

*Versuchsauswertung Technische Thermodynamik*  
KÄLTEMASCHINE

Florian Enzenberger (2033971)  
Christoph Knollmann (2033685)

Versuchsbetreuer: Dipl.-Ing. Kamil Krzeminski

Durchgeführt am 09.02.2005

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Versuchsbeschreibung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Messreihen</b>	<b>1</b>
2.1	Deklaration der verwendeten Formelzeichen . . . . .	1
2.2	Versuchsergebnisse . . . . .	3
2.2.1	Versuch 1 . . . . .	3
2.2.2	Versuch 2 . . . . .	4
2.3	Aufbereitung der Messwerte . . . . .	4
<b>3</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>5</b>
3.1	Prozessverlauf im $\log p$ - $h$ -Diagramm . . . . .	5
3.1.1	Versuch 1 . . . . .	6
3.1.2	Versuch 2 . . . . .	7
3.2	Exergetischer Wirkungsgrad . . . . .	7
3.2.1	Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades . . . . .	7
3.2.2	Berechnung des Exergieverlustes . . . . .	8
3.2.3	Versuch 1 . . . . .	10
3.2.4	Versuch 2 . . . . .	11
3.3	Gesamtwirkungsgrad . . . . .	11
3.4	Charakterisierung des Wärmeübertragers . . . . .	12
<b>4</b>	<b>Diskussion der Ergebnisse und Fehlerbetrachtung</b>	<b>13</b>
4.1	Fehlerrechnung zum exergetischen Wirkungsgrad . . . . .	13
4.2	Diskussion der Versuchsergebnisse . . . . .	15
4.2.1	Vergleich der $\log p - h$ -Diagramme . . . . .	15
4.2.2	Vergleich der Exergieverluste . . . . .	16
4.3	Fehlerquellen . . . . .	16
4.4	Abschließender Kommentar . . . . .	17

## 1 Versuchsbeschreibung

In diesem Versuch soll die Arbeitsweise einer Kältemaschine untersucht werden. Die hierzu verwendete Kaltdampf-Kompressionskältemaschine besteht aus den vier Hauptteilen Verdichter, Kondensator, Drossel und Verdampfer. Im Verdampfer wird das gasförmige Kältemittel vom Ausgangsdruck auf einen höheren Druck gebracht und anschließend in dem Kondensator vollständig kondensiert, wobei die Kondensationswärme an die Umgebung abgegeben wird. Das nun flüssige Kältemittel wird durch eine Drossel entspannt, wodurch es wieder den Ausgangsdruck annimmt. Schließlich gelangt das Kältemittel in den Verdampfer, wo es vollständig verdampft wird und dabei dem zu kühlenden Raum die Verdampfungswärme entzieht.

Als zusätzliches Bauteil ist ein innerer Wärmeübertrager angebracht, der das flüssige Kältemittel vor der Drossel unterkühlt und vor dem Verdichter den Kältemitteldampf überhitzt. Es sollen Messungen durchgeführt werden, um zu untersuchen, ob dieser innere Wärmeübertrager eine Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrades der Kältemaschine bewirkt. Dazu werden von jedem Zustand, den das Kältemittel durchläuft, die Temperatur und der Druck gemessen, sowie die benötigte elektrische Leistung, der Volumenstrom des Kältemittels in der Maschine und der Druck und die Temperatur im Labor. Im ersten Versuch wird die Kältemaschine mit integriertem inneren Wärmeübertrager betrieben, im zweiten Versuch wird dieser aus dem Kreislauf entfernt. Um die Messfehler möglichst gering zu halten, wird jede Messung fünf mal wiederholt.

## 2 Messreihen

### 2.1 Deklaration der verwendeten Formelzeichen

In der folgenden Ausarbeitung müssen die verwendeten Formelzeichen eindeutig zuzuordnen sein. Deswegen einigen sich die Autoren auf folgende Konventionen. Die Messstellen im Kreisprozess werden von 1 bis 5 durchnummeriert, wobei  $4'$  den Zustand zwischen Wärmeübertrager und Drossel darstellt und nicht, wie in der Literatur allgemein üblich, den Zustand nach der Drossel. Dieser wird, weil nicht als Messstelle vorhanden, mit  $4'_\beta$  bezeichnet und von den Zuständen  $4'$  und  $5''$  abgeleitet. Ein Hochstrich  $'$  kennzeichnet den flüssigen, zwei Hochstriche  $''$  den dampfförmigen Zustand. Ein Stern  $*$  kennzeichnet Zustände, die direkt auf der Phasengrenzlinie liegen, was aber unter den gemessenen Zuständen nicht vorkommt.

<b>Formelzeichen</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$c_p$	isobare spezifische Wärmekapazität	$kJ/kg K$
$\dot{C}$	Wärmekapazitätsstrom	$kJ/s K$
$e$	spezifischer Exergieverlust	$kJ/kg$
$h$	spezifische Enthalpie	$kJ/kg$
$m$	Steigung	
$\dot{m}$	Massenstrom	$kg/s$
$p$	Absoluter Druck	$bar$
$\Delta p$	Druckdifferenz zur Atmosphäre	$bar$
$P$	Leistung	$W, kJ/s$
$\dot{Q}$	Wärmestrom	$kJ/s$
$s$	spezifische Entropie	$kJ/kg K$
$t$	Temperatur	$^{\circ}C$
$T$	absolute Temperatur	$K$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$l/h, m^3/s$
$w_t$	Arbeit	$kJ/kg$
$\epsilon$	Leistungszahl, Wärmeübertragerwirkungsgrad	
$\eta$	Wirkungsgrad	
$\rho$	Dichte	$kg/m^3$
$\xi$	exergetischer Wirkungsgrad	

Tabelle 1: Verwendete Formelzeichen

In der folgenden Tabelle werden die gemessenen Parameter der Position ihrer Messstelle zugeordnet:

