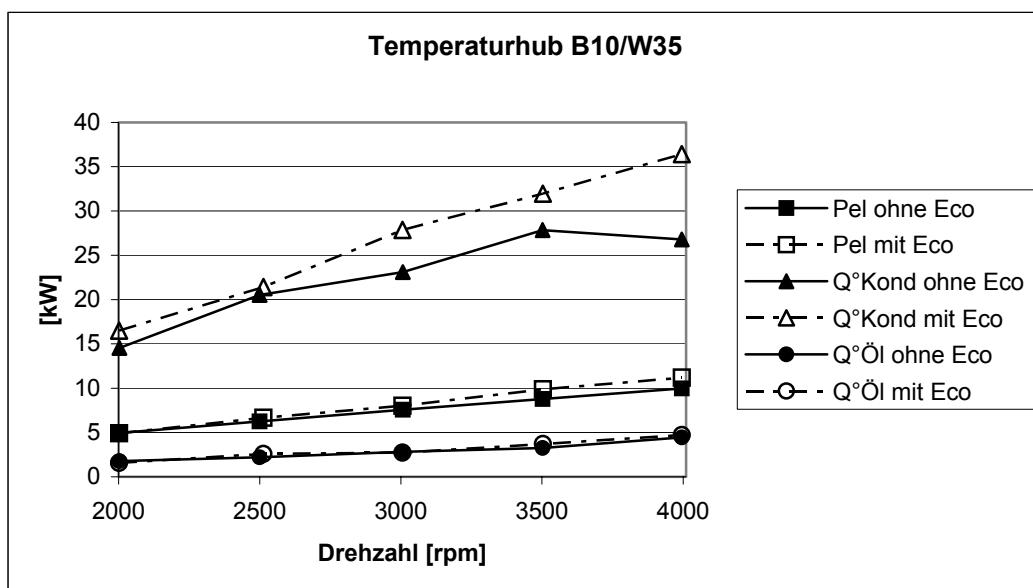
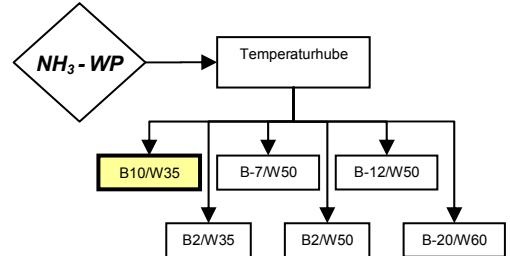
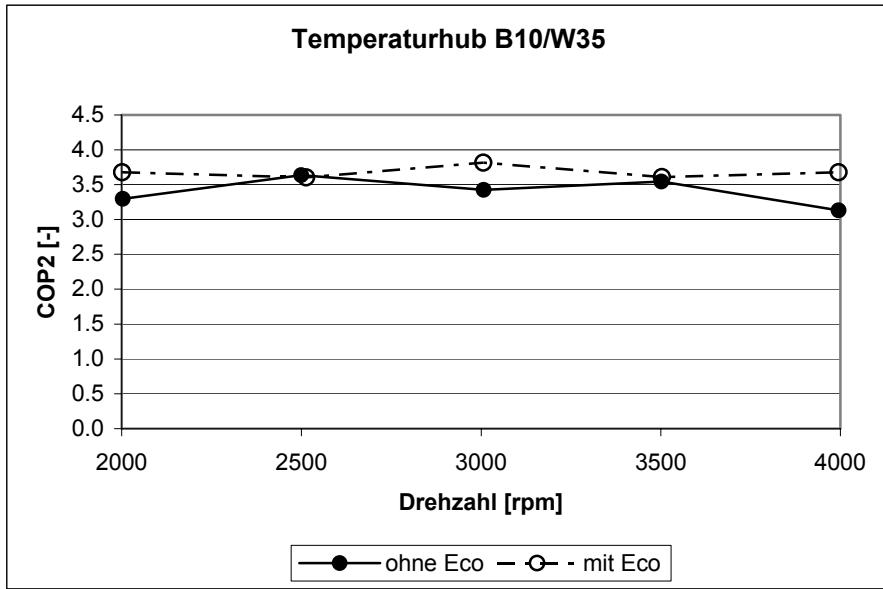


Diagramm 4-12: B10/W35, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Mit einer Ausnahme ( $Q^{\circ}$  Kond ohne Eco), verlaufen die Kurven im Diagramm 4-12 annähernd linear und weisen einen Endwert auf, der bei der doppelten Drehzahl auch ungefähr doppelt so gross ist wie der Anfangswert. Der COP – Wert, dargestellt im Diagramm 4-13, bleibt deshalb annähernd konstant. Weshalb die Kondensatorleistung ohne Economizer oberhalb von 2500 [rpm] derart viel tiefer verläuft als mit Economizer ist unklar und so bei anderen Temperaturhuben nicht zu sehen. Der über die ganze Messreihe gemittelte Gütegrad  $\zeta_2$  beträgt 0.31.

Diagramm 4-13: B10/W35, COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

#### 4.3.2 Temperaturhub B2/W35

Der drehzahlproportionale Ölstrom lag über das gesamte Drehzahlband dieser Messreihe ca. 20 [l/h] über den Herstellerangaben. Die Temperatur am Verdichterausgang betrug 100 [°C].

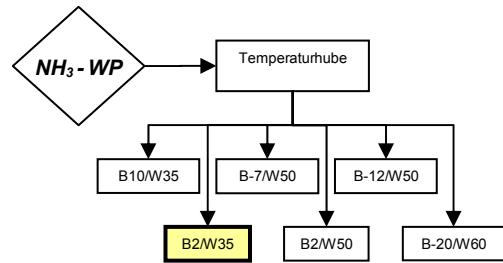


Diagramm 4-14 zeigt den für die COP – Berechnung relevanten Nutzen (Kondensator- und Ölkuhlerleistung) und Aufwand (elektrische Leistung). Auffallend sind wiederum der lineare Kurvenverlauf und der geringe Unterschied zwischen Economizer- und Normalbetrieb. Erst bei 4000 [1/min] liegt die dem Kondensator entnommene Wärme mit Economizer um 2.1 [kW] höher als ohne.

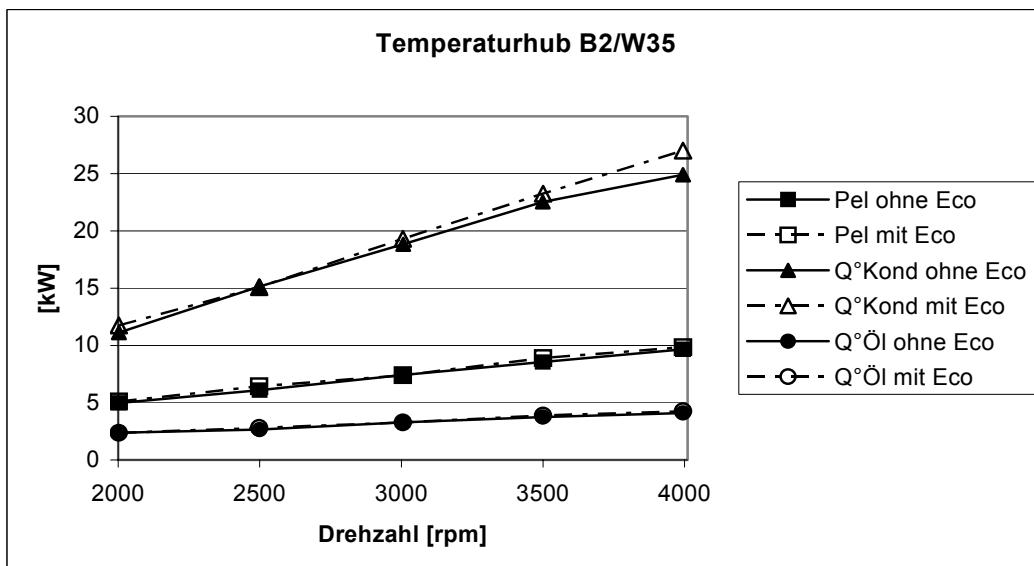


Diagramm 4-14: B2/W35, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Im COP – Wert (Diagramm 4-15) schlägt sich diese Leistungsdifferenz bei Maximaldrehzahl mit rund 5 % nieder. Bei hohen Drehzahlen ist mit Economizer ein kleiner Vorteil zu erkennen. Im Mittel beträgt der Gütegrad  $\zeta_2$  0.32.

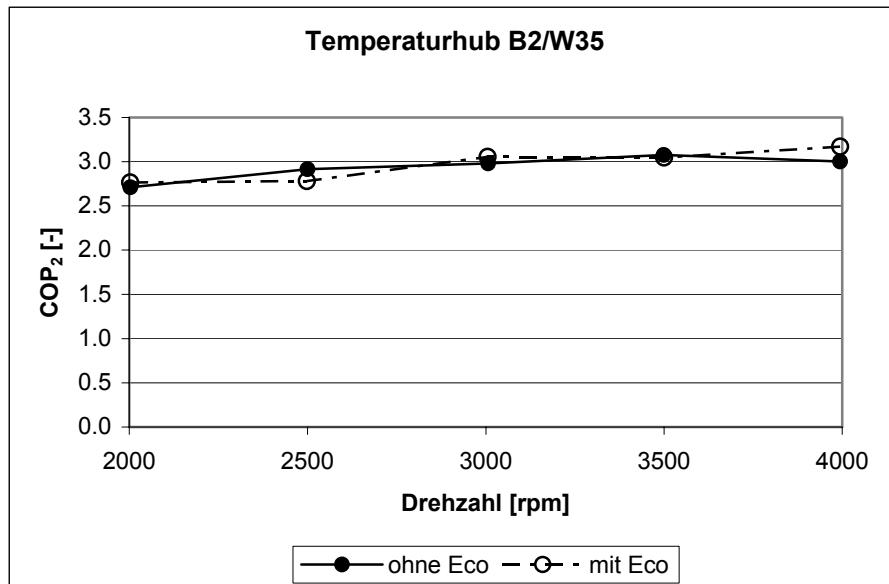


Diagramm 4-15: B2/W35, COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

#### 4.3.3 Temperaturhub B2/W50

Für dieses Temperaturgefälle sind zwei Serien Messungen mit unterschiedlichem Vorgehen aufgenommen worden. Während bei der ersten Serie (Diagramm 4-16 und Diagramm 4-17) der Ölstrom über den gesamten Drehzahlbereich zwischen 210 und 220 [l/h] betrug, wurde für die zweite Serie (Diagramm 4-18 und Diagramm 4-19) der Ölstrom proportional zur Drehzahl reguliert. Beim Betrieb mit Economizer der Serie 2 wurde nur ein Messpunkt bei 3000 [rpm] gemessen. Bei beiden Serien betrug der Sollwert für die Temperatur am Verdichteraustritt 100 [°C]. Da im Economizerbetrieb bei Maximaldrehzahl von 4000 [rpm] eine elektrische Überlast drohte, musste der Versuch abgebrochen werden.

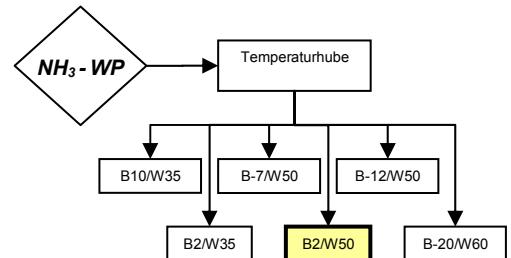


Diagramm 4-16 zeigt, dass die Leistung im Kondensator mit Economizer 1.5 bis 2.5 [kW] höher ist als ohne. Dementsprechend muss zusätzliches Kältemittel über dem Ecoport in den Verdichter gelangen, das den NH<sub>3</sub>- Massenstrom durch den Kondensator ansteigen lässt. Dem Antrieb muss dafür auch mehr Energie zugeführt werden. Bei 3500 [rpm] nimmt der Motor knapp 1 [kW] mehr elektrische Leistung auf. Unabhängig vom Einsatz des Economizers, bleibt die Wärme- menge, die über den Ölkühler abgeführt wird, in etwa gleich gross.

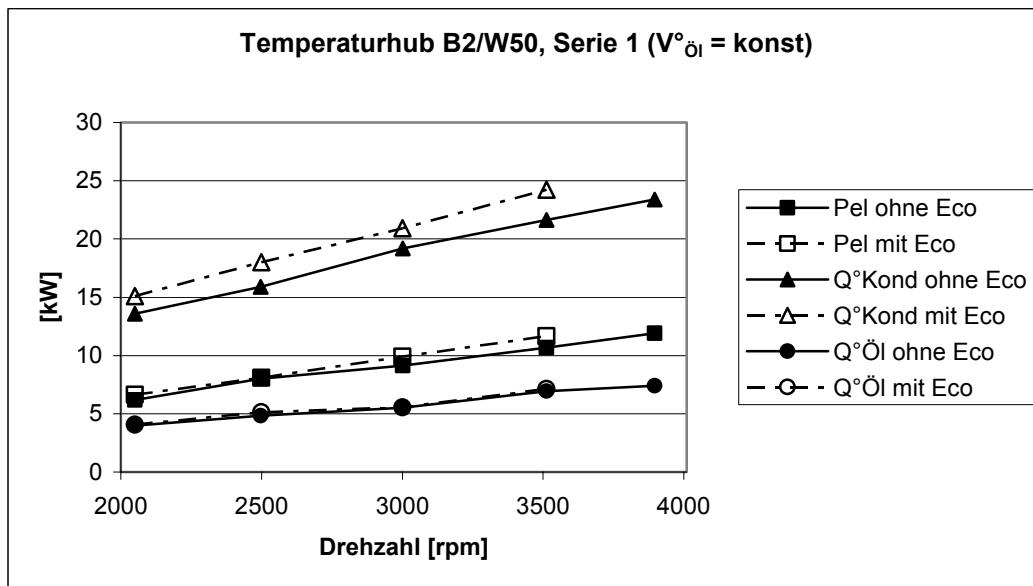


Diagramm 4-16: B2/W50 Serie 1, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Der Umstand, dass mehr Nutzen nur mit mehr Aufwand erreicht wird, bringt für den COP – Wert keine merkliche Verbesserung, wie in Diagramm 4-17 zu sehen ist. Ein Grund für die hohen Wirkungsgrade bei tiefen Drehzahlen ist, dass bei jenen Messungen, verglichen mit Serie 2, ungefähr der doppelte Ölstrom floss. Wie früher bereits bemerkt, steigert ein grosser Öldurchsatz die Dichtwirkung im Kompressor und folglich den Gasmassenstrom. Mit 0.41 erreicht man trotz des anspruchsvollen Temperaturgefälles den höchsten Gütegrad  $\zeta_2$  aller Messreihen dieses Verdichters.

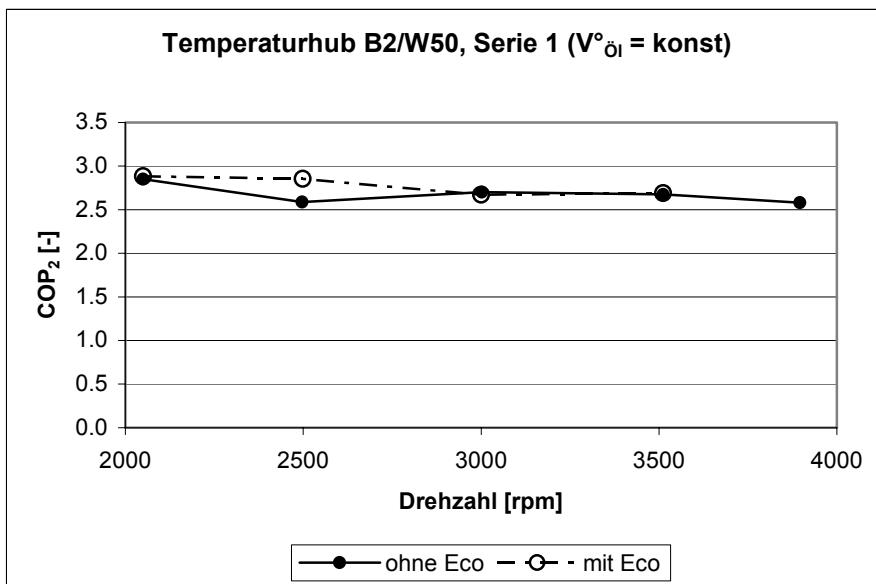


Diagramm 4-17: B2/W50 Serie 1,  $\text{COP}_2$  in Funktion der Drehzahl

In den Diagrammen der Serie 2 sind die Resultate für den Normalbetrieb vollständig dargestellt, während für den Economizermodus nur ein Punkt bei 3000 [1/min] zur Verfügung steht. Eine mögliche Tendenz wurde im Diagramm 4-18 mit gestrichelten Linien veranschaulicht.

Vergleicht man die Diagramm 4-16 und Diagramm 4-18, stellt man eine stärkere Degression bei der Kondensatorleistung von Serie 2 fest. Es ist anzunehmen, dass diese Tendenz speziell im unteren Drehzahlbereich auf den kleineren Öldurchsatz zurückzuführen ist. Ansonsten verlaufen die Kurven analog.

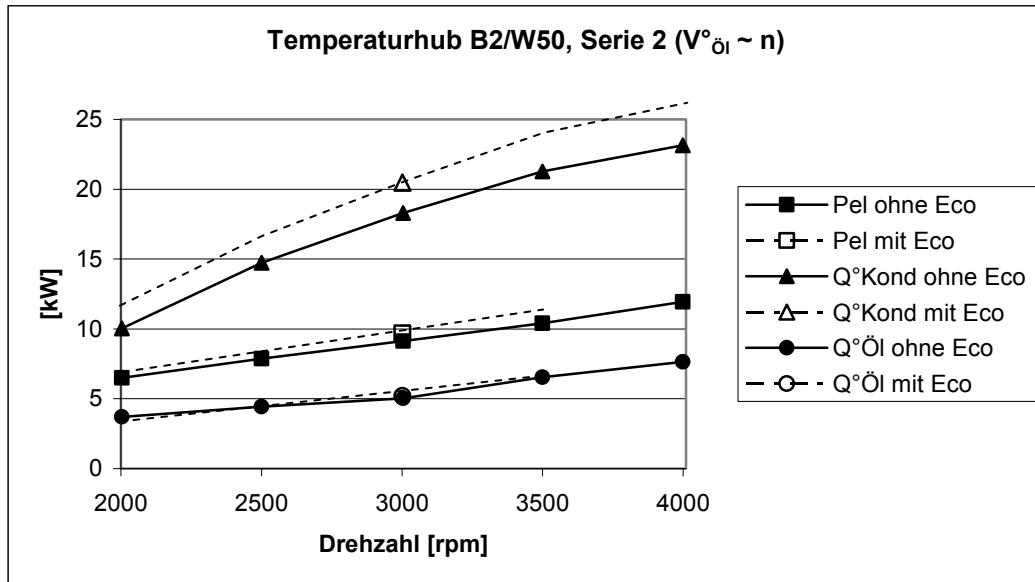


Diagramm 4-18: B2/W50 Serie 2, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Als logische Konsequenz davon ist der Kurvenverlauf für den COP in der unteren Hälfte des dargestellten Drehzahlbandes deutlich unterschiedlich. In Diagramm 4-19 steigt dieser mit der Drehzahl an und erreicht erst bei 3500 [1/min] denselben Wert wie in Diagramm 4-17. Der Gütegrad  $\zeta_2$  zeigt eine ähnliche Tendenz und beträgt im Mittel 0.38. Das sind 7.3 % weniger als in Serie 1 mit konstant gehaltenem Ölstrom.

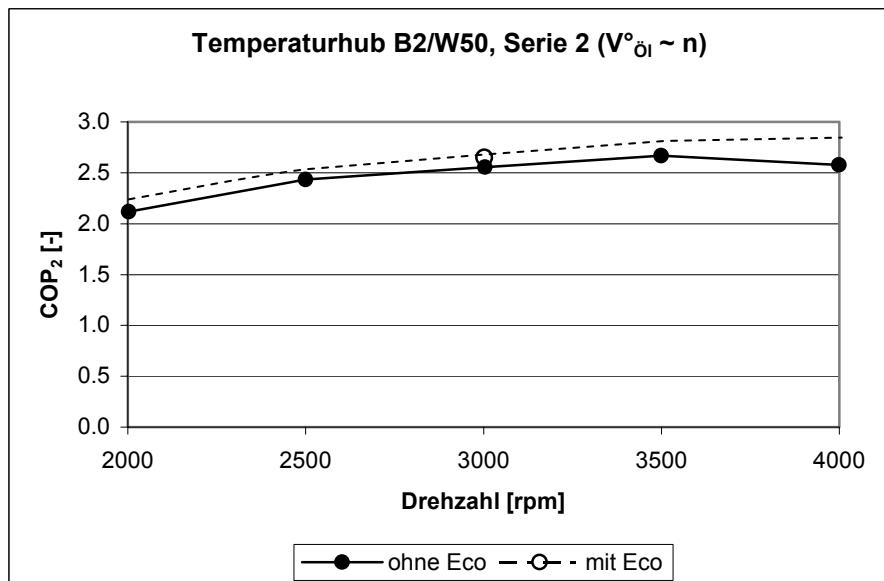


Diagramm 4-19: B2/W50 Serie 2,  $\text{COP}_2$  in Funktion der Drehzahl

#### 4.3.4 Temperaturhub B-7/W50

Bei den Messungen dieser Versuchsreihe verfolgte man die Strategie: 100 [°C] am Kompressoraustritt und ein für alle Messpunkte konstanter Ölstrom von rund 180 [l/h]. Weil mit Economizer bei 4000 [1/min] der maximale Strom von 25 [A] am Frequenzumformereingang überschritten worden wäre, musste auf diese Messung verzichtet werden.

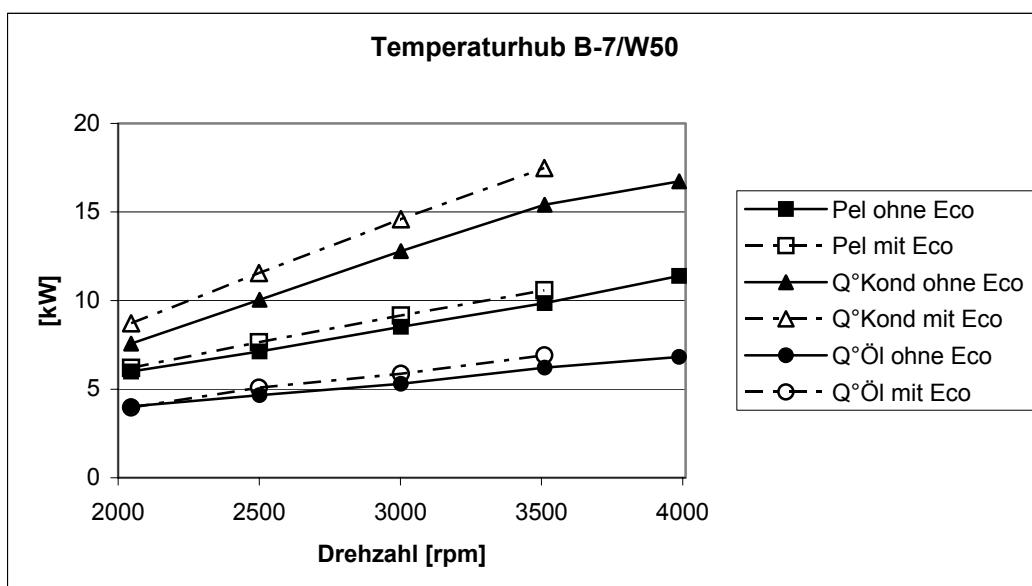
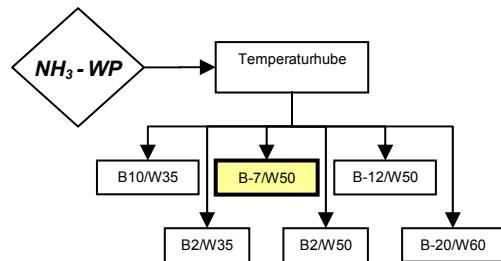
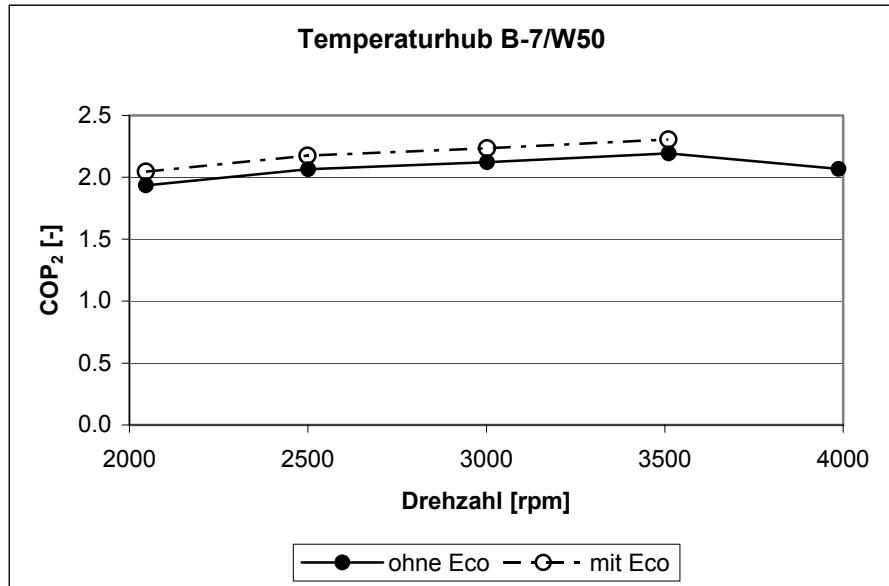


Diagramm 4-20: B-7/W50, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Mit Economizer liegen die für den Wirkungsgrad relevanten Leistungswerte markant höher als ohne Eco. Der Zuwachs der Wärmeleistung aus dem Kondensator ist im Verhältnis zu den anderen Messreihen ungleich höher. Dadurch fallen die COP – Werte mit Zwischeneinspritzung 5 bis 6 % höher aus (siehe Diagramm 4-21). Auch hier zeigt sich der Wirkungsgrad leicht drehzahlabhängig. Die Verschlechterung der Situation über 3500 [1/min] ist bei allen bereits beschriebenen Versuchsreihen festzustellen und zwar unabhängig davon, ob mit konstantem oder drehzahlabhängigem Ölvolume gemessen wurde. Demzufolge kann der Ölstrom als Ursache ausgeschlossen werden.

Verglichen mit dem Temperaturhub B2/W50 Serie 2 ist der mittlere Gütegrad  $\zeta_2$  von 0,37 nur unwesentlich kleiner.

Diagramm 4-21: B-7/W50, COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

#### 4.3.5 Temperaturhub B-12/W50

Bei dieser Versuchsreihe wurde der Ölstrom ausgehend von den Herstellerangaben bei 3000 [rpm] proportional zur Drehzahl eingestellt. Am Verdichterausgang betrug die Temperatur 100 [°C].

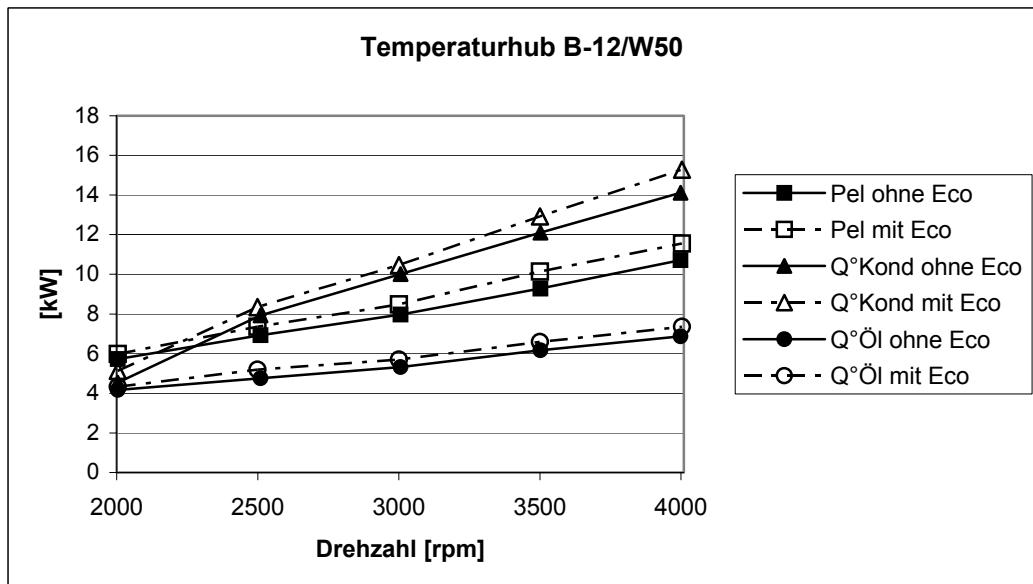
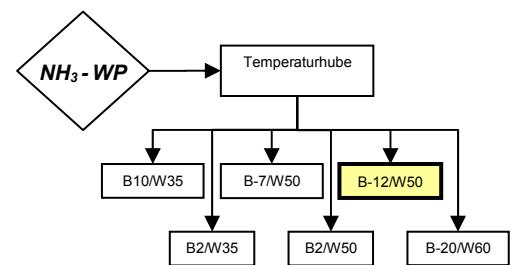


Diagramm 4-22: B-12/W50, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Wie in Diagramm 4-23 dargestellt ist, differieren die Wirkungsgrade für den Betrieb mit und ohne Zwischeneinspritzung über 2500 [1/min] nur unwesentlich. Der markant schlechtere Wert mit Economizer bei 3500 [1/min] schlägt aus dem Trend und ist möglicherweise auf eine nicht optimale Messung zurückzuführen. Somit ist bei dieser Messreihe in Bezug auf den Economizer kein wirklicher Vorteil sichtbar. Der Durchschnittswert des Gütegrades  $\zeta_2$  beträgt 0.36.

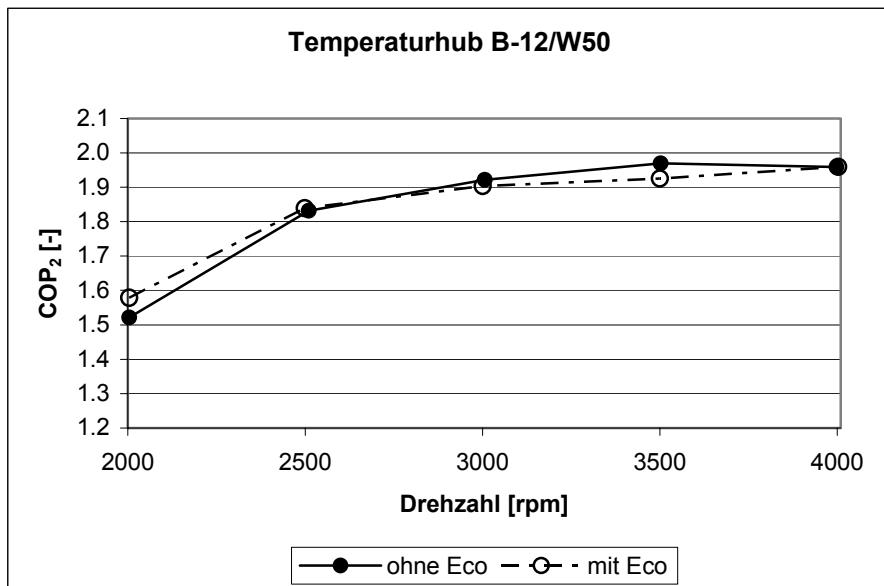
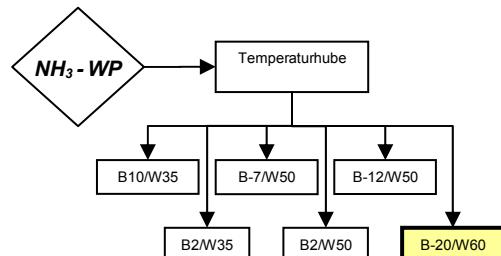


Diagramm 4-23: B-12/W50, COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

#### 4.3.6 Temperaturhub B-20/W60

Die Rahmenbedingungen von -20 [°C] am Verdampfereingang und 60 [°C] am Kondensatorausgang können im Normalbetrieb nur über 3000 [1/min] eingehalten werden, während dies mit Economizer im Bereich von 2500 bis 3500 [1/min] möglich ist. Darüber droht das Überschreiten des elektrischen Maximalstromes. 100 [°C] betrug der Sollwert für die Heissgastemperatur am Verdichteraustritt. Beim Öl- volumenstrom wurden die Herstellerangaben im Verhältnis zur Drehzahl angepasst.



Die extremen Bedingungen dieses Temperaturhubes sind im Diagramm 4-24 gut ersichtlich. Die Abstufung der dargestellten Leistungen hat sich komplett geändert. Die elektrische Leistung überwiegt klar, gefolgt von der Wärmeleistung aus dem Ölkühler. Die Kondensatorleistung ist stark eingebrochen, sodass deren Niveau jetzt am tiefsten liegt. Von der aufgewendeten elektrischen Energie fliesst der grösste Teil über Reibungswärme ins Öl. Für den eigentlichen Effekt, die Gaskomprimierung und -förderung, steht weniger Energie zur Verfügung, wodurch die Gasfördermenge abnimmt. Je kleiner der NH<sub>3</sub> – Massenstrom, desto kleiner die Leistung des Kondensators.

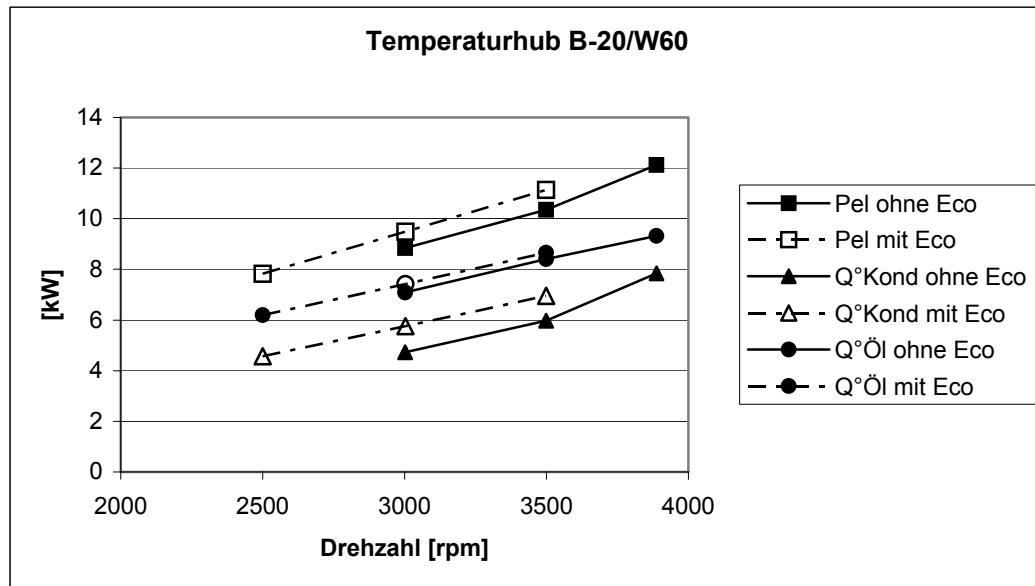
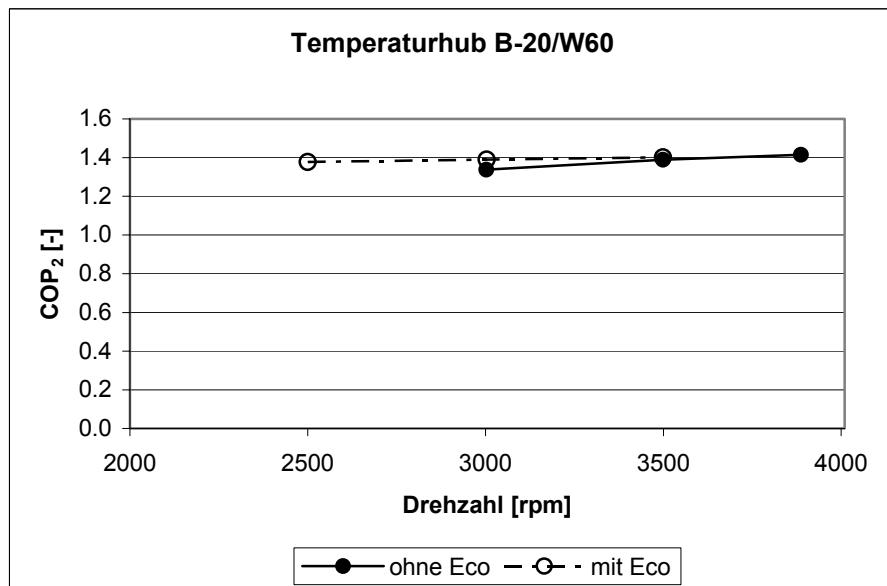


Diagramm 4-24: B-20/W60, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Der COP – Wert mit Economizer verläuft praktisch horizontal, ist also praktisch unabhängig von der Drehzahl, verglichen mit Diagramm 4-25. Wird die Anlage ohne Zwischeneinspritzung betrieben, so nimmt der Wirkungsgrad mit steigender Drehzahl annähernd linear leicht zu. Weil bei Drehzahlen unterhalb von 3000 [rpm] die Randbedingungen von  $-20$  und  $60$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] nicht mehr erreicht werden, bringt der Economizer speziell in diesem Bereich Vorteile.

Diagramm 4-25: B-20/W60, COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

## 4.4 Gegenüberstellung der Resultate der verschiedenen Temperaturhube

In den folgenden Gegenüberstellungen werden für den Temperaturhub B2/W50 die Werte der zweiten Serie mit drehzahlproportionalem Ölstrom gewählt (vergleiche Abschnitt 4.3.3).

### 4.4.1 COP<sub>2</sub>

Die Gegenüberstellung der Wirkungsgrade aller Temperaturhube verdeutlicht nochmals die auch theoretisch begründbare Abhängigkeit des COP - Wertes vom zu überwindenden Temperaturgefälle und von der Drehzahl. Je höher der Temperaturhub, desto kleiner der Wirkungsgrad.

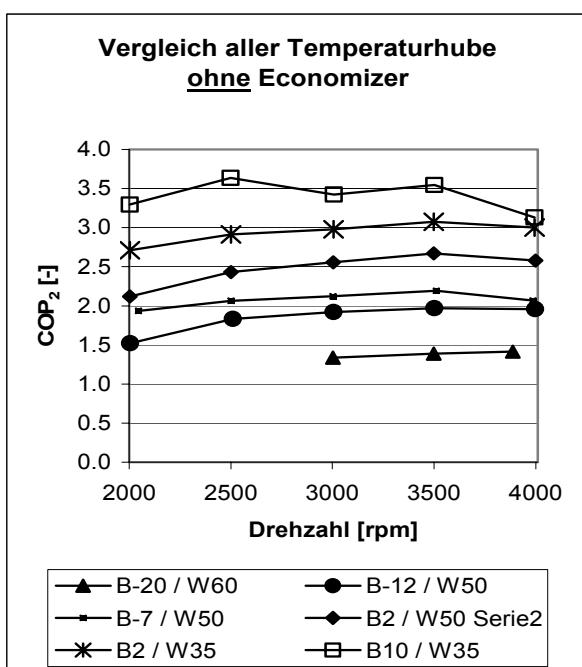


Diagramm 4-26: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer

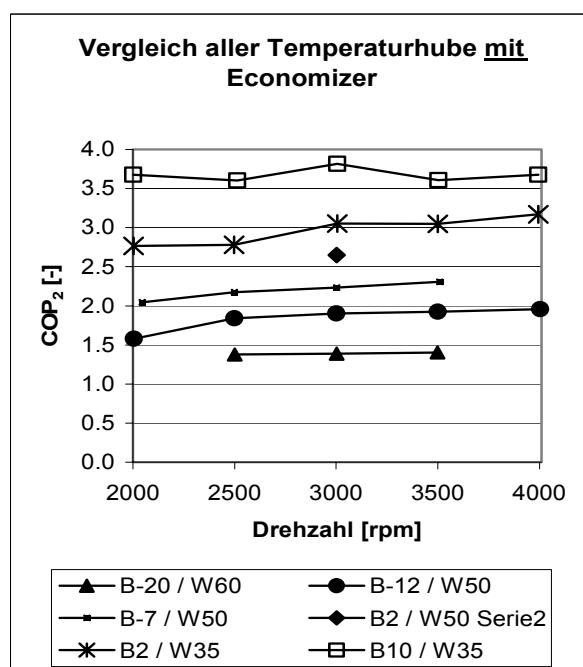


Diagramm 4-27: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl, mit Economizer

Ohne Economizer scheint der Flügelzellenverdichter unter den vorherrschenden Bedingungen seinen Bestpunkt bei einer Drehzahl von 3500 [rpm] zu haben. Abgesehen von B-20/W60, zeigen die Kurven bei dieser Drehzahl ein Maximum. Unterhalb von 3500 [rpm] fallen die Kurven teilweise ab. Im Gegensatz dazu verlaufen bei Betrieb mit Economizer über 3500 [rpm] die Kurven horizontal oder steigen sogar. Vergleicht man die effektiven Werte für den Betrieb mit und ohne Zwischeneinspritzung bei 3500 [rpm], stellt man nur geringfügige Unterschiede fest.

#### 4.4.2 COP – relevante Leistungen

Unter COP – relevanten Leistungen versteht man die in die Wirkungsgradberechnung einfließenden Größen von Nutzen und Aufwand. In diesem Fall sind es die Wärmeleistungen aus Kondensator und Ölkühler und die elektrische Leistung.