<b>Bezeichnung</b>	<b>Position der Messstellen</b>
$t_1, \Delta p_1$	zwischen innerem Wärmeübertrager und Kompressor
$t_2, \Delta p_2$	zwischen Kompressor und Kondensator
$t_3, \Delta p_3$	zwischen Kondensator und innerem Wärmeübertrager
$t_4, \Delta p_4$	zwischen innerem Wärmeübertrager und Drosselventil
$t_5, \Delta p_5$	zwischen Verdampfer und innerem Wärmeübertrager
$t_{2,Kopf}$	Temperatur am Kompressorkopf
$t_{VLA}$	Temperatur am Verdampferaustritt
$t_R, \Delta p_B$	Temperatur und Druck im Raum
$\dot{V}$	Volumenstrom zwischen Kondensator und innerem Wärmeübertrager
$P_{el}$	elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors

Tabelle 2: Zuordnung der Messstellen

## 2.2 Versuchsergebnisse

## 2.2.1 Versuch 1

Versuch 1	Messreihe Nr.					Mittelwert	Standard- abweichung	
	1	2	3	4	5			
<b>Temperaturen</b>								
$t_1$	$^{\circ}C$	19,2	19,1	19,6	19,4	19,1	19,3	0,22
$t_2$	$^{\circ}C$	(73,1)	(76,1)	(77,3)	78,0	78,1	76,7	0,57
$t_3$	$^{\circ}C$	28,4	28,4	28,5	28,7	28,1	28,5	0,15
$t_4$	$^{\circ}C$	22,6	22,4	22,6	22,6	22,1	22,5	0,09
$t_5$	$^{\circ}C$	13,0	12,5	12,9	12,9	12,1	12,8	0,19
$t_{2,Kopf}$	$^{\circ}C$	66,8	70,1	71,3	72,2	73,1	70,7	2,45
$t_{VLA}$	$^{\circ}C$	14,2	14,3	14,5	14,5	14,1	14,4	0,16
$t_R$	$^{\circ}C$	20,5	20,5	20,6	20,8	20,1	20,6	0,15
<b>Drücke</b>								
$\Delta p_1$	<i>bar</i>	3,1	3,1	3,1	3,1	3,11	3,1	0,00
$\Delta p_2$	<i>bar</i>	7,2	7,2	7,2	7,2	7,21	7,2	0,00
$\Delta p_3$	<i>bar</i>	7,2	7,2	7,2	7,2	7,21	7,2	0,00
$\Delta p_4$	<i>bar</i>	7,2	7,2	7,2	7,2	7,21	7,2	0,00
$\Delta p_5$	<i>bar</i>	3,2	3,2	3,2	3,2	3,21	3,2	0,00
$\Delta p_B$	<i>bar</i>	1007	1007	1007	1007	1001	1,007	0,00
<b>Volumenstrom</b>								
$\bar{V}$	<i>l/h</i>	11	9	9	8,8	9	9,4	0,92
<b>elektrische Leistung</b>								
$P_{el}$	<i>W</i>	478	480	480	478	4801	479,2	1,10

Tabelle 3: Messwerte für Versuch 1 (Messwerte in Klammern werden wegen instationärem Verhalten ausgeschlossen)

## 2.2.2 Versuch 2

Versuch 2	Messreihe Nr.					Mittelwert	Standard- abweichung	
	1	2	3	4	5			
<b>Temperaturen</b>								
$t_1$	$^{\circ}C$	14,7	15,0	15,0	15,0	15,1	15,0	0,15
$t_2$	$^{\circ}C$	79,7	79,8	79,9	80,0	80,0	79,9	0,13
$t_3$	$^{\circ}C$	29,1	29,2	29,2	29,3	29,4	29,2	0,11
$t_4$	$^{\circ}C$	26,8	27,1	27,1	27,3	27,3	27,1	0,20
$t_5$	$^{\circ}C$	13,4	13,4	13,4	13,5	13,5	13,4	0,05
$t_{2,Kopf}$	$^{\circ}C$	74,2	74,3	74,3	74,4	74,5	74,3	0,11
$t_{VLA}$	$^{\circ}C$	14,8	14,9	14,9	14,8	15,1	14,9	0,12
$t_R$	$^{\circ}C$	21,1	21,1	21,2	21,2	21,2	21,2	0,05
<b>Drücke</b>								
$\Delta p_1$	<i>bar</i>	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	0,03
$\Delta p_2$	<i>bar</i>	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	0,00
$\Delta p_3$	<i>bar</i>	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	0,00
$\Delta p_4$	<i>bar</i>	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	0,00
$\Delta p_5$	<i>bar</i>	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	0,02
$\Delta p_B$	<i>bar</i>	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007	0,00
<b>Volumen</b>								
$\dot{V}$	<i>l/h</i>	10,0	9,8	10,0	10,2	8,8	9,8	0,55
<b>elektrische Leistung</b>								
$P_{el}$	<i>W</i>	485,0	485,0	485,0	490,0	490,0	487,0	2,74

Tabelle 4: Messwerte für Versuch 2

## 2.3 Aufbereitung der Messwerte

Um eine größere Genauigkeit zu erhalten wird für Berechnungen der Mittelwert aus fünf Messungen verwendet. Für einige thermodynamische Berechnungen ist die Verwendung der absoluten Temperatur notwendig, wodurch sich zum  $^{\circ}C$ -Wert 273,15  $K$  addieren.

	Versuch 1		Versuch 2	
	$^{\circ}C$	$K$	$^{\circ}C$	$K$
$t_1$	19,28	292,43	14,96	288,11
$t_2$	78,40	351,55	79,88	353,03
$t_3$	28,54	301,69	29,24	302,39
$t_4$	22,54	295,69	27,12	300,27
$t_5$	12,82	285,97	13,44	286,59
$t_{2,Kopf}$	70,70	343,85	74,34	347,49
$t_{VLA}$	14,42	287,57	14,90	288,05
$t_R$	20,64	293,79	21,16	294,31

Tabelle 5: Temperaturen

Da die Manometer die Druckdifferenz zum atmosphärischen Druck anzeigen und nicht den absoluten Druck, wird zu jedem Wert  $\Delta p$  der gemessene Druck im Raum  $p_B$  addiert. Die Dichte

$\rho$  der siedenden Flüssigkeit ist temperaturabhängig und wird deswegen nach der Gleichung

$$\rho = \left(1 + D_1 \cdot (1 - \theta)^{1/3} + D_2 \cdot (1 - \theta)^{2/3} + D_3 \cdot (1 - \theta) + D_4 \cdot (1 - \theta)^{4/3}\right) \cdot \rho_k \quad (1)$$

ermittelt. Die Daten zur Dichtermittlung des verwendeten Kühlmittels R 134a sind festgelegt als:

$D_1$	1,7127
$D_2$	1,045143
$D_3$	-0,2276586
$D_4$	0,1836428
$\rho_k$	515,3 kg/m <sup>3</sup>
$\theta$	$\frac{T}{374,21 K}$
$T_{Versuch1}$	301,69 K
$T_{Versuch2}$	302,39 K

Tabelle 6: Daten zur Ermittlung der Dichte

Der Massenstrom  $\dot{m}$  ergibt sich zu:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (2)$$

In folgender Tabelle werden die so erhaltenen Ergebnisse zusammengefasst:

		Versuch 1	Versuch 2
<b>Drücke</b>			
$p_1$	bar	4,107	4,177
$p_2$	bar	8,207	8,307
$p_3$	bar	8,207	8,307
$p_4$	bar	8,207	8,307
$p_5$	bar	4,207	4,267
<b>Stoffströme</b>			
$\dot{V}$	l/h	9,36	9,76
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	1194,26	1191,53
$\dot{m}$	kg/s	0,003105	0,003230
<b>elektrische Leistung</b>			
$P_{el}$	W	479,2	487,0

Tabelle 7: Drücke, Stoffströme und elektrische Leistung

### 3 Ergebnisse

#### 3.1 Prozessverlauf im log $p$ - $h$ -Diagramm

Zur Darstellung des Kreisprozesses im log  $p$ - $h$ -Diagramm werden die Enthalpien im flüssigem ( $h'$ ) und dampfförmigen Zustand ( $h''$ ) aus der Dampfdrucktafel über gegebene Temperaturen interpoliert. Die Dampfdrucktafel für R 134a wurde der Technischen Information unter [http://www.rittal.de/de/downloads/Klimatisierung/solkane\\_134a\\_d.pdf](http://www.rittal.de/de/downloads/Klimatisierung/solkane_134a_d.pdf) entnommen und ist im Anhang enthalten. Die Interpolation wird nach folgender Formel durchgeführt:

$$h = h_0 + (h_1 - h_0) \cdot \frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \quad (3)$$

Die Indices in Gleichung 3 stehen für die jeweiligen Werte vor und nach dem zu interpolierenden Wert. Die Enthalpie nach dem Drosselventil  $h'_{4,\beta}$  entspricht der Enthalpie vor der Entspannung  $h'_4$  (isenthalpe Entspannung), der Druck  $p'_{4,\beta}$  entspricht dem Druck nach dem Verdampfer  $p''_5$  (isobare Verdampfung). Mit den in Tabelle 5 auf Seite 4 gegebenen Werten erhält man:

	Versuch 1	Versuch 2		Versuch 1	Versuch 2
	$\text{kJ/kg}$			$\text{bar}$	
$h''_1$	407,19	404,88	$p''_1$	4,107	4,177
$h''_2$	428,88	428,87	$p''_2$	8,207	8,307
$h'_3$	239,02	240,02	$p'_3$	8,207	8,307
$h'_4$	230,51	236,92	$p'_4$	8,207	8,307
$h'_{4,\beta}$	230,51	236,92	$p'_{4,\beta}$	4,207	4,267
$h''_5$	403,71	404,02	$p''_5$	4,207	4,267

Tabelle 8: Enthalpien (interpoliert aus Dampftafel) und zugehörige Drücke

Zusammen mit den jeweiligen Drücken ergeben sich nachfolgende  $\log p$ - $h$ -Diagramme.