##### 4.4.2.1 Elektrische Leistung (Aufwand)

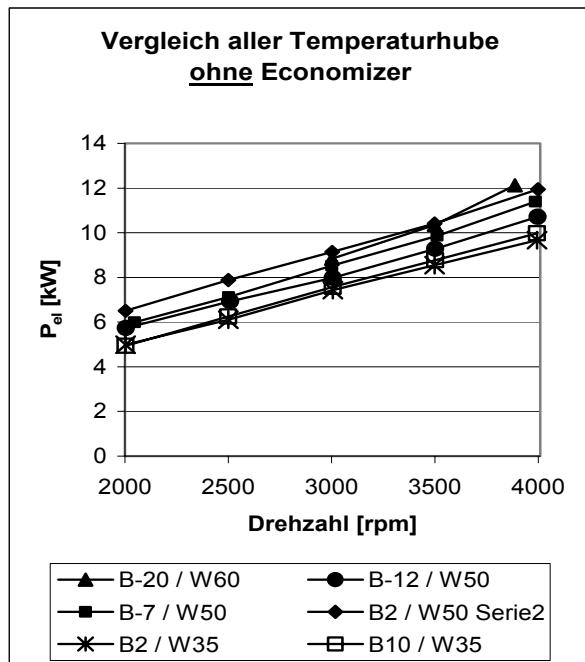


Diagramm 4-28: Elektrische Leistung in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer

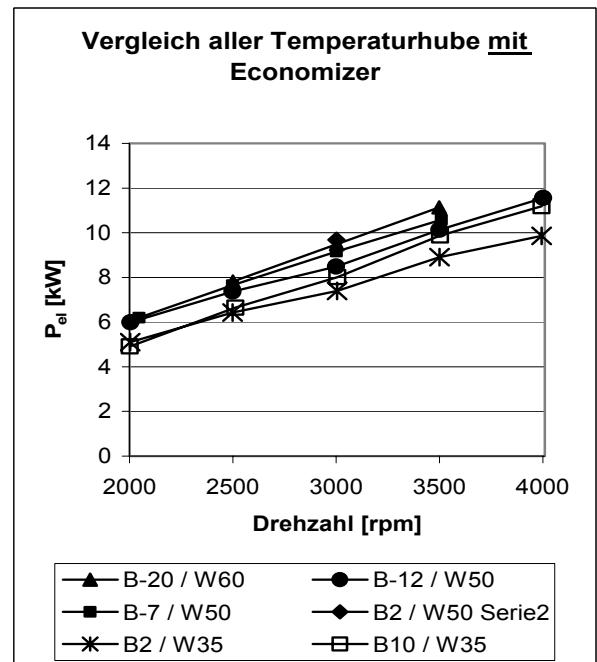


Diagramm 4-29: Elektrische Leistung in Funktion der Drehzahl, mit Economizer

Es fällt auf, dass die Kurven in Diagramm 4-28 und Diagramm 4-29 in ihrer Reihenfolge nicht der Höhe des Temperaturhubes entsprechend verlaufen. So ist zum Beispiel bei B2/W35 die elektrische Leistung kleiner, als bei B10/W35 und B2/W50 weist das höchste Leistungsniveau auf. Es ist allerdings zu beachten, dass die Versuche zum Teil mit differenzdruck – abhängigem und zum Teil mit drehzahlabhängigem Öl volumenstrom gefahren wurden. Mit Economizer wird die benötigte elektrische Leistung leicht höher ist als ohne.

##### 4.4.2.2 Wärmeleistung des Kondensators (Nutzen 1)

Die Kondensatorleistungen, dargestellt in Diagramm 4-30 und Diagramm 4-31, verlaufen (mit einer Ausnahme) praktisch linear. Teilweise markant ist der Unterschied der Kondensatorleistung mit oder ohne Zwischeneinspritzung. Hier erscheint das Hauptmerkmal der Economizerreinrichtung, bei gleichem Wirkungsgrad mehr Nutzleistung abzugeben. Da für diese Mehrleistung aber auch mehr Aufwand nötig ist, resultiert kein Vorteil für den COP. Im Einsatz in der Praxis ist die Erhöhung der Wärmeleistung durch den Economizer bei höheren Temperaturhüben allerdings ein Vorteil, da hier das Gebäude auch mehr Heizleistung benötigt.

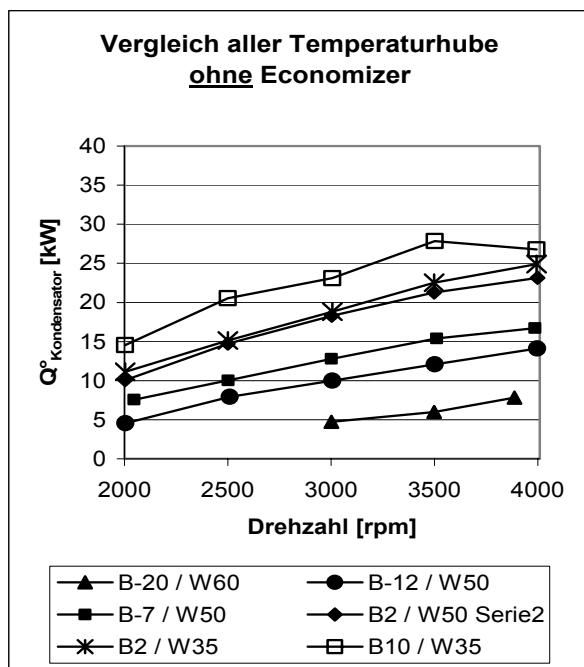


Diagramm 4-30: Kondensatorleistung in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer

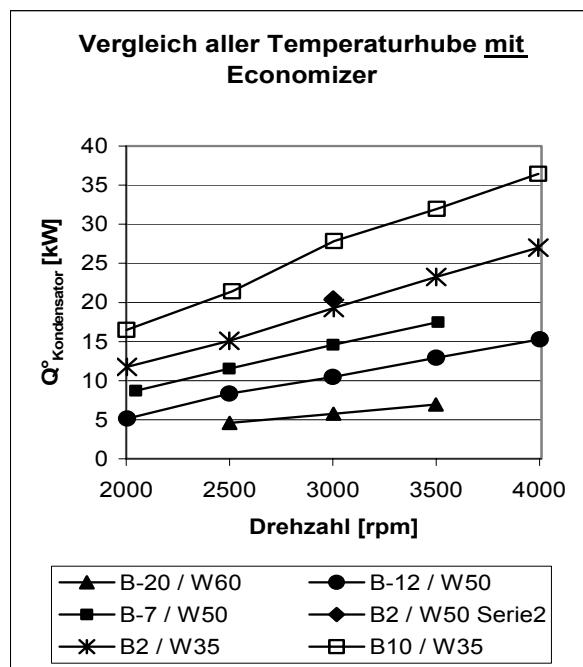


Diagramm 4-31: Kondensatorleistung in Funktion der Drehzahl, mit Economizer

#### 4.4.2.3 Wärmeleistung des Ölkühlers (Nutzen 2)

Wie Diagramm 4-32 und Diagramm 4-33 zeigen, ist die Wärmeleistung aus dem Ölkühler stark von der Drucksituation abhängig. Je höher die Druckdifferenz zwischen Verdichterein- und – austritt, desto mehr Wärmeenergie wird über den Ölkreislauf abgeführt.

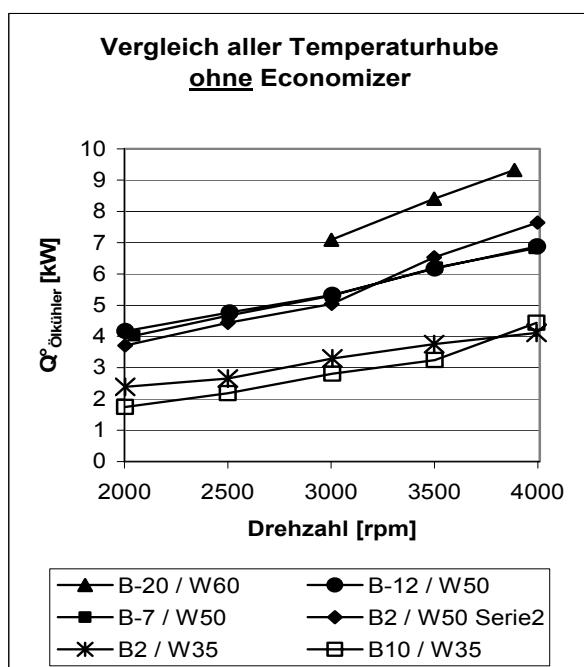


Diagramm 4-32: Ölkühlerleistung in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer

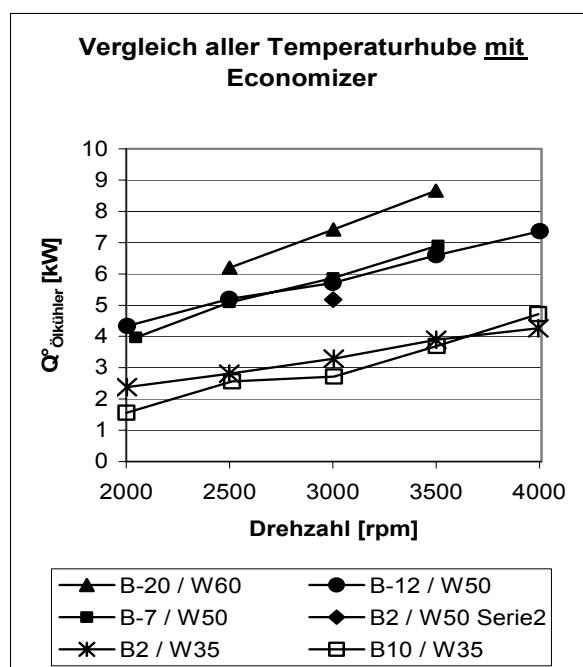


Diagramm 4-33: Ölkühlerleistung in Funktion der Drehzahl, mit Economizer

Der Grund dafür liegt eindeutig in der Kühlauflage des Öls. Mit steigender Druckdifferenz erwärmt sich das Kältemittel auf dem Verdichtungsweg stärker. Beispielsweise würde bei einer isentropen Verdichtung die Verdichtungsendtemperatur für den Temperaturhub B10/W35 67 [°C] betragen, für B-20/W60 jedoch 185 [°C]. Davon abgesehen wäre der Verdichtungsweg ohne Kühlung mit Bestimmtheit überisentrop und somit die Temperaturen am Verdichterausgang noch wesentlich höher. Weil die Temperatur am Verdichterausgang aber nur 100 [°C] betragen darf, muss mehr Energie mit dem Öl abgeführt werden. Der mit der Drehzahl ansteigende Kurvenverlauf ist auf den gleichzeitig ansteigenden Ammoniak – Massenstrom und die zunehmende Reibung zurückzuführen.

#### 4.4.3 Verhältnis der Nutzwärmeströme

Das System liefert Wärme aus zwei separaten Quellen, nämlich aus dem Kondensator und aus dem Ölkühler. Das Verhältnis der Ölkühlerleistung zur gesamten nutzbaren Wärmeleistung verdeutlicht die anteilmässige Herkunft der Nutzenergie.

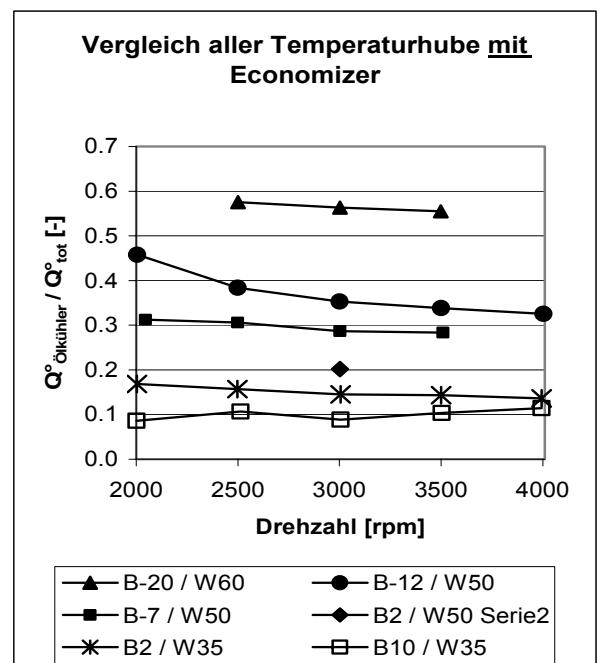
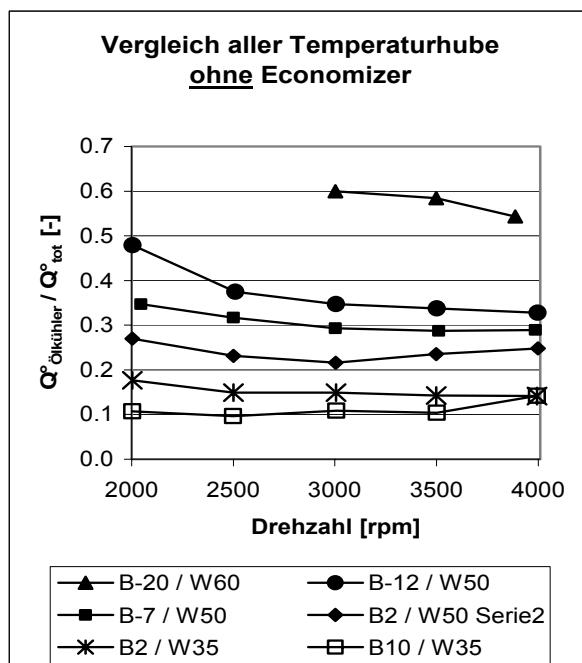


Diagramm 4-34: Verhältnis der abgeführten Wärmeleistungen in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer

Diagramm 4-35: Verhältnis der abgeführten Wärmeleistungen in Funktion der Drehzahl, mit Economizer

Laut Diagramm 4-34 und Diagramm 4-35 trägt die Wärmemenge aus dem Ölkühler je nach Temperaturhub zwischen 10 und 60 % zur Gesamtwärmemenge bei. Je höher der Anteil der Ölkühlerleistung ist, desto kleiner wird der COP – Wert. Der Extremfall, 100% Wärme aus dem Öl, bedeutet, dass kein Kältemittel mehr umgesetzt wird, also die gesamte elektrische Energie über Reibung ins Öl gelangt. Das kommt einer Widerstandsheizung gleich, wobei der Wirkungsgrad maximal 1,0 sein kann. Diagramm 4-36 zeigt die angesprochene Abhängigkeit. Das Ziel müsste hier sein, den Wärmeanteil aus dem Öl möglichst gering zu halten. Diese Anforderung widerspricht der Forderung nach möglichst tiefen Heissgastemperaturen, weil mit dem Öl während der Kompression das Gas gekühlt wird und so moderate Austrittstemperaturen er-

reicht werden. Im Weiteren darf die verdichterinterne Dichtwirkung durch das Öl nicht vergessen werden. Vor allem zwischen 2000 und 3000 [1/min] trägt ein hoher Ölstrom wesentlich mehr zur Verbesserung des Wirkungsgrades bei, als die Zwischeneinspritzung.

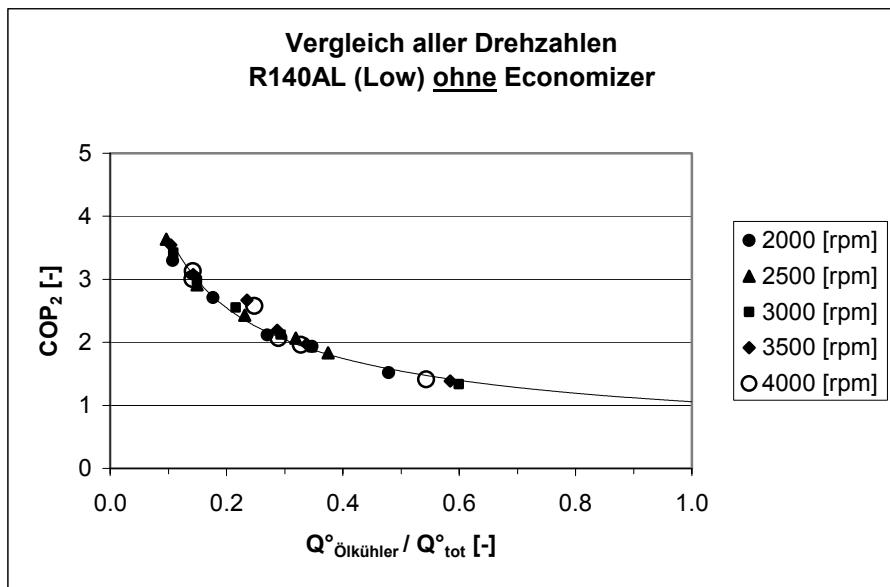


Diagramm 4-36:  $COP_2$  in Funktion der Ölkuhleranteils mit dem R140AL mit Economizer

#### 4.4.4 Verhältnis der Gasmassenströme

Im Diagramm 4-37 ist der Anteil des  $\text{NH}_3$  - Massenstroms der über den Eco-Port in den Verdichter gelangt gemessen am gesamten Ammoniakumsatz dargestellt.

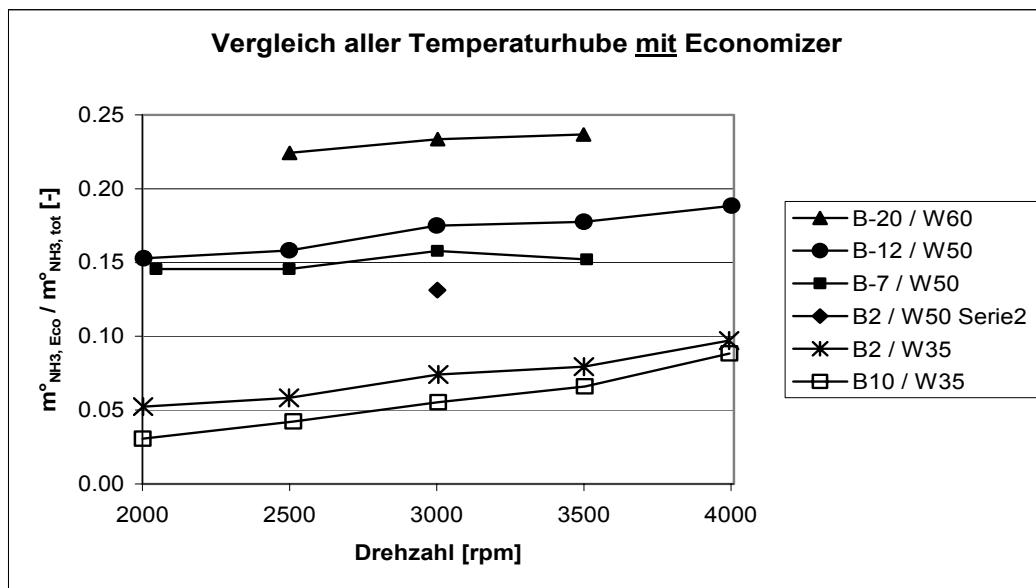


Diagramm 4-37: Verhältnis von Economizer - Gasmassenstrom zum gesamten  $\text{NH}_3$ -Massenstrom in Funktion der Drehzahl

Je grösser der Temperaturhub und je höher die Drehzahl, desto grösser der Massenanteil Ammoniak, der gasförmig direkt aus der Ecoflasche in den Verdichter aufgenommen wird. In den

Versuchen zu B-20/W60 wurde bei 3500 [rpm] ein Teilmassenstrom von knapp 24 % ermittelt. Folglich durchströmen nur noch dreiviertel des umgesetzten Gases den Verdampfer. Dadurch sinkt natürlich die Kälteleistung vom Verdampfer.

## 5 Messresultate der Versuche mit Flügelzellenverdichter R140AH von RotoVane

### 5.1 Messreihen im Überblick

Grundsätzlich sind wieder Versuche mit zwei unterschiedlichen Zielsetzungen gefahren worden. Einerseits galt es ausgewählte Systemparameter bei einem mittleren Temperaturhub zu variieren und andererseits waren Messungen zu den geforderten Temperaturgefällen mit verschiedener Drehzahl durchzuführen.

Eine Vielzahl von Versuchen mit veränderlichen Systemparametern wurden bereits bei den Versuchen mit dem R140AL durchgeführt und deren Ergebnisse in Kapitel 4.2 detailliert beschrieben. Deshalb beschränkte man sich bei den Messungen mit dem R140AH auf die Variation des Ölstroms. Vergleiche die Abb. 4-1 und Abb. 5-1.

Auch die Vielfalt der Temperaturhube wurde auf die folgenden reduziert: B2/W50, B-7/W50, B-12/W50 und B-20/W60 (Abb. 5-1). In der Benennung der Temperaturgefälle steht B für die Solltemperatur beim Eintritt in den Verdampfer und W für die Heizwasservorlauftemperatur am Ausgang des Kondensators. Wie vom Hersteller empfohlen, wurde der Ölstrom über die ganze Messreihe eines Temperaturgefälles konstant gehalten. In Ausnahmefällen konnte es vorkommen, dass auf Grund mangelnder Kühlung mit zunehmender Drehzahl der Ölstrom erhöht werden musste.

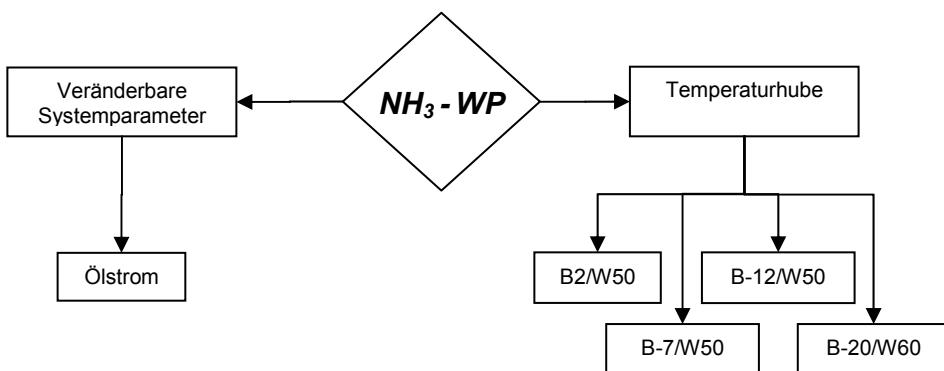
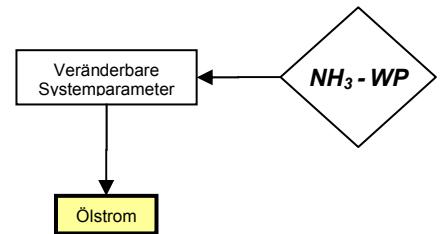


Abb. 5-1: Schematische Darstellung der Messreihen mit R140AH

Die Versuche wurden noch bezüglich COP – Wert, COP relevanten Leistungen, Verhältnis der Nutzenergien und Verhältnis von Economizer- zum gesamten NH3 - Massenstrom für alle gefahrenen Temperaturhube ausgewertet.

## 5.2 Messungen bei B2/W50, n=3000 [rpm] mit variablem Ölstrom

Unter der Annahme, dass die Variation vom Ölstrom bei allen Temperaturhuben und Drehzahlen den gleichen Effekt bewirkt, wurde diese Versuchsreihe nur bei den äusseren Rahmenbedingungen B2/W50 und der mittleren Drehzahl von 3000 [rpm] durchgeführt. Die Verdichteraustrittstemperatur betrug bei allen Messungen 100 [°C].



Der COP – Verlauf in Diagramm 5-1 steigt mit zunehmendem Ölstrom bis 400 [l/h] um rund 13 % auf 2.3 an und bleibt darüber konstant. Aus dem Kurvenverlauf darf man schliessen, dass auch bei noch höheren Öldurchsätzen der COP – Wert nicht mehr zulegen würde. Im Hinblick auf einen maximalen Wirkungsgrad müsste also mindestens 400 [l/h] Öl fliessen.

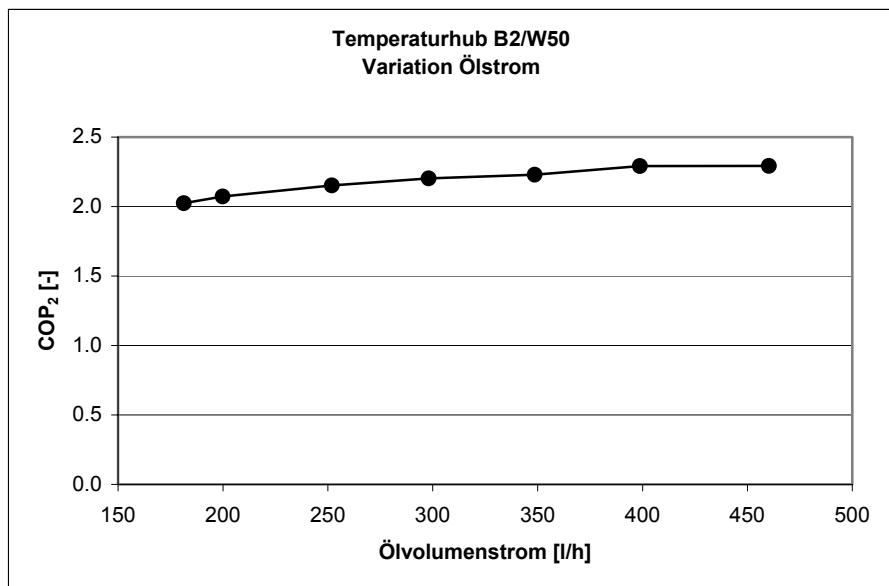


Diagramm 5-1: COP<sub>2</sub> in Funktion vom Ölstrom

Die Kondensatorleistung steigt im dargestellten Bereich um 15.4 %. Gleichzeitig sinken die vom Motor aufgenommene elektrische Leistung um 5.4 % und der Wärmestrom aus dem Ölkühler gar um 11.5 % (Diagramm 5-2). Der Haupteffekt der Ölstromerhöhung liegt, wie schon im Kapitel 4 beschrieben, in einer verbesserten Dichtwirkung im Verdichter.

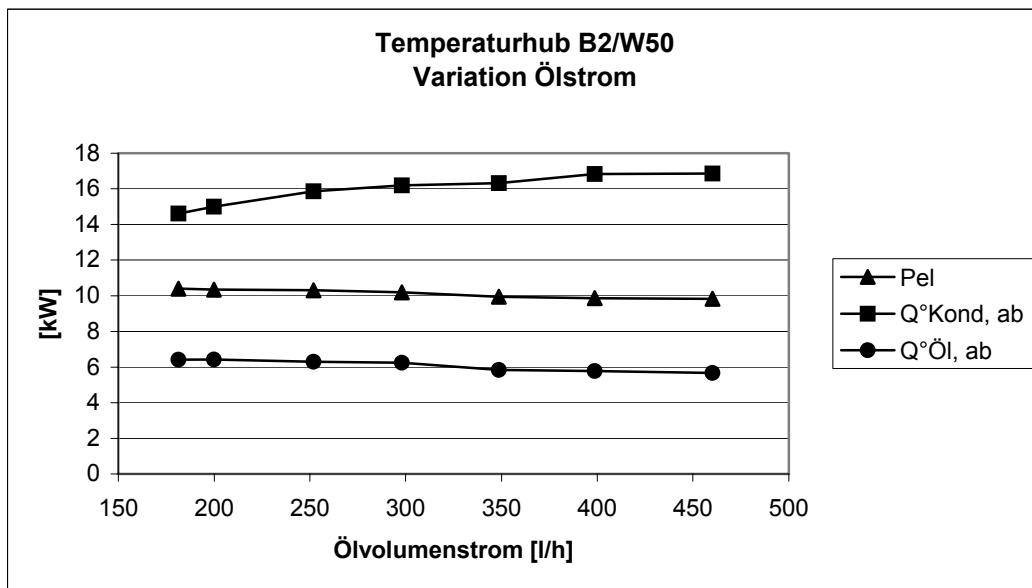
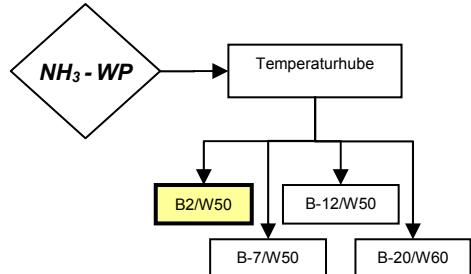


Diagramm 5-2: COP relevante Leistungen in Funktion des Ölvolumestroms

## 5.3 Messungen bei verschiedenen Temperaturhuben

### 5.3.1 Temperaturhub B2/W50

Die Messungen bei 2000, 2500 und 3000 [rpm] erfolgten bei einem Ölvolumestrom von ca. 200 [l/h]. Für die Versuche bei 3500 [rpm] musste der Ölstrom auf ca. 240 [l/h] erhöht werden, weil sonst die 100 [°C] am Verdichteraustritt nicht eingehalten werden konnten. Weil bei Drehzahlen über 3500 [rpm] der Maximalstrom überschritten worden wäre, musste auf die Versuche bei 4000 [rpm] verzichtet werden.



Die Kurven in Diagramm 5-3 weisen einen weitgehend linearen Verlauf auf. Während der Motor mit und ohne Economizer praktisch gleich viel elektrische Energie verbraucht und über die Öl-Kühlung in beiden Betriebsarten die gleiche Wärmemenge abgeführt wird, liefert der Kondensator im Economizerbetrieb im Mittel rund 14 % mehr Wärmeenergie als ohne Zwischeneinspritzung. Dafür muss durch den Kondensator ein im gleichen Ausmass höherer Ammoniak – Massenstrom vorliegen, was auch der Fall ist. Anteilmässig steigt der Gasmassenstrom aus dem Economizer, gemessen am Gesamtgasmassestrom, mit zunehmender Drehzahl von 10 auf 12.8 % an. Entgegen der Theorie hat der höhere Kältemittelumsatz keinen messbaren Einfluss auf die Verdichterantriebsleistung und die Ölerwärmung.

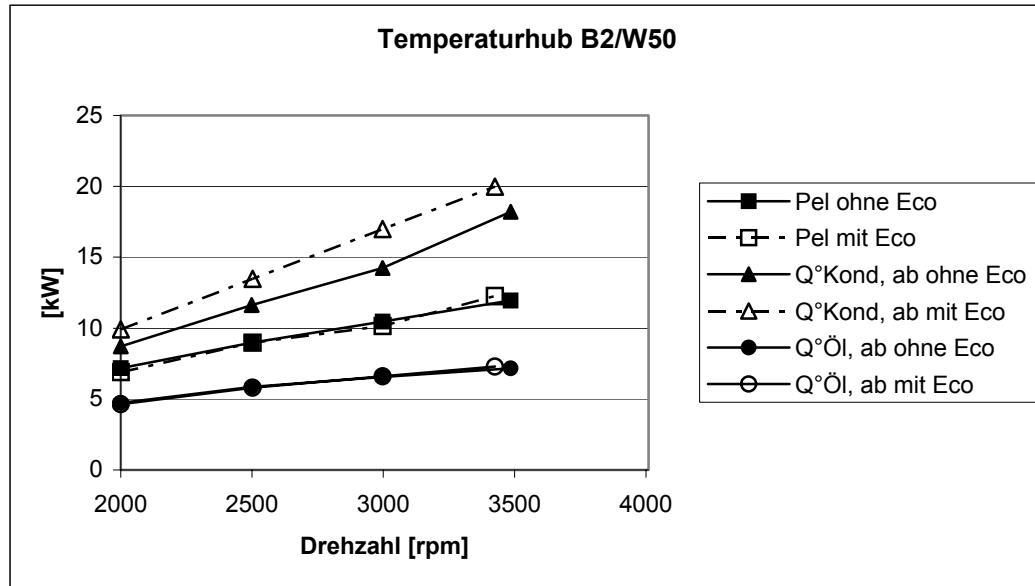
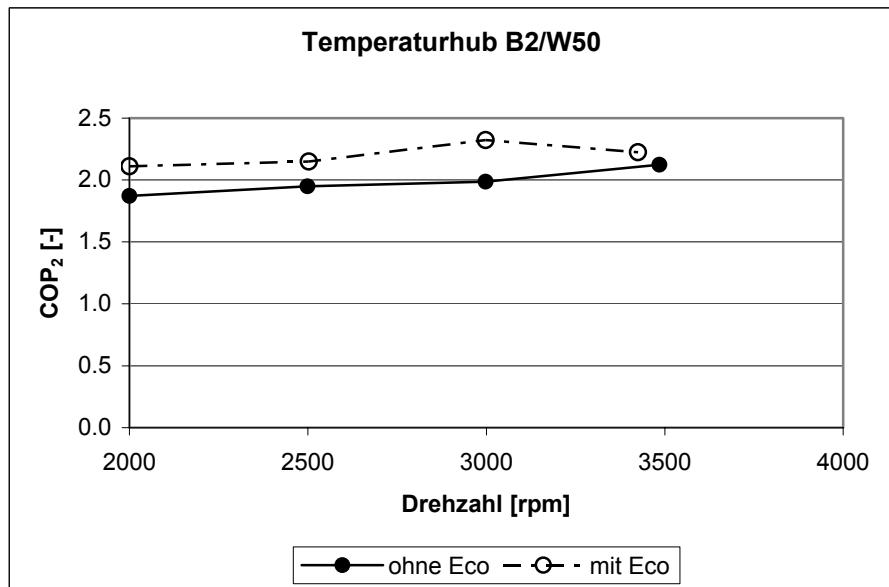


Diagramm 5-3: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

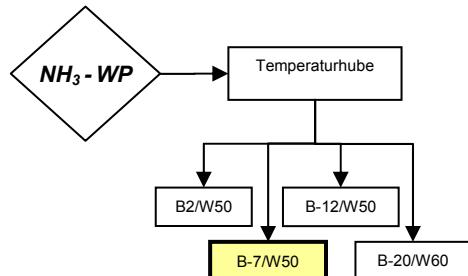
Im Diagramm 5-4 ist der COP – Verlauf dargestellt. Der Wirkungsgrad ist mit Economizer gemit-  
telt um rund 11 % höher als ohne. Die COP – Werte von 2.1 ohne, bzw. 2.3 mit Zwischenein-  
spritzung liegen deutlich unter den vom Hersteller für dieses Temperaturgefälle für 3000 [rpm]  
publizierten Wert von 3.4. Im Unterschied zu den Angaben von RotoVane, wo für die COP Be-  
rechnung die Wellenleistung des Verdichters als Aufwand einfließt, wird hier die die elektrische  
Leistung als Aufwand verwendet und somit der Motorenwirkungsgrad mit eingeschlossen. Die  
Diskrepanz zwischen den Messergebnissen und den Herstellerangaben ist jedoch deutlich  
grösser als der Einfluss der Leistungszahl des Motors.

Bei diesem Temperaturhub beträgt der maximale Gütegrad  $\zeta_2$  0.35.

Diagramm 5-4: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

### 5.3.2 Temperaturhub B-7/W50

Bei dieser Versuchsreihe wurde der Ölstrom drehzahlproportional geregelt, ausgehend von 240 [l/h] bei 3000 [rpm]. Das entspricht einem Plus von 22 % gegenüber den Herstellerangaben, war aber nötig um die Verdichteraustrittstemperatur einhalten zu können.



Der Unterschied zwischen Normal- und Economizerbetrieb ist im Diagramm 5-5 bei allen drei Größen gut sichtbar. Oberhalb von 2500 [rpm] verlaufen die Kurven mit Zwischeneinspritzung im Mittel knapp 8 % (elektr. Leistung), beinahe 15 % (Kondensatorleistung) und über 5 % (Ölkühlung) höher als diejenigen im Normalbetrieb. Unterhalb von 2500 [rpm] schrumpfen die Zuwachsrraten auf Werte zwischen 2 und 3 %. Die Zunahme der Kondensatorleistung ist bedingt durch die Zunahme des Kältemittelstroms, die durch die Zwischeneinspritzung bewirkt wird. Mit zunehmendem Temperaturgefälle sinkt die Kondensatorleistung immer weiter. Bei diesem Temperaturhub ist sie unterhalb von 2500 [rpm] sogar kleiner als die gemessene elektrische Leistung. Deshalb erstaunen die tiefen Wirkungsgrade bei niedriger Drehzahl in Diagramm 5-6 nicht.

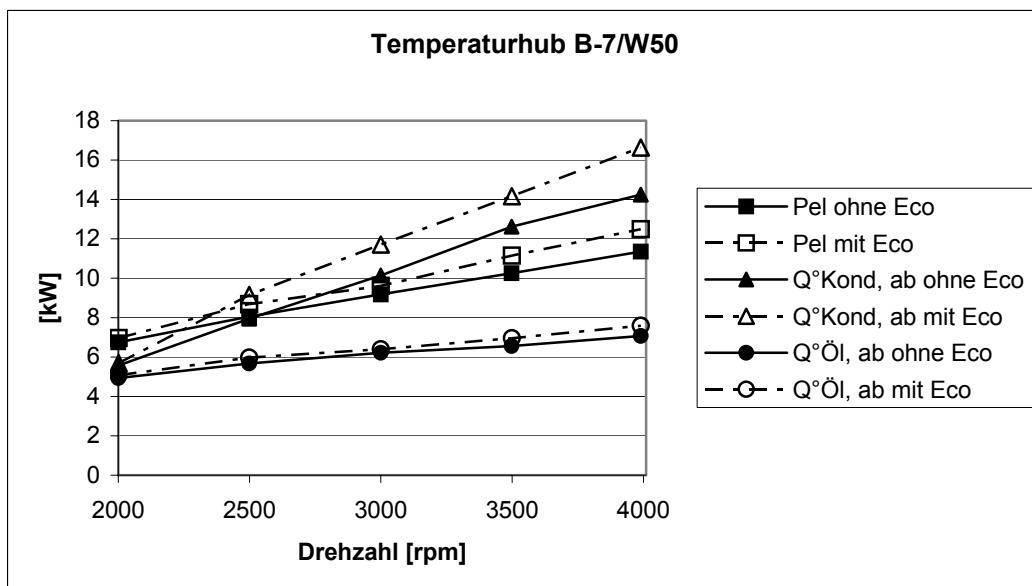
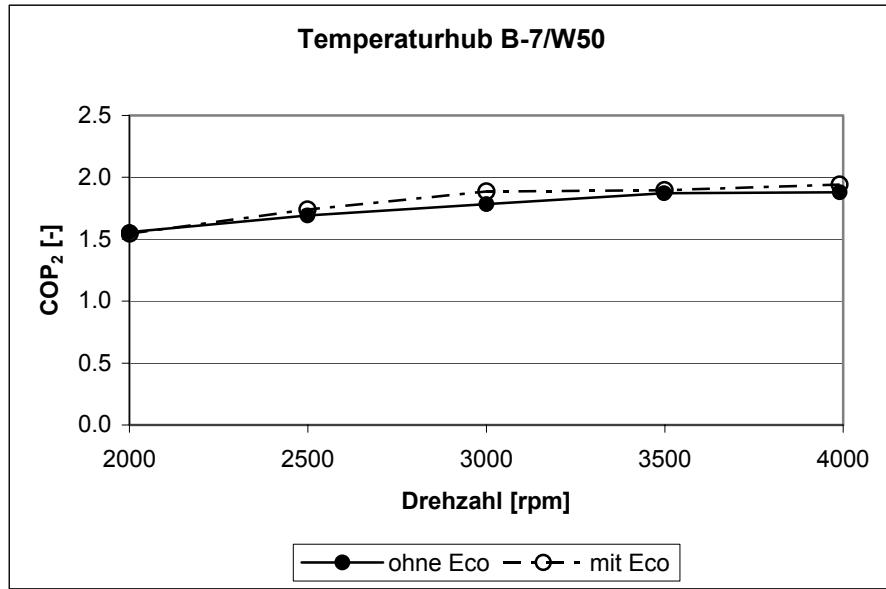


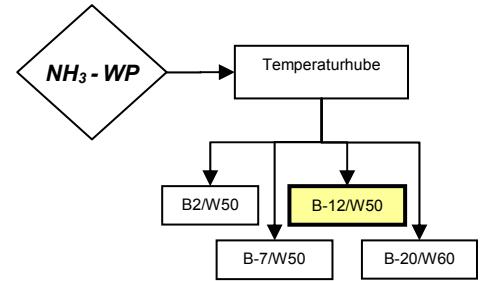
Diagramm 5-5: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Im dargestellten Drehzahlbereich steigen die COP – Werte von rund 1.5 auf 1.9, was einer Steigerung von über 20 % entspricht. Der Vorteil der Zwischeneinspritzung schlägt sich im Wirkungsgrad gemittelt nur mit 3 % nieder. Bescheiden fällt auch der Gütegrad  $\zeta_2$  aus, der im Mittel 0.32 beträgt und sein Maximum bei 0.34 erreicht.

Diagramm 5-6: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

### 5.3.3 Temperaturhub B-12/W50

Auch bei diesem Temperaturgefälle regelte man den Ölstrom proportional zur Drehzahl, so dass bei 3000 [rpm] 270 [l/h] durch den Verdichter strömten, was bei dieser Drehzahl den Herstellerangaben entspricht. Damit war es möglich, die geforderten 100 °C am Verdichterausgang einzuhalten.



Die Kondensatorleistung, dargestellt in Diagramm 5-7, ist gegenüber B-7/W50 gesunken. Sie übersteigt die dem Motor zugeführte elektrische Leistung im Economizerbetrieb bei 3000 [rpm] und im Normalbetrieb gar erst bei 3500 [rpm]. Mit Economizer steigt der Wärmestrom aus dem Kondensator um 40 % stärker, bei der elektrischen Leistung und der Energie aus dem Ölkühler sind es noch 33 %. Der Anteil Gasmasse aus der Eco-flasche bezogen auf den gesamten Gasstrom nimmt mit der Drehzahl von knapp 16 auf 18 % zu.

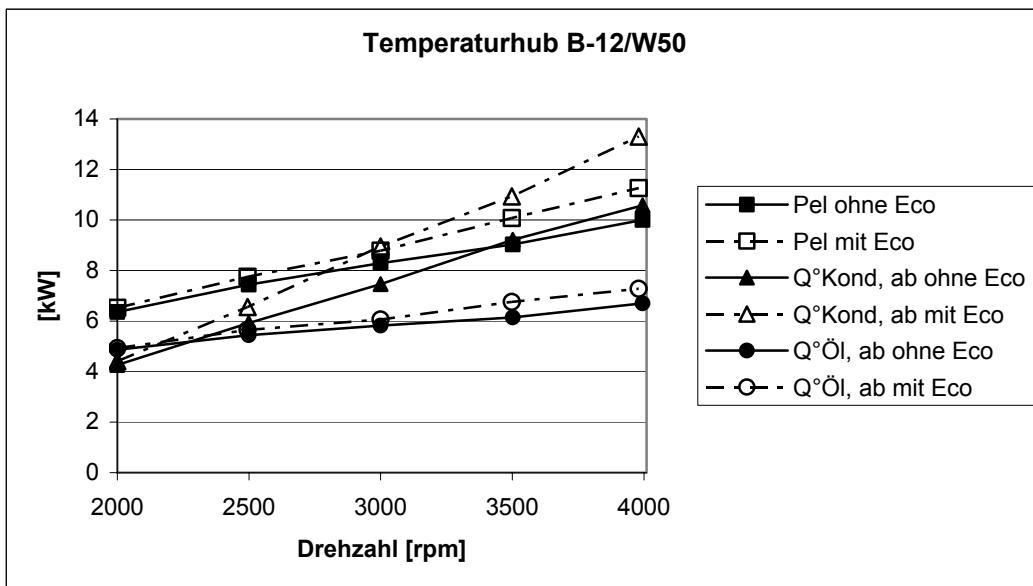
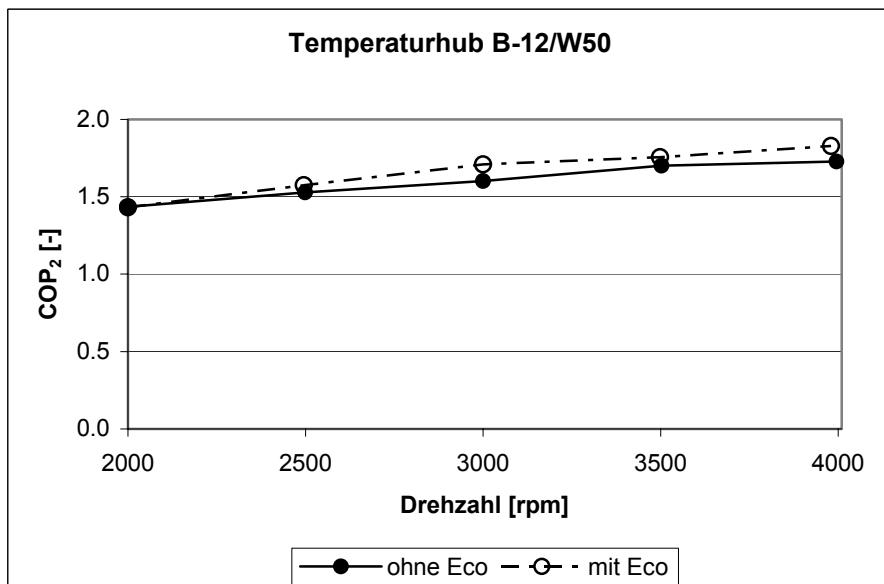


Diagramm 5-7: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Im Bereich zwischen 2500 und 4000 [rpm] ist der Wirkungsgrad mit Zwischeneinspritzung durchschnittlich 5.5 % höher als ohne. Wie in Diagramm 5-8 ersichtlich, wird maximal ein Wert von 1.8 erreicht.