### 3.1.1 Versuch 1

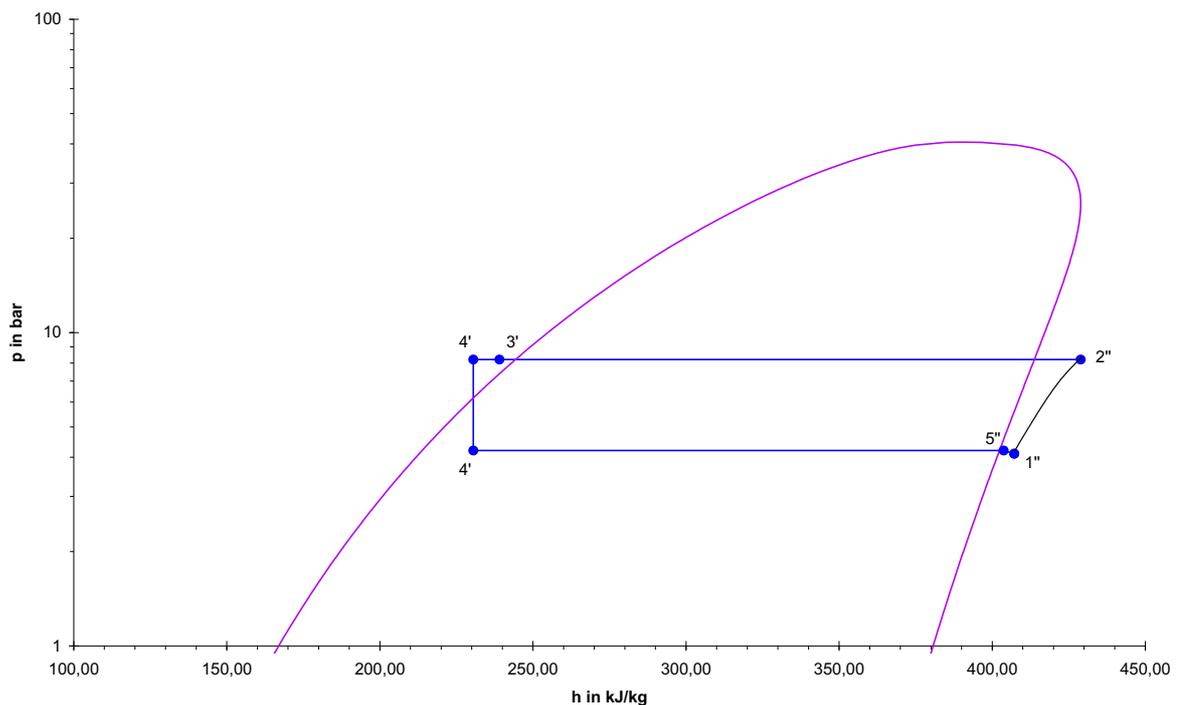
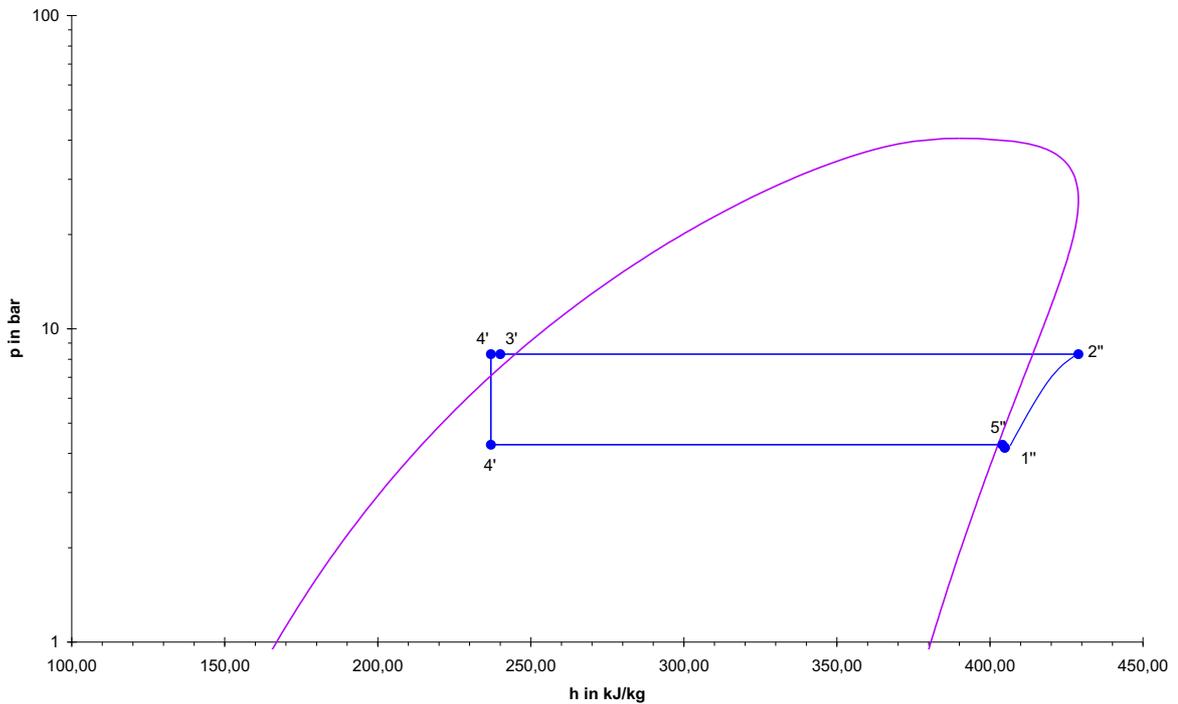


Abbildung 1:  $\log p$ - $h$ -Diagramm für Versuch 1

## 3.1.2 Versuch 2

Abbildung 2: log  $p$ - $h$ -Diagramm für Versuch 2

## 3.2 Exergetischer Wirkungsgrad

## 3.2.1 Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades

Der exergetische Wirkungsgrad ist definiert als der Quotient aus der reversiblen Leistung (theoretisch benötigte Mindestleistung) und der tatsächlich aufgebrauchten Leistung.

$$\xi = \frac{P_{rev}}{P} = \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_0}}{P_{Verdichter}} = \frac{e_{q_0}}{w_t} = \frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \epsilon \quad (4)$$

Dabei ist  $\epsilon$  die Leistungszahl der Kältemaschine und definiert als Quotient aus dem aus dem Kühlraum aufgenommenem Wärmestrom und der elektrischen Leistung.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{Verdichter}} = \frac{q_0}{w_t} = \frac{h_1'' - h_{4,\beta}'}{h_2'' - h_1''} \quad (5)$$

Setzt man Formel 5 in 4 ein kann man den exergetischen Wirkungsgrad berechnen. Die Raumtemperatur  $T_R$ , die Verdampferaustrittstemperatur  $T_{VLA}$ , sowie der, dem Kühlraum entzogene Wärme  $q_0$  und die Verdichterarbeit  $w_t$  sind neben den Wirkungsgraden  $\xi$  und der Leistungszahl  $\epsilon$  in folgender Tabelle dargestellt.

		Versuch 1	Versuch 2
$T_R$	$K$	293,79	294,31
$T_{VLA}$	$K$	287,57	288,05
$\dot{m}$	$kg/s$	0,0031	0,0032
$q_0$	$kJ/kg$	176,68	167,90
$\dot{Q}_0$	$kJ/s$	0,5486	0,5424
$w_t$	$kg/kg$	21,70	23,99
$P_{Verdichter}$	$kJ/s$	0,0674	0,0775
$\xi$		0,1761	0,1521
$\epsilon$		8,1437	6,9974

Tabelle 9: Parameter und Ergebnis für Wirkungsgrad und Leistungszahl

### 3.2.2 Berechnung des Exergieverlustes

Die, zur Berechnung des Exergieverlustes notwendigen, Werte für die Enthalpien sind Tabelle 8 entnommen. Die Entropiewerte für Zustände auf der Phasengrenzlinie (gekennzeichnet durch \*) sind aus der Dampftafel ausgehend vom Druck nach folgender Formel interpoliert:

$$s^* = s_0 + (s_1 - s_0) \cdot \frac{p - p_0}{p_1 - p_0} \quad (6)$$

Die Temperaturen auf der Phasengrenzlinie wurden analog interpoliert:

$$t^* = t_0 + (t_1 - t_0) \cdot \frac{p - p_0}{p_1 - p_0} \quad (7)$$

Die Indices in Gleichung 6 und 7 stehen für die entsprechenden Werte vor und nach dem zu interpolierenden Wert.