Diagramm 5-8: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

### 5.3.4 Temperaturhub B-20/W60

Um ein möglichst gutes Resultat zu erzielen, wurde der Ölstrom auf über 400 [l/h], verglichen mit den Angaben von RotoVane 280[l/h], erhöht. Trotz dieser Massnahmen konnten die Testbedingungen von -20 °C der Quelltemperatur und die 60 °C der Senke mit bzw. ohne Economizer nur bei Drehzahlen über 3000 [rpm], bzw. über 3500 [rpm] erreicht werden.

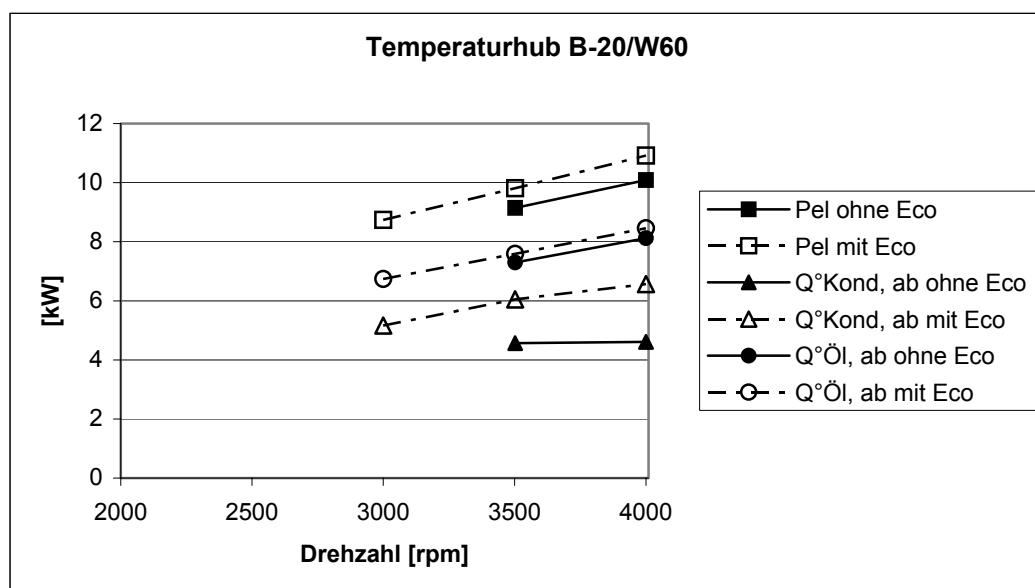
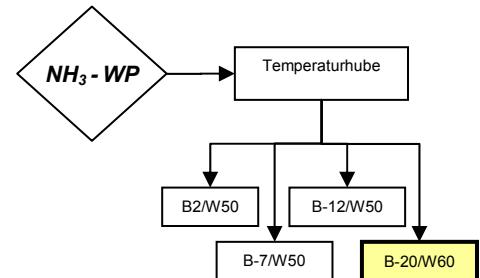


Diagramm 5-9: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

Die elektrische Leistung ist höher als die Kondensatorleistung und die Ölkühlerleistung. Daraus muss man schliessen, dass der Kältemittelumsatz sehr klein ist. Verglichen mit den anderen Temperaturhuben, wo der Wärmestrom aus dem Ölkühler immer zwischen 5 und 7 [kW] beträgt, sind es hier 7 bis 8.5 [kW]. Trotz dem kleinen Gasmassenstrom ist die während der Kompression mit dem Öl abzuführende Wärmemenge grösser als bei den vorher beschriebenen Versuchen. Folglich würde die Verdichtungsendtemperatur bei diesen extremen Bedingungen ohne kühlendes Öl sehr viel höher liegen.

Die Unterschiede zwischen beiden Betriebsarten sind hier markant. Am auffälligsten ist die Steigerung der Kondensatorleistung, was eindeutig dem gemittelt um 37 % erhöhten Gasumsatz zuzuschreiben ist. Die Zwischeneinspritzmenge beträgt rund 24 % des gesamten Kältemittelstromes. Während der Verdichtung fallen aber nur 4 % mehr Wärme an, die mit dem Öl abtransportiert werden. Hingegen werden vom Elektromotor für die Kompression beinahe 8 % mehr Energie verbraucht.

Zusammengefasst ergeben diese Effekte einen Wirkungsgradverlauf, wie er in Diagramm 5-10 dargestellt ist. Mit Economizer bleibt der COP zwischen 3000 und 4000 [rpm] praktisch konstant. Weil im Normalbetrieb der vom Kondensator abgegebene Wärmestrom nicht mit der Drehzahl ansteigt, nimmt der Wirkungsgrad mit zunehmender Drehzahl ab. Die absoluten Werte von knapp 1.4 mit Zwischeneinspritzung verglichen mit 2.0 nach Angaben des Herstellers stehen in argem Missverhältnis.

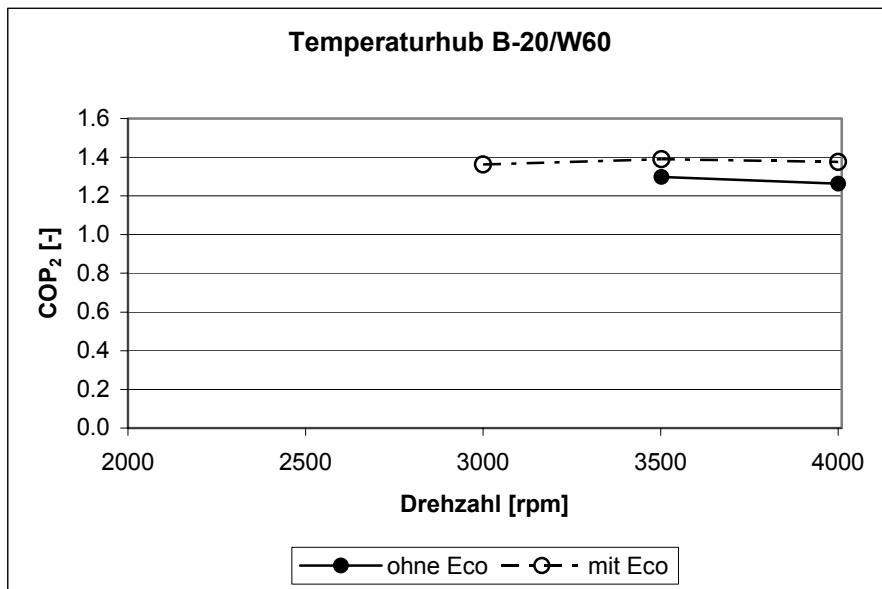


Diagramm 5-10: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

## 5.4 Gegenüberstellung der Resultate der verschiedenen Temperaturhube

### 5.4.1 COP<sub>2</sub>

Die gemessenen Wirkungsgrade sind abhängig vom Temperaturhub und von der Drehzahl.

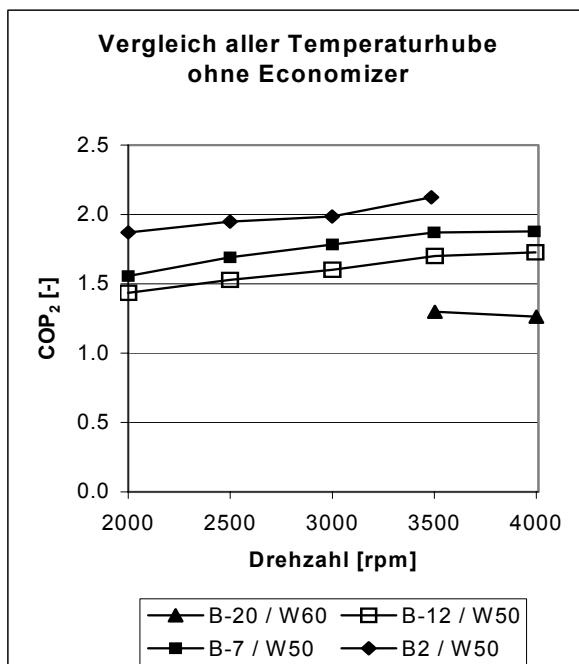


Diagramm 5-11: COP<sub>2</sub> ohne Economizer

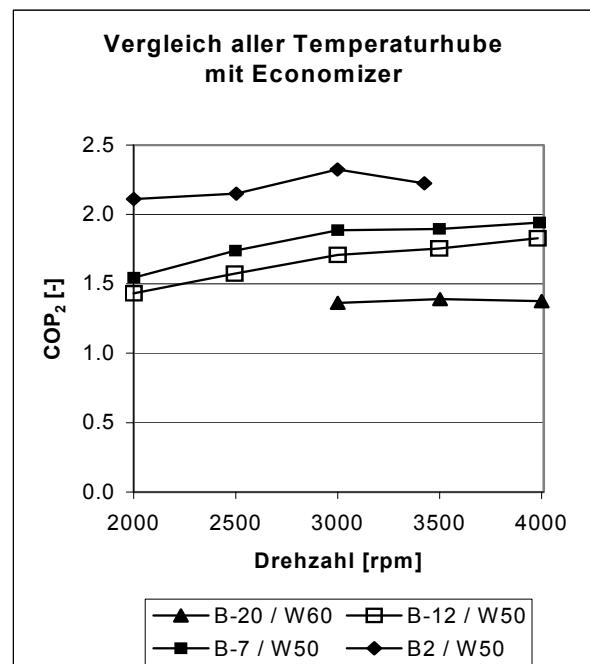


Diagramm 5-12: COP<sub>2</sub> mit Economizer

Der Verlauf der Wirkungsgradkurven ist für den Betrieb mit oder ohne Zwischeneinspritzung ähnlich. Ohne Economizer scheint der Bestpunkt bei 3500 [rpm] zu liegen, denn oberhalb dieser Drehzahl flacht die Steigung deutlich ab, oder wird wie bei B-20/W60 sogar negativ (Diagramm 5-11). Dieser Knickpunkt verschiebt sich mit Economizer auf dem Drehzahlband gegen 3000 [rpm] (Diagramm 5-12).

### 5.4.2 COP – relevante Leistungen

Als COP – relevante Leistungen werden die in die COP<sub>2</sub> – Berechnung einfließenden Größen elektrische Leistung und die Wärmeströme aus Kondensator und Ölkühler bezeichnet.

#### 5.4.2.1 Elektrische Leistung (Aufwand)

Die elektrische Leistung steigt für die Betriebsarten mit und ohne Zwischeneinspritzung praktisch linear an. Je grösser das Temperaturgefälle, desto kleiner die Kälteleistung und der angesaugte Gasmassenstrom und desto kleiner auch die benötigte elektrische Antriebsenergie, obwohl die spezifische Kompressionsarbeit bei grösseren Temperaturhuben grösser wird. Diesbezüglich interessant ist, dass der Aufwand bei B-20/W60 praktisch gleich wie bei B-12/W50 ist, obwohl die Kälteleistungen ohne respektive mit Economizer gemittelt um rund 47 % bzw. 54 %

tiefer liegt. Hier wir also der kleinere Massenstrom mit der höheren spezifischen Kompressionsarbeit kompensiert.

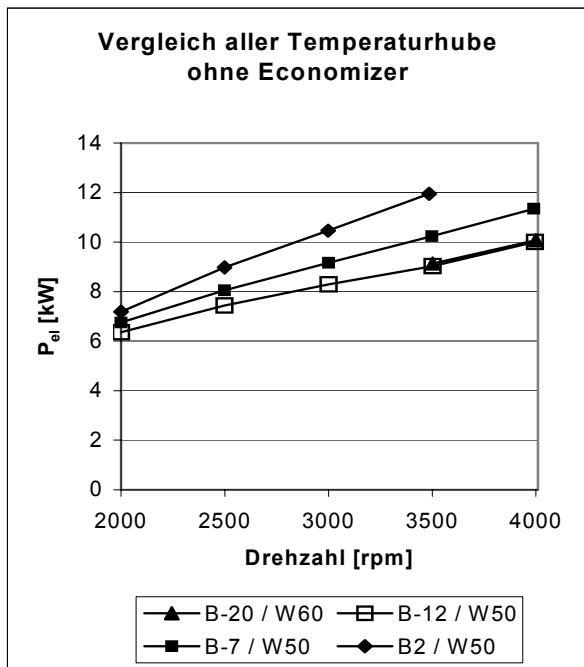


Diagramm 5-13: Elektrische Leistungsaufnahme ohne Economizer

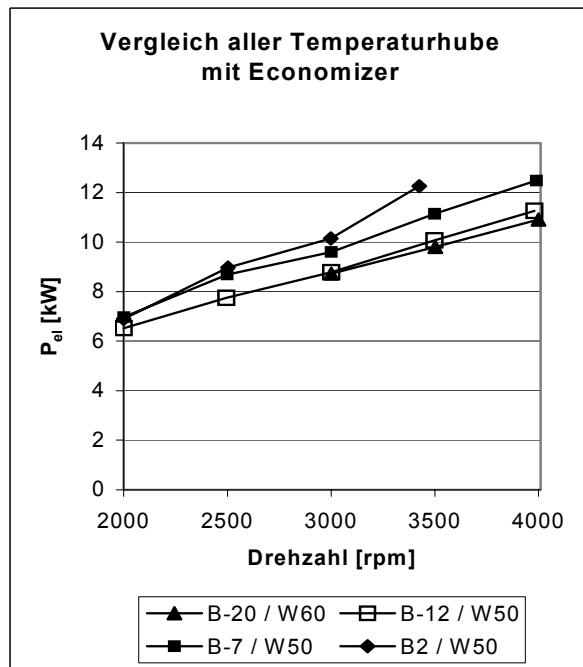


Diagramm 5-14: Elektrische Leistungsaufnahme mit Economizer

#### 5.4.2.2 Wärmeleistung des Kondensators (Nutzen 1)

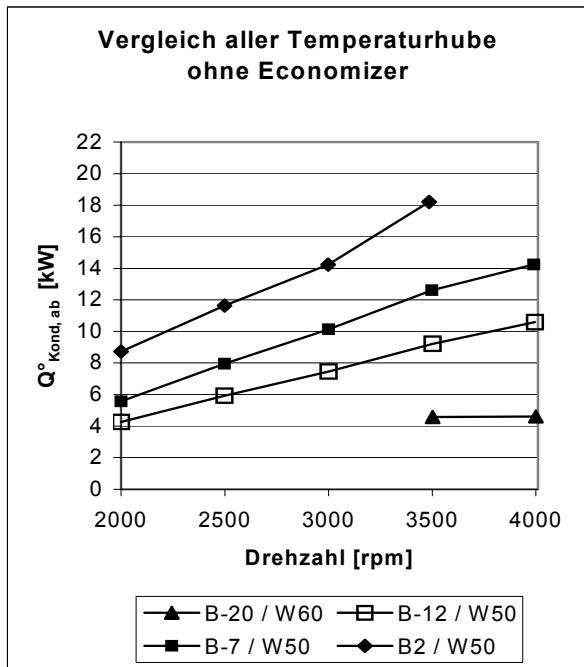


Diagramm 5-15: Kondensatorleistung ohne Economizer

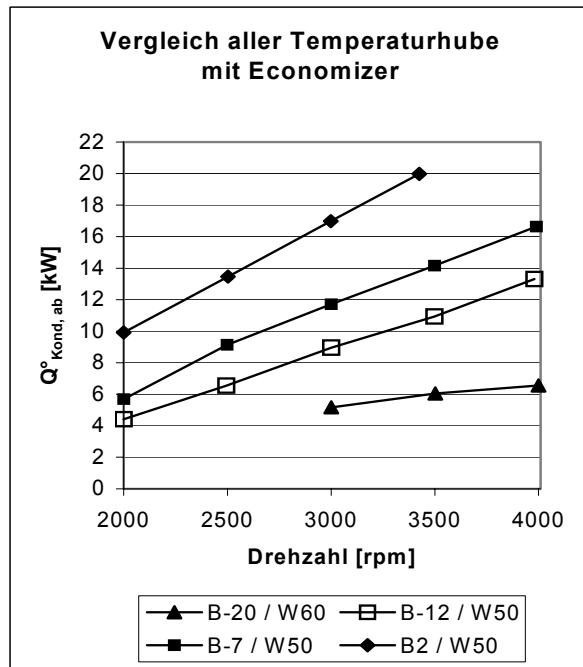


Diagramm 5-16: Kondensatorleistung mit Economizer

Bezogen auf die Kondensatorleistung beim Temperaturgefälle B2/W50 liegen die Werte für B-7/W50 um durchschnittlich 33%, für B-12/W50 um 49% und für B-20/W60 gar um rund 70 %

niedriger. Diese Angaben gelten mit und ohne Zwischeneinspritzung. Wie bereits früher bemerkt, bringt der Economizer vor allem betreffend der Kondensatorleistung Vorteile, die mit steigendem Temperaturgefälle noch grösser werden. So beträgt die Steigerung bei B2/W50 und B-7/W50 rund 15 %, bei B-12/W50 im Mittel 18% und bei B-20/W60 gemittelte 27%. Zusammen mit dem nutzbaren Wärmestrom aus dem Ölkuhler wird die Projektanforderung von 17 [kW] thermischer Heizleistung, nur bei den Extrembedingungen B-20/W60 nicht erreicht.

#### 5.4.2.3 Wärmeleistung des Ölkuhlers (Nutzen 2)

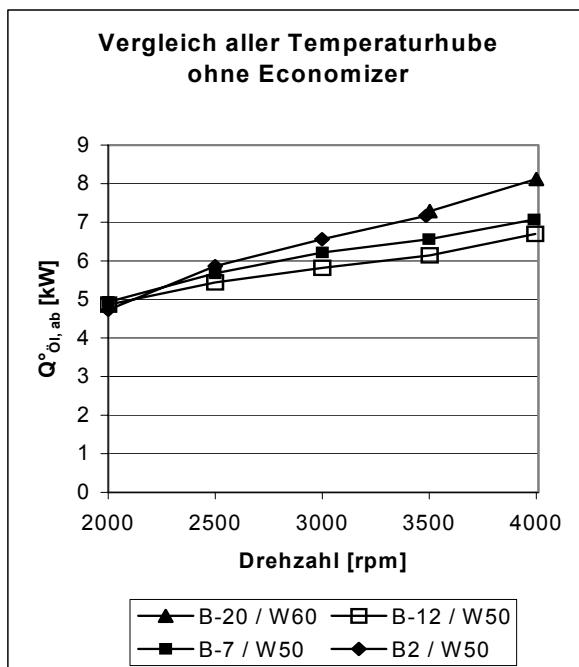


Diagramm 5-17: Ölkuhlerleistung ohne Economizer

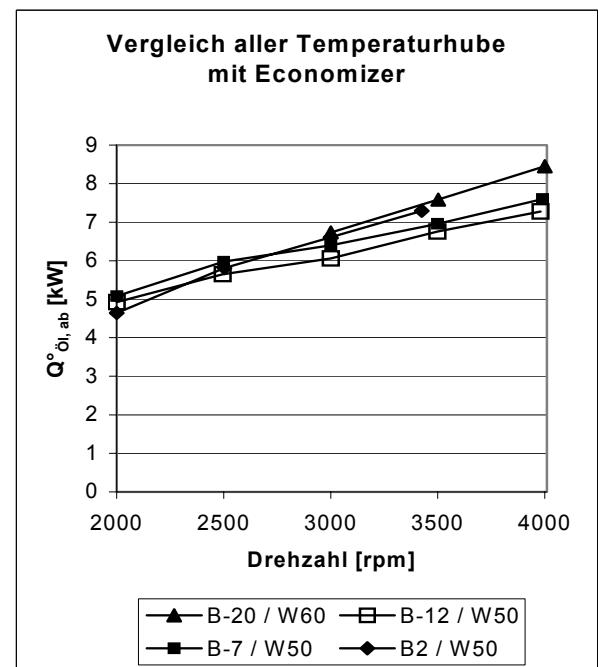


Diagramm 5-18: Ölkuhlerleistung mit Economizer

Die Ölkuhlerleistung zeigt im Vergleich zu den Versuchen mit dem Flügelzellenverdichters R140AL (Diagramm 4-32 und Diagramm 4-33) bis auf die Messreihe bei B-20/W60 ähnliches Verhalten. Die Ölströme in den verglichenen Versuchen zwischen R140AL und R140AH waren gleich.

Es sind zwei verschiedene Ursachen, die zur Erwärmung des Öls beitragen. Zum einen limitiert das Öl die Gastemperatur am Verdichteraustritt auf maximal 100 °C, indem es die bei der Kompression des gasförmigen Kältemittels entstehende Wärme abführt. Die Ölkuhlerleistung ist dann abhängig vom Temperaturgefälle. Andererseits schmiert und kühlt es die Oberflächen der aufeinander gleitenden Teile, die sich auf Grund der mechanischen Reibung erwärmen. Die mechanische Reibung ist hauptsächlich abhängig von der Drehzahl und nur sekundär vom Temperaturhub. Je nachdem welcher Effekt überwiegt, ändert sich die Lage der Kurven.

### 5.4.3 Verhältnis der Nutzwärmeströme

Die unten dargestellten Diagramme (Diagramm 5-19 und Diagramm 5-20) verdeutlichen den Anteil Wärmeenergie aus dem Öl, gemessen an der gesamten nutzbaren Wärme. Generell ist dieser Anteil sehr hoch, speziell bei Extrembedingungen, wo er über 50 % ausmacht. Das wirkt sich ganz zum Nachteil des Wirkungsgrads aus, denn dieser Anteil verfügt über kein Wärmevervielfachungspotenzial. Im Gegensatz zum Öl gibt das Kältemittel im Kondensator die im Verdampfer aufgenommenen Wärmemenge und den Wellenenergieanteil für die Gaskompression ab.

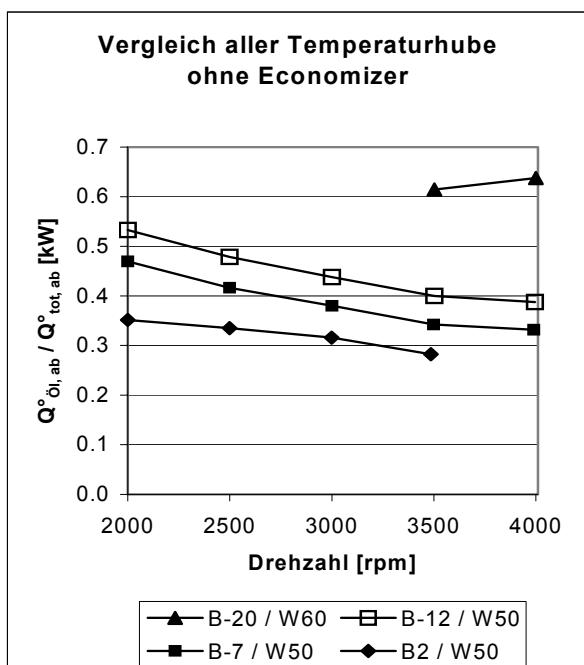


Diagramm 5-19: Verhältnis von Ölkühlerleistung zum Gesamtnutzen, ohne Economizer

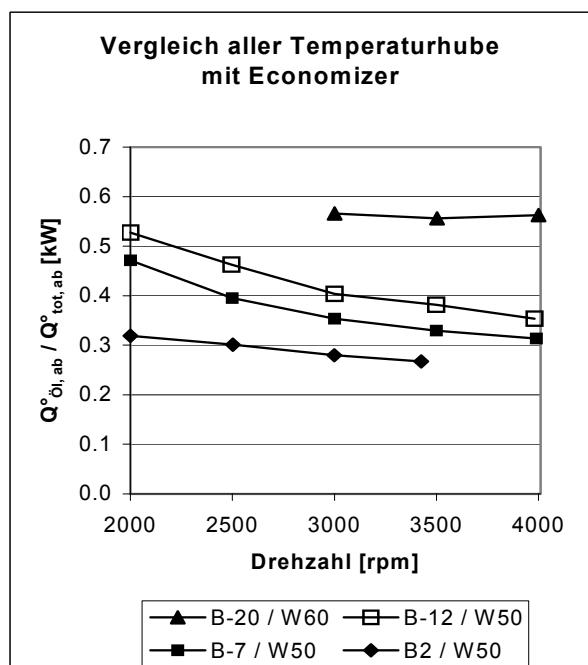


Diagramm 5-20: Verhältnis von Ölkühlerleistung zum Gesamtnutzen, mit Economizer

Diagramm 5-21 veranschaulicht wiederum den Zusammenhang zwischen dem Wirkungsgrad und dem Anteil der Ölkühlerleistung am gesamten Nutzwärmestrom.

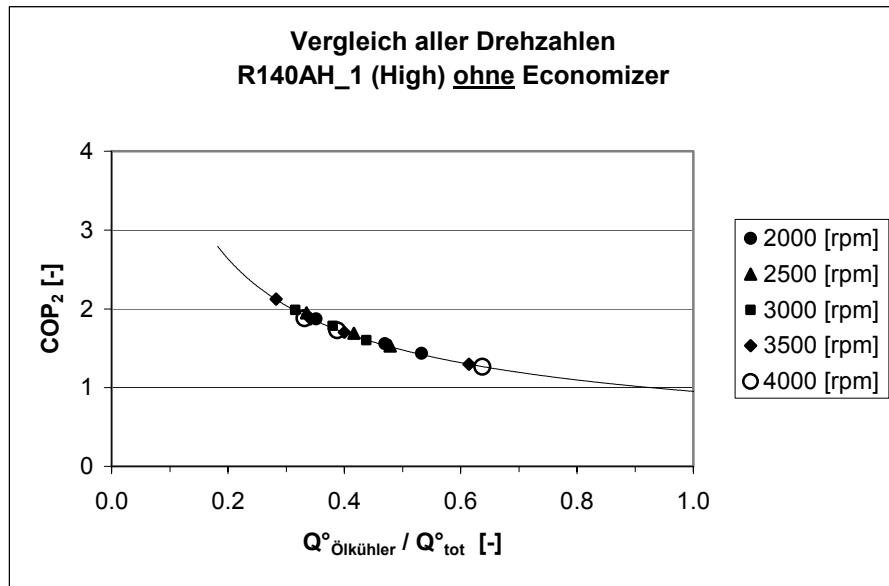


Diagramm 5-21:  $\text{COP}_2$  in Funktion der Ölkuhlerleistung mit dem R140AH ohne Economizer

#### 5.4.4 Verhältnis der Gasmassenströme

Diagramm 5-22 zeigt, dass der Gasmassenstrom, der über den Ecoport (Einlassbohrung der Zwischeneinspritzung) in den Verdichter gelangt grösser wird, je höher das Temperaturgefälle ist. Der Maximalwert beträgt 24 % des total umgesetzten Ammoniakstroms bei den Randbedingungen B-20/W60. Im Vergleich mit dem R140AL (Low) liegen die Werte auf gleichem Niveau.

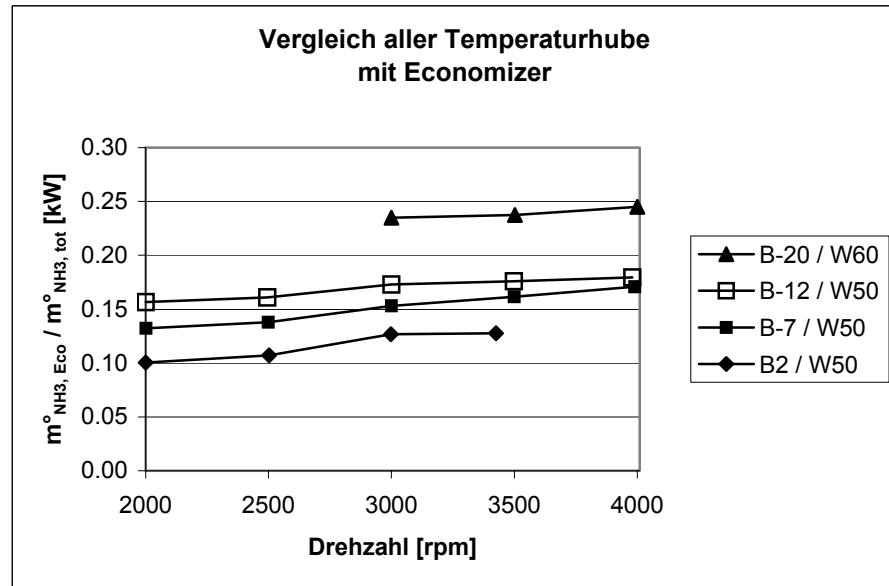


Diagramm 5-22: Verhältnis der Gasmassenströme

Werden die einzelnen Messreihen der beiden Verdichter über die Drehzahlbereich gemittelt, kann eine enorm gute Übereinstimmung festgestellt werden, siehe dazu Tabelle 5-1. Die relative Abweichung ist kleiner 3 %. Demzufolge ist das Verhältnis von Economizer - Gasmassenstrom zum gesamten Kältemittelumsatz unabhängig vom internen Verdichtungsverhältnis des Verdichters. Angesichts der Tatsache, dass der einzige konstruktive Unterschied zwischen den

beiden Varianten des Flügelzellenverdichters nur den Verdichtungsendpunkt beeinflusst, ist dieses Verhalten erklärbar.

Temperaturhub	R140AL (Low) [%]	R140AH (High) [%]	$\Delta_{\text{eff}}$ [%]
B2/W50	13.1	12.7	0.4
B-7/W50	15.0	15.1	0.1
B-12/W50	17.1	16.9	0.2
B-20/W60	23.2	23.9	0.7

Tabelle 5-1: Anteil Economizer - Gasmassenstrom von R140AL und R140AH

Die Druckverläufe am Ecoport der beiden Kompressorvarianten (Diagramm 5-23) sind praktisch gleich. Auch aus Diagramm 5-22 ist der theoretische Zusammenhang bei gegebenen Temperaturhub ersichtlich: Je tiefer der Druck am Ecoport, desto grösser der Gasmassenstrom durch den Economizer.

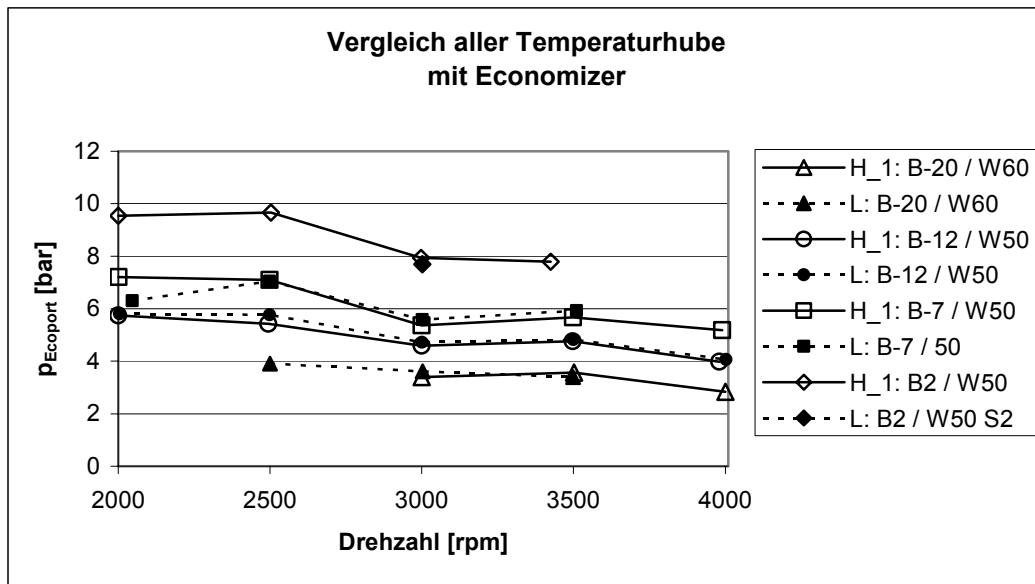


Diagramm 5-23: Druck am Ecoport des Verdichters in Funktion der Drehzahl

## 6 Messresultate der Versuche mit dem Schraubenverdichter MSC 60 von OSD

Auf Grund des vorhandenen Antriebsmotors war es nicht möglich den Verdichter bis zur Maximaldrehzahl von 6000 [rpm] zu testen. Zudem leckte nach insgesamt 35 Messungen und einer Betriebszeit von ca. 10 Stunden die Gleitringdichtung bei Drehzahlen über 3000 [rpm]. Der Ölverlust trat erstmals beim Versuch auf, den Verdichter bei 5000 [rpm] zu fahren. Dabei wurden von der Antriebswelle aus feine, mit Ammoniak gesättigte Öltropfen radial nach aussen geschleudert. Der Geruch des bei Umgebungstemperatur ausgasenden Kältemittels half bei der Lokalisierung der Leckage. Bei der nachträglichen Zerlegung des Dichtungspaketes kam ein bis auf die Druckfeder abgeschmolzener Gleitring zum Vorschein. Auslöser für die Überhitzung war das Fehlen der für die Kühlung der Dichtpaarung notwendigen Ölzirkulation um das Dichtungspaket. Das Standardmodell wurde vom Hersteller lediglich mit einem Wellendichtring ausgestattet. Erst nach dem Durchfallen des auf dem HSR – Prüfstand ausgeführten Drucktests wurde der Kompressor durch den Hersteller auf die Gleitringdichtung umgerüstet. Der Bereich der Wellendichtung müsste durch den Hersteller neu konstruiert werden. Der Durchmesser der Dichtungseinheit ist zu vergrössern, so dass die Antriebswelle massiver ausgeführt werden kann und dem Öl bis zur Dichtstelle eine ungehinderte Zirkulation gewährt wird.

Obwohl sich die Lärmemission durch das Einlaufen der Rotoren von Messreihe zu Messreihe verbesserte, ist die Geräuschentwicklung bei einer Druckdifferenz über 12 bar beträchtlich. Hier könnte die Koppelung beider Rotoren mit einem Zahnradtrieb Abhilfe schaffen.

### 6.1 Messreihen im Überblick

Die Messreihen mit dem Schraubenkompressor wurden analog zu den Tests mit den beiden Flügelzellenkompressoren angelegt. Zum Einen galt es, den Einfluss von veränderbaren Systemparametern bei einem mittleren Temperaturgefälle zu untersuchen und zum Andern waren die Versuche bei ausgewählten Temperaturhuben zu fahren (Siehe Abb. 6-1).

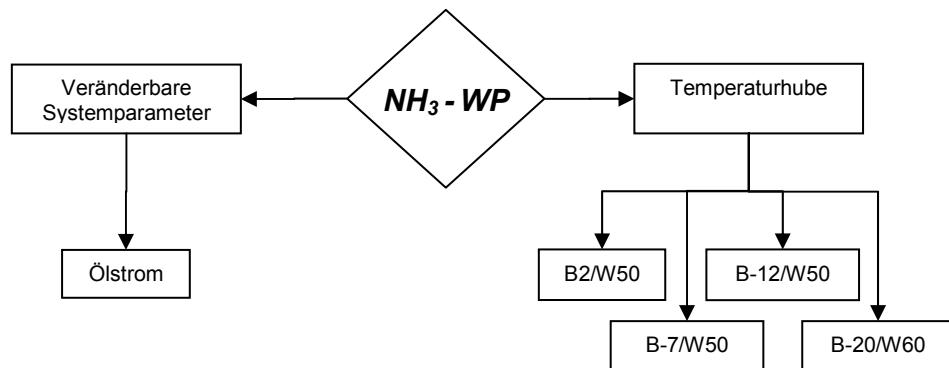


Abb. 6-1: Schematische Darstellung der Messreihen mit MSC60

Weil die Resultate von Anfang an unter den Erwartungen ausfielen, wurde der Ölstrom als einziger veränderbarer Parameter untersucht. Um direkte Vergleiche anstellen zu können, wählte man hierzu die Bedingungen B2/W50.

Wie in Abb. 6-1 dargestellt, wurden die Temperaturhube B2/W50, B-7/W50, B-12/W50 und B-20/W60 gewählt, um den Einfluss der äusseren Betriebsbedingungen auf die Effizienz zu ermitteln. Im Gegensatz zum Flügelzellenverdichter verfügt der eingesetzte Schraubenverdichter nicht über die Möglichkeit einer Zwischeneinspritzung, damit reduzierte sich die Anzahl der notwendigen Messungen.

## 6.2 Messungen bei B2/W50, n=3000[rpm] mit variablem Ölstrom

Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Ölstrom wurde bei den Bedingungen B2/W50 und der Drehzahl von 3000 [rpm] ermittelt. Die Temperatur am Verdichterausgang wurde durch die Ölkühlung konstant auf 100 [°C] gehalten.

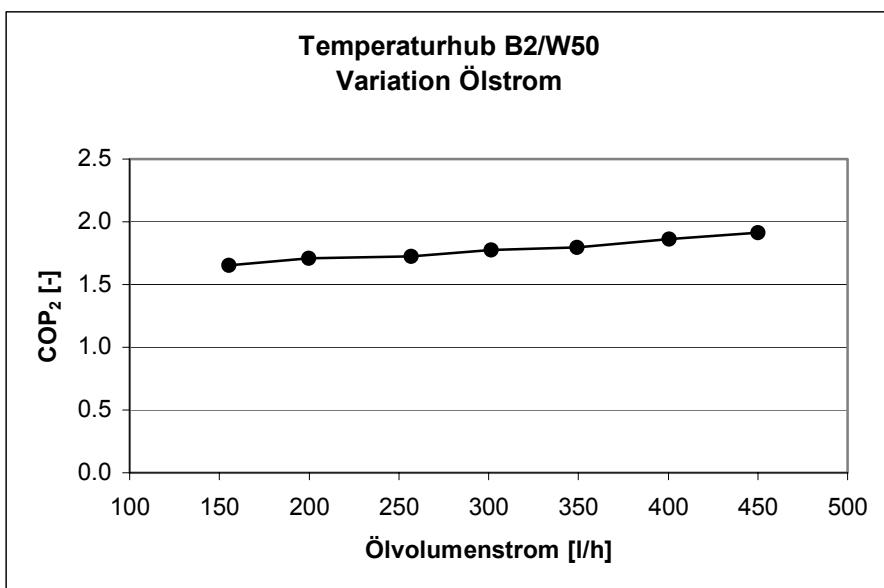
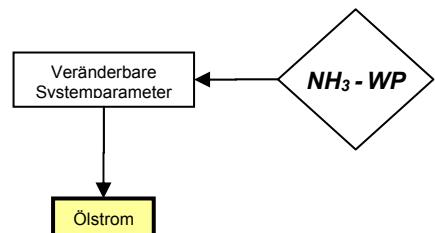


Diagramm 6-1: COP<sub>2</sub> in Funktion vom Ölstrom

Wie in Diagramm 6-1 dargestellt, steigt der COP – Wert im Bereich von 150 bis 450 [l/h] von 1.65 auf 1.91 annähernd linear an. Das entspricht einer Steigerung um 15 %. Die aus dem Kondensator abgeführte Wärmemenge steigt mit zunehmendem Ölstrom praktisch linear um rund 37 % an. Im gleichen Masse nimmt der Ammoniak – Massenstrom zu, nämlich knapp 35 %. Gleichzeitig nimmt der Wärmestrom aus dem Öl leicht ab, während die elektrische Leistung stagniert (Diagramm 6-2). Der Anteil der Wärmeenergie aus dem Öl an der gesamten nutzbaren Wärme sinkt von 43 % auf 35 %. Somit gilt für den Schrauben- wie für den Flügelzellenverdichter, dass mit höherem Ölstrom eine bessere interne Dichtwirkung erzielt wird. Damit erhöht sich auch der NH<sub>3</sub> – Massenstrom und die Kondensatorleistung und somit auch der Wirkungsgrad.

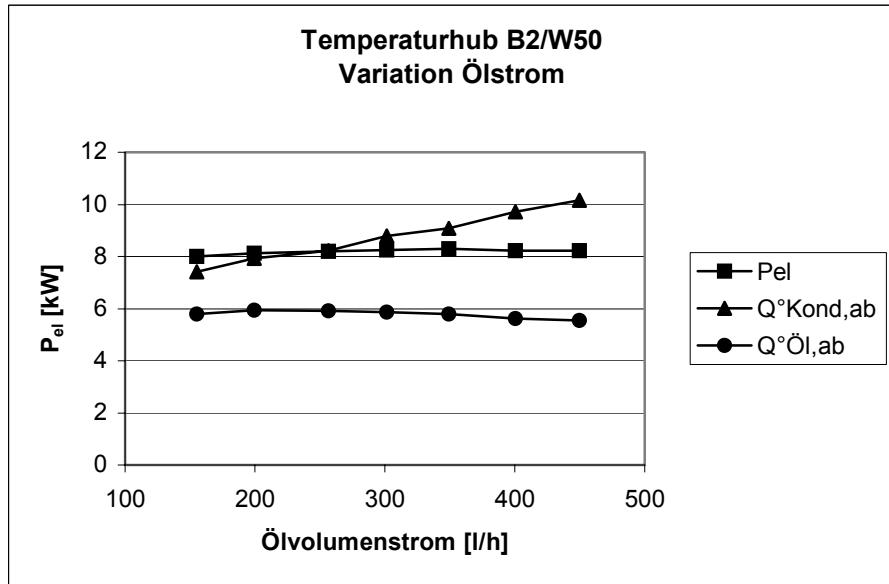


Diagramm 6-2: COP – relevante Leistungen in Funktion vom Ölvolumeinstrom

### 6.3 Messungen bei verschiedenen Temperaturhuben

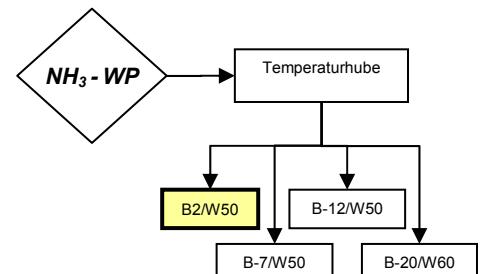
Sofern bei den folgenden Darstellungen der Versuchsresultate nichts anderes erwähnt wird, wurde bei den Messungen der Ölvolumeinstrom, wie vom Hersteller empfohlen, konstant auf 300 [l/h] gehalten und die Verdichteraustrittstemperatur über die Ölkühlung auf 100 [°C] geregelt.

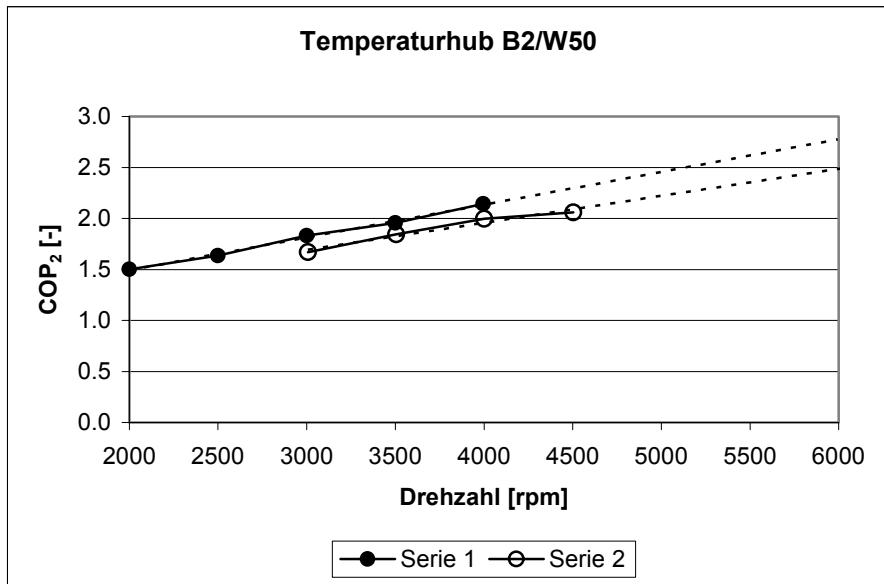
#### 6.3.1 Temperaturhub B2/W50

Für diesen Zustand wurden zwei Messreihen durchgeführt. Serie 1 entstand gleich nach der Inbetriebnahme des Verdichters, Serie 2 nach 29 Messungen.

Annähernd linear steigt der Wirkungsgrad mit zunehmender Drehzahl an (Diagramm 6-3). Die weitere Entwicklung bis zur Maximaldrehzahl bei 6000 [rpm] konnte aus oben genannten Gründen nicht ermittelt werden.

Würden die Kurven in Diagramm 6-4 zu höheren Drehzahlen extrapoliert, nimmt die Kondensatorleistung weiterhin linear zu, während die elektrische Leistung leicht degressiv verläuft und die Wärme aus dem Öl nur noch wenig ansteigt. Es ergäben sich COP – Werte von 2.5 bis 2.8, was einem Gütegrad  $\zeta_2$  von 0.37 bis 0.42 entspräche.



Diagramm 6-3: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

Die Kurven von Serie 1 und 2 sind in ihrem Verlauf praktisch gleich, unterscheiden sich aber in der Höhe der Werte. Dies könnte mit dem Einlaufen des Verdichters zu tun haben. Möglicherweise hat sich das axiale Lagerspiel auf der Auslassseite der Rotoren vergrössert, oder die Dichtwirkung zwischen den Rotoren hat sich verschlechtert. Beides führt zu erhöhten internen Rückstromverlusten.

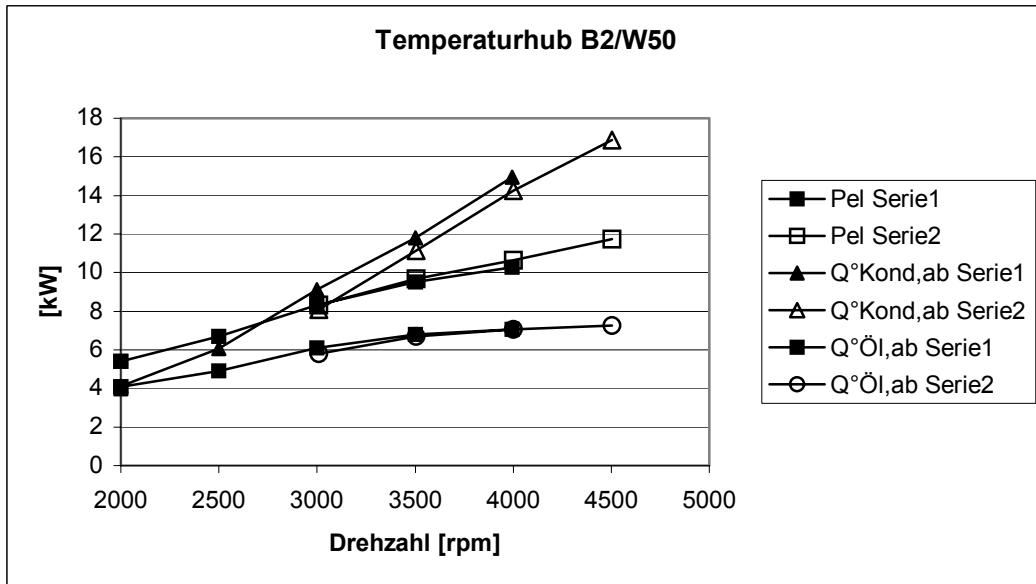


Diagramm 6-4: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

### 6.3.2 Temperaturhub B-7/W50

Wie Diagramm 6-5 zeigt, steigt über den gemessenen Drehzahlbereich der Wirkungsgrad um rund 35 % von 1.45 auf 1.97 an. Daraus resultiert bei 4000 [rpm] ein Gütegrad  $\zeta_2$  von 0.35.

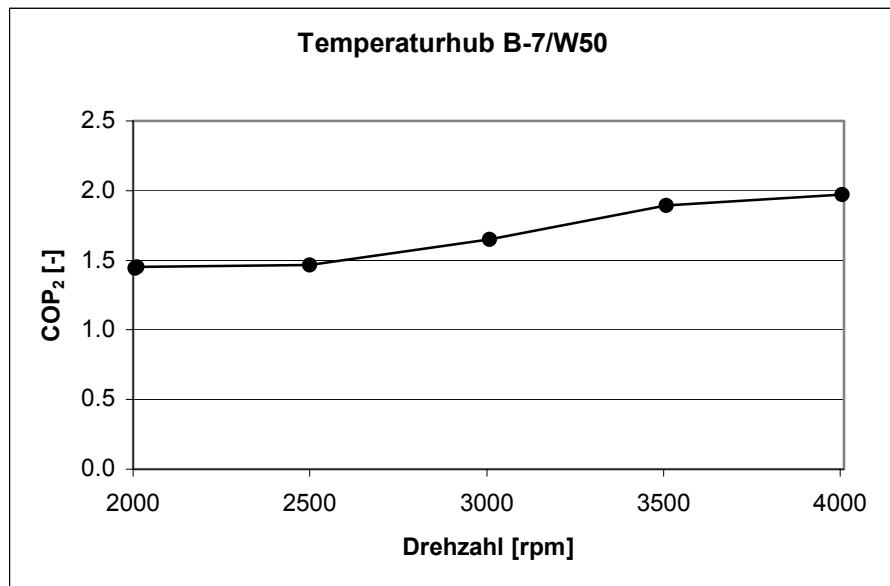
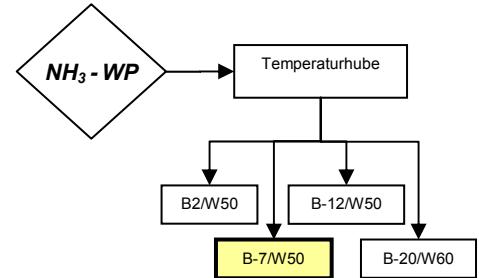


Diagramm 6-5: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

In Diagramm 6-6 fällt auf, dass unterhalb von 2500 [rpm] die Steigung der Kondensatorleistung flacher ist, bzw. der Wert bei 2000 [rpm] höher ist, als dem Rest des Kurvenverlaufes entspricht. Das widerspiegelt sich im Verlauf der COP - Kurve. Beim Versuch die Leistungsdaten bei 6000 [rpm] durch Extrapolation abzuschätzen, erhält man COP – Werte im Bereich von 2.25 bis 3.0, je nach Einschätzung der weiteren Kurvenentwicklung. Der daraus errechnete Gütegrad  $\zeta_2$  variiert dabei zwischen 0.40 und 0.52. Ein Wert von 0.52 wäre allerdings ein sehr guter Wert, der aber durch Messungen in einer modifizierten Anlage noch bestätigt werden müsste.

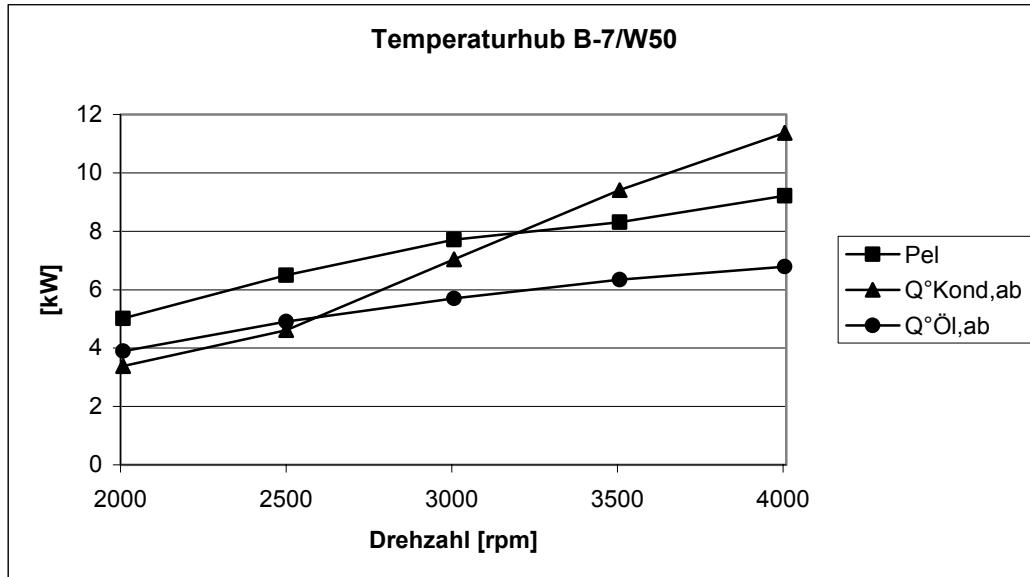
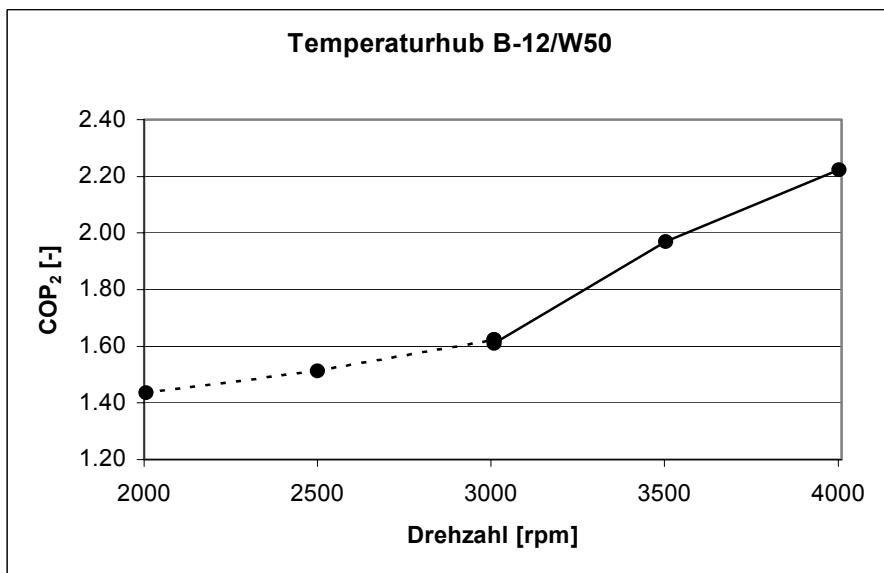
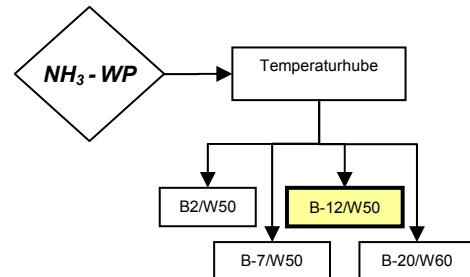


Diagramm 6-6: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

### 6.3.3 Temperaturhub B-12/W50

Um die Sole mit genau  $-12 in den Verdampfer leiten zu können, muss die auszumessende Wärmepumpe die zwischen Prüfstand und Wärmepumpe zirkulierende Sole zuerst unter die geforderte Temperatur abkühlen. Unterhalb von  $3000 ist der Gasumsatz des Kompressors unzureichend, weswegen die Verdampferleistung nicht ausreicht. Deshalb entsprechen die Resultate im besagten Drehzahlbereich nicht den geforderten Bedingungen von B-12/W50. Die entsprechenden Graphen sind deshalb unterbrochen dargestellt.$$

Diagramm 6-7: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

Der Anstieg des Wirkungsgrades zwischen 3000 und 4000 [rpm] von 1.62 auf 2.22 ist beachtlich und entspricht einem Plus von 37 % (Diagramm 6-7). Hierbei erreicht die Güte  $\zeta_2$  des Kompressors den Wert 0.42. Weil nur drei verlässliche Messpunkte existieren, ist die Ausgangslage für eine Extrapolation ungünstig. Bei einer vorsichtigen Annahme würde bei 6000 [rpm] der COP – Wert 2.6 betragen, was einen Gütegrad  $\zeta_2$  von 0.50 ergibt.

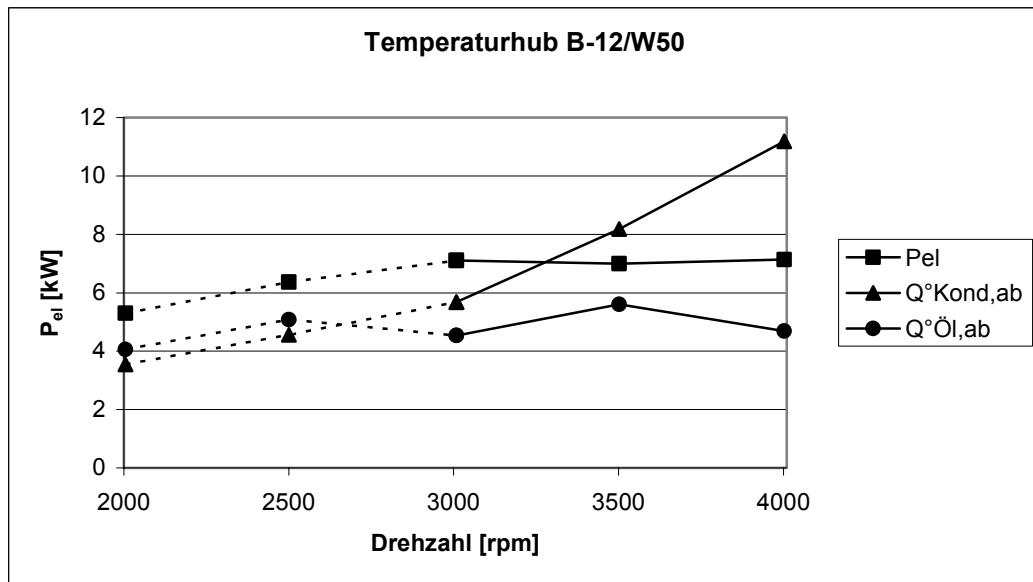
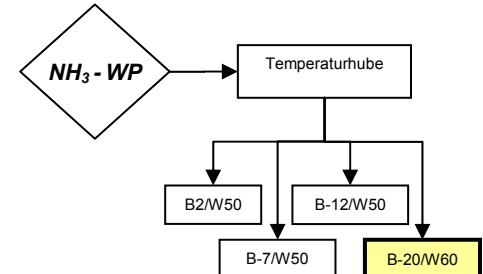


Diagramm 6-8: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

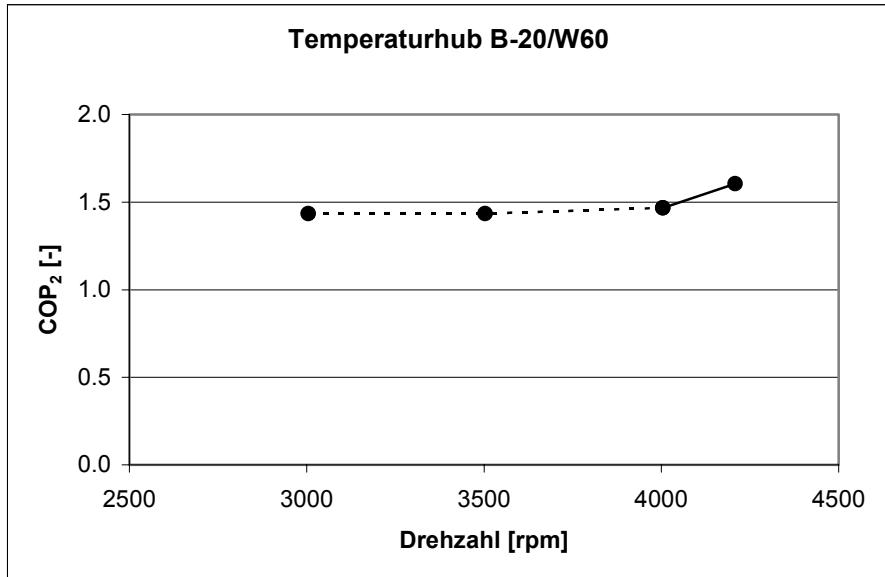
### 6.3.4 Temperaturhub B-20/W60

Mit dem Gedanken, die Dichtwirkung im Verdichter zu verbessern, wurde bei diesem extremen Temperaturgefälle der Ölstrom auf 350 [l/h] erhöht. Es konnte aber kein eindeutiger Vorteil ausgemacht werden.

Aus demselben Grund, wie bei der oben beschriebenen Messreihe, entsprechen die mit gestrichelten Linien dargestellten Werte nicht den geforderten Sole- und Wassertemperaturen von –20 bzw. 60 [°C]. Zum Beispiel betrug bei 3000 [rpm] der effektive Temperaturhub B-16/ W58. In diesem Bereich sind die Wirkungsgrade also zu hoch.



Weil diese Messungen kurz vor dem Ausfall der Gleitringdichtung durchgeführt wurden, war es nicht mehr möglich, sie zu reproduzieren bzw. zu verbessern.

Diagramm 6-9: COP<sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl

Die COP – Werte von 1.47 respektive 1.61 können nicht überzeugen, speziell dann nicht, wenn die elektrische Leistung über acht Kilowatt beträgt. Entgegen den Erfahrungen mit den Flügelzellenverdichtern ist die Kondensatorleistung höher als der Ölkühlerwärmestrom.

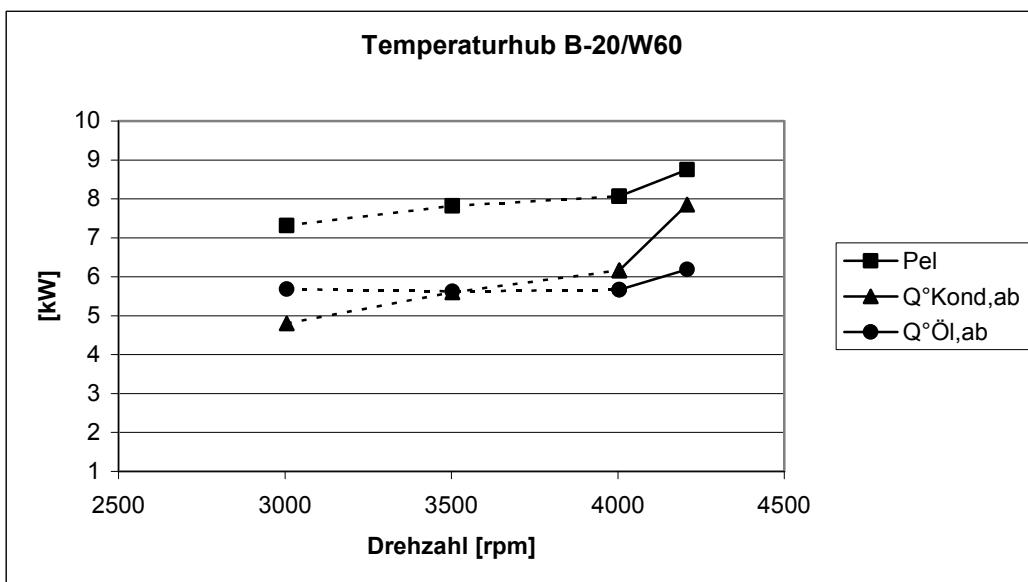


Diagramm 6-10: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl

### Fazit:

Der bezüglich Wirkungsgrad interessante Arbeitsbereich des Verdichters, zwischen 4000 und 6000 [rpm] konnte während den wenigen Messungen nicht untersucht werden. Viele Anzeichen sprechen dafür, dass in diesem Drehzahlbereich die COP – Werte noch merklich ansteigen. Die gemessenen Leistungszahlen liegen in allen Betriebszuständen weit unter den von OSD genannten Werten.

## 6.4 Gegenüberstellung der Resultate der verschiedenen Temperaturhube

### 6.4.1 COP2

Die Abhängigkeit der Wirkungsgrade vom Temperaturhub ist nicht derart eindeutig wie bei den Flügelzellenverdichtern. Für den vergleichsweise viel steileren Kurvenanstieg der Messreihe B-12/W50 und den höchsten Wert von 2.2 bei 4000 [rpm] gibt es keine plausible Erklärung. Dieses Verdichterverhalten weicht von den Erkenntnissen, die mit den Flügelzellenverdichtern gemacht wurden, ab.

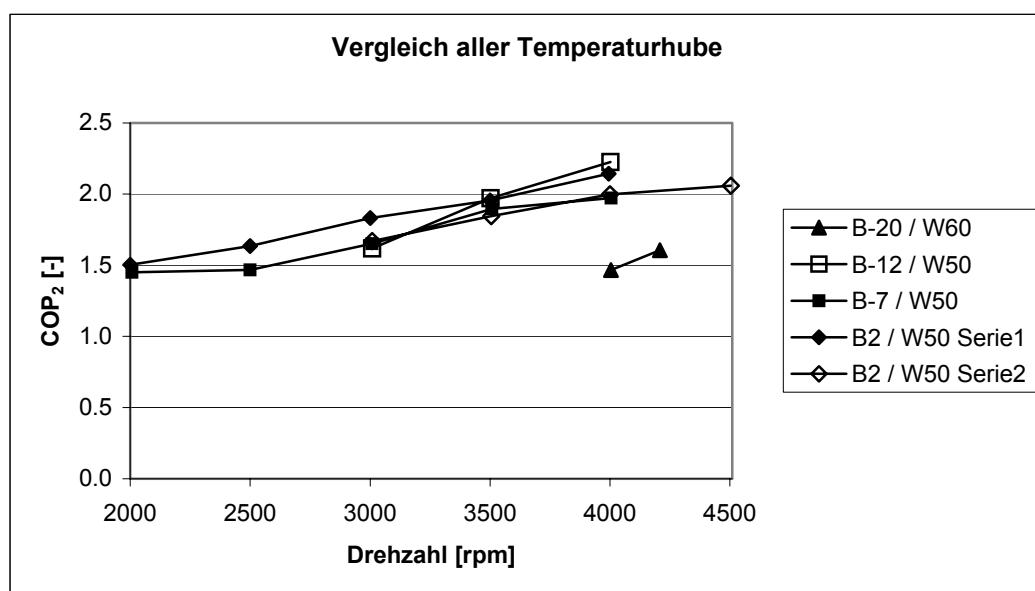


Diagramm 6-11: COP2 – Kurven aller Temperaturhube

### 6.4.2 COP – relevante Leistungen

#### 6.4.2.1 Elektrische Leistung (Aufwand)

Vollkommen atypisch verläuft die aufgenommene elektrische Leistung beim Temperaturhub B-12/W50 mit zunehmender Drehzahl konstant, anstatt leicht degressiv anzusteigen (Diagramm 6-12). Da gleich zwei Messpunkte in gleicher Weise aus dem Rahmen fallen, scheint ein Messfehler auf den ersten Blick eher unwahrscheinlich. Zudem wurden unmittelbar danach auch die Messungen zum Temperaturhub B-20/W60 gefahren, deren Resultate in der Kurvenentwicklung mit den Ergebnissen bei B2/W50 und B-7/W50 vergleichbar sind. Auch hier konnten die Versuche wegen der defekten Gleitringdichtung leider nicht wiederholt werden. Aufgrund der Stetigkeit der Resultate müssen die Werte bei 3500 und 4000 [rpm] allerdings trotzdem als Ausreißer betrachtet werden.

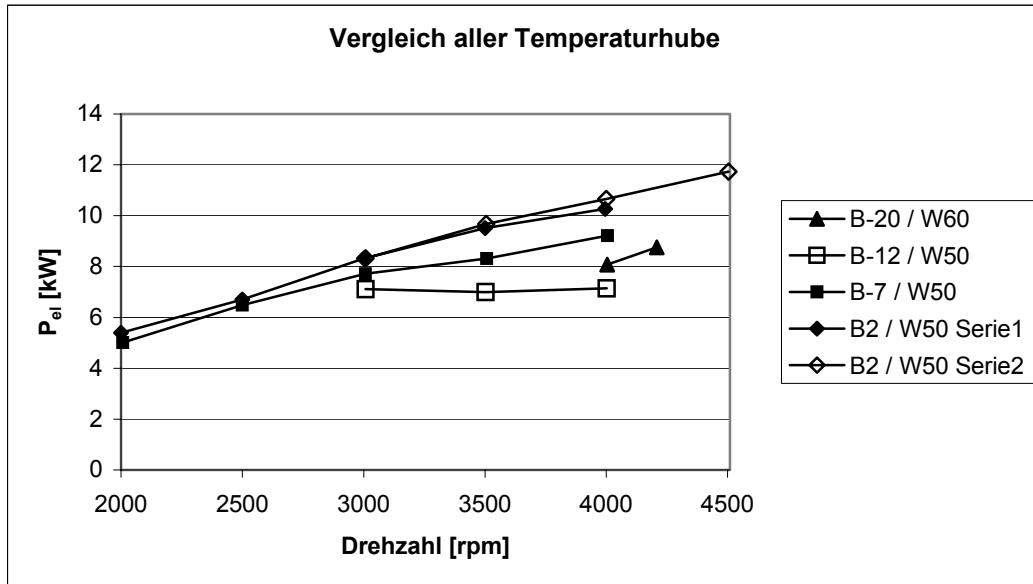


Diagramm 6-12: Elektrische Leistungsaufnahme aller Temperaturhube

#### 6.4.2.2 Wärmestrom aus dem Kondensator (Nutzen 1)

Die Kondensatorleistungen in Diagramm 6-13 steigen mit zunehmender Drehzahl praktisch linear, wobei die erreichten Werte verglichen mit der hohen Antriebsenergie nicht überzeugen.

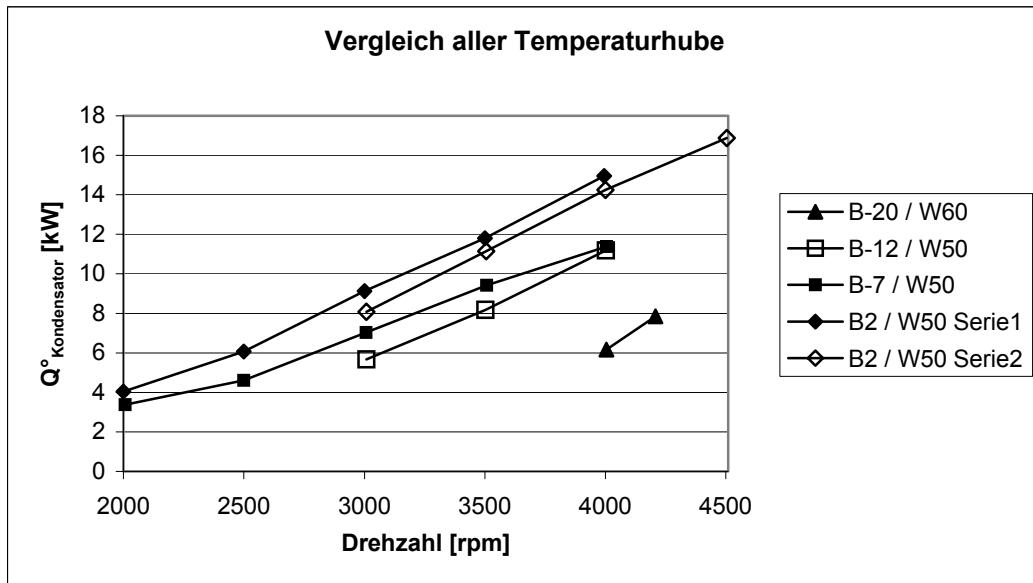


Diagramm 6-13: Kondensatorleistung aller Temperaturhube

Bei gleichen Betriebsbedingungen (B2/W50) liegen die gemessenen Werte der zweiten Messreihe (Serie 2) im Durchschnitt 7 % unterhalb denjenigen von Serie 1, bei gleichzeitig leicht höherem Verbrauch von Antriebsenergie. Mit anderen Worten, es verschlechterte sich die Verdichtereffizienz innerhalb weniger Betriebsstunden. Das sogenannte Einlaufen der Rotoren hat sich in diesem Fall negativ auf den Dichtungseffekt zwischen den Rotoren ausgewirkt.

#### 6.4.2.3 Wärmestrom aus dem Ölkühler (Nutzen 2)

Bei den Temperaturhuben B2/W50 und B-7/W50 ist die mit dem Öl abgeführte Wärmemenge annähernd gleich gross, mittlere Abweichung < 5 %. Gemittelt rund 25 % tiefer liegen die Werte für B-12/W50 und knapp 20 % diejenigen von B-20/W60. Der Wert der Messreihe B-12/W50 bei 4000 [rpm] scheint ein Ausreisser zu sein.

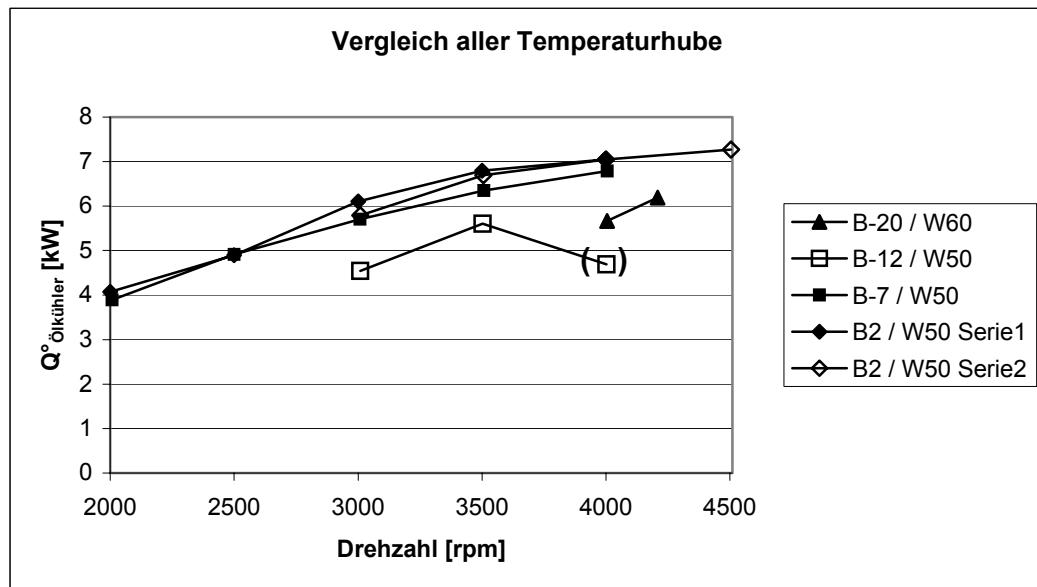


Diagramm 6-14: Ölkühlerleistung aller Temperaturhube

#### 6.4.3 Verhältnis der Nutzwärmeströme

Wie auch bei den Flügelzellenverdichtern liegen die Graphen in Diagramm 6-15 abhängig vom Temperaturhub in kleinen Abständen nebeneinander, obwohl diese Abstufung merklich weniger deutlich ausfällt. Grundsätzlich müsste bei konstanter Drehzahl der Anteil Wärme aus dem Öl grösser werden, je höher das Temperaturgefälle ist.

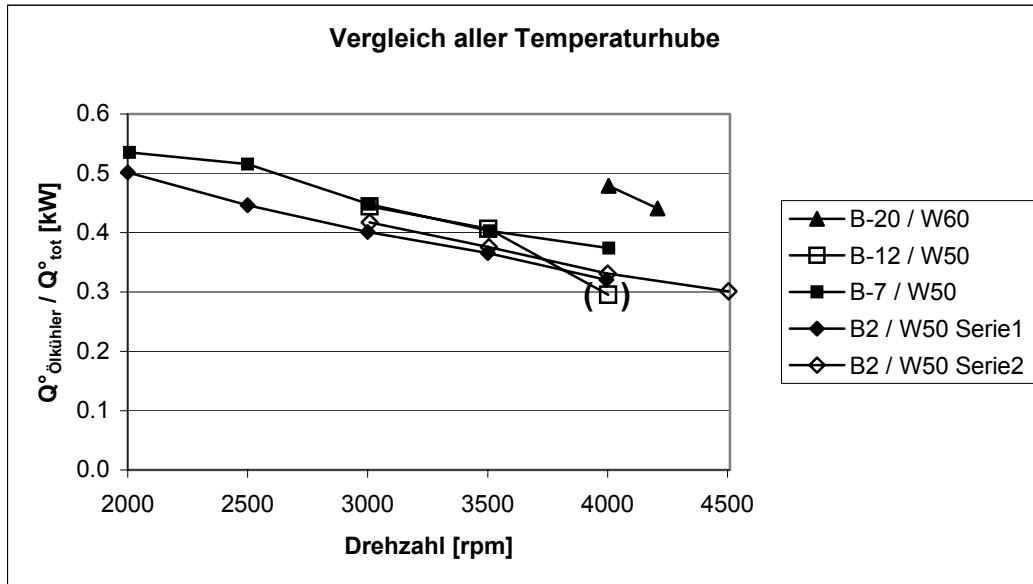
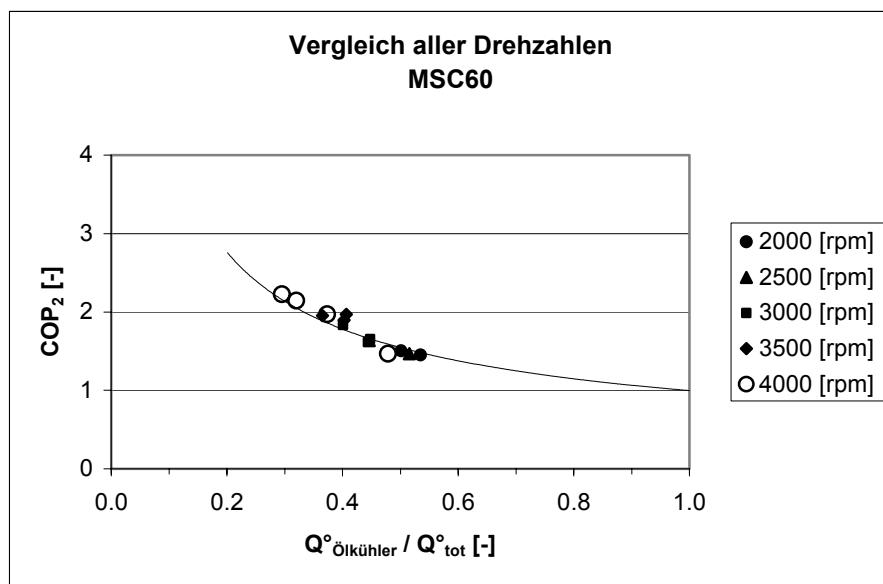


Diagramm 6-15: Anteil Wärmestrom aus dem Ölkühler am Gesamtnutzen

Entgegen den Erfahrungen mit den Flügelzellenverdichtern ist im Extremzustand der Wärme-  
strom aus dem Kondensator immer noch grösser als die aus dem Öl zurück gewonnene Ener-  
gie. Daraus lässt sich für diesen Betriebspunkt schon eine höhere Effizienz erkennen, die mit  
dem COP<sub>2</sub> bestätigt wird. Anhand der Kurvenverläufe im getesteten Drehzahlbereich, darf man  
davon ausgehen, dass bis zur Maximaldrehzahl bei 6000 [rpm] das Verhältnis noch deutlich  
kleiner würde. Diese Annahme wird von der Tatsache unterstützt, dass mit steigender Drehzahl  
der Liefergrad zunimmt, wodurch der Gasumsatz und somit die Kondensatorleistung im Ver-  
hältnis zur mechanischen Reibung im Verdichter, bzw. dem Wärmefluss über den Ölkreislauf,  
stärker zunimmt. Auch beim Schraubenverdichter wäre ein kleineres Verhältnis von  
Q°<sub>Ölkühler</sub> / Q°<sub>tot</sub> für den Wirkungsgrad vorteilhafter, vgl. Diagramm 6-16.

Diagramm 6-16: COP<sub>2</sub> in Funktion der Ölkühlerleistung mit dem Schraubenverdichter MSC60

## 7 Kompressorcharakteristiken im Vergleich

Die in diesem Projekt eingesetzten Rotationsverdichter werden für die Kompression von Ammoniak in Kombination mit dem nichtlöslichen Mineralöl Clavus G68 anhand des Gütegrades, des Liefergrades, der Arbeitsfunktion und des geförderten Ammoniak - Massenstromes charakterisiert.

Unter dem Gütegrad einer Wärmepumpe versteht man das Verhältnis der in einem Carnot – Prozess zwischen der Sole-Eintrittstemperatur im Verdampfer und der Wasser-Austrittstemperatur im Kondensator theoretisch aufzuwendenden Arbeit und der im realen Prozess tatsächlich aufgewendeten Arbeit.

$$\zeta_{\text{Güte}} = \frac{COP_2}{\epsilon_{\text{Carnot}}} = \frac{\frac{\dot{Q}_{\text{Wasser, ab}} + \dot{Q}_{\text{Öl, ab}}}{P_{\text{elektr.}}}}{\frac{T_{\text{Wasseraustritt, Kondensator}}}{T_{\text{Wasseraustritt, Kondensator}} - T_{\text{Soleeintritt, Verdampfer}}}} \quad \text{Gl. 4}$$

Als Liefergrad wird das Verhältnis zwischen dem effektiv angesaugten Volumenstrom  $\dot{V}_{\alpha, \text{eff}}$  zum theoretischen Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{theo}}$  bezeichnet. Um den Liefergrad auch mit Economizer erfassen zu können, wurde der Ammoniakmassenstrom am Verdichteraustritt verwendet. Der resultierende Kennwert entspricht  $\lambda_2$  von Zingerli und Ehrbar [L3].

$$\lambda_2 = \frac{\dot{m}_{\text{NH}_3, \text{Verdichteraustritt}}}{\frac{\dot{V}_{\alpha, \text{effektiv}}}{\dot{V}_{\text{theoretisch}}}} = \frac{\rho_{\text{NH}_3, \alpha}}{n \cdot V_{\text{Zelle } \alpha} \cdot 8} \quad \text{Gl. 5}$$

Die Arbeitsfunktion beschreibt die dimensionslose Leistungsaufnahme, bestehend aus der gemessenen Leistung dividiert durch die theoretische Einschiebeleistung im Sauggaszustand.

$$\sigma = \frac{P_{\text{el, gemessen}}}{p_{\alpha} \cdot \dot{V}_{\text{theoretisch}}} \quad \text{Gl. 6}$$

Bei den ausgeführten Versuchen wurde die vom Motor konsumierte elektrische Leistung gemessen und nicht die Wellenleistung des Verdichters. Insofern beurteilt hier die Arbeitsfunktion nicht nur den Verdichter, sondern die Einheit aus Elektromotor und Verdichter. Inverterbetriebene Elektromotoren weisen im Allgemeinen einen schlechteren Wirkungsgrad auf, als jene, die direkt am Dreiphasennetz angeschlossen sind. Die Verlustleistung des Motors äußert sich in der Erwärmung desselben und entspricht, sofern keine Konvektions- und Strahlungsverluste möglich sind, der mit der Motorkühlung abgeführten Wärmemenge. Aus den Messungen geht ein Motorenwirkungsgrad von mindestens 88 % bis 90 % hervor. Somit verliefe die Arbeitsfunktion des Verdichters rund 10 % tiefer, als dass sie in den Diagrammen von Kapitel 7 dargestellt sind. Je tiefer der Wert von  $\sigma$ , desto besser der Verdichter.

Der Ammoniak – Massenstrom wurde berechnet aus der Kondensatorleistung, bestimmt über die Wasserseite, und der Enthalpiedifferenz über dem Kondensator auf der Kältemittelseite.

$$\dot{m}_{NH_3} = \frac{\dot{Q}_{Kondensator, H_2O}}{\Delta h_{Kondensator, NH_3}} = \frac{\dot{V}_{H_2O} \cdot \overline{\rho_{H_2O}} \cdot \overline{c_{p, H_2O}} \cdot \Delta T}{h_{NH_3}(T_{in}, p) - h_{NH_3}(T_{ex}, p)} \quad \text{Gl. 7}$$

## 7.1 Flügelzellenverdichter R140AL versus R140AH

In diesem Abschnitt werden der R140AL mit kleinem internen Verdichtungsverhältnis (Low) und der R140AH (High) mit hohem internem Verdichtungsverhältnis einander direkt gegenübergestellt. Dabei können die Einflüsse der unterschiedlichen Kompressionswege auf die Effizienz verdeutlicht werden, die im Hinblick auf zukünftige Anwendungen und/oder Optimierungen von grossem Nutzen sind.

Gedanken zur Thematik der Über- bzw. Unterverdichtung und deren Auswirkungen auf die Kompressionsarbeit werden in Kapitel 8 abgehandelt.

### 7.1.1 Gütegrad

Wie Diagramm 7-1 und Diagramm 7-2 belegen, ist der Gütegrad vom (Low) - Verdichter gegenüber dem (High) bei allen Temperaturhuben höher. Die Vorteile sind grösser, je geringer die Temperaturgefälle sind, jedoch selbst im Extremfall B-20/W60 noch vorhanden. Des Weiteren streuen die Graphen vom (Low) in einem breiteren Band als beim (High) und zwar mit und ohne Economizer, was bedeutet, dass die Effizienz stärker vom Temperaturhub abhängig ist.