Die Wärmekapazität im flüssigen Zustand beträgt über den relevanten Temperaturbereich in etwa  $c_p \approx 1,423 \text{ kJ/kg K}$ . Die jeweiligen Wärmekapazitäten im Gaszustand wurden nach der Formel von Wilson berechnet:

$$c_{p,i} = a_1 + a_2 \cdot T_i + a_3 \cdot T_i^2 + a_4 \cdot T_i^3 + \frac{a_5}{T_i} \quad (8)$$

mit

$$\begin{array}{ll} a_1 & \frac{kJ}{kg K} \quad -5,257455 \cdot 10^{-3} \\ a_2 & \frac{kJ}{kg K^2} \quad 3,296570 \cdot 10^{-3} \\ a_3 & \frac{kJ}{kg K^3} \quad -2,017321 \cdot 10^{-6} \\ a_4 & \frac{kJ}{kg K^4} \quad 0 \\ a_5 & \frac{kJ}{kg} \quad 15,8217 \end{array}$$

Tabelle 10: Konstanten zur Ermittlung der Wärmekapazität nach Wilson

Die spezifischen Entropien sind für jeden Zustand nach den folgenden Gleichungen 9 bis 14 berechnet.

$$s_1'' = s_{5*}'' + c_{p,1} \cdot \ln \left( \frac{T_1}{T_5} \right) \quad (9)$$

$$s_2'' = s_{2*}'' + c_{p,2} \cdot \ln \left( \frac{T_2}{T_{2*}} \right) \quad (10)$$

$$s'_3 = s'_{3*} + c_{p,3} \cdot \ln \left( \frac{T_3}{T_{3*}} \right) \quad (11)$$

$$s'_4 = s'_{3*} + c_{p,4} \cdot \ln \left( \frac{T_4}{T_{3*}} \right) \quad (12)$$

$$s'_{4,\beta} = s'_4 + c_{p,4,\beta} \cdot \ln \left( \frac{T_{4,\beta}}{T_4} \right) \quad (13)$$

$$s''_5 = s''_{5*} + c_{p,5} \cdot \ln \left( \frac{T_5}{T_{5*}} \right) \quad (14)$$

Die Wärmekapazitäten, Temperaturen und Entropien ergeben sich wie in folgender Tabelle dargestellt:

Wärmekapazitäten			Temperaturen			Entropien		
Versuch Nr.	1	2		1	2		1	2
	$\frac{kJ}{kg K}$			$K$			$\frac{kJ}{kg K}$	
$c''_{p,1}$	0,840	0,832	$T''_1$	292,43	288,11	$s''_1$	1,7432	1,7288
$c''_{p,2}$	0,949	0,952	$T''_2$	349,81	353,03	$s''_2$	1,8362	1,8438
			$T''_{2*}$	305,21	305,64	$s''_{2*}$	1,7067	1,7066
			$T'_{3*}$	305,21	305,64	$s'_{3*}$	1,1518	1,1537
$c'_{p,3}$	1,423	1,423	$T'_3$	301,69	302,39	$s'_3$	1,1353	1,1385
$c'_{p,4}$	1,423	1,423	$T'_4$	295,69	300,27	$s'_4$	1,1067	1,1285
			$T'_{4,\beta}$	282,68	283,19	$s'_{4,\beta}$	1,1098	1,1315
			$T''_{5*}$	282,68	283,19	$s''_{5*}$	1,7147	1,7144
$c''_{p,5}$	0,828	0,829	$T''_5$	285,97	286,59	$s''_5$	1,7242	1,7243

Tabelle 11: Wärmekapazitäten, Temperaturen und Entropien

Setzt man die berechneten Entropien und Enthalpien in die nachfolgenden Gleichungen 15 bis 18 ein, so erhält man die jeweiligen Exergieverluste der einzelnen Prozessschritte. Der Exergieverlust des Verdichters ergibt sich nach der Formel:

$$e_{v,1 \Rightarrow 2} = T_R \cdot (s''_2 - s''_1) \quad (15)$$

Im Kondensator und im anschließenden Wärmeübertrager (bei Versuch 1) gibt das Fluid Wärme ab. Der dabei insgesamt auftretende Exergieverlust beträgt:

$$e_{v,2 \Rightarrow 4} = h''_2 - h'_4 - T_R \cdot (s''_2 - s'_4) \quad (16)$$

Die Drossel hat analog zum Verdichter den Exergieverlust:

$$e_{v,4 \Rightarrow 4\beta} = T_R \cdot (s'_4 - s'_{4\beta}) \quad (17)$$

Beim Verdampfer berechnet sich der Exergieverlust nach:

$$e_{v,4\beta \Rightarrow 1} = T_R \cdot (s''_1 - s'_{4\beta}) - \frac{\dot{Q}_0}{\dot{m}} + \left( 1 - \frac{T_R}{T_{VLA}} \right) \frac{\dot{Q}_0}{\dot{m}} \quad (18)$$

Weitere benötigte Parameter sind die Raumtemperatur  $T_R$  und die Verdampferaustrittstemperatur  $T_{VLA}$ , sowie der dem Kühlraum entzogene Wärmestrom  $\dot{Q}_0$  und der Kühlmittelmassenstrom  $\dot{m}$ , die in Tabelle 9 wiedergegeben sind.

		Versuch 1	Versuch 2
$e_{v,1\Rightarrow 2}$	$\text{kJ/kg}$	27,3444	33,8722
$e_{v,2\Rightarrow 4}$	$\text{kJ/kg}$	-16,0680	-18,6457
$e_{v,4\Rightarrow 4\beta}$	$\text{kJ/kg}$	0,9219	0,8968
$e_{v,4\beta\Rightarrow 1}$	$\text{kJ/kg}$	5,5623	4,2219
$\Sigma e_v$	$\text{kJ/kg}$	17,7607	20,3452
$\Sigma e_v - e_{v,2\Rightarrow 4}$	$\text{kJ/kg}$	33,8286	38,9909
$\Sigma e_v - 2e_{v,2\Rightarrow 4}$	$\text{kJ/kg}$	49,8966	57,6367

Tabelle 12: Weitere Parameter und daraus berechnete Exergieverlustströme

Die Exergieverluste lassen sich in einem Exergiefießbild darstellen. Der Anschaulichkeit halber werden die unrealistischen negativen Exergieverluste für  $e_{v,2\Rightarrow 4}$  mit positivem Vorzeichen versehen.