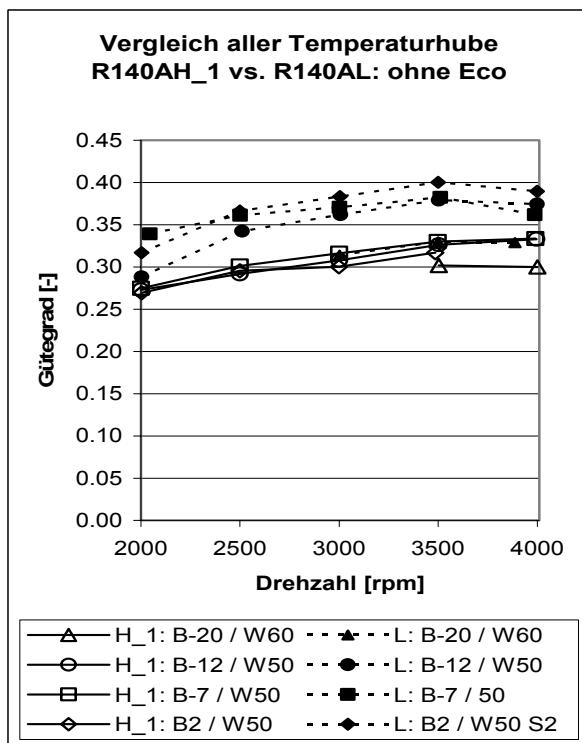


Diagramm 7-1: Gütegrade von R140AL und R140AH, ohne Economizer

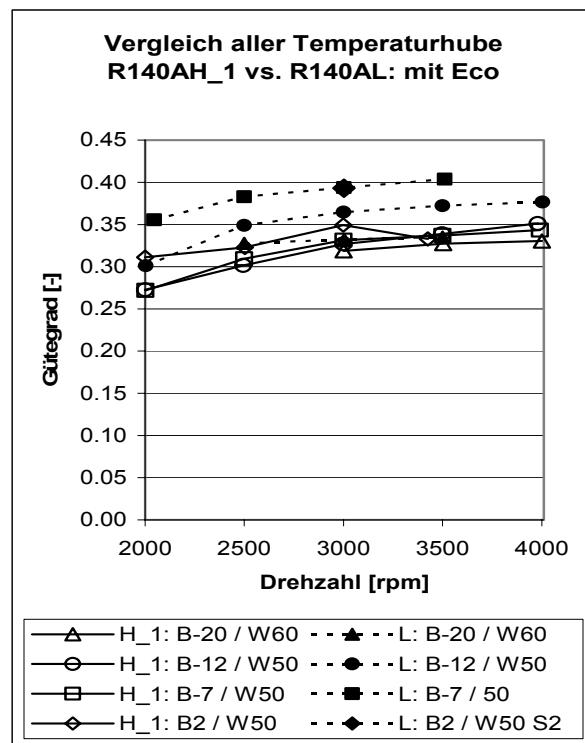


Diagramm 7-2: Gütegrade von R140AL und R140AH, mit Economizer

Werden die Werte der beiden Verdichter bei den gleichen äusseren Bedingungen einander direkt gegenüber gestellt, so zeigt sich ein detailliertes Bild der Vorteile, die in der folgenden Tabelle dargestellt sind. Die Vorteile des (Low) ohne Zwischeneinspritzung sind grösser als mit Economizer.

Temperaturhub	Vorteil ohne Eco [%]	Vorteil mit Eco [%]
B2/W50	19	11
B-7/W50	14	19
B-12/W50	12	10
B-20/W60	9	2

Tabelle 7-1: Gütegradvorteil von R140AL gegenüber R140AH

### 7.1.2 Liefergrad

Der Liefergrad ist vom Druckverhältnis abhängig, das seinerseits vom Temperaturhub und über den zunehmenden Ammoniakstrom auch von der Drehzahl bestimmt wird.

Im Allgemeinen werden bei konstanter Drehzahl mit steigendem Druckverhältnis die Liefergrade kleiner wie in Diagramm 7-3 bis Diagramm 7-6 zu sehen ist. Bei Drehzahlen unter 3000 [rpm] zeigt der (Low) in beiden Betriebsarten unstetige Verläufe, die nicht erklärt werden können.

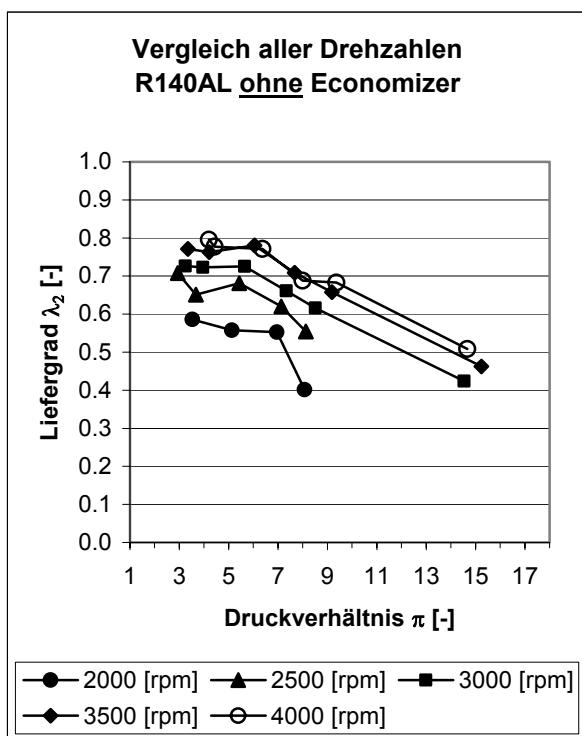


Diagramm 7-3: Liefergrade  $\lambda_2$  von R140AL (Low) ohne Economizer

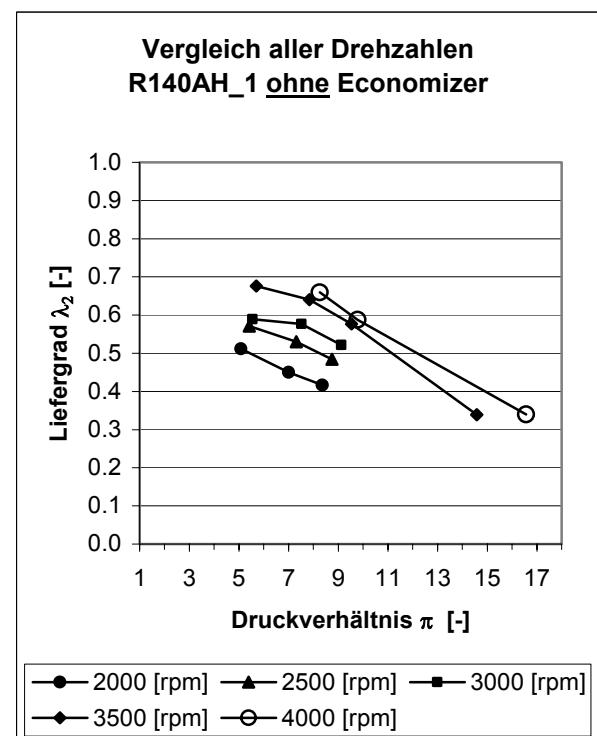
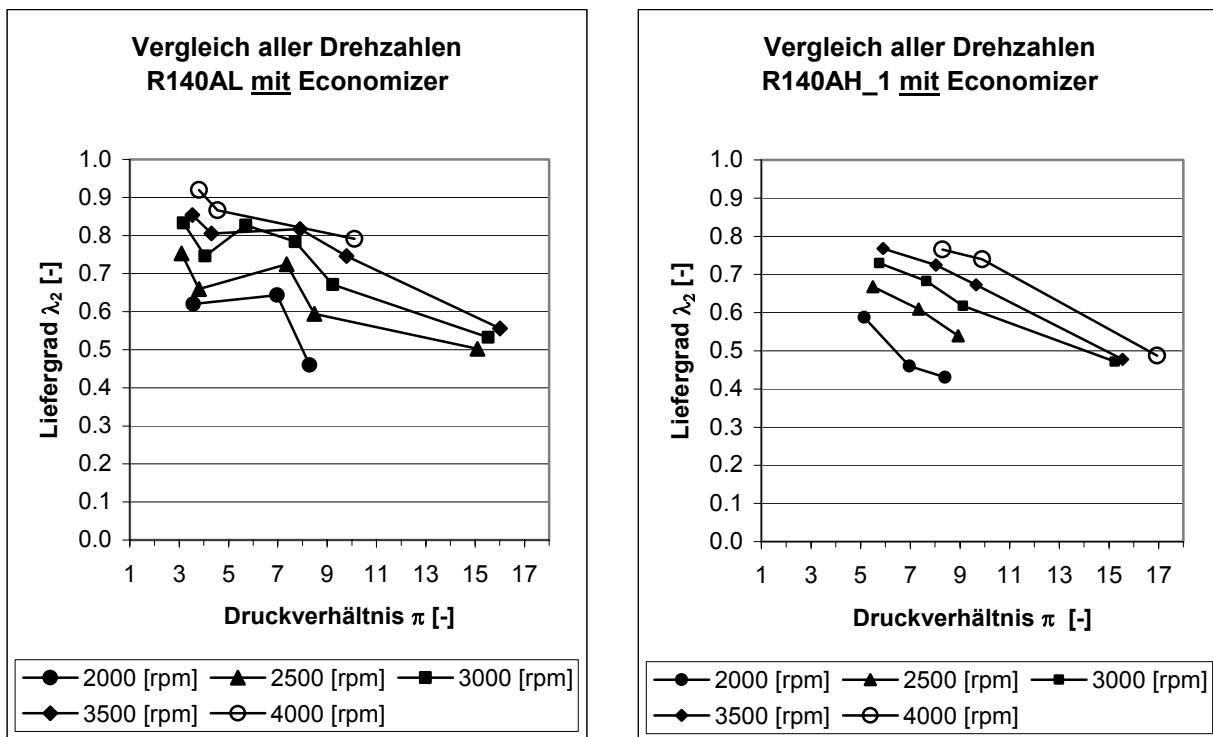


Diagramm 7-4: Liefergrade  $\lambda_2$  von R140AH (High) ohne Economizer

Diagramm 7-5: Liefergrade  $\lambda_2$  von R140AL (Low) mit EconomizerDiagramm 7-6: Liefergrade  $\lambda_2$  von R140AH (High) mit Economizer

Weil mit steigender Drehzahl mehr Kältemittel umgesetzt wird, vergrößert sich die Temperaturdifferenz über dem Verdampfer, damit erhöht sich der effektive Temperaturhub und somit erhöht sich auch das Druckverhältnis. Bei höheren Drehzahlen verringern Effekte, wie eine kleinere Verweilzeit vom Kältemittel im Kompressor und höhere Zentrifugalkräfte auf das Gas, das Öl und auch auf die Flügel, die internen Rückstromverluste und somit verbessert sich die volumetrische Effizienz.

Der Vergleich zwischen den Liefergraden vom R140AL (Low) und R140AH (High), dargestellt in Tabelle 7-2, zeigt für beide Betriebsarten die bessere volumetrische Effizienz des R140AL.

Drehzahl [rpm]	Low mit Eco → ohne Eco [%]	High mit Eco → ohne Eco [%]	Low → High ohne Eco [%]	Low → High mit Eco [%]
2000	+11	+6	+13	+18
2500	+7	+13	+14	+13
3000	+10	+17	+16	+11
3500	+11	+17	+16	+12
4000	+13	+22	+17	+7

Tabelle 7-2: Vergleich der Liefergrade mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AL und R140AH\_1

### 7.1.3 Arbeitsfunktion

Bei beiden Verdichtern steigen im Economizerbetrieb die Werte der Arbeitsfunktion in annähernd gleichem Mass. Siehe dazu Tabelle 7-3. Der Vergleich der Verdichter untereinander zeigt, dass die Arbeitsfunktion vom R140AH (High) bei Drehzahlen über 3000 [rpm] flacher verläuft als beim R140AL (Low). Diese Begebenheit ist in folgenden Diagrammen mit unterbrochenen Linien dargestellt.

Drehzahl [rpm]	Low mit Eco → ohne Eco [%]	High mit Eco → ohne Eco [%]	Low → High ohne Eco [%]	Low → High mit Eco [%]
2000	+3	+1	-13	-12
2500	+7	+5	-14	-13
3000	+6	+4	-11	-1
3500	+9	+9	-1	+3
4000	+4	+9	+2	+4

Tabelle 7-3: Vergleich der Arbeitsfunktion mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AL und R140AH\_1

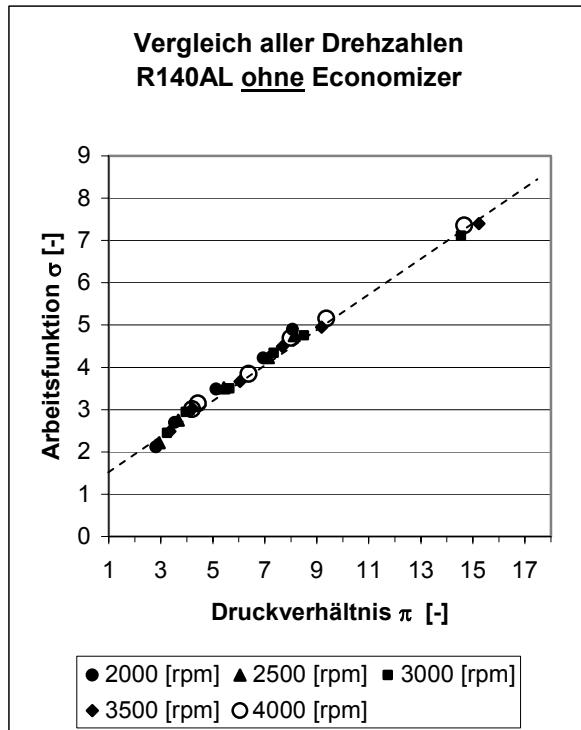


Diagramm 7-7: Arbeitsfunktion von R140AL ohne Economizer

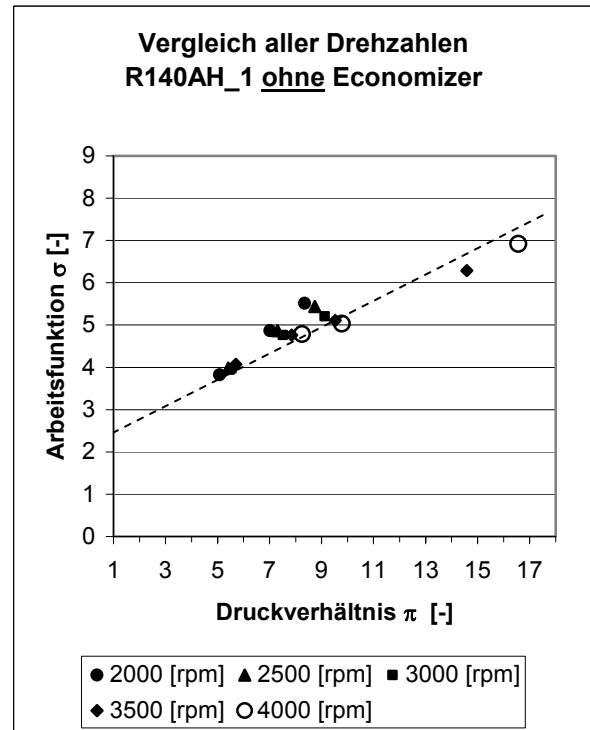


Diagramm 7-8: Arbeitsfunktion von R140AH\_1 ohne Economizer

Beim R140AL schneidet die Gerade  $\sigma = f(\pi)$  bei  $\pi = 1$  den Wert 1.6, sowohl mit und ohne Economizer. Die Gerade ist steiler beim Economizerbetrieb, da hier auch mehr Ammoniak gefördert wird. Beim R140AH liegt der Schnittpunkt der Geraden  $\sigma = f(\pi)$  bei  $\pi = 1$  und  $\sigma = 2.5$ .

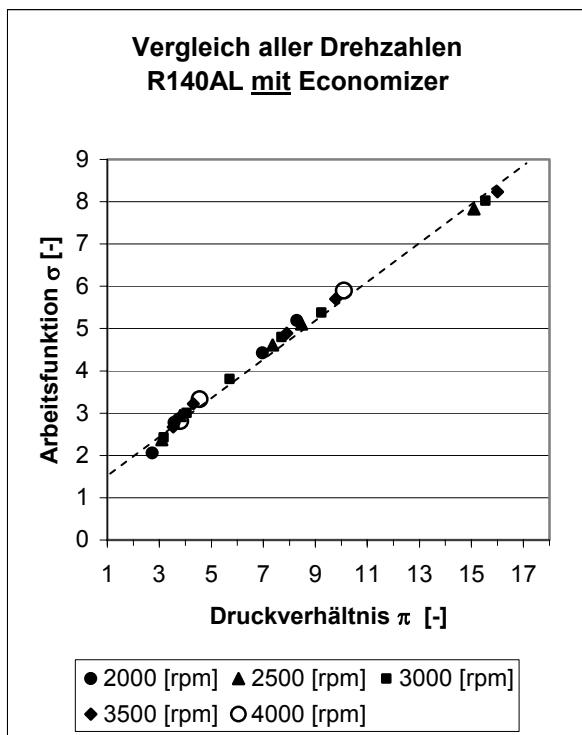


Diagramm 7-9: Arbeitsfunktion von R140AL mit Economizer

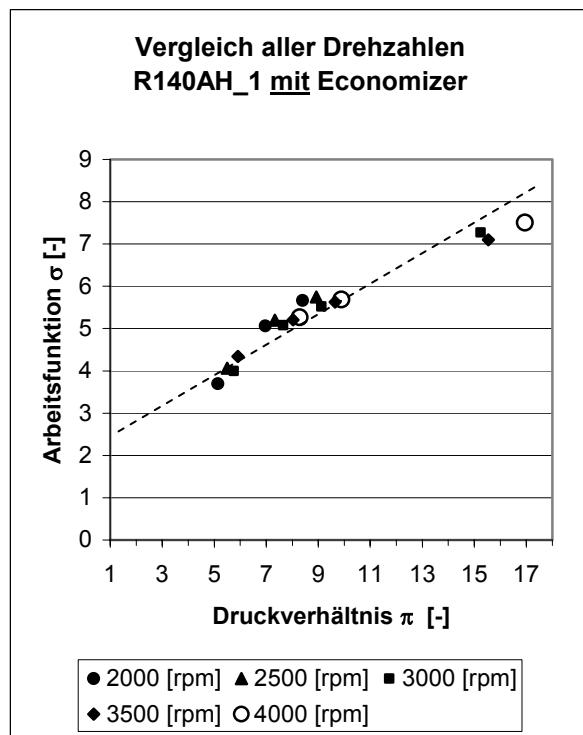


Diagramm 7-10: Arbeitsfunktion von R140AH\_1 mit Economizer

#### 7.1.4 NH<sub>3</sub> – Massenstrom

Entsprechend den besseren Liefergraden, fördert der (Low) bei allen Temperaturhuben den grösseren Ammoniak – Massenstrom. Wie hoch der Vorteil bei den einzelnen Temperaturhuben ist, kann der Tabelle 7-4 entnommen werden.

Temperaturhub	Vorteil ohne Eco [%]	Vorteil mit Eco [%]
B2/W50	19	17
B-7/W50	20	24
B-12/W50	20	16
B-20/W60	32	11

Tabelle 7-4: Mehr an Kältemittelumsatz von R140AL gegenüber R140AH

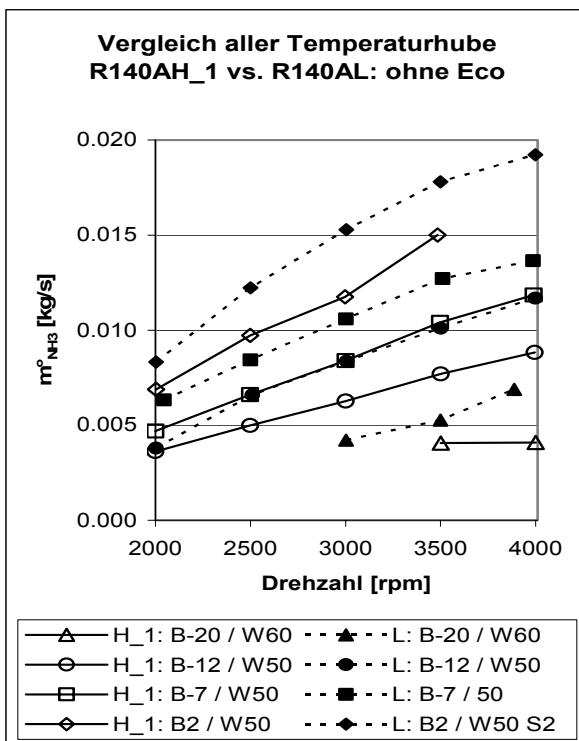


Diagramm 7-11:  $\text{NH}_3$  - Umsatz von R140AL und R140AH\_1, ohne Economizer

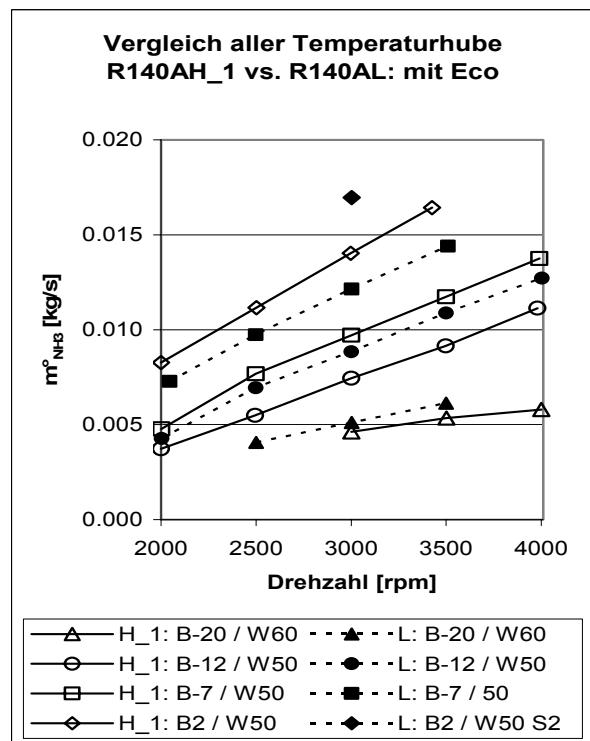


Diagramm 7-12:  $\text{NH}_3$  - Umsatz von R140AL und R140AH\_1, mit Economizer

## 7.2 Flügelzellenverdichter R140AH\_1 versus R140AH\_2

Seit der Inbetriebnahme der Anlage, ausgerüstet mit Flügelzellenverdichter R140AH (High), fielen die, verglichen mit dem R140AL (Low), grösseren mechanischen Geräusche des Verdichters auf. Bei der Zerlegung des Aggregats nach Abschluss aller Versuchsreihen kamen angefressene Oberflächen an Rotor und Stator zum Vorschein, die übrigens in ähnlichem Ausmass auch bei der Zerlegung des (Low) vorgefunden wurden (siehe Abb. 7-1). Die Firma RotoVane stellte einen weiteren Verdichter gleichen Typs zur Verfügung um die Messungen zu wiederholen. Das Öl und das Feinsieb wurden ersetzt und der Ölkreislauf gespült. Die mechanischen Geräusche blieben aus und kehrten auch mit zunehmender Betriebsdauer nicht wieder. Die Resultate mit dem zweiten Verdichter liegen mit geringen Abweichungen im Rahmen des ersten Testobjektes (Diagramm 7-13 bis Diagramm 7-24).

In der ersten Stellungnahme von RotoVane zum Problem erklärte der Hersteller, der Verschleiss sei durch den Eintrag von Partikel mit dem Öl ausgelöst worden. Woher die besagten Partikel in einer sauberen Anlage stammen sollten konnte jedoch nicht geklärt werden. Des Weiteren begründeten die Verantwortlichen von RotoVane das asymmetrische Verschleissbild (siehe Abb. 7-1) mit der Corioliskraft, die in axialer Richtung auf die ein- und ausfahrenden Flügel wirke. Werden die physikalischen Grundlagen zur Corioliskraft auf Rotor und Flügel angewendet, dann wirkt beim Ausfahren der Flügel eine Corioliskraft tangential zum Rotor entgegen der Drehrichtung und beim Einfahren der Flügel wirkt sie in Drehrichtung. Eine Corioliskraft wirkt aber niemals axial zum rotierenden Teil. Da die Bohrungen durch die Öl das ein- bzw. aus-

ausströmt gegenüberliegend angeordnet sind und somit keine einseitige Belastung des Rotor resultieren kann, muss auf eine Fluchtungsgenauigkeit der Lagerung geschlossen werden. Kommt es beim Anlaufen der Anlage zu Festkörperreibung kann metallischer Abrieb entstehen, der im Verdichter den Verschleiss verstärkt und schliesslich in die Anlage ausgetragen wird.

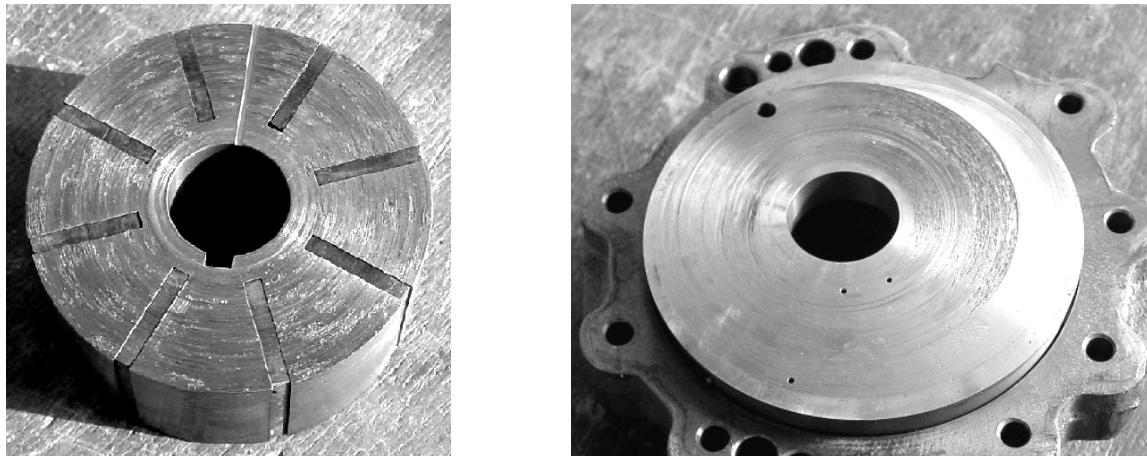


Abb. 7-1: Verdichterteile mit Schleifspuren

### 7.2.1 Gütegrad

Die Gütegrade der beiden Verdichter (Diagramm 7-13 und Diagramm 7-14) liegen sehr nahe beieinander. Die über den getesteten Drehzahlbereich gemittelte Abweichung für jedes Temperaturgefälle ist in Tabelle 7-5 aufgelistet. Speziell bei B2/W50 fallen die Werte des zweiten Verdichters deutlich tiefer aus. Im Übrigen sind die Werte in etwa gleich.

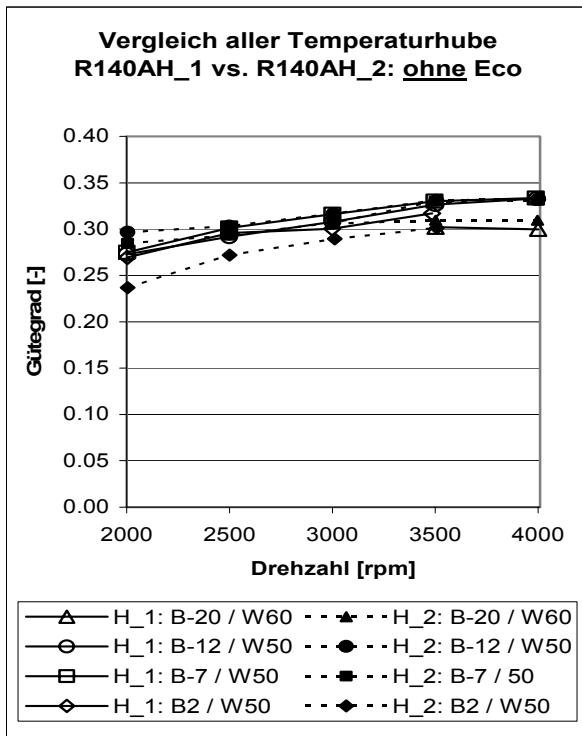


Diagramm 7-13: Gütegrad von R140AH\_1 und R140AH\_2, ohne Economizer

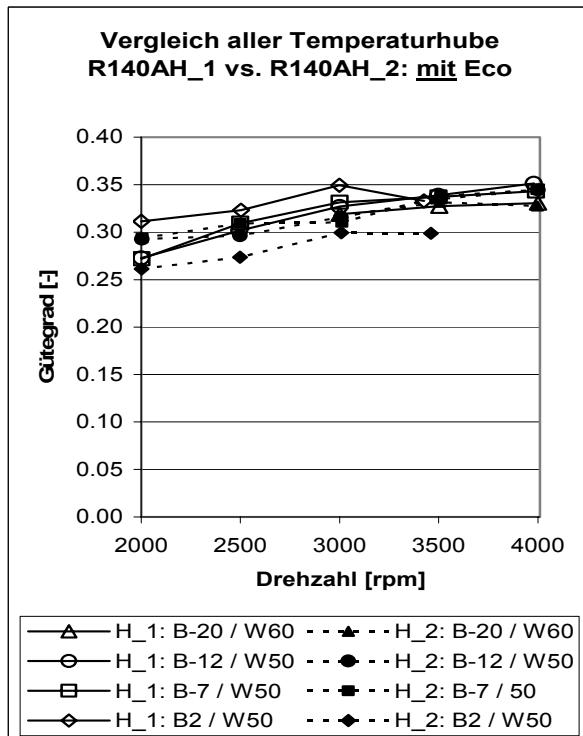


Diagramm 7-14: Gütegrad von R140AH\_1 und R140AH\_2, mit Economizer

Temperaturhub	Vorteil ohne Eco [%]	Vorteil mit Eco [%]
B2/W50	-7	-14
B-7/W50	-1	0
B-12/W50	3	0
B-20/W60	3	0

Tabelle 7-5: Mittlere Abweichung der Gütegrade von R140AH\_2, bezogen auf R140AH\_1

### 7.2.2 Liefergrad

Grundsätzlich handelt es sich um identische Verdichter, die Ölströme waren bei den entsprechenden Betriebspunkten gleich gross und die Reihenfolge der Versuche wurde auch gleich behalten, damit die Messungen zu den verschiedenen Temperaturhuben nach ungefähr der gleichen Betriebsdauer durchgeführt wurden. Trotzdem sind die Liefergrade der beiden Verdichter verschieden. Bei geringeren Temperaturgefällen liefert das zuerst getestete Aggregat die besseren Werte, hingegen im Extremzustand B-20/W60 überwiegt der zweite. Diese Entwicklung ist mit und ohne Economizer zu beobachten und ist auch ähnlich ausgeprägt, wie den Werten in Tabelle 7-6 entnommen werden kann.

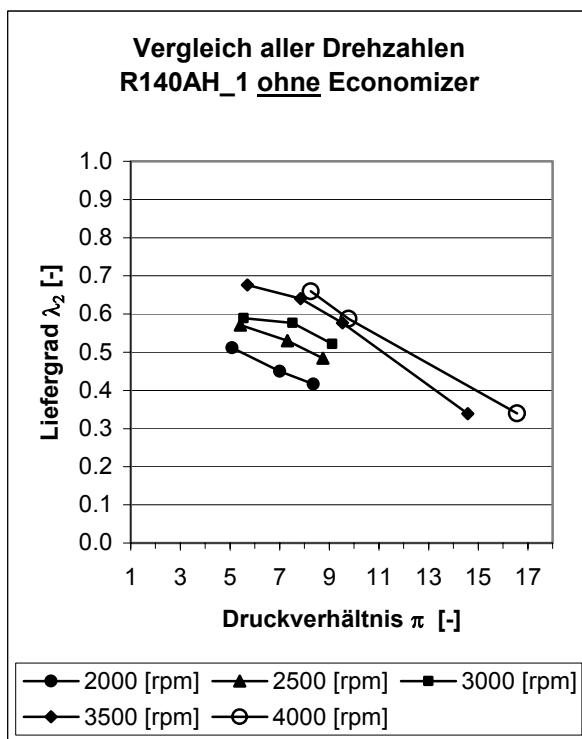


Diagramm 7-15: Liefergrad von R140AH\_1 ohne Economizer

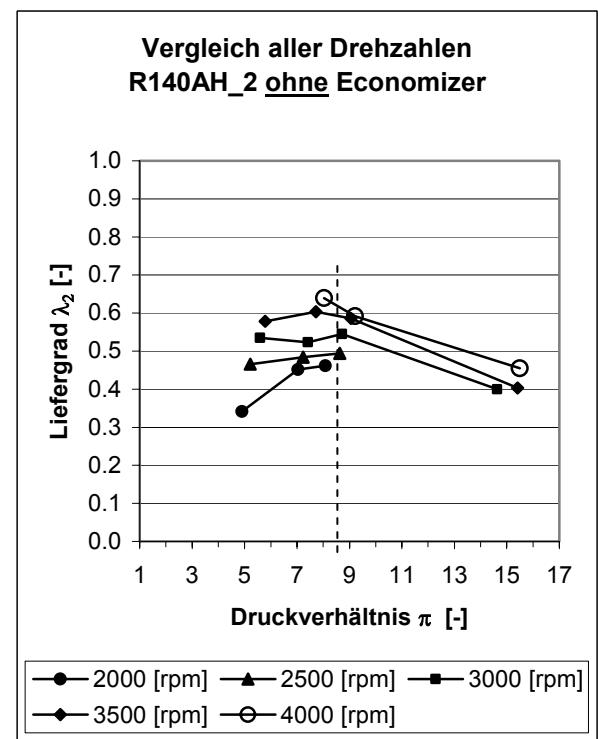


Diagramm 7-16: Liefergrad von R140AH\_2 ohne Economizer

Im Gegensatz zum R140AH\_1 (High1) steigen beim R140AH\_2 (High2) ohne Economizer die Liefergrade zuerst mit zunehmendem Druckverhältnis an und fallen erst bei Druckverhältnissen grösser 8.5 ab (Diagramm 7-16). Mit Economizer ist dieser Effekt weniger einheitlich und der

Knickpunkt der Verläufe befindet sich nicht bei einem bestimmten Druckverhältnis Diagramm 7-18).

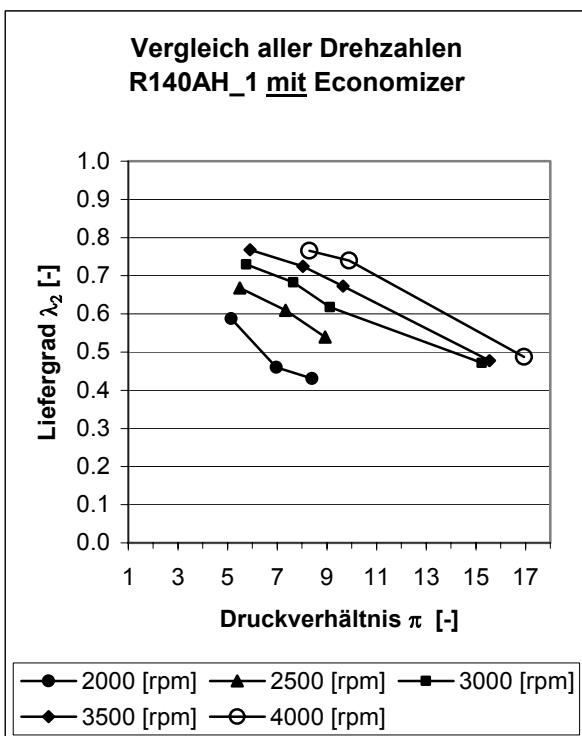


Diagramm 7-17: Liefergrad von R140AH\_1 mit Economizer

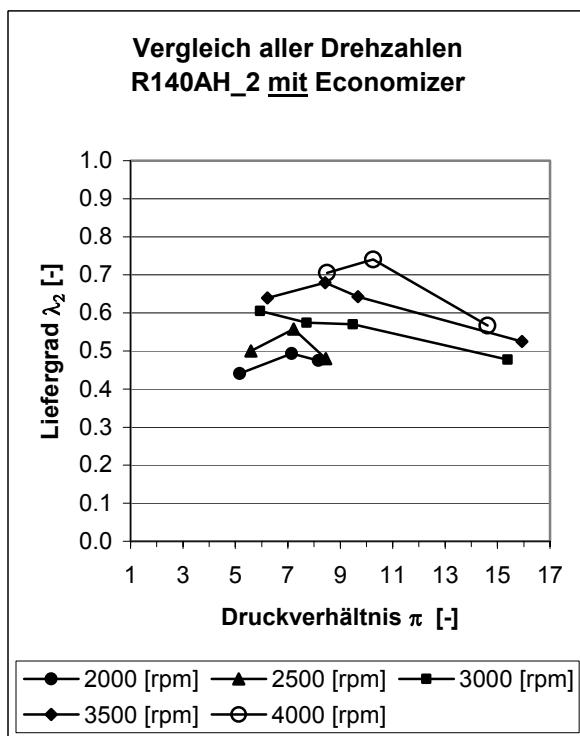


Diagramm 7-18: Liefergrad von R140AH\_2 mit Economizer

Die Liefergradvorteile durch den Economizer sind bei beiden Verdichtern annähernd gleich gross. Siehe Tabelle 7-6. Die mittlere Abweichung zwischen den beiden Aggregaten wird mit zunehmender Drehzahl kleiner, bis schlussendlich der High2 besser abschneidet. Der Grund dafür ist, wie in Diagramm 7-15 bis Diagramm 7-18 zu sehen ist, dass die Liefergrade des High2 flacher verlaufen und bei Druckverhältnissen grösser 10 die höheren Werte aufweisen.

Drehzahl [rpm]	High1 mit Eco → ohne Eco [%]	High2 mit Eco → ohne Eco [%]	High1 → High2 ohne Eco [%]	High1 → High2 mit Eco [%]
2000	+6	+11	+7	+2
2500	+13	+6	+8	+15
3000	+17	+10	+5	+10
3500	+17	+13	0	+4
4000	+22	+16	-10	-3

Tabelle 7-6: Vergleich der Liefergrade mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AH\_1 und R140AH\_2

### 7.2.3 Arbeitsfunktion

Wie aus Tabelle 7-7 ersichtlich ist, steigen bei beiden Verdichtern die Werte der Arbeitsfunktion im Economizerbetrieb gegenüber dem Betrieb ohne Economizer praktisch gleich viel. Im Quer-vergleich zwischen den beiden Verdichtern stellt man nur geringe Differenzen fest, die unabhängig vom Betriebsmodus sind.

Drehzahl [rpm]	High1 mit Eco → ohne Eco [%]	High2 mit Eco → ohne Eco [%]	High1 → High2 ohne Eco [%]	High1 → High2 mit Eco [%]
2000	+1	+5	+3	-1
2500	+5	+5	+2	+2
3000	+4	+8	0	-5
3500	+9	+9	-5	-4
4000	+9	+6	-4	-1

Tabelle 7-7: Vergleich der Arbeitsfunktion mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AL und R140AH\_1

Aus Verläufen Arbeitsfunktion =  $f(\text{Druckverhältnis})$  resultieren Geraden, die bei  $\pi = 1$  den Werte  $\sigma = 2.5$  ergeben. Die Steigung ist bei den Versuchen mit Economizer etwas steiler als bei den Versuchen ohne Economizer, da mit Economizer auch mehr Ammoniak gefördert wird.

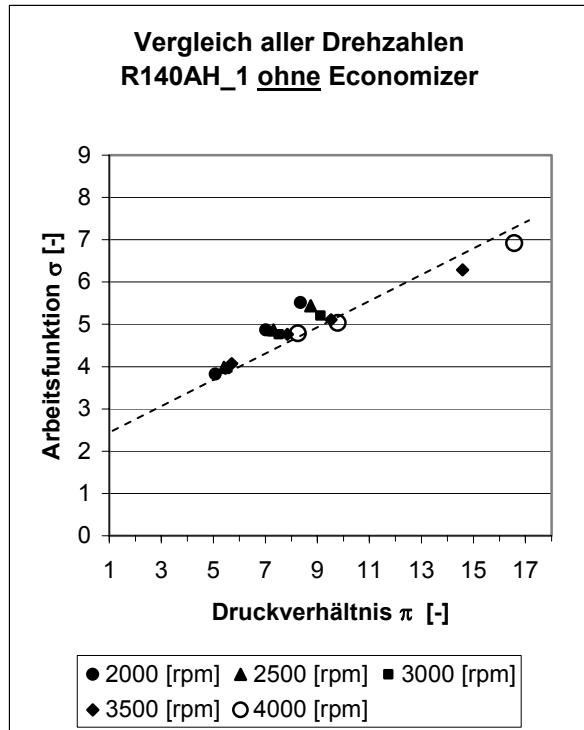


Diagramm 7-19: Arbeitsfunktion von R140AH\_1 ohne Economizer

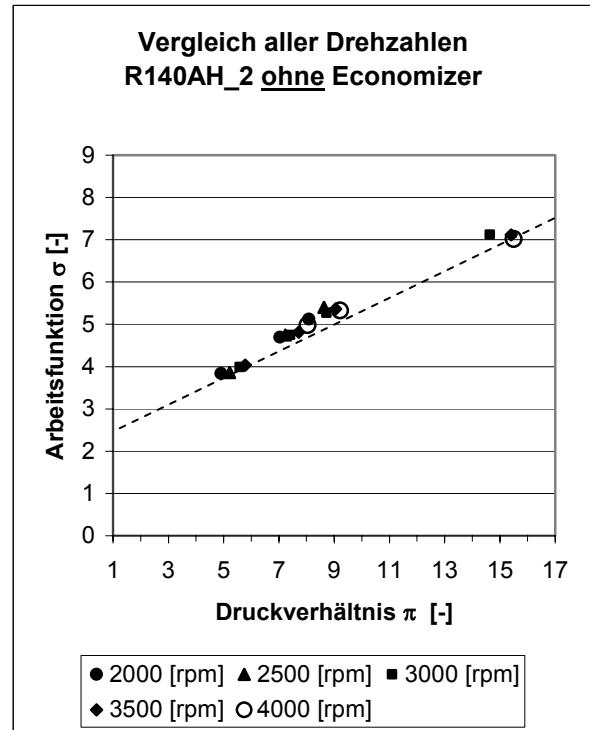


Diagramm 7-20: Arbeitsfunktion von R140AH\_2 ohne Economizer

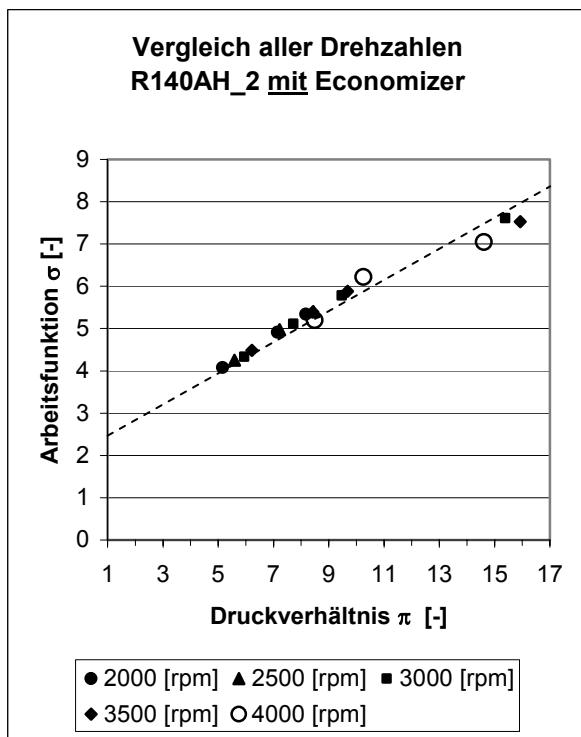
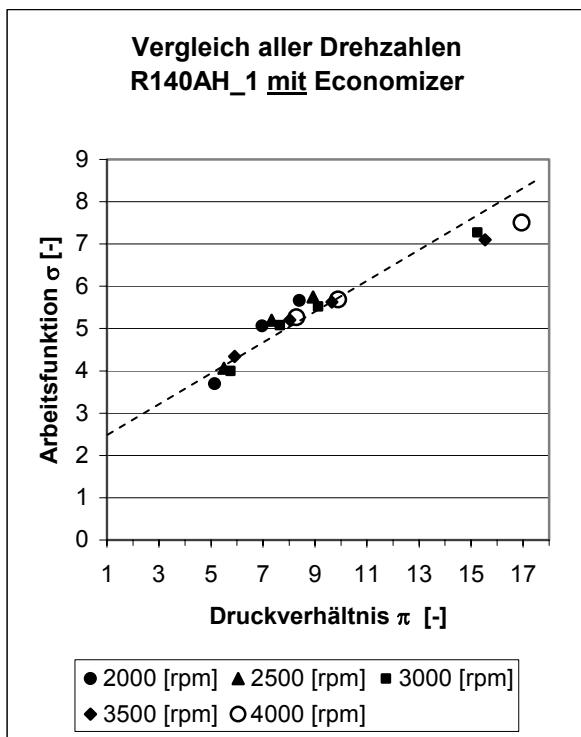


Diagramm 7-21: Arbeitsfunktion von R140AH\_1 mit Economizer      Diagramm 7-22: Arbeitsfunktion von R140AH\_2 mit Economizer

#### 7.2.4 NH<sub>3</sub> – Massenstrom

Analog zur Situation beim Liefergrad zeigt sich das Bild beim Kältemittel – Massenstrom. Mit steigendem Temperaturgefälle fordert die zweite Ausgabe dieser Verdichterversion mehr Ammoniak. Dabei stellt man fest, dass die Durchschnittswerte der Differenzen zwischen den Verdichtern im Economizerbetrieb etwas weniger stark ausgeprägt sind, als ohne Zwischeneinspritzung (Tabelle 7-8).

Temperaturhub	Vorteil ohne Eco [%]	Vorteil mit Eco [%]
B2/W50	-11	-15
B-7/W50	3	2
B-12/W50	17	9
B-20/W60	27	18

Tabelle 7-8: Mittlere Abweichung des Kältemittelumsatzes von R140AH\_2, bezogen auf R140AH\_1

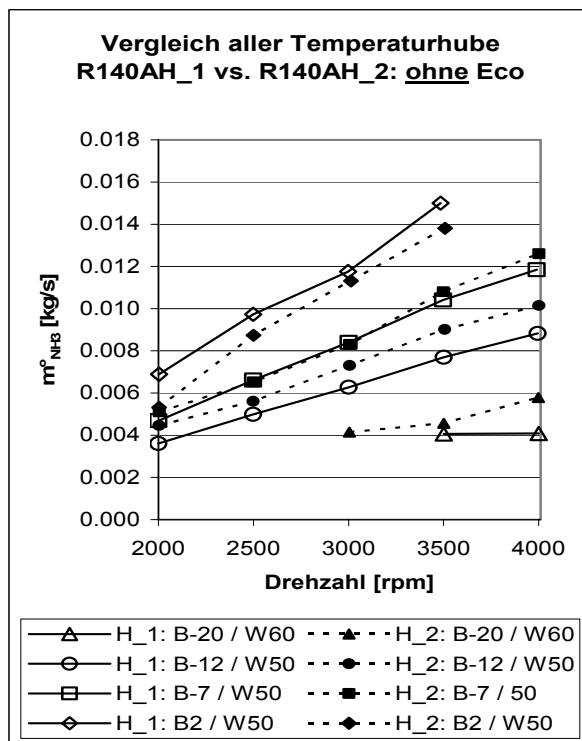


Diagramm 7-23: Kältemittelumsatz mit R140AH\_1 und R140AH\_2, ohne Economizer

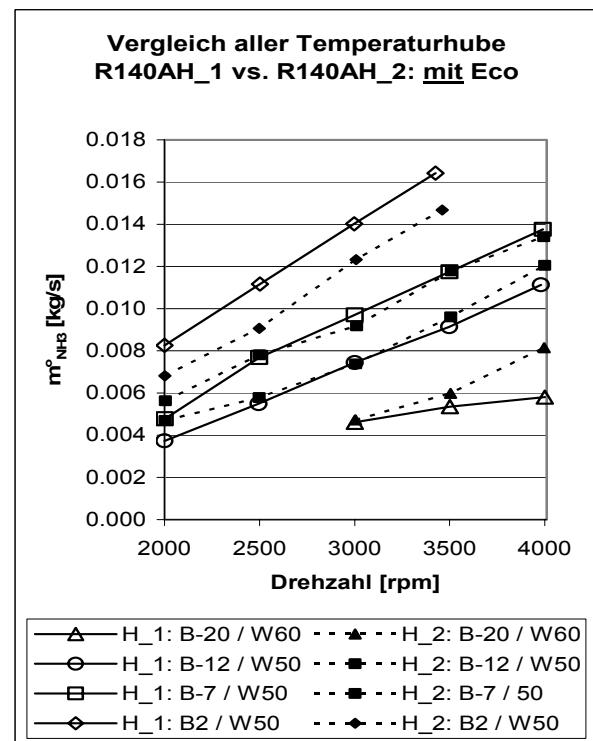


Diagramm 7-24: Kältemittelumsatz mit R140AH\_1 und R140AH\_2, mit Economizer

### 7.2.5 Coefficient of performance COP<sub>2</sub>

Wie Tabelle 7-9 zeigt, weist der High2 gegenüber dem High1 beim Temperaturhub B2/W50 schlechtere Werte für den COP<sub>2</sub> auf, in den anderen Betriebszuständen hingegen etwas bessere Werte. Im Mittel arbeiten die beiden Kompressoren etwa gleich gut. Dies bedeutet, dass die festgestellten Schleifspuren in R140AH\_1 keinen besonders negativen Effekt ausüben konnten.

Temperaturhub	Vorteil ohne Eco [%]	Vorteil mit Eco [%]
B2/W50	-6	-14
B-7/W50	0	1
B-12/W50	3	0
B-20/W60	2	2

Tabelle 7-9: Mittlere Abweichung des COP<sub>2</sub> von R140AH\_2, bezogen auf R140AH\_1

Vergleiche auch Diagramm 7-25 und Diagramm 7-26.

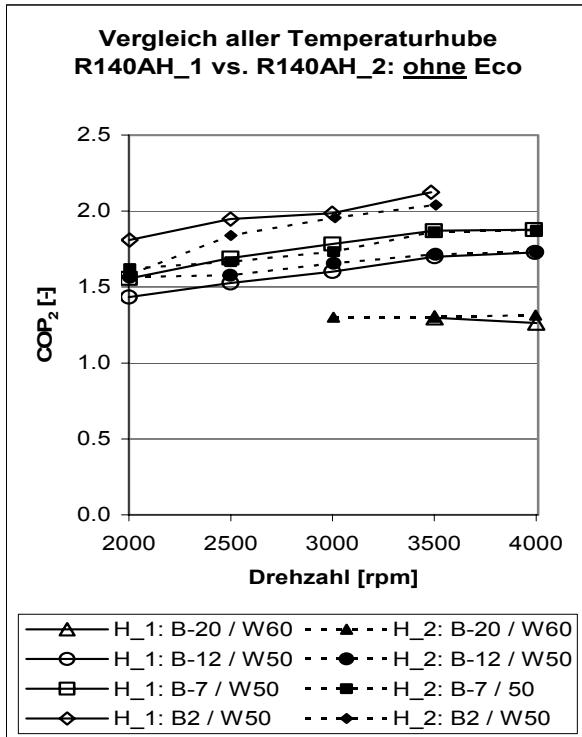
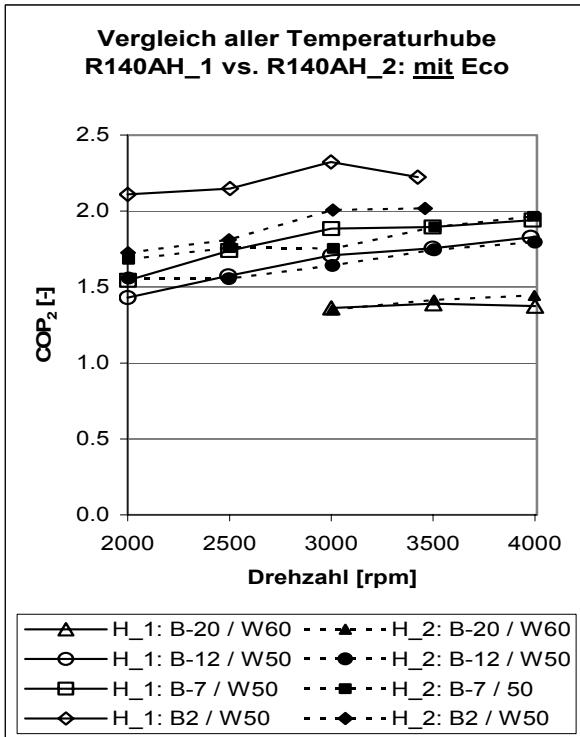


Diagramm 7-25: COP<sub>2</sub> von R140AH\_1 und R140AH\_2, ohne Economizer



## 7.3 Flügelzellenverdichter R140AL versus Schraubenverdichter MSC60

In diesem Abschnitt wird der Schraubenverdichter MSC60 von OSD gegenüber der effizienteren Version Flügelzellenverdichter, dem R140AL von RotoVane (in den Diagrammen als R-L bezeichnet) in Relation gesetzt. Da der Schraubenverdichter nicht mit einer Zwischeneinspritzung ausgerüstet ist, wird der Vergleich mit dem Flügelzellenverdichter nur für den Betrieb ohne Economizer angestellt.

### 7.3.1 Gütegrad

Während mit Flügelzellenverdichter die Gütegrade höher sind, je kleiner der Temperaturhub ist, zeigt der Schraubenverdichter umgekehrtes Verhalten. Seine Güte steigt mit dem Temperaturgefälle, ausser bei B-20/W60, wo die Werte interesserweise immer noch grösser sind als bei B2/W50. Ebenso gegenteilig sind die Kurvencharakteristiken, degressiv mit Flügelzellen-, respektive praktisch linear mit Schraubenverdichter. Diese beiden Begebenheiten sind verantwortlich dafür, dass der Nachteil vom Schraubenverdichter mit steigendem Temperaturgefälle und steigenden Drehzahlen kleiner wird und bei Extrembedingungen sogar in einen Vorteil kippt. Die durchschnittliche Differenz zwischen den beiden Verdichterarten für einen bestimmten Temperaturhub, die durch Mittelung der relativen Abweichungen zwischen den entsprechenden Gütegradkurven entstanden sind, findet man in Tabelle 7-10.

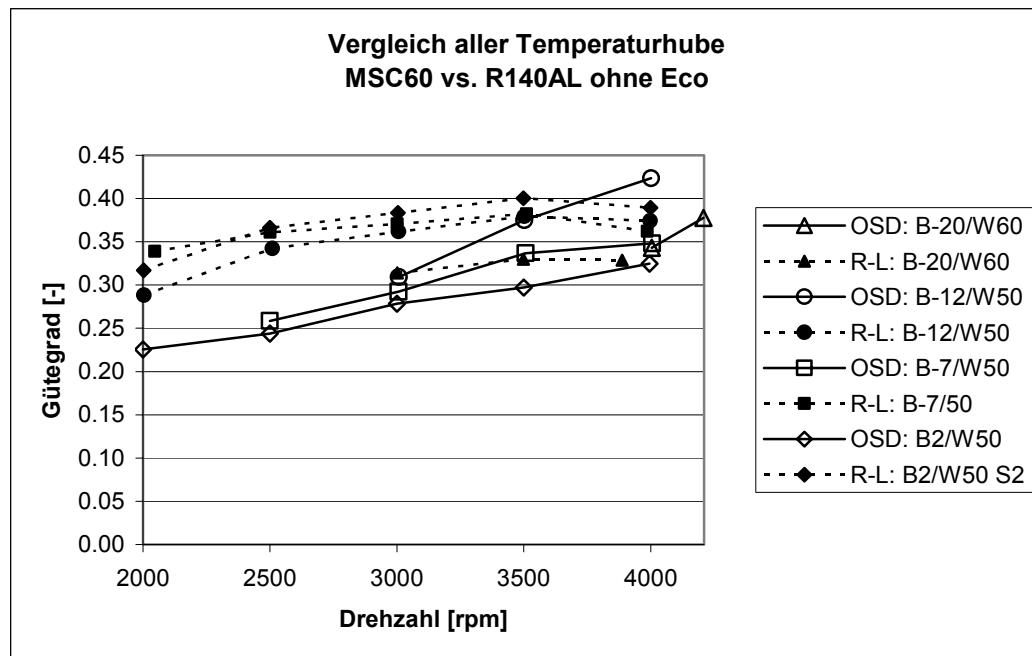


Diagramm 7-27: Gütegrad von MSC60 und R140AL ohne Economizer

Temperaturhub	R140AL ohne Eco → MSC60 [%]
B2/W50	-26
B-7/W50	-16
B-12/W50	-1
B-20/W60	4

Tabelle 7-10: Mittlere Abweichung des Gütegrades vom MSC60 gegenüber dem R140AL

### 7.3.2 Liefergrad

Beim Vergleich von Diagramm 7-28 und Diagramm 7-29 fällt auf, dass die Liefergrade vom Schraubenverdichter mit zunehmendem Druckverhältnis flacher verlaufen als bei Low – Flügelzellenverdichter. Die beiden ausreissenden Werte bei  $(3500 \text{ [rpm]} / \pi = 9)$  und  $(4000 \text{ [rpm]} / \pi = 10)$  wurden nicht in die Bewertung eingeschlossen.

Bei tiefen Drehzahlen sind die Liefergrade vom Schraubenverdichter nur halb so gross wie diejenigen vom Flügelzellenverdichter und bei 4000 [rpm] fehlen immer noch 20 %. Siehe dazu Tabelle 7-11.

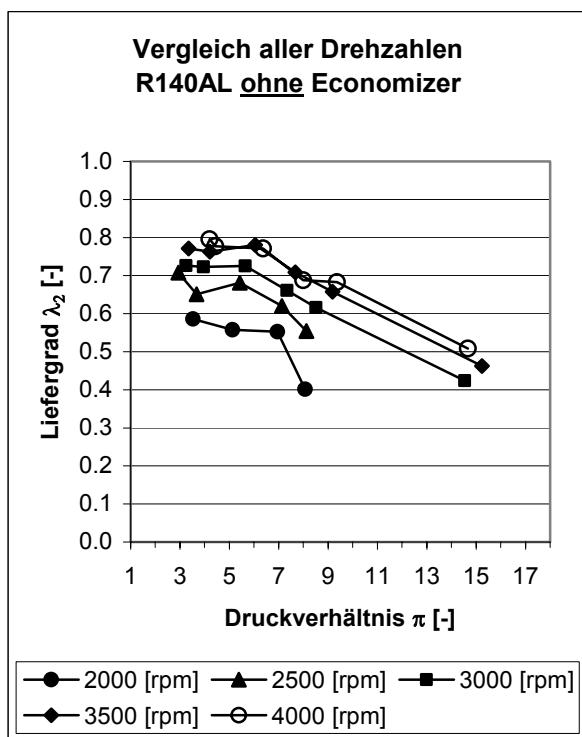


Diagramm 7-28: Liefergrad von MSC60 und R140AL ohne Economizer

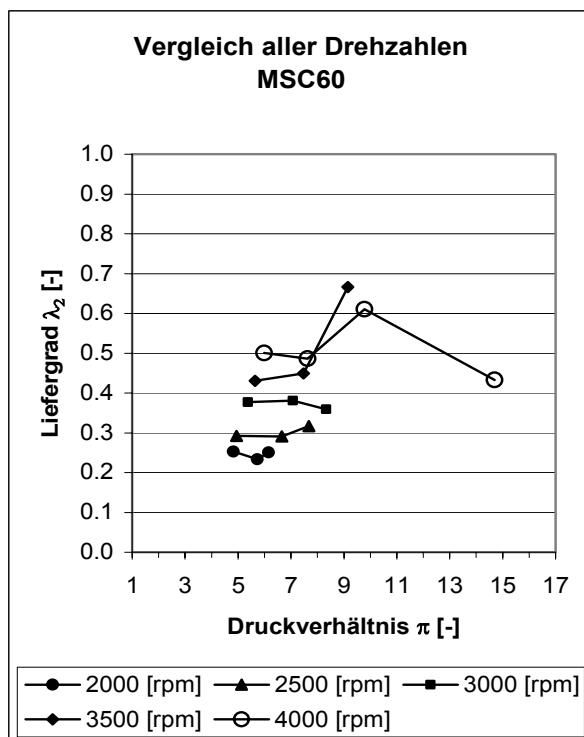


Diagramm 7-29: Liefergrad von MSC60 und R140AL mit Economizer

Drehzahl [rpm]	R140AL ohne Eco → MSC60 [%]
2000	+50
2500	+51
3000	+44
3500	+41
4000	+22

Tabelle 7-11: Mittlere Abweichung des Liefergrades vom MSC60 gegenüber dem R140AL

### 7.3.3 Arbeitsfunktion

Obwohl mit Schraubenverdichter bei niedrigen Druckverhältnissen die Liefergrade halb so gross sind wie mit Flügelzellenverdichter und dementsprechend auch wenig Kältemittel umgesetzt wird ist die dimensionslose Leistungsaufnahme nur gerade um einen Fünftel kleiner als jene des Flügelzellenverdichters. Daraus muss man schliessen, dass ein Grossteil der aufgenommenen Leistung in Form von mechanischer Reibung verloren geht oder für die Umwälzung von enormen internen Rückstromverlusten verbraucht wird.

In Diagramm 7-30 und Diagramm 7-31 wurden die Kurvensteigungen der Arbeitsfunktion durch unterbrochene Linien dargestellt. Bei Druckverhältnissen unter  $\pi = 8$  und Drehzahlen bis 3500 [rpm] ist die Steigung praktisch gleich. Jedoch verläuft die Arbeitsfunktion bei 4000 [rpm] flacher.

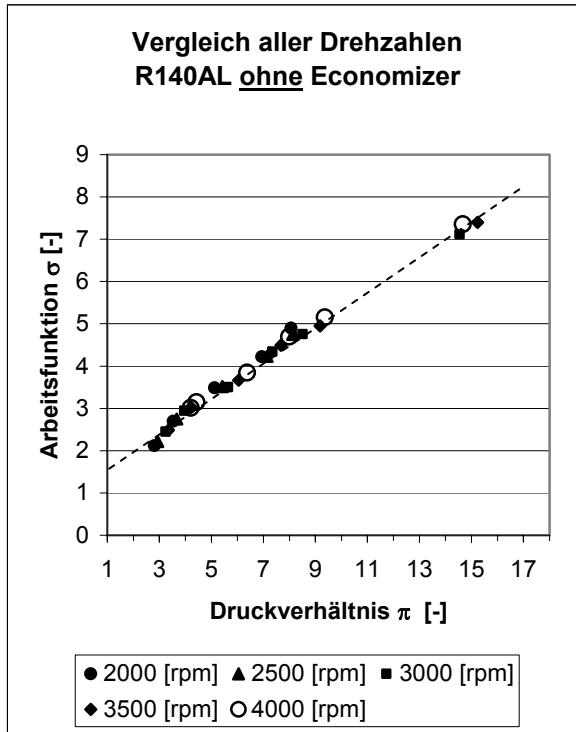


Diagramm 7-30: Arbeitsfunktion von R140AL ohne Economizer

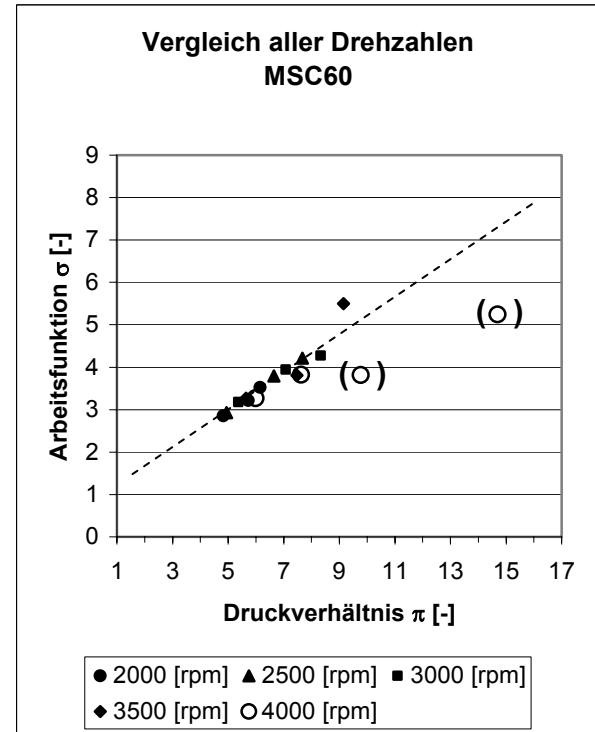


Diagramm 7-31: Arbeitsfunktion von MSC60

In Tabelle 7-12 ist wiederum die durchschnittlichen Abweichungen zwischen den sich entsprechenden Drehzahlen aufgeführt. Auch hier wurden die ausreissenden Werte analog zur Auswertung beim Liefergrad 7.3.2 nicht in die Bewertung aufgenommen.

Drehzahl [rpm]	R140AL ohne Eco → MSC60 [%]
2000	+23
2500	+13
3000	+9
3500	+13
4000	+24

Tabelle 7-12: Mittlere Abweichung der Arbeitsfunktion vom MSC60 gegenüber dem R140AL

### 7.3.4 NH3 – Massenstrom

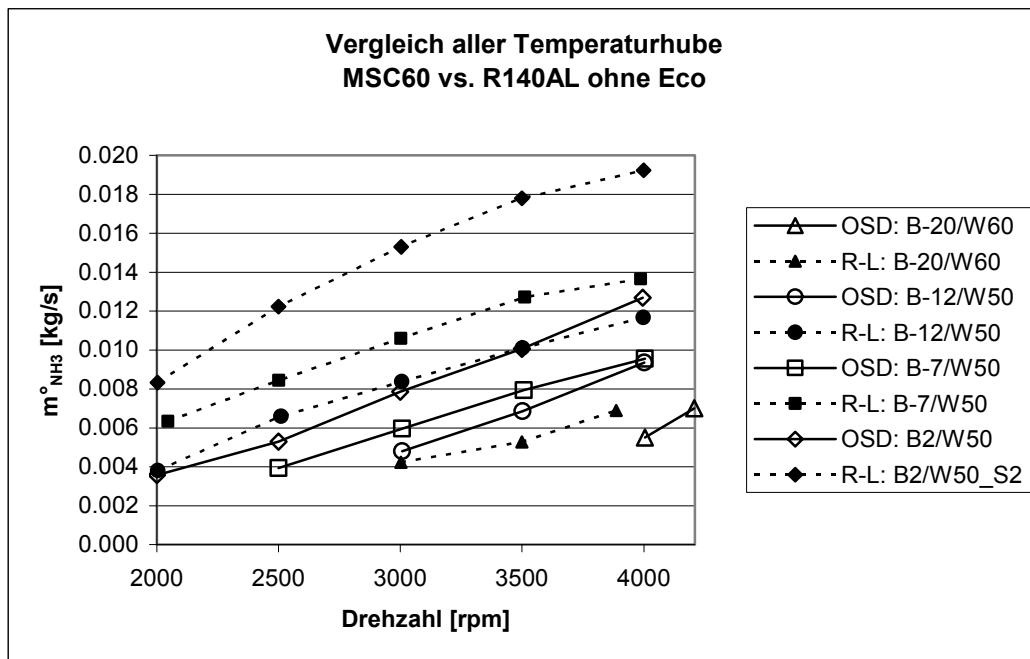


Diagramm 7-32: Kältemittelumsatz von MSC60 und R140AL ohne Economizer

Diagramm 7-32 verdeutlicht nochmals die schlechteren Liefergrade des Schraubenverdichter, obwohl sich das theoretische Fördervolumen mit 135 [cm<sup>3</sup>] nur geringfügig von demjenigen des Flügelzellenverdichters (140 [cm<sup>3</sup>]) unterscheidet.

Temperaturhub	R140AL ohne Eco → MSC60 [%]
B2/W50	-48
B-7/W50	-41
B-12/W50	-32
B-20/W60	-20

Tabelle 7-13: Mittlere Abweichung des Kältemittelstroms vom MSC60 gegenüber dem R140AL

## 8 Besondere Aspekte der untersuchten Rotationskompressoren

### 8.1 Der Einfluss des Öls auf das interne Verdichtungsverhältnis

Auf Grund der baulichen Ausgestaltung der Verdichter ist das interne Verdichtungsverhältnis nicht variabel und mit maximal 5:1 (R140AH), im Verhältnis zu Kolbenkompressoren, relativ klein. Zusammen mit dem inkompressiblen Schmieröl vergrössert sich das reale interne Verdichtungsverhältnis je nach Drehzahl und Ölstrom. Das Ausmass kann an folgendem Beispiel mit dem Flügelzellenverdichter veranschaulicht werden.

Im Betriebszustand B-20/W60 sollte nach Angaben von RotoVane ein Ölstrom von knapp 300 [l/h] durch den Kompressor fliessen. Sofern als Drosselorgan im Ölstrom eine Blende eingesetzt wird, ist der Ölstrom theoretisch unabhängig von der Drehzahl, weil der Temperaturhub und damit auch die Drucksituation konstant bleiben. Somit resultiert ein grösseres Ölvolume pro Zelle, je kleiner die Drehzahl ist. Bei einer Drehzahl von 2000 [rpm] befindet sich in einer der acht Verdichterzellen 0.313 [cm<sup>3</sup>] Öl. Eingesetzt in Gl. 8 resultiert eine Zunahme des Verdichtungsverhältnisses um 7.8 % auf  $\varepsilon_{intern} = 5.4$ .

$$\varepsilon_{intern,real} = \frac{V_{Zelle,\alpha} - V_{\text{Öl},Zelle}}{V_{Zelle,\omega} - V_{\text{Öl},Zelle}}$$

Gl. 8: Reales internes Verdichtungsverhältnis

Das obige Beispiel beruht auf der Annahme, dass sich das Schmieröl gleichmässig über den Umfang und auf die Anzahl Zellen verteilt. In Realität wird dies nicht der Fall sein, denn die Strömungssituation ist wegen der unstetigen Druckverteilung entlang des Statorprofiles und den Einflüssen der bewegten Bauteile sehr komplex. Da der Wert des realen internen Verdichtungsverhältnisses nur aus den Zuständen Anfang  $\alpha$  und Ende  $\omega$  berechnet wird, haben die inneren Ölströmungen keinen Einfluss auf  $\varepsilon_{intern,real}$ .

### 8.2 Über- bzw. Unterverdichtung

#### 8.2.1 Messversuch: Druck in Funktion vom Kompressionsweg

Um den Verdichtungsvorgang des Flügelzellenverdichters und insbesondere den Mischvorgang im Bereich des Economizerports besser zu verstehen, wurde der Stator vom Flügelzellenverdichter R140AL (Low) mit zwei zusätzlichen Druckanschlüssen versehen. Über dünne mit Öl gefüllte Rohrleitungen wurden sie mit Danfoss Drucksensoren vom Typ AKS 33, mit einem Messbereich von 0 bar bis 35 bar (abs), verbunden (Siehe Abb. 8-1).

Somit standen fünf Druckmessstellen verteilt über den Verdichtungsweg zur Verfügung. Es waren dies der Saugdruck, der Druck der ersten geschlossenen Zelle  $p_{\text{Ein} \rightarrow \text{Eco}}$ , der Druck in der Leitung zum Economizerport, der Druck der letzten geschlossenen Zelle  $p_{\text{Eco} \rightarrow \text{Aus}}$  sowie der Hochdruck in der Heissgasleitung. Damit bestand die Möglichkeit zu klären, wie hoch der Druck am Ende der Verdichtung kurz vor dem Öffnen des Auslasskanals ist, mit dem Ziel Aussagen zur Unter- bzw. Überverdichtung machen zu können.

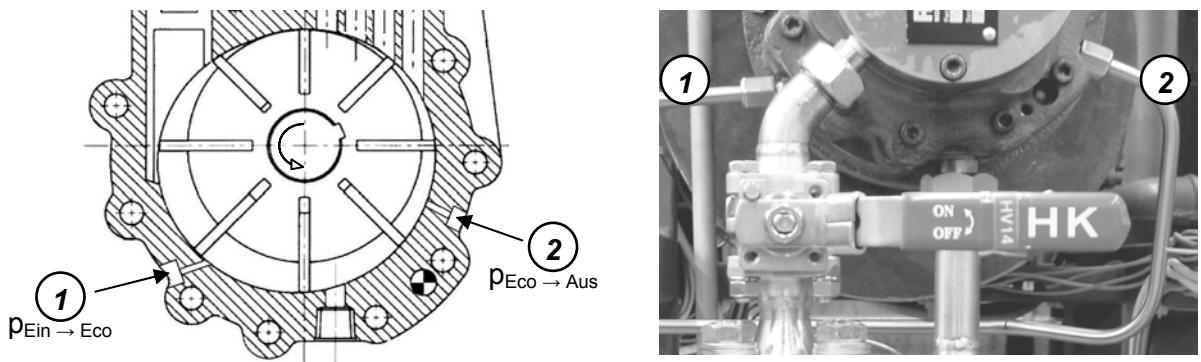


Abb. 8-1: Darstellung der zusätzlichen Druckanschlüsse am Umfang des R140AL

Währenddem eine Verdichterzelle die Messbohrung passiert, verkleinert sich ihr Volumen und der Druck steigt an. Sobald der in Drehrichtung hinten liegende Flügel die Bohrung überfahren hat, sinkt der Druck schlagartig wieder auf den Wert, der dem grösseren Zellenvolumen entspricht, welches nun gerade mit der Messstelle in Verbindung steht. Demzufolge resultiert ein Drucksignal in Sägezahnform. Das Messsystem war leider zu träge, um die Druckschwankungen in dieser Ausgeprägtheit zu erfassen. Wie eine Signalanalyse mit MATLAB - SIMULINK ergeben hat, verzögert die Trägheit das Signal mindestens in der Art eines PT2 – Gliedes. Das erklärt die annähernd sinusförmige Druckkurve anstelle der Sägezahnform.

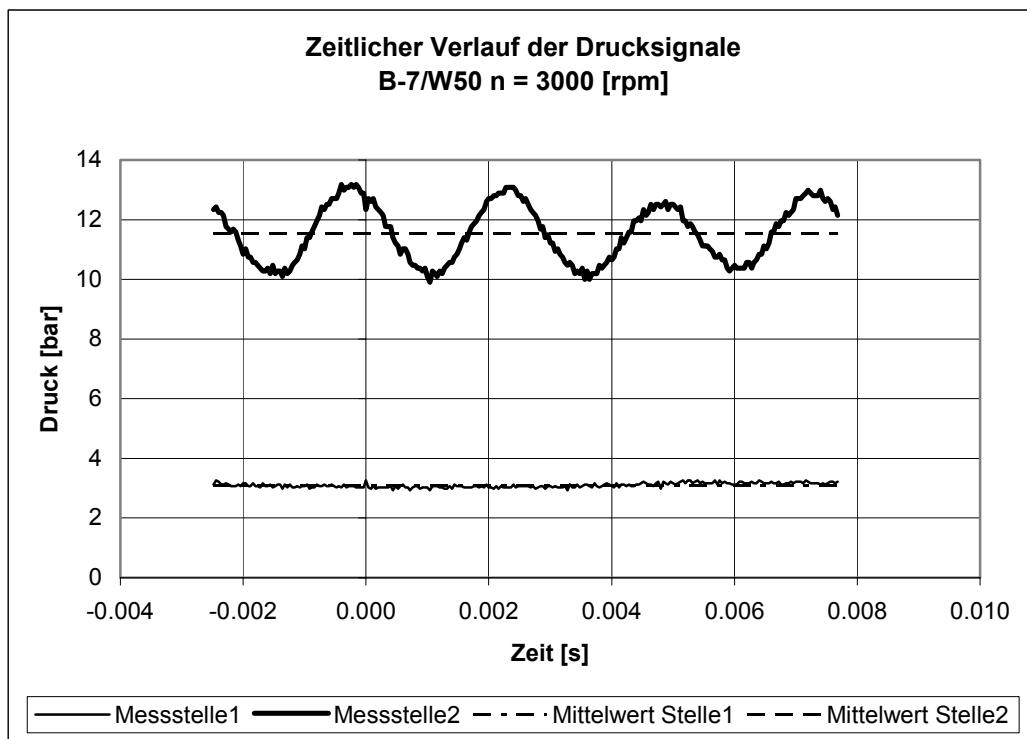


Abb. 8-2: Darstellung des mit einem Fluke Scopemeter aufgezeichneten Drucksignals

### 8.2.2 Berechnung des Verdichtungsenddruckes

In Abb. 8-3 sind die Verdichtungswege Unterverdichtung (Index u) und Überverdichtung (Index ü) im p-V Diagramm dargestellt, wie sie bei den verwendeten Rotationskompressoren vorkommen. Weg U hat einen Verdichtungsenddruck  $p_{\omega u}$  und eine -endtemperatur  $T_{\omega u}$ , die kleiner sind als Druck  $p_{\omega}$  und Temperatur  $T_{\omega}$  in der Heissgasleitung. Man spricht hier von Unterverdichtung.

Im Gegensatz dazu sind die Zustandsgrößen  $p_{\omega\bar{u}}$  und  $T_{\omega\bar{u}}$  von Weg  $\bar{U}$  kurz vor dem Öffnen der Auslassbohrung im Verdichter grösser als die Werte in der Heissgasleitung, kurz Überverdichtung genannt.

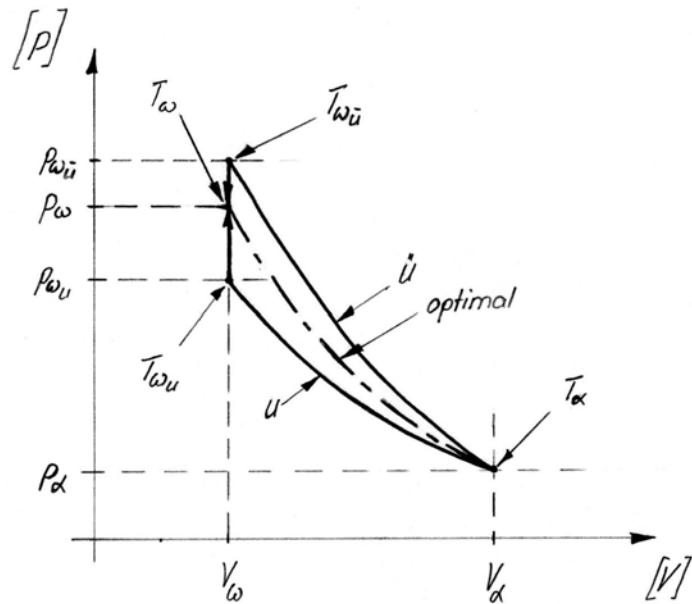


Abb. 8-3: Skizze des Verdichtungsverlaufs im p-V Diagramm

Der optimale Verdichtungsvorgang  $\alpha \rightarrow \omega$  kann unter der Annahme einer polytropen Zustandsänderung mit konstanter Gasmasse für die Betriebsweise ohne Economizer berechnet werden.

$$n = \frac{\ln\left(\frac{T_\omega}{T_\alpha}\right) + \ln\left(\frac{V_\alpha}{V_\omega}\right)}{\ln\left(\frac{V_\alpha}{V_\omega}\right)}$$

Gl. 9: Polytropenfaktor

$$p_\omega = p_\alpha \cdot \left(\frac{V_\alpha}{V_\omega}\right)^{-n}$$

Gl. 10: Verdichtungsenddruck

Mit Hilfe der Polytropengleichung können nun die Drucke an der Stelle 2 für die Drehzahl von 3000 [rpm] berechnet und den gemittelten Messwerten von  $p_{\text{Eco} \rightarrow \text{Aus}}$  (siehe Abb. 8-1) gegenübergestellt werden. Das Zellenvolumen an der Stelle 2 beträgt 5.833 [cm<sup>3</sup>]. Wie bereits bemerkt, entsprechen die gemessenen Werte nicht den tatsächlichen Drucken, sondern einem zeitlich gemittelten Druck der Zelle. Deshalb sind diese durchwegs etwas kleiner als die berechneten Drucke.

	B2/W35	B2/W50	B-7/W50	B-12/W50
n [-]	1.2857	1.2915	1.3285	1.3117
p <sub>Stelle 2</sub> berechnet [bar]	14.7	15.4	12.1	10.1
p <sub>Stelle 2</sub> gemessen [bar]	14.1	15.1	11.6	9.9

Tabelle 8-1: Gemessene versus berechnete Verdichtungsenddrucke an Stelle 2 bei  $n = 3000$  [rpm]

Für die Betrachtung von Unter- bzw. Überverdichtung ist die Genauigkeit der Berechnung ausreichend. In Diagramm 8-1 ist der berechnete Verdichtungsenddruck in Funktion der Drehzahl aufgetragen. Dabei fallen folgende Abhängigkeiten auf: Je grösser das Temperaturgefälle, desto kleiner der Verdichtungsenddruck und desto kleiner dessen Drehzahlabhängigkeit. Bestimmend für den Verdichtungsenddruck sind der Saugdruck, das Verdichtungsverhältnis und die Temperaturdifferenz innerhalb des Verdichters, wobei das Verdichtungsverhältnis auch unter Berücksichtigung des Ölvolumentens pro Zelle praktisch konstant ist. Der Saugdruck wird von der Soletemperatur bestimmt, ist aber gleichzeitig vom Ammoniakmassenstrom, sprich Drehzahl, abhängig. Wie Gl. 10 beschreibt, ist  $T_w$  das Produkt aus Saugdruck und dem Verdichtungsverhältnis mit einem Exponenten, der nur minimal von der Temperaturdifferenz beeinflusst wird. Aus diesem Grund decken sich die Verdichtungsenddrücke der Kurven mit gleicher Quelltemperatur B2/W35 und B2/W50.

Im Gegensatz dazu wird der Hochdruck nur von der Heizwasservorlauftemperatur bestimmt (siehe Diagramm 8-2), welche, sofern sie geregelt wird, unabhängig von der Drehzahl ist. Diese Tatsache erkennt man daran, dass die Kurven der Temperaturhube mit gleicher Heizwasservorlauftemperatur bei einander liegen.

Aus den obigen Zusammenhängen erkennt man, dass je höher das zu überwindende Druckgefälle ist, desto ausgeprägter wird der Effekt der Unterverdichtung. Den Berechnungen zu Folge bildet der Temperaturhub B2/W35 eine Art Grenze, denn bei niedriger Drehzahl wird überverdichtet und im hohen Drehzahlbereich unterverdichtet (siehe Diagramm 8-3).