### 3.2.3 Versuch 1

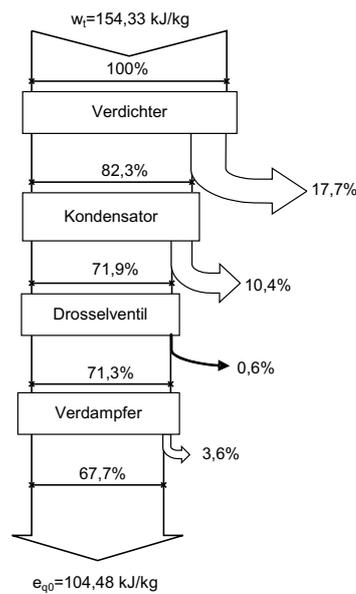


Abbildung 3: Exergiefießbild für Versuch 1

## 3.2.4 Versuch 2

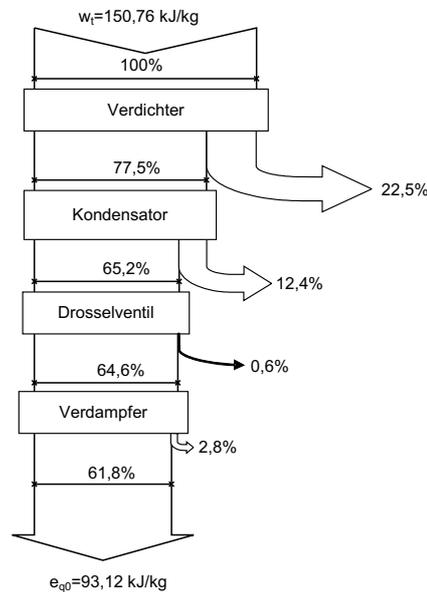


Abbildung 4: Exergiestromflussbild für Versuch 2

## 3.3 Gesamtwirkungsgrad

Da ein großer Teil der Exergie bereits im Verdichter, also der ersten Komponente des Kreisprozesses, verbraucht wird, ist es von Interesse den Gesamtwirkungsgrad des Verdichters genauer zu betrachten. Der Gesamtwirkungsgrad des Verdichters setzt sich aus den Einzelwirkungsgraden seiner Bauteile summarisch zusammen. Diese sind der Elektromotor mit dem elektrischen Wirkungsgrad  $\eta_{el}$ , der Übertragungswirkungsgrad der Kraftkopplung zwischen Elektromotor und Verdichterwelle  $\eta_K$ , der Reibung berücksichtigende mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$ , sowie der isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{SV}$ , der die Abweichung des isentropen Verdichtens vom realen Vorgang angibt.

Da die Einzelwirkungsgrade der Verdichterbauteile im Versuch nicht gemessen werden, wird der Gesamtwirkungsgrad des Verdichters direkt aus dem Massenstrom, der Enthalpiedifferenz und der aufgebrauchten elektrischen Leistung berechnet.

$$\eta_{ges} = \frac{P_{Verdichter}}{P_{el}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_2'' - h_1'')}{P_{el}} \quad (19)$$

Die zur Berechnung herangezogenen Größen und die daraus für die beiden Versuche berechneten Gesamtwirkungsgrade sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst.

		Versuch 1	Versuch 2
$\dot{m}$	$kg/s$	0,0031	0,0032
$h_1''$	$kJ/kg$	407,19	404,88
$h_2''$	$kJ/kg$	428,88	428,87
$P_{Verdichter}$	$kJ/s$	0,0674	0,0775
$P_{el}$	$kJ/s$	0,4792	0,4870
$\eta_{Verdichter}$		0,1406	0,1592

Tabelle 13: Gesamtwirkungsgrad des Verdichters

Das Ergebnis zeigt für den Betrieb ohne inneren Wärmeübertrager einen geringfügig besseren Wirkungsgrad als im Betrieb mit Wärmeübertrager. Hieran erkennt man, dass der Einbau eines inneren Wärmeübertragers den Gesamtwirkungsgrad des Verdichters verschlechtert. Die Verschlechterung erklärt sich durch die Überhitzung des Kältemitteldampfes im Wärmeübertrager. Der Verdichter muss den Dampf somit bei einer höheren Temperatur verdichten, wodurch er sich selber erwärmt und mehr Energie in Form von Wärme an die Umgebung abgibt. Durch die Überhitzung des Kältemitteldampfes sinkt die dem Fluid zugeführte Wärme, wodurch sich der Gesamtwirkungsgrad verringert. Das Einbringen eines inneren Wärmeübertragers bewirkt also zum einen eine verbesserte Kühlleistung (siehe Kapitel 3.2.2 auf Seite 8), zum anderen reduziert er allerdings auch den Gesamtwirkungsgrad des Verdichters.

Um die Kältemaschine zu optimieren, muss also eine Abwägung zwischen der Steigerung der Kühlleistung und der damit verbundenen Verminderung des Verdichterwirkungsgrades getroffen werden. Eine Unterkühlung des Kältemittels bzw. eine Überhitzung des Kältemitteldampfes führt also nur bedingt zu einer Verbesserung der gesamten Kältemaschine. Es ist bei der Auslegung der Kältemaschine darauf zu achten, dass die Überhitzung des Dampfes nicht so groß wird, dass der Verdichterwirkungsgrad deutlich abnimmt.

### 3.4 Charakterisierung des Wärmeübertragers

Für den Versuch mit innerem Wärmeübertrager lässt sich ein Gleichgewichtsdiagramm aus den gemessenen Temperaturen an Ein- und Austritt des Wärmeübertragers erstellen. Dazu trägt man wie in Diagramm 5 die Temperaturen des kondensierten Kältemittels vor und nach dem Wärmeübertrager gegen die Temperaturen des verdampften Kältemittels auf. Die Winkelhalbierende in diesem Diagramm ist die Gleichgewichtskurve, auf der hohe und niedrige Temperatur gleich sind und keine Wärmeübertragung mehr stattfindet. Die Gerade durch die gemessenen Temperaturen des Kältemittels wird Betriebsgerade genannt. Ihre Steigung  $m$  gibt das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme  $\dot{C}_2$  und  $\dot{C}_1$  an:

$$m = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} \quad (20)$$

Der Wärmekapazitätsstrom ist das Produkt aus der isobaren Wärmekapazität und dem Massenstrom. Weiterhin lässt sich aus den Temperaturen der Wirkungsgrad  $\epsilon$  des inneren Wärmeübertragers berechnen:

$$\epsilon = \frac{T_1' - T_1''}{T_1' - T_2'} \quad (21)$$

Die eingezeichneten Temperaturen, das aus dem Diagramm erhaltene Verhältnis der Wärmekapazitätsströme und der Wirkungsgrad sind in Tabelle 14 dargestellt.