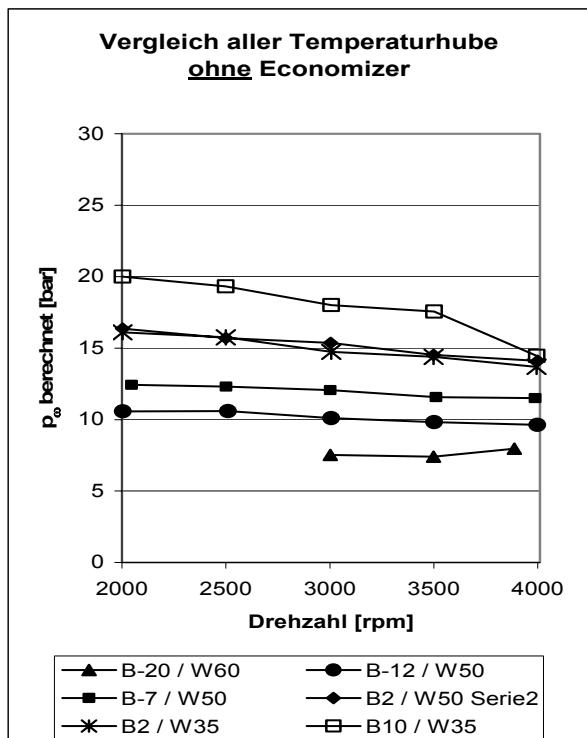


Diagramm 8-1: Berechneter Verdichtungsenddruck von R140AL, ohne Economizer

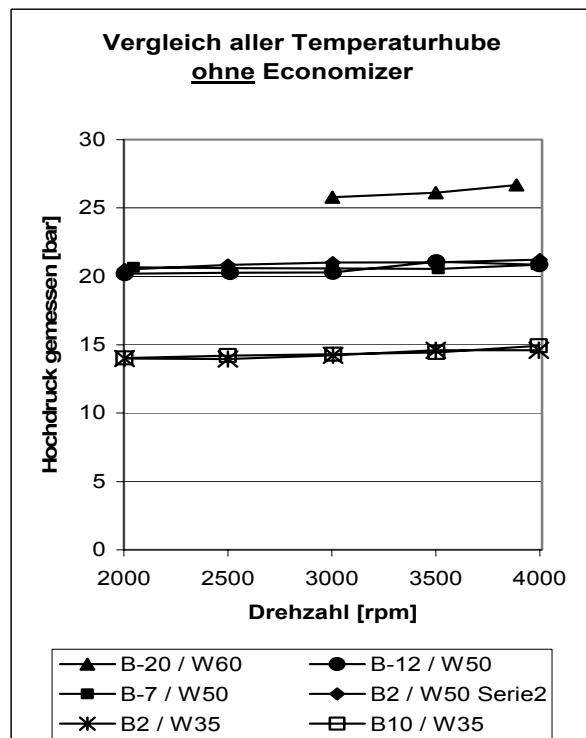


Diagramm 8-2: Gemessener Hochdruck mit R140AL, ohne Economizer

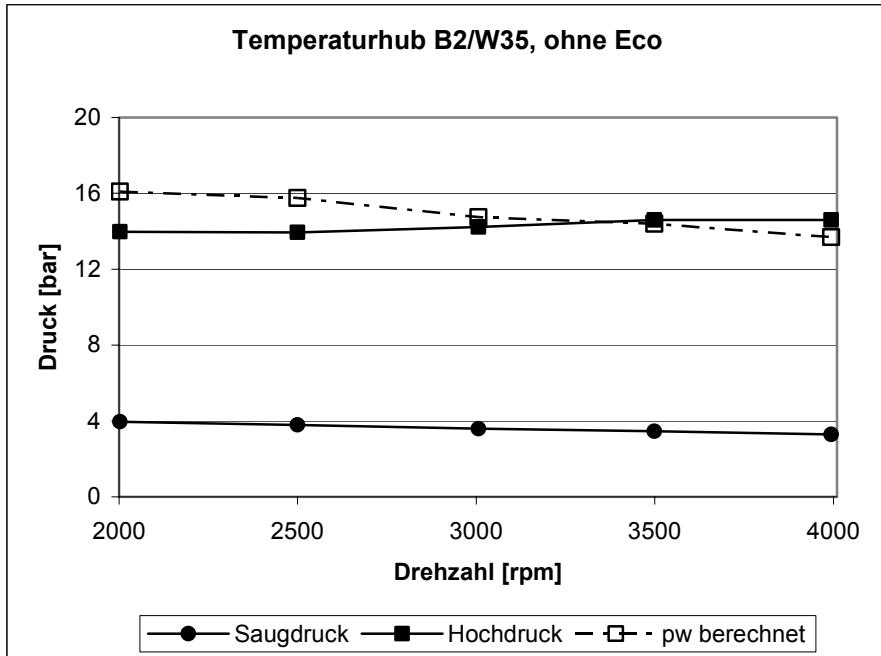
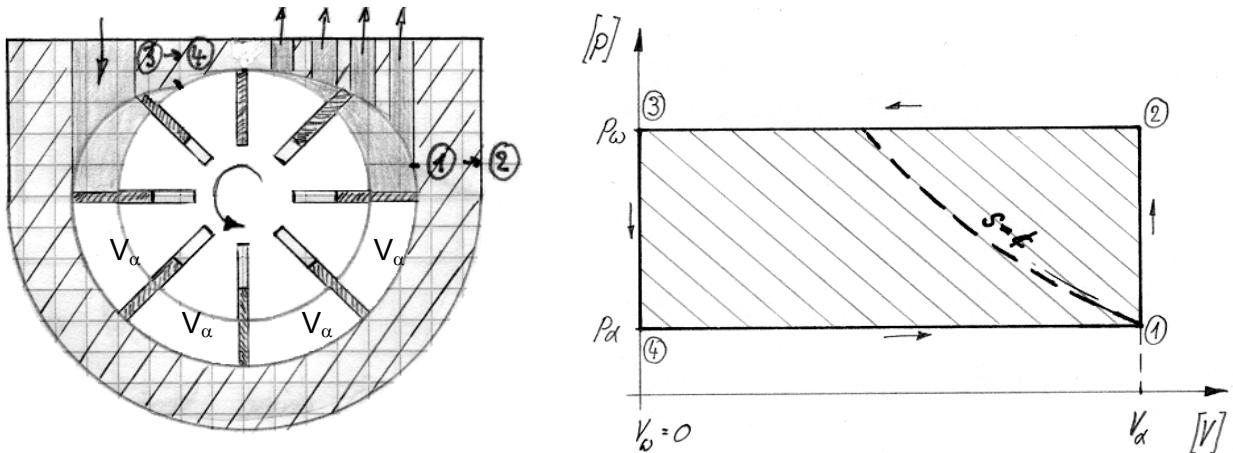


Diagramm 8-3: Saug-, Hoch- und Verdichtungsenddruck in Funktion der Drehzahl mit R140AL

### 8.2.3 Volumetrischer Förderer versus Verdichter

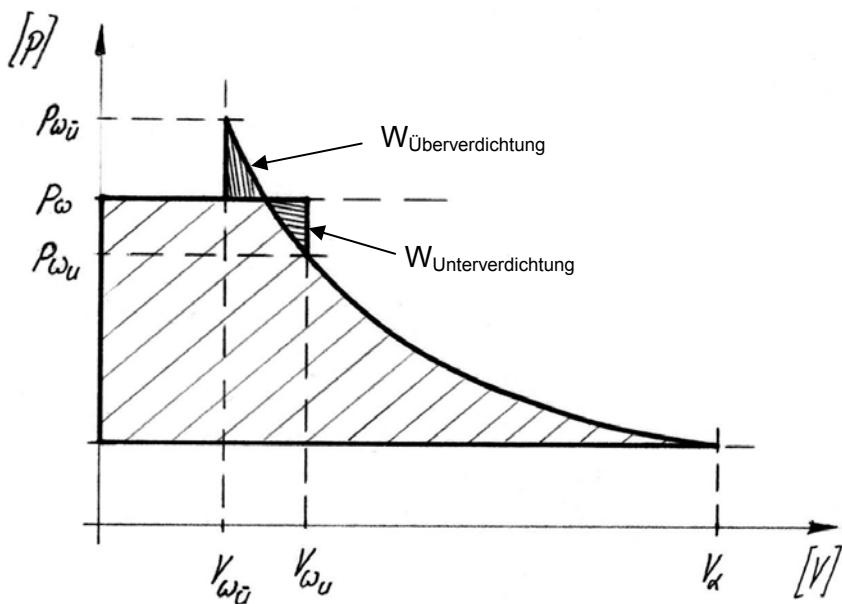
Um die Frage nach dem besten Verdichtungsweg zu klären, werden hier zwei Arten, unabhängig ihrer Tauglichkeit für den Einsatz in einer Wärmepumpe, bezüglich Arbeitsaufwand untersucht. Das eine ist ein volumetrischer Förderer mit einem Verdichtungsverhältnis von  $\pi_{\text{intern}} = 1$ , das andere ein Verdichter mit konstantem Verdichtungsverhältnis und ohne Totvolumen, in der Art wie sie bei den Versuchen in diesem Projekt eingesetzt wurden.

Der volumetrische Förderer „schaufelt“ das Gas lediglich vom Eintritt zum Austritt ohne es innerhalb des Aggregats zu komprimieren (siehe Abb. 8-4). Weil keine Druckerhöhung herbeigeführt wird, folgt auch keine Temperaturerhöhung, ausgenommen durch die Reibung. Aus diesem Grund muss für die Betrachtung des Arbeitsaufwands die Annahme getroffen werden, im Wärmepumpensystem sei die Drucksituation mit Saug- ( $p_a$ ) und Hochdruck ( $p_o$ ) gegeben, so als wäre die Anlage in Betrieb. Verschiebt nun der Förderer die in einer Zelle eingeschlossene Gasmasse in Richtung Austritt, passiert bis auf die Druckerhöhung, welche durch die Reibungswärme verursacht wird, nichts. Wird dann aber die Austrittsöffnung freigegeben, strömt das unter Hochdruck stehende Gas schlagartig in die Zelle und komprimiert die darin enthaltene Gasmasse. Weil bei Gasen der Reibungsanteil klein ist und der Vorgang sehr schnell abläuft, kann der Wärmeaustausch mit der Umgebung und die Reibungswärme des einströmenden Gases vernachlässigt werden. Somit kann von einer isentropen Verdichtung gesprochen werden, die auf der unterbrochenen dargestellten Linien im p-V Diagramm ablaufen würde, wenn die Gasmasse konstant wäre. Die Volumenreduktion wird aber simultan durch das einströmende Gas kompensiert. Somit entspricht der Förderaufwand pro Zellenvolumen dem Betrag von  $V_a \cdot (p_o - p_a)$ , dargestellt durch die schraffierte Fläche.

Abb. 8-4: Skizze und  $p$ - $V$  Diagramm von einem volumetrischen Förderer

Beim Verdichter mit Verdichtungsverhältnis  $\pi > 1$  besteht der Idealfall darin, dass der Druck in der letzten geschlossenen Zelle (Flügelzellenverdichter) gleich dem Druck in der Heissgasleitung entspricht. Dies ist aber wie in Abschnitt 8.2.2 gezeigt wurde in Realität je nach Betriebsbedingungen nicht der Fall. Ist der Druck kurz vor dem Öffnen der Austrittsbohrung höher als der Hochdruck, musste für diese Überverdichtung eine Mehrarbeit aufgewendet werden. Sobald die Austrittsbohrungen freigegeben werden, expandiert ein Teil der Gasmasse in die Heissgasleitung. Das verbleibende Gas wird bei konstantem Zellendruck ( $p_\omega$ ) ausgeschoben (siehe Abb. 8-5).

Bei Unterverdichtung resultiert analog zum volumetrischen Förderer ebenfalls ein zusätzlicher Aufwand, verursacht durch das zurückgestromte Gas, welches ebenfalls wieder in die Heissgasleitung ausgeschoben werden muss. Dies verschlechtert vor allem bei hohen Temperaturhuben den Wirkungsgrad des Verdichters.

Abb. 8-5:  $p$ - $V$  Diagramm von einem Verdichter mit konstantem Verdichtungsverhältnis und ohne Totvolumen

Der Vorteil der verwendeten ventillosen Kompressoren ist, dass sie kein Totvolumen aufweisen und deshalb höhere Druckdifferenzen überwinden können, als z.B. Kolbenmaschinen, sogar

wenn der eigentliche Verdichtungsenddruck unterhalb dem vom System diktieren Hochdruck liegt. Nachteilig wirkt sich hingegen das konstante Verdichtungsverhältnis aus, weil nur für eine bestimmte Druckdifferenz die Verdichtungsarbeit minimal ist, hingegen für die Mehrzahl der Betriebszustände der Aufwand in Folge der Unter- bzw. Überverdichtung zu hoch ausfällt. Ideal wäre also ein Kompressor ohne Totvolumen mit einem dem Hochdruck folgenden, variablen Verdichtungsverhältnis. Diese Anforderungen sind bei grossen Schraubenkompressoren realisiert, jedoch sind diese auf Grund der hohen Förderleistung in einer Kleinwärmepumpe nicht einsetzbar.

### 8.3 Economizer – Wirkung

Die fest auf dem Umfang fixierte Economizerbohrung erlaubt die Zumischung von kaltem Economizer – Dampf. Das Verhältnis Ecodruck zu Saugdruck liegt für alle Versuche zwischen 2.5 und 1.9. Das Verhältnis nimmt mit höheren Drehzahlen und höheren Temperaturhuben tendenziell ab (Diagramm 8-4 und Diagramm 8-5).

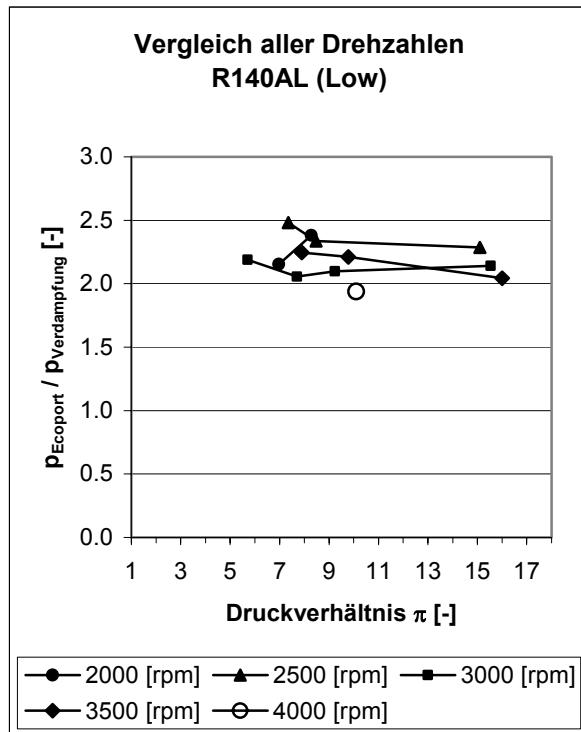


Diagramm 8-4: Verhältnis von Ecodruck zu Saugdruck von R140AL

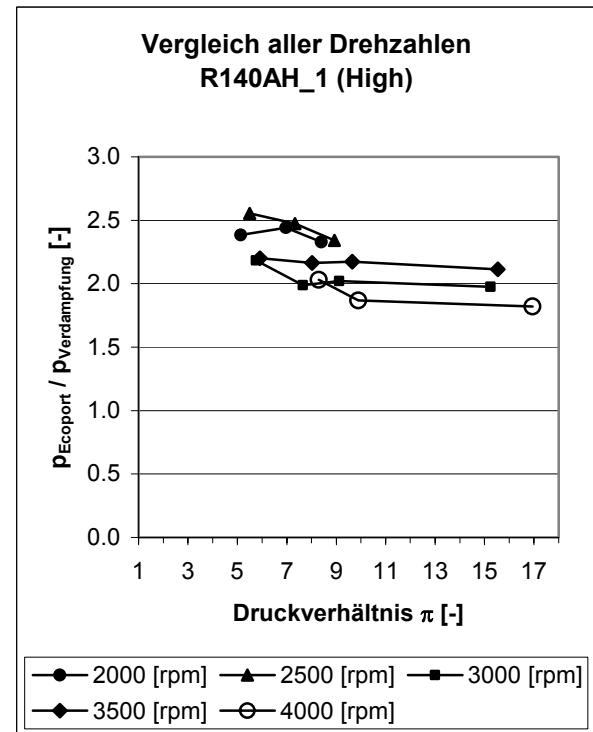


Diagramm 8-5: Verhältnis von Ecodruck zu Saugdruck R140AH\_1

Der Liefergrad und die Arbeitsfunktion wurden schon in den Diagrammen auf den Seiten 93 bis 96 dargestellt und diskutiert. Nachstehen sind die Resultate noch einmal aufgeführt.

Der COP wird durch den Einsatz des Economizers nur unwesentlich verbessert (Diagramme Seite 52 und 67), hingegen wird die Kondensatorleistung durch den Economizermassenstrom stark erhöht. Dies ist für die Anwendung in der Praxis vorteilhaft, denn bei den tiefen Außentemperaturen und den damit verbundenen hohen Temperaturhuben werden auch höhere Kondensatorleistungen benötigt. Siehe dazu auch die Diagramme auf den Seiten 54 und 68.

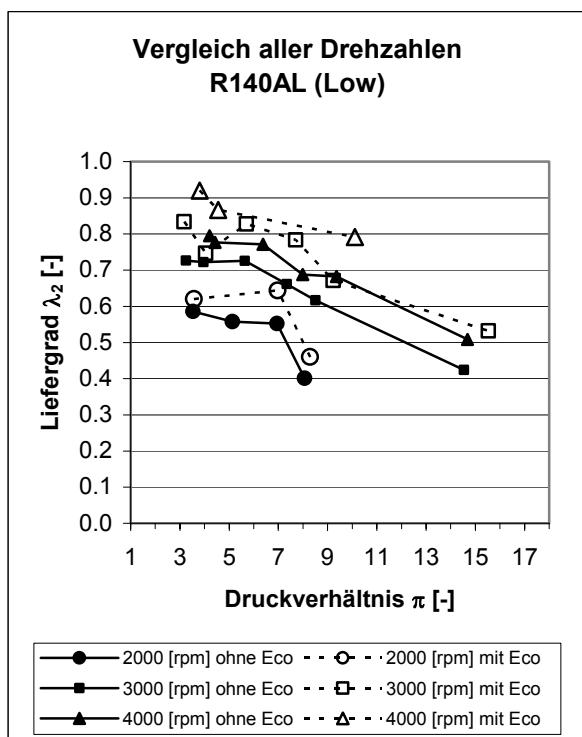


Diagramm 8-6: Liefergrad in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AL (Low), mit und ohne Economizer

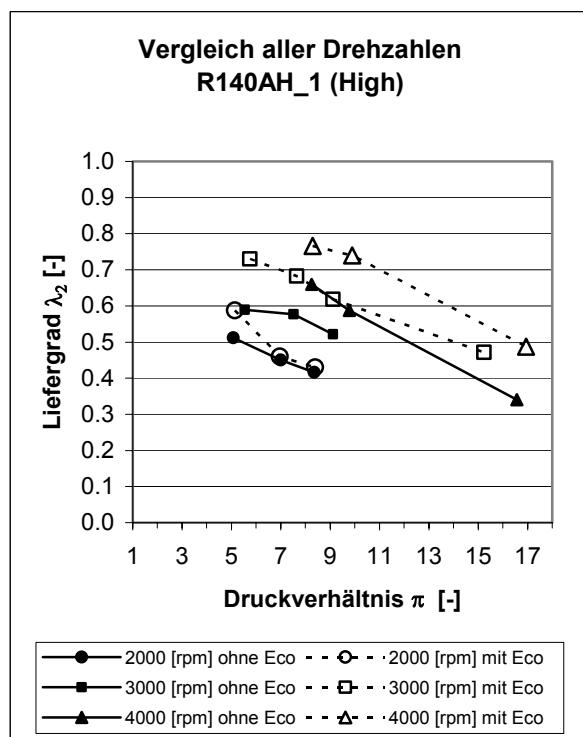


Diagramm 8-7: Liefergrad in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AH\_1 (High), mit und ohne Economizer

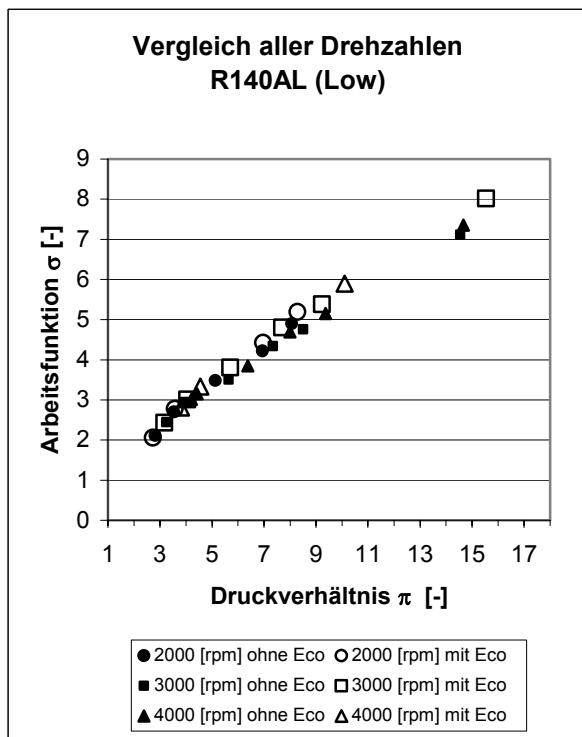


Diagramm 8-8: Arbeitsfunktion in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AL (Low), mit und ohne Economizer

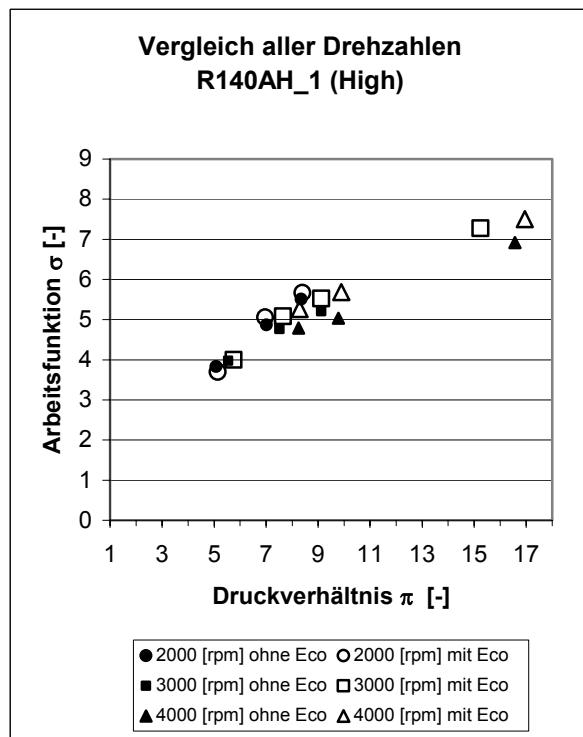


Diagramm 8-9: Arbeitsfunktion in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AH\_1 (High), mit und ohne Economizer

Die in diesem Projekt gemessenen Zusammenhänge können mit den Aussagen von Vaisman [L12], der den Einsatz des Economizers an RotoVane – Kompressoren mit dem Arbeitsmedium R134a in Kälteanwendungen untersucht hat, verglichen werden. Vaisman berichtet von einer Erhöhung der Kälteleistung hingegen von einer Abnahme des Kälte – COP.

## 9 Vergleich der COP – Werte mit anderen Wärmepumpen

Resultate von Wärmepumpen von verschiedenen Herstellern sind im WPZ - Bulletin [L13] zusammengestellt. Dort finden sich auch Übersichtsdarstellungen des COP - Wertes von Luft-Wasser-, Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen. In Abb. 9-1 sind die Messpunkte des vorliegenden Projektes eingetragen. Man erkennt, dass die untersuchte Variante vor allem bei höheren Temperaturhuben und tiefen Soletemperaturen Vorteile aufweist, jedoch bei kleinen Temperaturhuben unter den Leistungen von Konkurrenzprodukten liegt. Dies ist wiederum auf die fehlende Wärmevervielfachungsmöglichkeit des grossen, im Umlauf befindlichen Ölstromes zurückzuführen.

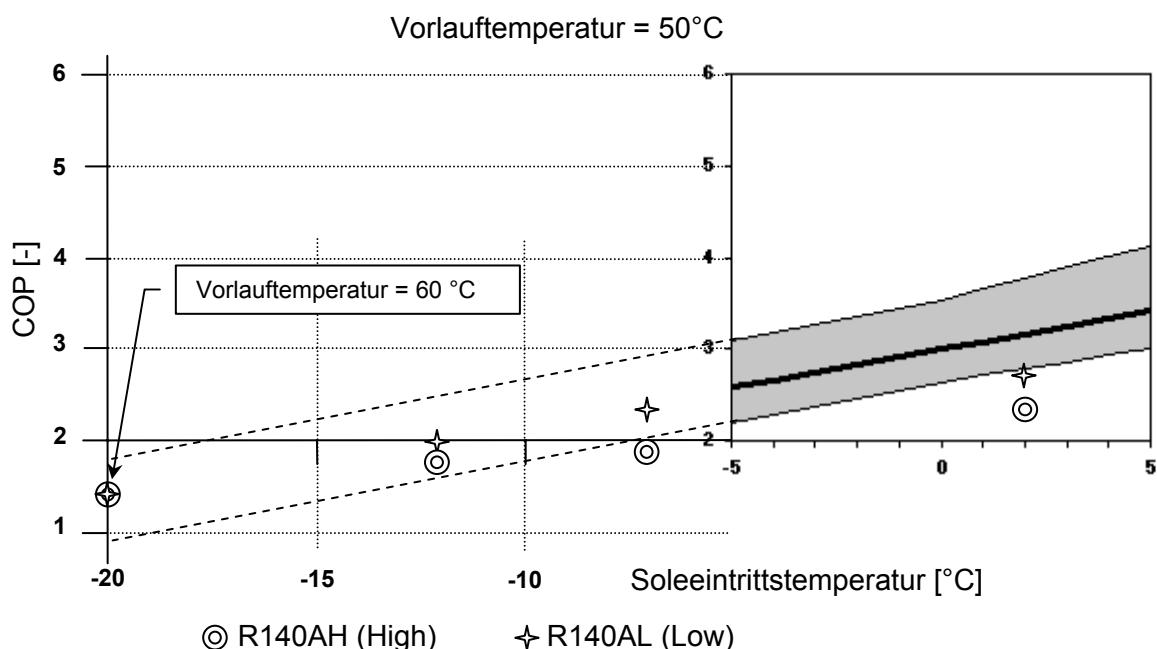


Abb. 9-1: Zusammenstellung von COP - Werten von S/W - WP gemäss WPZ [L14]

Das BFE hat in den vergangenen Jahren verschiedene Forschungsvorhaben unterstützt, die die Entwicklung einer Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt zum Ziele hatten. Dabei sollte ein Temperaturhub von Luft von  $-12^{\circ}\text{C}$  auf eine Vorlauftemperatur von  $60^{\circ}\text{C}$  mit einem Gütegrad von 0.425 erreicht werden können. Der maximal mögliche Carnot - Wirkungsgrad für diesen Temperaturhub beträgt 4.63.

Zur Realisierung dieses Ziels sind gegenüber der rein einstufigen Fahrweise verbesserte Schaltungen entwickelt und ausgemessen worden. Zwei Schaltungen wurden speziell untersucht: Zwischeneinspritzung von dampfförmigem Kältemittel unter Einsatz eines Economizers und Kondensatunterkühlung mittels eines Hilfskreislaufes. Die Warmwasserproduktion geschieht entweder gleichzeitig über Enthitzer oder zusätzliche Brauchwasser-Wärmepumpe oder alternativ im Wechsel zur Heizungswasser-Erwärmung.

Als Verdichter wurden vor allem Scroll-Verdichter mit Zwischeneinspritzung von dampfförmigem Arbeitsmedium verwendet. Zum Teil wurden Prototyp – Vorserien - Modelle eingesetzt, die noch nicht als Serieausführung erhältlich sind.

In [L7] wird auf einem Prüfstand mit einem Scroll-Kompressor und dem Arbeitsmedium R407C bei Soletemperatur B-10 und Wasservorlauftemperatur W60 bei optimierter Einspritzmenge ein  $\text{COP}_{\text{exterieur}}$  von 2.51 ermittelt (der  $\text{COP}_{\text{exterieur}}$  wurde aus den thermischen Messungen der externen Ströme berechnet).

Für die Kondensatunterkühlung oder für die parallele Brauchwasser-Erwärmung wurden kleine Hubkolben-Verdichter eingesetzt.

Ein Vergleich der Resultate der verschiedenen Wärmepumpen ist nicht ganz einfach, da einige Wärmepumpen auf Prüfständen, andere in Feldversuchen ausgemessen wurden. Die folgenden Vergleiche wurden auf tiefe Außentemperaturen und hohe Temperaturhube fokussiert.

In [L5] wird eine Retrofit - Wärmepumpe mit einem Glykol-Luftkühler in Feldmessungen untersucht. Bei A-5/W55 bis W60 wird in dieser Anlage bei einer Heizleistung von 16.5 kW ein realer COP von 1.85 ermittelt. Beim höchsten gemessenen Temperaturhub von A-7/W60 bis 65 erreicht die Anlage einen COP von 1.7.

In [L6] werden zwei weitere Anlagen mit einem Glykol - Luftkühler untersucht. In der Anlage Münsingen (Wärmeleistung bei A-12/W60 14 kW) wurde bei A-5/W50 bis 55 für reinen Heizbetrieb ein  $\text{COP}_H$  von 2.25 gemessen, der auch die Hilfsenergien enthält. Abtauung ist hier nicht berücksichtigt. Beim extremsten Betriebszustand wird bei A-14/W50 bis 55 ein  $\text{COP}_H$  von 1.85 erreicht. In der Anlage Waltalingen (Wärmeleistung bei A-12/W60 von 8.5 kW) wird bei A-5/W50 bis 55 ein  $\text{COP}_H$  von 2.25 ermittelt. Bei der tiefsten Außentemperatur von A-12 erreicht die Anlage für W45 bis 50 einen  $\text{COP}_H$  von 1.9.

In [L8] wird eine einstufige Wärmepumpe mit erweiterten Schaltungen für die Arbeitsmedien R407C, R290, R134a und R290/R600a theoretisch berechnet und verglichen. Die erweiterten Schaltungen sind Kondensatunterkühlung, Zwischeneinspritzung, Mitteldruckflasche und Kaskadenschaltung. Die Variante Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung erweist sich bei mittleren Außentemperaturen als besonders effizient.

In [L9] wird eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung auf dem Prüfstand mit dem Arbeitsmedium R407C ausgemessen. Die Heizleistung beträgt 9 kW bei B-7/W50. Die Verbesserung des COP durch den Hilfskreislauf beträgt 5 %, die Erhöhung der Heizleistung 22%. Bei B-7/W50 wurde ein  $\text{COP}_{\text{exterieur}}$  von 2.52 ermittelt.

In [L10] wird eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit einem Scroll-Verdichter mit Zwischenansaugung und dem Arbeitsmedium R407C untersucht und optimiert. Bei A-12/W60 wird bei einem Einspritzmassenstrom von 40 % des aus dem Verdampfer angesaugten Massenstromes ein COP von 1.9 ermittelt. Die Leistung für den Ventilator ist hier mitberücksichtigt, die Abtauenergieverluste hingegen nicht. Auch A-12/W65 wurde gemessen, es resultierte ein COP von 1.8. Die Einspritzmengen waren hier noch nicht auf einem bei anderen Temperaturhuben erkannten Optimum da wegen der hohen Heissgastemperatur die Einspritzmenge nicht weiter reduziert werden konnte.

In [L11] wurden die Versuche mit einem verbesserten Scroll-Verdichter erweitert. Der Einsatz einer Kapillarrohr-Entspannung vor der Zwischeneinspritzung ergab ebenfalls Vorteile. Der COP konnte bei A-12/W65 auf 2.07 gesteigert werden. In der Arbeit wurde auch der Einsatz eines Vorverdichters (Booster) untersucht. Dadurch konnten die Wärmeleistungen von 9.7 auf 15.7 kW erhöht werden, währenddem der COP um etwa 10% abnimmt, was auf zu kleine Wärmetauscher zurückgeführt wird.

Es zeigt sich bei allen durchgeführten Projekten, dass die Bewältigung der hohen Temperaturhube in der Anwendung ‚Ersatz von bestehenden Öl- oder Gasheizungen durch Wärmepumpen‘ (Sanierungsfälle) eine recht anspruchsvolle Aufgabe für die Wärmepumpentechnologie darstellt. In verschiedenen Arbeiten wird deshalb in den Abschnitten des Ausblicks der Einbezug von echt zweistufigen Prozessen aufgenommen. Hier muss in der Zukunft sicherlich noch einmal angesetzt werden.

## 10 Ausblick

In diesem Forschungsprojekt wurde eine Kleinwärmepumpe mit dem Arbeitsmedium Ammoniak erfolgreich ausgemessen. Damit wurde bewiesen, dass Ammoniak auch in kleineren Wärmepumpen eingesetzt werden kann. Trotz dem problemlosen Betrieb eignet sich die untersuchte Kombination des Flügelzellenverdichters und dem nichtlöslichen Mineralöl Clavus G68 von Shell noch nicht für den direkten Einsatz in der Praxis. Die Ölabbrennung wurde zwar mit einem zweistufigen Ölabscheider erfolgreich bewältigt, jedoch ist der notwendige apparative Aufwand doch relativ gross. Der Flügelzellenverdichter kann erstaunlich hohe Druckverhältnisse einstufig bewältigen, sogar die extreme Temperatursituation B-20/W60 konnte gefahren werden. Der COP liegt jedoch bei den mittleren Temperaturhuben, die im praktischen Einsatz den Hauptanteil der Einsatzfälle darstellen, schlechter als vergleichbare apparative Lösungen, die jedoch meistens mit R407C arbeiten. Der Hauptgrund liegt im sehr hohen Ölstrom, der für eine gute Dichtwirkung, eine genügende Gaskühlung und die Schmierung notwendig ist. Dieser wird durch Reibungseffekte und die Gaserwärmung aufgewärmt und die Energie im Ölkühler an den Heizkreis transferiert. Dadurch kann nur fühlbare Wärme übertragen werden, der Ölkreislauf arbeitet wie ein ohm'scher Widerstand und hat demzufolge ein Wärmevervielfachungspotential von (nur) 1.0. Ein Kältemittel hingegen kann durch Einsatz von Wellenenergie für die Kompression und nachfolgende Kondensation ein Wärmevervielfachungspotential von weit grösser als 1 erreichen. Je grösser der Anteil nutzbarer Wärmenergie aus dem Öl, desto weniger Gesamt-COP - Potential erreicht der Kreislauf. Wird der Ölstrom jedoch zu klein eingestellt, verringert sich die Dichtwirkung und der Liefergrad des Flügelzellen- oder Schraubenverdichters nimmt ab. Insbesondere bei kleinen Verdichtern, wo das Verhältnis Volumen zu Oberfläche im Vergleich zu Grossanlagen klein ist, benötigt das Dichten einen vergleichsweise hohen Ölstrom. Bei grösseren Anlagen dürfte der benötigte Ölstrom im Vergleich zum Kältemittelstrom geringer sein.

Als weitere Schritte im Bestreben, auch in kommerziellen kleineren Wärmepumpen das umweltfreundliche Arbeitsmedium Ammoniak einzusetzen, müsste der Flügelzellenverdichter konstruktiv so verbessert werden, dass er mit weniger Öl eine bessere Dicht- und Schmierwirkung erreichen kann. Das Öl soll aber auch die Gaskühlung ermöglichen, damit die Kompressionsarbeit nicht zu gross und das Kältemittel – Öl – Gemisch chemisch nicht verändert wird. Dadurch kann es nicht vollständig weggelassen werden und damit bleiben die oben erwähnten Abhängigkeiten.

Aufgrund der hohen Gastemperaturen, die sich bei der Kompression mit Ammoniak bei grösseren Druckverhältnissen einstellen, sollte bei einer ölfreien Fahrweise eine zweistufige Kompression mit Zwischenkühlung anvisiert werden. Es wäre sicherlich lohnenswert, das ursprüngliche Ziel der Phase 1 mit einem modernen zweistufigen, eventuell sogar ölfreien, Kolbenkompressor zu realisieren. Der Aufwand der durch die zweistufige Kompression und die Zwischenkühlung bedingt ist, dürfte durch den Minderaufwand der nicht nötigen Ölabscheidung und Economizer - Verrohrung kompensiert werden.

Das Weiterverfolgen von Kleinwärmepumpen mit Ammoniak in Forschungsprojekten dient auch zum Abbau von Ängsten und Hemmungen, die seitens der Hersteller, aber auch des Marktes

generell, immer noch zu beobachten sind. Als Alternative zu den klassischen Arbeitsmedien bleibt der Ammoniak neben CO<sub>2</sub> und Propan jedoch weiterhin eine vielversprechende Variante.

## 11 Verzeichnisse

### 11.1 Symbolverzeichnis

$A$	Fläche
$COP_2$	Coefficient of performance 2 (Wirkungsgrad ohne Berücksichtigung der Hilfsenergien)
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_{p,H_2O}(T)$	Spezifische Wärmekapazität von Wasser in Abhängigkeit der Temperatur
$\Delta h_{Kondensator, NH_w}$	Enthalpiedifferenz über dem Kondensator auf der Kältemittelseite
$\Delta h_{NH_w}(T, p)$	Enthalpie von Ammoniak in Abhängigkeit von Druck und Temperatur
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient
$k_v$	Widerstandsverhalten eines Regelventils
$LMTD$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
$\dot{m}$	Massenstrom
$\dot{m}_{NH_3, Verdichteraustritt}$	Ammoniak – Massenstrom am Verdichteraustritt
$n$	Drehzahl
$p_\alpha$	Saugdruck
$p_{Ecoport}$	Druck beim Economizeranschluss am Verdichter
$P_{el}$ od. $P_{elektr.}$	Elektrische Wirkleistung
$\dot{Q}_{Kond, ab}$	Wärmestrom aus dem Kondensator
$\dot{Q}_{Öl, ab}$	Wärmestrom aus dem Öl
$\dot{Q}_{tot, ab}$	Gesamtwärmestrom aus dem System
$\dot{Q}_{Wasser, ab}$	Wärmestrom aus dem Wasser (Senke)
$T_{Soleeintritt, Verdampfer}$	Soletemperatur beim Eintritt in den Verdampfer
$T_{Wasseraustritt, Kondensator}$	Wassertemperatur beim Austritt aus dem Kondensator
$\dot{V}_{\alpha, effektiv}$	Effektiver Ammoniak – Volumenstrom am Verdichtereintritt
$\dot{V}_{theoretisch}$	Theoretischer Volumenstrom des Verdichters
$\dot{V}_{H_2O}$	Wasservolumenstrom
$V_{Öl, Zelle}$	Ölvolumen pro Zelle
$V_{Zelle \alpha}$	Volumen der ersten geschlossenen Zelle
$V_{Zelle \omega}$	Volumen der letzten geschlossenen Zelle

$\varepsilon_{Carnot}$	Wirkungsgrad des Carnot - Prozesses
$\varepsilon_{intern}$	Internes Verdichtungsverhältnis
$\varepsilon_{intern,real}$	Internes Verdichtungsverhältnis mit Berücksichtigung des Öleinflusses
$\lambda_2$	Liefergrad 2
$\rho_{H_2O}$	Dichte von Wasser
$\rho_{NH_3,\alpha}$	Dichte von Ammoniak beim Zustand im Verdichtereintritt
$\sigma$	Arbeitsfunktion des Verdichters
$\zeta_2$	Gütegrad 2

## 11.2 Literaturverzeichnis

- [L1] Boyman T., Schmid T., Flück A.: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 1: Vergleich von Ammoniak mit Propan, R407C und R22; Schlussbericht Bundesamt für Energie, März 1998; ENET-Nr. 195174
- [L2] Kopp Th.: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2; Schlussbericht Bundesamt für Energie, Dezember 2001; Enet-Nr. 210137
- [L3] Zingerli A. und Ehrbar M.: Charakteristiken von Vielzellenkompressoren; Schlussbericht Bundesamt für Energie, September 2001; Enet-Nr. 210128
- [L4] Antriebstechnik 39, Nr. 12, 2000, Seiten 30 – 33, Präzise Wirkungsgradberechnung an Frequenzumrichter betriebenen Elektromotoren
- [L5] Cizmar Juraj, Zahnd Erich: Feldmessung einer Retrofit-Wärmepumpe, Schlussbericht Bundesamt für Energie, Mai 2001; Enet-Nr. 210061
- [L6] Gabathuler Hans Rudolf, Mayer Hans, Cizmar Juraj, Zahnd Erich, Roschi Manfred, Haberthür Marc, Trüssel Daniel, Bürki Martin: Messungen an Retrofit-Wärmepumpen, Schlussbericht Bundesamt für Energie, Juni 2002; Enet-Nr. 220143
- [L7] Zehnder Michele, Favrat Daniel, Zahnd Erich, Cizmar Juraj, Trüssel Daniel: Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren, Schlussbericht Bundesamt für Energie, April 2000; Enet-Nr. 200018
- [L8] Zehnder Michele, Favrat Daniel, Reiner Günther, Brunoli Carlo: Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 1, Schlussbericht Bundesamt für Energie, Juli 1998; Enet-Nr. 190210
- [L9] Zehnder Michele, Favrat Daniel, Zahnd Eric, Cizmar Juraj, Reiner Günther, Brugnoli Carlo, Reis Peter: Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 2: Experimentelle Untersuchung; Schlussbericht Bundesamt für Energie, Oktober 1999; Enet-Nr. 195329

- [L10] Brand Frédéric, Zehnder Michele, Favrat Daniel: Pompe à chaleur Haute Température; Rapport final Office fédéral de l'énergie Juin 2000; Enet-Nr. 200090
- [L11] Zehnder Michele, Maréchal François, Guex Stéphane, Schiffman Jürg, Favrat Daniel: Pompe à chaleur air-eau à Haute Température; Phase 2: Cycle à injection optimisé, essais journaliers et compresseur booster, Analyse thermo-économique, Rapport final Office fédéral de l'énergie Novembre 2002; Enet-Nr. 220219
- [L12] Vaisman I.B.: Economizer Cycle in Air Conditioning Systems with Rotary Vane Compressors; Eighth international Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, July 25-28, 2000
- [L13] WPZ – Bulletin Nr. 36, Juli 2003, Seite 3
- [L14] VDI-Wärmeatlas, 8. Auflage, 1997, Springer Verlag
- [L15] Döring R.: Thermodynamische Eigenschaften von Ammoniak (R717); 2. Aufl. (1992) Verlag C. F. Müller Karlsruhe; ISBN 3-7880-7452-3
- [L16] Clariant GmbH, Division Surfactants, Functional Fluids: PC Diskette Antifrogen, 1999, Sulzbach/Ts.
- [L17] Kuchling H.: Taschenbuch der Physik, 16. Auflage (1996), Fachbuchverlag Leipzig

### 11.3 Abbildungsverzeichnis

Abb. 2-1: Zwischendruck - Expansionsventile .....	13
Abb. 2-2: Niederdruck – Expansionsventile .....	13
Abb. 2-3: Dosierung der Öleinspritzung .....	14
Abb. 2-4: Ölstrommessung der Öleinspritzung .....	14
Abb. 2-5: Ammoniak – Zwischenreservoir nach Kondensator .....	15
Abb. 2-6: RI – Schema von Prototyp 5 (linke Hälfte) .....	16
Abb. 2-7: RI – Schema vom Prototyp 5 (rechte Hälfte) .....	17
Abb. 2-8: Gesamtansicht der Anlage .....	20
Abb. 3-1: RotoVane-Vielzellenverdichter – Aufbau .....	21
Abb. 3-2: Verdichtungsverhältnis von R140 .....	22
Abb. 3-3: Einbaulage R140 .....	22
Abb. 3-4: Zerlegter Schraubenblock .....	23
Abb. 3-5: Startvolumen A und Endvolumen B der Schraube .....	24
Abb. 3-6: Stirnseitiger Verdichteraustritt .....	24
Abb. 3-7: Eingebauter Schraubenkompressor MSC60 von OSD .....	24
Abb. 3-8: im 4. Prototypen eingebaute Version des Verdampfers UNEX UNIVAP .....	25
Abb. 3-9: im 4. Prototypen eingebaute Version des UNEX-Kondensators .....	26
Abb. 3-10: Niveaumessumformer AKS 41 und Niveauregler EKC 347 .....	27
Abb. 3-11: RI-Schema des Wärmepumpen-Versorgungsstandes .....	28
Abb. 3-12: Wärmepumpen - Versorgungsstand .....	29
Abb. 3-13: Nut – Feder – Flanschverbindung nach DIN 2512 .....	32
Abb. 3-14: Einlegering – Flanschverbindung .....	32
Abb. 4-1: Schematische Darstellung der Messreihen mit R140AL .....	33

Abb. 4-2: Variation vom Verdampferfüllstand.....	37
Abb. 5-1: Schematische Darstellung der Messreihen mit R140AH.....	58
Abb. 6-1: Schematische Darstellung der Messreihen mit MSC60 .....	73
Abb. 7-1: Verdichterteile mit Schleifspuren .....	92
Abb. 8-1: Darstellung der zusätzlichen Druckanschlüsse am Umfang des R140AL.....	104
Abb. 8-2: Darstellung des mit einem Fluke Scopemeter aufgezeichneten Drucksignals.....	104
Abb. 8-3: Skizze des Verdichtungsverlaufs im p-V Diagramm.....	105
Abb. 8-4: Skizze und p-V Diagramm von einem volumetrischen Förderer .....	108
Abb. 8-5: p-V Diagramm von einem Verdichter mit konstantem Verdichtungsverhältnis und ohne Totvolumen.....	108
Abb. 9-1: Zusammenstellung von COP - Werten von S/W - WP gemäss WPZ [L14].....	112

## 11.4 Tabellenverzeichnis

Tabelle 5-1: Anteil Economizer - Gasmassenstrom von R140AL und R140AH .....	72
Tabelle 7-1: Gütegradvorteil von R140AL gegenüber R140AH .....	87
Tabelle 7-2: Vergleich der Liefergrade mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AL und R140AH_1.....	88
Tabelle 7-3: Vergleich der Arbeitsfunktion mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AL und R140AH_1.....	89
Tabelle 7-4: Mehr an Kältemittelumsatz von R140AL gegenüber R140AH .....	90
Tabelle 7-5: Mittlere Abweichung der Gütegrade von R140AH_2, bezogen auf R140AH_1.....	93
Tabelle 7-6: Vergleich der Liefergrade mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AH_1 und R140AH_2.....	94
Tabelle 7-7: Vergleich der Arbeitsfunktion mit und ohne Economizer je Verdichter und zwischen R140AL und R140AH_1.....	95
Tabelle 7-8: Mittlere Abweichung des Kältemittelumsatzes von R140AH_2, bezogen auf R140AH_1.....	96
Tabelle 7-9: Mittlere Abweichung des COP <sub>2</sub> von R140AH_2, bezogen auf R140AH_1 .....	97
Tabelle 7-10: Mittlere Abweichung des Gütegrades vom MSC60 gegenüber dem R140AL .....	99
Tabelle 7-11: Mittlere Abweichung des Liefergrades vom MSC60 gegenüber dem R140AL .....	100
Tabelle 7-12: Mittlere Abweichung der Arbeitsfunktion vom MSC60 gegenüber dem R140AL .....	101
Tabelle 7-13: Mittlere Abweichung des Kältemittelstroms vom MSC60 gegenüber dem R140AL .....	102
Tabelle 8-1: Gemessene versus berechnete Verdichtungsenddrucke an Stelle 2 bei n = 3000 [rpm] .....	105

## 11.5 Diagrammverzeichnis

Diagramm 4-1: COP <sub>2</sub> in Funktion vom Ölstrom.....	34
Diagramm 4-2: COP - relevante Leistungen in Funktion vom Ölstrom .....	35
Diagramm 4-3: COP <sub>2</sub> in Funktion vom Ölstrom im Sauggas.....	36
Diagramm 4-4: COP – relevante Leistungen in Funktion vom Ölstrom im Sauggas .....	36
Diagramm 4-5: COP <sub>2</sub> in Funktion vom Verdampferfüllstand .....	38
Diagramm 4-6: COP <sub>2</sub> und soleitige Temperaturdifferenz in Funktion vom Solevolumenstrom.....	39
Diagramm 4-7: COP <sub>2</sub> und wasserseitige Temperaturdifferenz in Funktion vom Heisswasservolumenstrom .....	40
Diagramm 4-8: COP <sub>2</sub> in Funktion der Verdichteraustrittstemperatur .....	41
Diagramm 4-9: COP – relevante Leistungen in Funktion der Verdichteraustrittstemperatur .....	41

---

Diagramm 4-10: COP – relevante Leistungen in Funktion vom Ölvolumestrom .....	41
Diagramm 4-11: Ölvolumestrom in Funktion der Verdichteraustrittstemperatur.....	42
Diagramm 4-12: B10/W35, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	43
Diagramm 4-13: B10/W35, COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	44
Diagramm 4-14: B2/W35, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	44
Diagramm 4-15: B2/W35, COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	45
Diagramm 4-16: B2/W50 Serie 1, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl .....	46
Diagramm 4-17: B2/W50 Serie 1, COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl.....	46
Diagramm 4-18: B2/W50 Serie 2, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl .....	47
Diagramm 4-19: B2/W50 Serie 2, COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl.....	47
Diagramm 4-20: B-7/W50, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	48
Diagramm 4-21: B-7/W50, COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	49
Diagramm 4-22: B-12/W50, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	49
Diagramm 4-23: B-12/W50, COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	50
Diagramm 4-24: B-20/W60, COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	51
Diagramm 4-25: B-20/W60, COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	51
Diagramm 4-26: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer.....	52
Diagramm 4-27: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl, mit Economizer .....	52
Diagramm 4-28: Elektrische Leistung in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer.....	53
Diagramm 4-29: Elektrische Leistung in Funktion der Drehzahl, mit Economizer .....	53
Diagramm 4-30: Kondensatorleistung in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer .....	54
Diagramm 4-31: Kondensatorleistung in Funktion der Drehzahl, mit Economizer .....	54
Diagramm 4-32: Ölkühlerleistung in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer .....	54
Diagramm 4-33: Ölkühlerleistung in Funktion der Drehzahl, mit Economizer .....	54
Diagramm 4-34: Verhältnis der abgeführten Wärmeleistungen in Funktion der Drehzahl, ohne Economizer .....	55
Diagramm 4-35: Verhältnis der abgeführten Wärmeleistungen in Funktion der Drehzahl, mit Economizer .....	55
Diagramm 4-36: COP <sub>2</sub> in Funktion der Ölkühleranteils mit dem R140AL mit Economizer.....	56
Diagramm 4-37: Verhältnis von Economizer - Gasmassenstrom zum gesamten NH <sub>3</sub> -Massenstrom in Funktion der Drehzahl .....	56
Diagramm 5-1: COP <sub>2</sub> in Funktion vom Ölvolumestrom.....	59
Diagramm 5-2: COP relevante Leistungen in Funktion des Ölvolumestroms .....	60
Diagramm 5-3: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	61
Diagramm 5-4: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	61
Diagramm 5-5: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	62
Diagramm 5-6: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	63
Diagramm 5-7: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	64
Diagramm 5-8: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	64
Diagramm 5-9: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl.....	65
Diagramm 5-10: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	66
Diagramm 5-11: COP <sub>2</sub> ohne Economizer .....	67
Diagramm 5-12: COP <sub>2</sub> mit Economizer.....	67
Diagramm 5-13: Elektrische Leistungsaufnahme ohne Economizer .....	68
Diagramm 5-14: Elektrische Leistungsaufnahme mit Economizer .....	68
Diagramm 5-15: Kondensatorleistung ohne Economizer .....	68
Diagramm 5-16: Kondensatorleistung mit Economizer.....	68

---

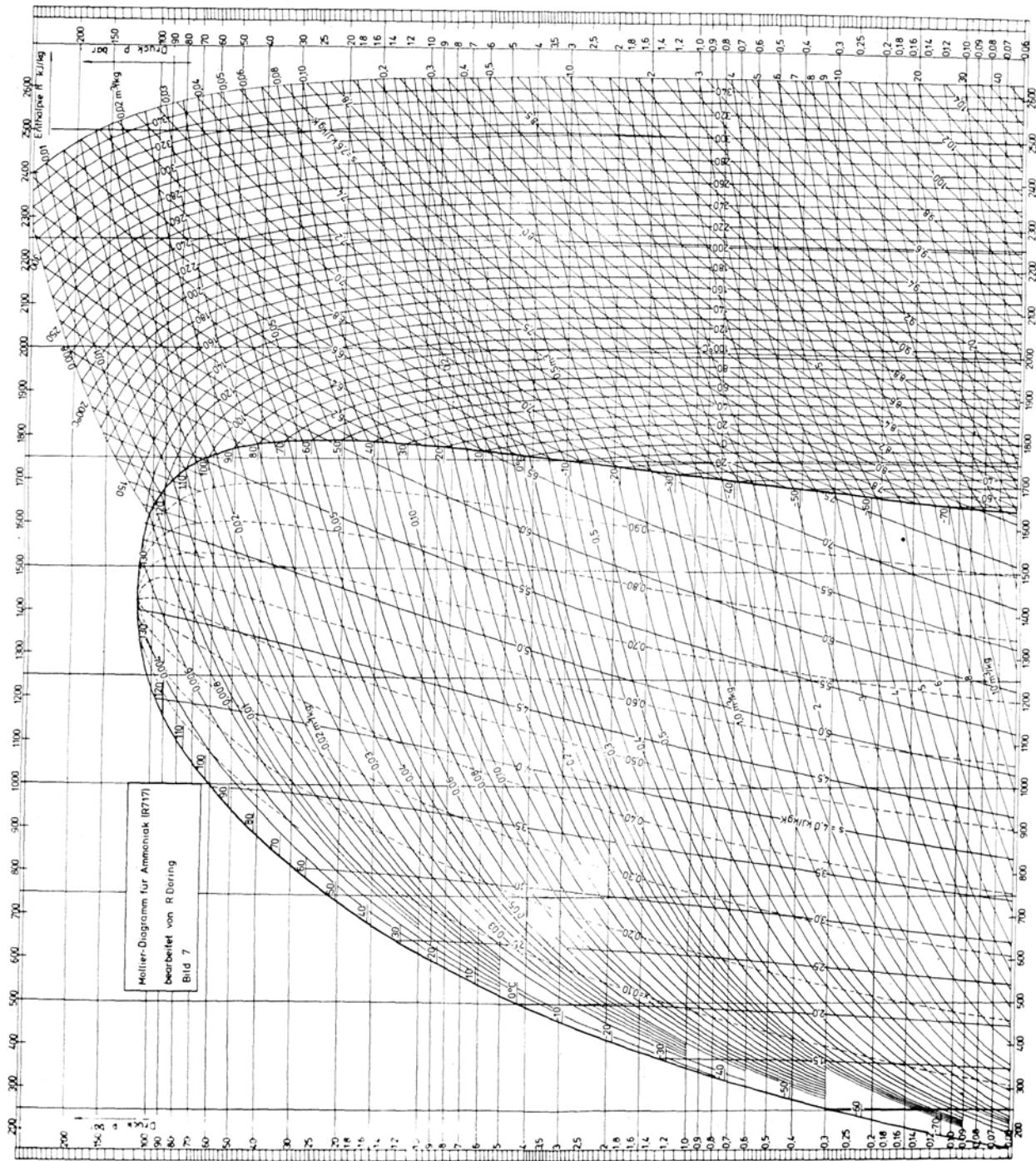
Diagramm 5-17: Ölkühlerleistung ohne Economizer .....	69
Diagramm 5-18: Ölkühlerleistung mit Economizer .....	69
Diagramm 5-19: Verhältnis von Ölkühlerleistung zum Gesamtnutzen, ohne Economizer .....	70
Diagramm 5-20: Verhältnis von Ölkühlerleistung zum Gesamtnutzen, mit Economizer .....	70
Diagramm 5-21: COP <sub>2</sub> in Funktion der Ölkühlerleistung mit dem R140AH ohne Economizer .....	71
Diagramm 5-22: Verhältnis der Gasmassenströme .....	71
Diagramm 5-23: Druck am Ecoport des Verdichters in Funktion der Drehzahl .....	72
Diagramm 6-1: COP <sub>2</sub> in Funktion vom Ölvolume Strom .....	74
Diagramm 6-2: COP – relevante Leistungen in Funktion vom Ölvolume Strom .....	75
Diagramm 6-3: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	76
Diagramm 6-4: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl .....	76
Diagramm 6-5: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	77
Diagramm 6-6: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl .....	78
Diagramm 6-7: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	78
Diagramm 6-8: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl .....	79
Diagramm 6-9: COP <sub>2</sub> in Funktion der Drehzahl .....	80
Diagramm 6-10: COP – relevante Leistungen in Funktion der Drehzahl .....	80
Diagramm 6-11: COP2 – Kurven aller Temperaturhube .....	81
Diagramm 6-12: Elektrische Leistungsaufnahme aller Temperaturhube .....	82
Diagramm 6-13: Kondensatorleistung aller Temperaturhube .....	82
Diagramm 6-14: Ölkühlerleistung aller Temperaturhube .....	83
Diagramm 6-15: Anteil Wärmestrom aus dem Ölkühler am Gesamtnutzen .....	84
Diagramm 6-16: COP <sub>2</sub> in Funktion der Ölkühlerleistung mit dem Schraubenverdichter MSC60 .....	84
Diagramm 7-1: Gütegrade von R140AL und R140AH, ohne Economizer .....	86
Diagramm 7-2: Gütegrade von R140AL und R140AH, mit Economizer .....	86
Diagramm 7-3: Liefergrade $\lambda_2$ von R140AL (Low) ohne Economizer .....	87
Diagramm 7-4: Liefergrade $\lambda_2$ von R140AH (High) ohne Economizer .....	87
Diagramm 7-5: Liefergrade $\lambda_2$ von R140AL (Low) mit Economizer .....	88
Diagramm 7-6: Liefergrade $\lambda_2$ von R140AH (High) mit Economizer .....	88
Diagramm 7-7: Arbeitsfunktion von R140AL ohne Economizer .....	89
Diagramm 7-8: Arbeitsfunktion von R140AH_1 ohne Economizer .....	89
Diagramm 7-9: Arbeitsfunktion von R140AL mit Economizer .....	90
Diagramm 7-10: Arbeitsfunktion von R140AH_1 mit Economizer .....	90
Diagramm 7-11: NH <sub>3</sub> - Umsatz von R140AL und R140AH, ohne Economizer .....	91
Diagramm 7-12: NH <sub>3</sub> - Umsatz von R140AL und R140AH, mit Economizer .....	91
Diagramm 7-13: Gütegrad von R140AH_1 und R140AH_2, ohne Economizer .....	92
Diagramm 7-14: Gütegrad von R140AH_1 und R140AH_2, mit Economizer .....	92
Diagramm 7-15: Liefergrad von R140AH_1 ohne Economizer .....	93
Diagramm 7-16: Liefergrad von R140AH_2 ohne Economizer .....	93
Diagramm 7-17: Liefergrad von R140AH_1 mit Economizer .....	94
Diagramm 7-18: Liefergrad von R140AH_2 mit Economizer .....	94
Diagramm 7-19: Arbeitsfunktion von R140AH_1 ohne Economizer .....	95
Diagramm 7-20: Arbeitsfunktion von R140AH_2 ohne Economizer .....	95
Diagramm 7-21: Arbeitsfunktion von R140AH_1 mit Economizer .....	96
Diagramm 7-22: Arbeitsfunktion von R140AH_2 mit Economizer .....	96
Diagramm 7-23: Kältemittelumsatz mit R140AH_1 und R140AH_2, ohne Economizer .....	97
Diagramm 7-24: Kältemittelumsatz mit R140AH_1 und R140AH_2, mit Economizer .....	97

Diagramm 7-25: COP <sub>2</sub> von R140AH_1 und R140AH_2, ohne Economizer .....	98
Diagramm 7-26: COP <sub>2</sub> von R140AH_1 und R140AH_2, mit Economizer .....	98
Diagramm 7-27: Gütegrad von MSC60 und R140AL ohne Economizer .....	99
Diagramm 7-28: Liefergrad von MSC60 und R140AL ohne Economizer .....	100
Diagramm 7-29: Liefergrad von MSC60 und R140AL mit Economizer .....	100
Diagramm 7-30: Arbeitsfunktion von R140AL ohne Economizer.....	101
Diagramm 7-31: Arbeitsfunktion von MSC60.....	101
Diagramm 7-32: Kältemittelumsatz von MSC60 und R140AL ohne Economizer.....	102
Diagramm 8-1: Berechneter Verdichtungsenddruck von R140AL, ohne Economizer.....	106
Diagramm 8-2: Gemessener Hochdruck mit R140AL, ohne Economizer.....	106
Diagramm 8-3: Saug-, Hoch- und Verdichtungsenddruck in Funktion der Drehzahl mit R140AL.....	107
Diagramm 8-4: Verhältnis von Ecodruck zu Saugdruck von R140AL.....	109
Diagramm 8-5: Verhältnis von Ecodruck zu Saugdruck R140AH_1 .....	109
Diagramm 8-6: Liefergrad in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AL (Low), mit und ohne Economizer .....	110
Diagramm 8-7: Liefergrad in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AH_1 (High), mit und ohne Economizer .....	110
Diagramm 8-8: Arbeitsfunktion in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AL (Low), mit und ohne Economizer .....	110
Diagramm 8-9: Arbeitsfunktion in Funktion des Druckverhältnisses mit dem R140AH_1 (High), mit und ohne Economizer .....	110

## 12 Anhang

## 12.1 Stoffdaten Ammoniak

## In(p)-h Diagramm (Mollier-Diagramm) [L15]



## 12.2 Stoffdaten Mineralöl Shell Clavus G68

### 12.2.1 Angaben von Shell

#### Shell Clavus Oils



#### Kältemaschinenöle

Shell Clavus Oils sind bewährte Öle, die sich für die Schmierung von Kältemaschinen aller Art eignen.

Sie bestehen aus einem naphthenbasiischen Mineralölraffinat von höchstem Reinheitsgrad. Dies gewährleistet einerseits ein optimales Kälteverhalten (niedriger Pourpoint, minimalste Tendenz zur Paraffinkristall-Ausscheidung), andererseits eine hervorragende thermische Stabilität und Alterungsbeständigkeit. Durch die Verwendung von Shell Clavus Oils als Schmiermittel kann die Bildung von Schlamm oder Rückständen im Schmiersystem vermieden werden.

Shell Clavus Oils erlauben einen störungsfreien Betrieb, wodurch sich die Maschinen-Stillstandszeiten auf die periodischen Kontroll- und Servicearbeiten beschränken.

Shell Clavus Oils G werden zur Schmierung von Verdichtern eingesetzt, die mit halogenierten Kohlenwasserstoffen oder mit Ammoniak als Kältemittel betrieben werden. Sie eignen sich für alle Bereiche gewerblicher und industrieller Kälte- und Klimaanlagen bei hohen, mittleren und tiefen Verdampfungstemperaturen.

Shell Clavus Oils erfüllen sämtliche bedeutenden Industrie-Normen und Vorschriften wie z.B.:

- Kältemaschinenöl KA und KC nach DIN 51503
- British Standard BS 2626 for refrigerator compressor oils.

Shell Clavus Oils sind weltweit in gleicher Qualität verfügbar und vereinfachen Schmierstoff-Empfehlungen für Maschinen-Konstrukteure und -Hersteller, insbesondere für den Export.

Shell Clavus Oil			15	68	G 32	G 46	G 68	G 100
Eigenschaft	Prüfmethode	74-512	74-513	74-514	74-515	74-516	74-517	
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	ISO 3675	876	900	882	888	892	896
Flammpunkt	°C	ISO 2592	165	190	190	195	205	215
Pourpoint	°C	ISO 3016	-42	-33	-45	-39	-36	-36
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	15	68	30	44	65	100
Kin. Viskosität bei 100 °C	mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	3,1	7,2	4,5	5,7	7	8,6
Flockpunkt R12	°C	DIN 51351	—	-20	< -50	-50	-50	-50
Fließvermögen								
im U-Rohr	°C	DIN 51568	—	-24	-34	-29	-25	-28
Neutralisationszahl	mgKOH/g Öl	ISO 6618	neutral					
Oxidasche	g/100 g	ISO 6245	nicht nachweisbar					
Mischbarkeit mit Kältemitteln			im gesamten kältetechnisch interessanten Temperaturbereich mischbar					
R11, R12, R12-B1, R113								
R22, R13-B1, R114, R500, R502			begrenzt mischbar					
Mittelwerte; es gelten die üblichen Toleranzen.						Änderungen vorbehalten.		



### **Kältemittel**

Die **Beständigkeit** der Shell Clavus Oils gegenüber Kältemitteln ist ausserordentlich gut. Reaktionen, die zur Ölsäuerung, Bildung korrosiver Produkte oder Kupferplattierung führen können, finden keine statt.

Die **Mischbarkeit** ist für die Ölrückführung aus dem kalten Teil des Kältemittelkreislaufs von Bedeutung. Shell Clavus Oils sind mit einigen der öllöslichen Kältemittel nur begrenzt mischbar. In bestimmten Temperaturbereichen tritt eine Phasentrennung ein. Zum Beispiel sind Ammoniak und Shell Clavus Oils praktisch nicht mischbar, wogegen R12 (Dichlor-difluor-methan) mit Shell Clavus Oils bis unter -70 °C mischbar sind.

### **Lagerung**

Die besten Schmiermittel können keinen einwandfreien Betrieb gewährleisten, wenn sie nicht mit Sorgfalt gehandhabt und benutzt werden.

Shell Aseol garantiert, dass die Schmiermittel in geeigneten Verpackungen und in gutem Zustand geliefert werden. Es ist Aufgabe des Verbrauchers, dafür zu sorgen, dass Lagerung in Fass oder Kleinbehältern sowie Umschlag und Verwendung in Übereinstimmung mit den betrieblichen Schutzvorkehrungen und behördlichen Vorschriften (Gewässerschutz, Giftgesetz) erfolgen.

Schmiermittel sollten in geschlossenen Räumen gelagert werden, in denen sie vor Witterungseinflüssen, Verschmutzung und grossen Temperaturschwankungen gut geschützt sind.

### **Schutzmassnahmen und Arbeitshygiene**

- Lagerung ausser Reichweite von Unbefugten

- Sprühnebelbildung verhindern
- Verschüttetes Öl mit saugfähigem Material aufnehmen und vorschriftsgemäss entsorgen
- Ölverschmutzte Kleider wechseln
- Verschmutzte Putzlappen nie in Kleider aufbewahren.

Gefahrencode (BVD): F 41 Fu PN2

### **Angaben zur Toxikologie**

Giftklasse: frei BAG T Nr. 617 200

MAK-Wert für Mineralölnebel nach SUVA-Liste 1994: 5 mg/m<sup>3</sup>

- Längeren Hautkontakt vermeiden.

### **Erste Hilfe**

#### *Inhalation*

Sofort Frischluft, Notfall-Arzt rufen.

#### *Haut- und Augenkontakt*

Mit viel Wasser spülen, für Haut Seife verwenden, bei anhaltender Reizung Arzt aufsuchen.

#### *Orale Aufnahme*

Keinen Brechreiz verursachen, Notfall-Arzt rufen. Akute Aspirations-Gefahr bei Clavus Oil 15.

### **Angaben zur Ökologie**

Wassergefährdungsklasse (EG): 2

- Kann über Ölabscheider abgetrennt werden
- Gefährdet Gewässer und Boden
- Einhalten der Verordnung über den Verkehr mit Sonderabfällen
- Nur durch autorisierte Abnehmer entsorgen lassen.

*Shell Aseol AG*

*Steigerhubelstrasse 8*

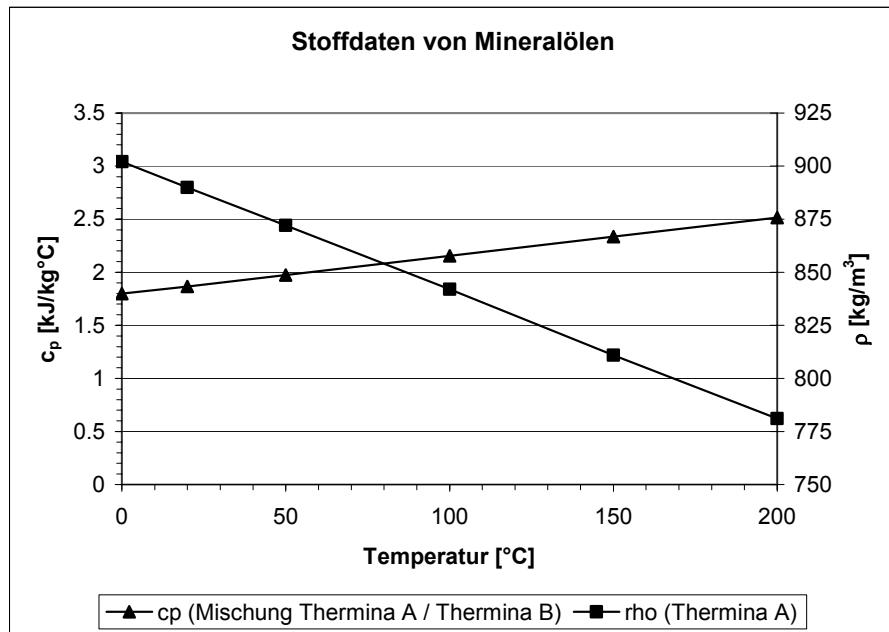
*CH-3000 Bern 5*

*Telefon 031 380 77 77*

*Telefax 031 380 78 78*

Kategorie Code Nummer VVS: 1471

## 12.2.2 Spezifische Wärmekapazität und Dichte von Mineralöl [L12]

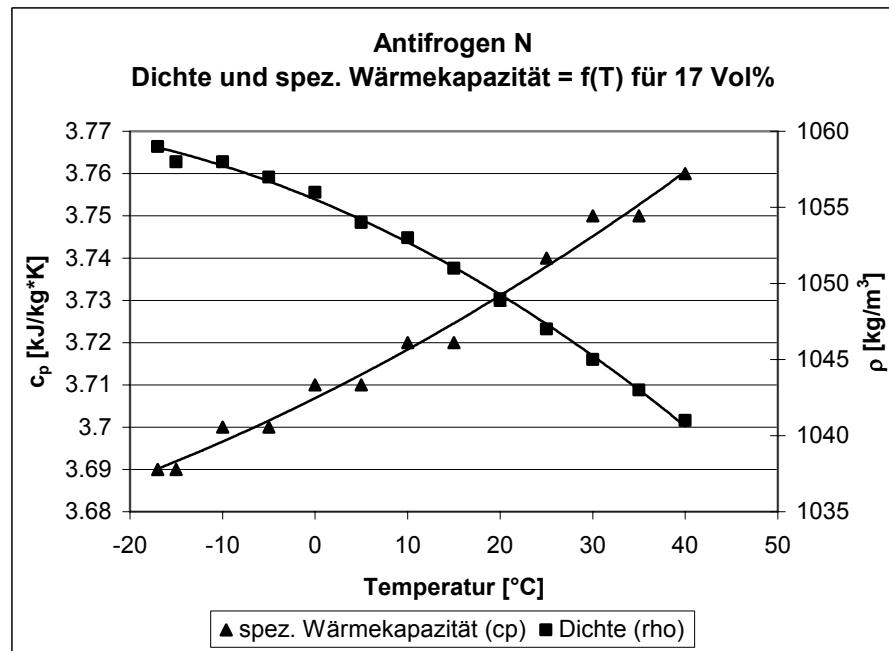


### Trendlinienfunktionen:

Spez. Wärmekapazität [kJ/kg*K]	$c_{p,\text{Öl}} = 0.0036 \cdot T + 1.7954$
Dichte [kg/m³]	$\rho_{\text{Öl}} = 0.0000015580 \cdot T^2 - 0.6046710490 \cdot T + 902.0526181497$

## 12.3 Stoffdaten Glykolkonzentration [L16]

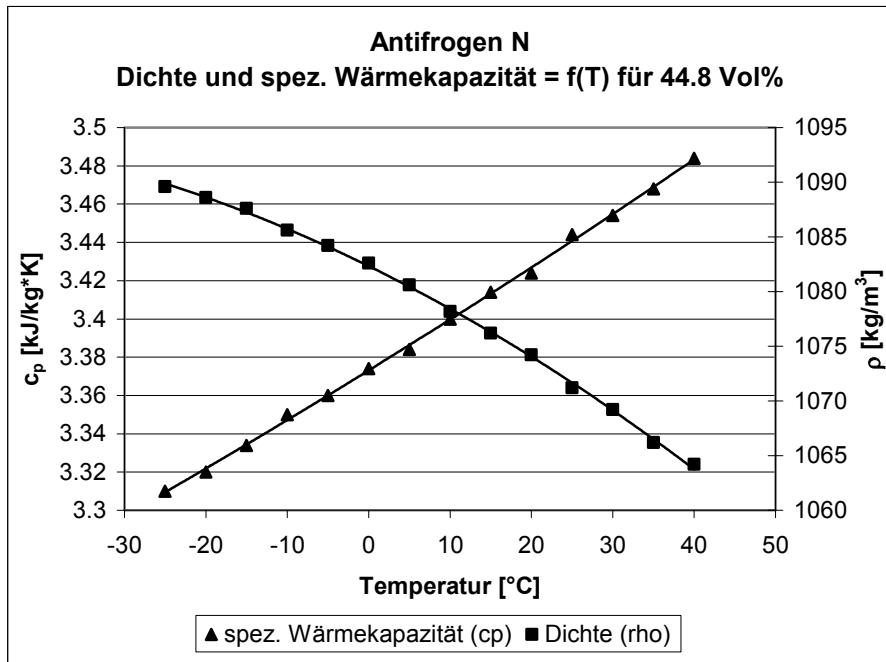
Glykolkonzentration (17 Vol%) für Versuche 1 bis 75 mit Flügelzellenverdichter R140AL



**Trendlinienfunktionen:**

Spez. Wärmekapazität [kJ/kg*K]	$c_{p,\text{Glykol}} = 0.0000062849 \cdot T^2 + 0.0010889387 \cdot T + 3.7068539915$
Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{\text{Glykol}} = -0.0030190171 \cdot T^2 - 0.2522534281 \cdot T + 1055.5289111503$

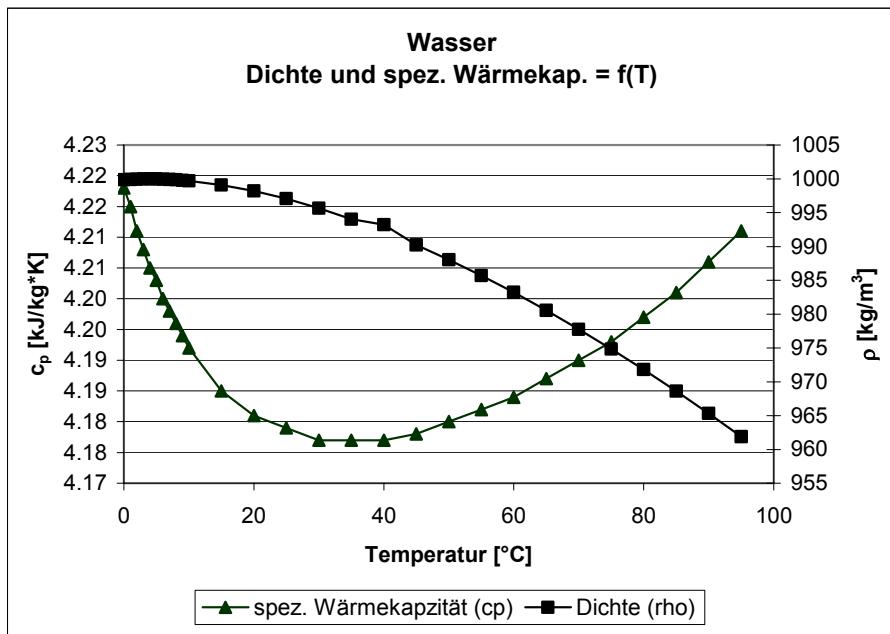
Glyolkonzentration (44.8 Vol%) für die Versuch 76 bis 108 mit Flügelzellenverdichter R140AL, alle Messungen mit den beiden Flügelzellenverdichtern R140AH sowie den Versuchen mit dem Schraubenverdichter.

**Trendlinienfunktionen:**

Spez. Wärmekapazität [kJ/kg*K]	$c_{p,\text{Glykol}} = 0.0000032418 \cdot T^2 + 0.0026256593 \cdot T + 3.3730939560$
Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{\text{Glykol}} = 0.0000251474 \cdot T^3 - 0.0030658165 \cdot T^2 - 0.3785416544 \cdot T + 1082.4593876711$

**12.4 Stoffdaten Wasser [L12]****Trendlinienfunktionen:**

Spez. Wärmekapazität [kJ/kg*K]	$c_{p,\text{Wasser}} = 7.57158 \cdot 10^{-13} \cdot T^6 - 2.59402 \cdot 10^{-10} \cdot T^5 + 3.70410 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 - 2.87520 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 1.38023 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 3.72562 \cdot 10^{-3} \cdot T + 4.21814$
Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{\text{Wasser}} = 0.0000182450 \cdot T^3 - 0.0063137752 \cdot T^2 + 0.0358131194 \cdot T + 999.9148899327$



## 12.5 Fehlerrechnung COP

### 12.5.1 Theorie

Die Fehlerrechnung erfolgt nach dem Taschenbuch der Physik von Horst Kuchling [L17]. Der COP berechnet sich folgendermassen:

$$\overline{COP} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator}} + \dot{Q}_{\text{Öl}} + \dot{Q}_{\text{Motorkühlung}}}{\eta_{FU} \cdot \overline{P}_{\text{elektrisch, V}}} \quad (\text{A})$$

$\dot{Q}_{\text{Kondensator}}$  wird im Folgenden als  $\dot{Q}_K$ ,  $\dot{Q}_{\text{Öl}}$  als  $\dot{Q}_{\text{Öl}}$ ,  $\dot{Q}_{\text{Motorkühlung}}$  als  $\dot{Q}_M$  und  $P_{\text{elektrisch}}$  als  $P_{el}$  bezeichnet. Aus den Gründen, die im Abschnitt 3.2.1 beschrieben sind, wird die elektrische Leistung am Eingang des Frequenzumformers, also vor (V) dem FU, gemessen. Für die Berechnung des COP ist jedoch der Wert der elektrischen Leistung nach (N) dem FU gesucht. In den Ausführungen zur Fehlerrechnung wird der Ort der elektrischen Leistung mit den Indizes V (vor dem FU) und N (nach dem FU) gekennzeichnet.

Neben der Kondensatorleistung wird auch die Abwärme des Ölkühlers als Nutzen in die COP – Berechnung mit einbezogen. Der Wärmestrom der Motorkühlung könnte theoretisch ebenfalls als Nutzen betrachtet werden, wie es hier in den Formeln der Fall ist. In Realität befindet sich die Energie der Motorkühlung aber auf einem zu tiefen Temperaturniveau, weshalb bei der Berechnung des Wirkungsgrades  $\dot{Q}_M$  nicht mit einbezogen wurde.

Die Wärmeströme berechnen sich folgendermassen:

$$\underline{\dot{Q}} = \underline{\dot{m}_i} \cdot c_{p_i} \left|_{T_{i,\alpha}}^{T_{i,\omega}} \right. \cdot (T_{i,\omega} - T_{i,\alpha}) = \rho_i \cdot \underline{\dot{V}_i} \cdot c_{p_i} \left|_{T_{i,\alpha}}^{T_{i,\omega}} \right. \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}}) \quad (B)$$

Der Index i steht für K, Ö und M. Aus den Messwerten wird für den Volumenstrom  $\dot{V}_i$ , die Temperaturen  $T_{i,\alpha}$  und  $T_{i,\omega}$  und die elektrische Leistung  $P_{el}$  der *Mittelwert* und der *Vertrauensbereich des Mittelwertes* berechnet. Für alle Grössen werden n Messwerte verwendet. Aus dem aufgezeichneten Datensatz eines Versuchs wurden mindestens 15 aufeinander folgende Messwerte in die Auswertung aufgenommen.

Mittelwerte:

$$\overline{\dot{V}_i} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n \dot{V}_{i,k}$$

$$\overline{T_{i,\alpha}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n T_{i,\alpha,k}$$

$$\overline{T_{i,\omega}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n T_{i,\omega,k}$$

$$\overline{P_{el}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n P_{el,k}$$

Vertrauensbereiche:

$$\Delta \overline{\dot{V}_i} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n \left( \dot{V}_{i,k} - \overline{\dot{V}_i} \right)^2}$$

$$\Delta \overline{T_{i,\alpha}} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n \left( T_{i,\alpha,k} - \overline{T_{i,\alpha}} \right)^2}$$

$$\Delta \overline{T_{i,\omega}} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n \left( T_{i,\omega,k} - \overline{T_{i,\omega}} \right)^2}$$

$$\Delta \overline{P_{el,V}} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n \left( P_{el,V,k} - \overline{P_{el,V}} \right)^2}$$

Der Index i steht für K, Ö und M. Der Index k steht für den k-ten Messwert der n Messwerte. Der grosse Wurzausdruck entspricht der Standardabweichung s und wird in Excel direkt aus den Messwerten berechnet.

Der Faktor t hängt von der gewählten statistischen Sicherheit P, in diesem Fall P = 68.3 %, (nicht zu verwechseln mit der Leistung  $P_{el}$ ) und der Anzahl Messwerte n ab. [L17] gibt folgende Werte an:

n:		3	4	5	6	8	10	20	30
P = 68.3%	t	1.32	1.20	1.15	1.11	1.08	1.06	1.03	1.02
P = 95 %	t	4.3	3.2	2.8	2.6	2.4	2.3	2.1	2.05

Es gibt zwei Arten von Fehlern; die zufälligen und die systematischen Fehler. Die zufälligen Fehler werden mit dem Vertrauensbereich des Mittelwertes erfasst. Die Frage ist nun, wie die systematischen Fehler erfasst werden.

Für die Wärmeströme ist nur die Temperaturdifferenz zwischen  $T_{i,\alpha}$  und  $T_{i,\omega}$  massgebend und nicht der absolute Wert von  $T_{i,\alpha}$  und  $T_{i,\omega}$ . Da die Temperatursensoren geeicht wurden, konnte der systematische Fehler eliminiert werden.

Bei den Volumenströmen  $\dot{V}_i$  wird ein relativer systematischer Fehler von 0.005 geschätzt und zum zufälligen Fehler addiert.

Ausser von  $c_{p,i}$  und  $\rho_i$  ist nun von allen Größen der Vertrauensbereich und ein allfälliger systematischer Fehler bekannt. Da  $c_{p,i}$  und  $\rho_i$  meist aus Tabellen herausgelesen werden, wird für diese ein geschätzter relativer Fehler von 0.01 eingesetzt.

Nun stellt sich die Frage, wie sich die einzelnen Fehler auf die Wärmeströme  $\dot{Q}_i$  und den COP auswirken. Diese Frage wird durch die Fehlerfortpflanzung beantwortet. Das Fehlerfortpflanzungsgesetz von Gauss lautet für den allgemeinen Fall:

$$\Delta \bar{F} = \sqrt{\left( \frac{\partial F}{\partial x} \Delta \bar{x} \right)^2 + \left( \frac{\partial F}{\partial y} \Delta \bar{y} \right)^2 + \dots}$$

wobei:  $\Delta \bar{F}$  mittlere Fehler des Funktionswertes  $\Delta \bar{x}, \Delta \bar{y}, \text{usw.}$  Vertrauensbereich des Mittelwertes der einzelnen Messgrößen.

Auf die Wärmeströme  $\dot{Q}_i$  (B) angewendet lautet es:

$$\Delta \bar{\dot{Q}}_i = \sqrt{\left( \frac{\partial \bar{\dot{Q}}_i}{\partial \rho_i} \Delta \rho_i \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{\dot{Q}}_i}{\partial \dot{V}_i} \Delta \dot{V}_i \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{\dot{Q}}_i}{\partial c_{p,i}} \Delta c_{p,i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{\dot{Q}}_i}{\partial T_{i,\omega}} \Delta \bar{T}_{i,\omega} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{\dot{Q}}_i}{\partial T_{i,\alpha}} \Delta \bar{T}_{i,\alpha} \right)^2}$$

Werden die partiellen Ableitungen berechnet und eingesetzt, ergibt sich:

$$\Delta \overline{\dot{Q}_i} = \sqrt{\left( \overline{\dot{V}_i} \cdot c_{p,i} \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}}) \cdot \Delta \rho_i \right)^2 + \left( \rho_i \cdot c_{p,i} \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}}) \cdot \Delta \overline{\dot{V}_i} \right)^2 + \left( \overline{\dot{V}_i} \cdot \rho_i \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}}) \cdot \Delta c_{p,i} \right)^2 + \left( \rho_i \cdot \overline{\dot{V}_i} \cdot c_{p,i} \cdot \Delta \overline{T_{i,\omega}} \right)^2 + \left( \rho_i \cdot \overline{\dot{V}_i} \cdot c_{p,i} \cdot \Delta \overline{T_{i,\alpha}} \right)^2}$$

Zusätzlich ist noch die Unsicherheit für den Frequenzumformer – Wirkungsgrad zu berücksichtigen. Die Bestimmung dieses Wirkungsgrades erfolgte in Anlehnung an [L4]. Aus den Messungen vor und nach dem Frequenzumformer (FU) geht ein mittlerer Wirkungsgrad von 95% her vor.

$$\overline{\eta}_{FU} = \frac{P_{el,N}}{P_{el,V}} = \frac{N}{V} = 0.95$$

Die Genauigkeiten der Leistungsmessgeräte werden mit 1% (PNA550 am FU – Eingang) und 0.1% (Norma D6000 am FU – Ausgang) angegeben. Somit sind die relativen Fehler für V und N bekannt:

$$\frac{\Delta V}{V} = 0.01 \text{ und } \frac{\Delta N}{N} = 0.001$$

Über das Fehlerfortpflanzungsgesetz nach Gauss kann nun der relative Fehler vom FU – Wirkungsgrad bestimmt werden.

$$\frac{\Delta \eta_{FU}}{\eta_{FU}} = \frac{1}{\eta_{FU}} \cdot \sqrt{\left( \frac{\partial \eta}{\partial P_{el,N}} \Delta P_{el,N} \right)^2 + \left( \frac{\partial \eta}{\partial P_{el,V}} \Delta P_{el,V} \right)^2}$$

Nach Einsetzen der partiellen Ableitungen, Vereinfachen des Ausdrucks sowie Einsetzen der bekannten Größen ergibt sich:

$$\frac{\Delta \eta_{FU}}{\eta_{FU}} = \sqrt{0.001^2 + 0.01^2} = 0.01005$$

Jetzt sind also sämtliche Größen sowie deren mittlere Fehler bekannt. Nun wird das Fehlerfortpflanzungsgesetz noch auf den COP (A) angewendet:

$$\Delta \overline{COP} = \sqrt{\left( \frac{\partial \overline{COP}}{\partial \overline{\dot{Q}_K}} \Delta \overline{\dot{Q}_K} \right)^2 + \left( \frac{\partial \overline{COP}}{\partial \overline{\dot{Q}_O}} \Delta \overline{\dot{Q}_O} \right)^2 + \left( \frac{\partial \overline{COP}}{\partial \overline{\dot{Q}_M}} \Delta \overline{\dot{Q}_M} \right)^2 + \left( \frac{\partial \overline{COP}}{\partial \overline{P_{el}}} \Delta \overline{P_{el}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \overline{COP}}{\partial \eta_{FU}} \Delta \eta_{FU} \right)^2}$$

Werden die partiellen Ableitungen berechnet, eingesetzt und der Ausdruck etwas vereinfacht, ergibt sich:

$$\Delta \overline{COP} = \frac{1}{\eta_{FU} \cdot P_{el,V}} \sqrt{\overline{\dot{Q}_K}^2 + \overline{\dot{Q}_O}^2 + \overline{\dot{Q}_M}^2 + \left( \overline{\dot{Q}_K} + \overline{\dot{Q}_O} + \overline{\dot{Q}_M} \right)^2 \cdot \left( \frac{\Delta \overline{P_{el,V}}^2}{\overline{P_{el,V}}^2} + \frac{\Delta \eta_{FU}^2}{\overline{\eta_{FU}}^2} \right)}$$

Der COP wie auch das  $\Delta \overline{COP}$  können nun berechnet werden. Es scheint sinnvoll, den mittleren Fehler des COP bezogen auf den absoluten Wert des COP anzugeben, da auf diese Weise am meisten über die Qualität der Messung ausgesagt werden kann.

$$\overline{COP} = \overline{COP} \pm \frac{\Delta \overline{COP}}{\overline{COP}} \text{ z.B. } COP = 2.8 \pm 6\%$$

### 12.5.2 Relative Fehler bei den Versuchen mit Flügelzellen- und Schraubenverdichter