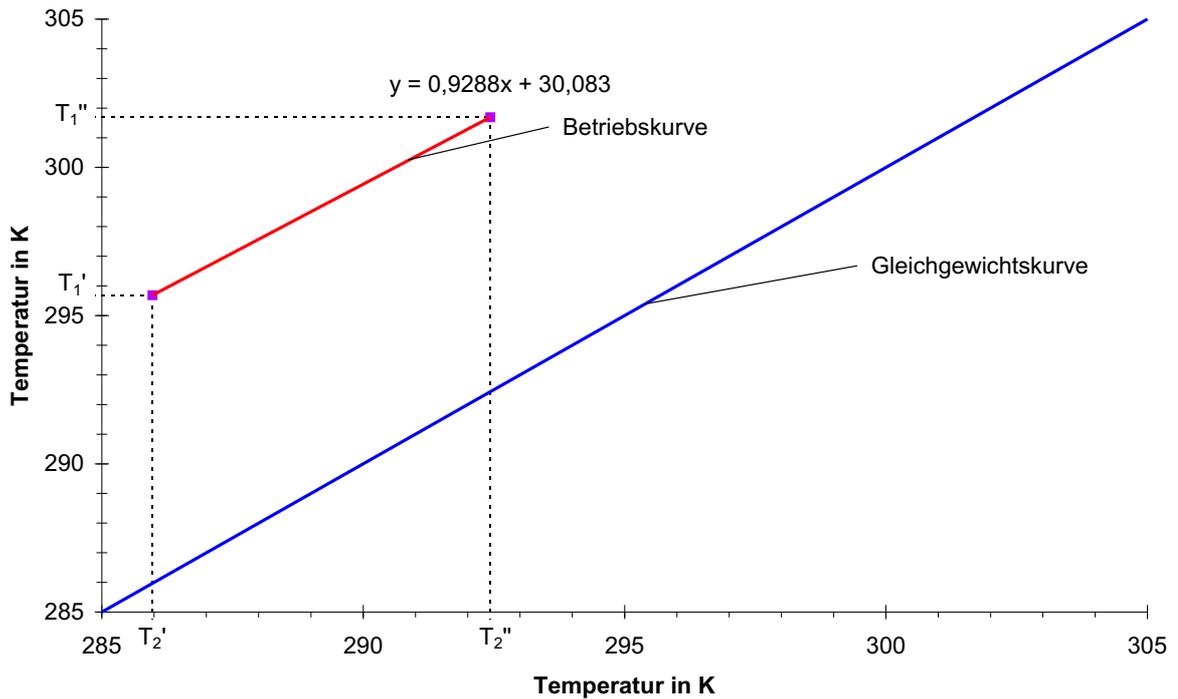


Abbildung 5: Gleichgewichtsdiagramm für den inneren Wärmeübertrager

$T_1'' (T_4)$	K	295,69
$T_1' (T_3)$	K	301,69
$T_2' (T_5)$	K	285,97
$T_2'' (T_1)$	K	292,43
$m$		0,9288
$\varepsilon$		0,3817

Tabelle 14: Temperaturen, Verhältnis der Wärmestromkapazitäten und Wärmeübertragerwirkungsgrad

## 4 Diskussion der Ergebnisse und Fehlerbetrachtung

### 4.1 Fehlerrechnung zum exergetischen Wirkungsgrad

Da alle Messungen mit Fehlern behaftet sind, muss eine Fehlerrechnung durchgeführt werden, um die Abweichung des errechneten exergetischen Wirkungsgrades vom tatsächlichen Wert angeben zu können. Dazu wird der exergetische Wirkungsgrad als Funktion der gemessenen Größen dargestellt und dann das Fehlerfortpflanzungsgesetz nach Gauß angewandt.

$$\xi = \frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} = \frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_{4,\beta})}{P_{el}} = \frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot (h_1 - h_{4,\beta})}{P_{el}} \quad (22)$$

Daraus folgt:

$$\xi = f(T_R, T_{VLA}, \dot{V}, \rho, P_{el}, h_1, h_{4,\beta}) \quad (23)$$

Die Formel für die Fehlerfortpflanzung muss also lauten:

$$\Delta\xi = \left( \left( \frac{\partial f}{\partial T_R} \cdot \Delta T_R \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial T_{VLA}} \cdot \Delta T_{VLA} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \dot{V}} \cdot \Delta \dot{V} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial P_{el}} \cdot \Delta P_{el} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial h_1} \cdot \Delta h_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial h_{4,\beta}} \cdot \Delta h_{4,\beta} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (24)$$

Da  $\rho$  exakt berechnet wurde wird hierfür kein Fehler angenommen. Die  $\Delta$ -Werte stehen für die jeweiligen Standardabweichungen.

Zunächst werden die einzelnen partiellen Ableitungen gebildet:

$$\frac{\partial f}{\partial T_R} = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot (h_1 - h_{4,\beta})}{T_{VLA} \cdot P_{el}} \quad (25)$$

$$\frac{\partial f}{\partial T_{VLA}} = \frac{-1 \cdot T_{VLA} - (T_R - T_{VLA})}{T_{VLA}^2} \cdot \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot (h_1 - h_{4,\beta})}{P_{el}} \quad (26)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \dot{V}} = \frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \frac{\rho \cdot ((h_1 - h_{4,\beta}))}{P_{el}} \quad (27)$$

$$\frac{\partial f}{\partial P_{el}} = -\frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot ((h_1 - h_{4,\beta}))}{P_{el}^2} \quad (28)$$

$$\frac{\partial f}{\partial h_1} = \frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \frac{\dot{V} \cdot \rho}{P_{el}} \quad (29)$$

$$\frac{\partial f}{\partial h_{4,\beta}} = -\frac{T_R - T_{VLA}}{T_{VLA}} \cdot \frac{\dot{V} \cdot \rho}{P_{el}} \quad (30)$$

Für die Versuche 1 und 2 liegen folgende Werte vor:

Versuch 1		Mittelwert	$s_x = \Delta x$	Messgenauigkeit	Korrektur $\pm$
$T_{VLA}$	K	287,57	0,1643	$\pm 0,2\% \pm 1 \text{ Digit}$	0,58
$T_R$	K	293,79	0,1517	$\pm 0,2\% \pm 1 \text{ Digit}$	0,59
$\dot{V}$	$m^3/s$	$2,6 \cdot 10^{-06}$	$2,5580 \cdot 10^{-07}$	$\pm 1,6\%$	$4,16 \cdot 10^{-08}$
$P_{el}$	$kJ/s$	0,4792	0,0011	$\pm 1,5\%$	0,0072
$h_1''$	$kJ/kg$	407,19	0	$\pm 0,02\%$	0,09
$h_{4,\beta}'$	$kJ/kg$	230,51	0	$\pm 0,03\%$	0,07
$\rho$	$kg/m^3$	1194,26	0	0	0
Versuch 1		Mittelwert	$s_x = \Delta x$	Messgenauigkeit	Korrektur $\pm$
$T_{VLA}$	K	288,05	0,1225	$\pm 0,2\% \pm 1 \text{ Digit}$	0,5763
$T_R$	K	294,31	0,0548	$\pm 0,2\% \pm 1 \text{ Digit}$	0,58882
$\dot{V}$	$m^3/s$	$2,7111 \cdot 10^{-06}$	$1,5416 \cdot 10^{-07}$	$\pm 1,6\%$	$4,34 \cdot 10^{-08}$
$P_{el}$	$kJ/s$	0,4870	0,0027	$\pm 1,5\%$	0,0073
$h_1''$	$kJ/kg$	404,88	0	$\pm 0,02\%$	0,08
$h_{4,\beta}'$	$kJ/kg$	236,98	0	$\pm 0,03\%$	0,07
$\rho$	$kg/m^3$	1191,53	0	0	0

Tabelle 15: Daten für die Fehlerrechnung

	Versuch 1	Versuch 2
$\frac{\partial f}{\partial T_{VLA}}$	-0,004067	-0,003953
$\frac{\partial f}{\partial T_R}$	0,003981	0,003869
$\frac{\partial f}{\partial V}$	9524,071339	8932,910081
$\frac{\partial f}{\partial P_{el}}$	-0,051675	-0,049729
$\frac{\partial f}{\partial h_1}$	0,000140	0,000144
$\frac{\partial f}{\partial h_{4,\beta}}$	-0,000140	-0,000144

Tabelle 16: Partielle Ableitung nach den Variablen

Setzt man die partiellen Ableitungen 25 bis 30 mit den entsprechenden Mittelwerten der Messwerte und den zugehörigen Standardabweichungen in die Gleichung 24 ein, so erhält man die Standardabweichung für den exergetischen Wirkungsgrad.

	Versuch 1		Versuch 2	
	Standardabweichung	Messgenauigkeit	Standardabweichung	Messgenauigkeit
$\Delta\xi$	0,002598	0,003354	0,001481	0,003265
$\xi$	0,024763	0,024763	0,024218	0,024218
$\xi$	$0,0251 \pm 0,0026$	$0,0251 \pm 0,0034$	$0,0242 \pm 0,0015$	$0,0242 \pm 0,0033$

Tabelle 17: Fehler für  $\xi$  nach Standardabweichung und laut Messgenauigkeit

Bei der Berechnung mit den Standardabweichungen werden die Anzeigefehler der Messgeräte, also die Abweichungen des tatsächlich vorliegenden Messwertes von dem auf dem Messgerät angegebenen Wert, nicht berücksichtigt. Um zu veranschaulichen, wie sich diese Fehler in der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung bemerkbar machen, wird die Berechnung zum Vergleich mit den Korrekturen der Messwerte anstelle der Standardabweichungen durchgeführt und in Tabelle 17 aufgelistet.

Vergleicht man die Standardabweichungen des exergetischen Wirkungsgrades nach diesen beiden Berechnungsmethoden, so zeigt sich für die aus den Korrekturwerten berechnete Abweichung als 1,5 - 3-mal größer als die über die Standardabweichungen berechnete.

Diese Beobachtung erklärt sich dadurch, dass in der Berechnung davon ausgegangen wird, dass die Messwerte um den bei den Messgeräten als maximale Abweichung angegebenen Betrag von der tatsächlichen Messgröße abweichen, was aber nicht der Fall gewesen ist. Da die Messwerte in kurzen Zeitabständen von immer den gleichen Messgeräten erfasst wurden, liegen die Wiederholungsmessungen alle dicht beieinander oder sind im Rahmen der Messgenauigkeit identisch, weshalb sich auch keine großen Standardabweichungen ergeben.

In Tabelle 17 sind die exergetischen Wirkungsgrade für die zwei Versuche mit den auf die beiden oben genannten Methoden berechneten Standardabweichungen aufgeführt. Für den Versuch mit innerem Wärmeübertrager ergibt sich ein leicht erhöhter Wirkungsgrad. Man kann also sagen, dass der Einbau eines inneren Wärmeübertragers den exergetischen Wirkungsgrad einer Kaltdampf-Kältemaschine verbessert und diesen damit energetisch günstiger macht.

## 4.2 Diskussion der Versuchsergebnisse

### 4.2.1 Vergleich der $\log p - h$ -Diagramme

Im  $\log p$ - $h$ -Diagramm sieht man, dass die Punkte 3' und 5'' nicht exakt auf der Phasengrenzlinie liegen, wie es theoretisch aber sein sollte. Dies kann zum einen an einer nicht ausreichenden

Isolierung liegen, sowie zum anderen daran, dass der Kondensator das Kältemittel nicht nur vollständig verdampft, sondern das Kältemittel zusätzlich noch etwas unterkühlt. Analog wird das Kältemittel im Verdampfer erst verdampft und dann noch etwas weiter überhitzt, so dass sich auch der Punkt 5 von der Phasengrenzlinie wegbewegt.

Vergleicht man das Diagramm aus dem Versuch mit innerem Wärmeübertrager mit dem Diagramm aus dem Versuch ohne Wärmeübertrager, so sieht man, dass beim Betrieb mit innerem Wärmeübertrager die Punkte 3 und 4 nach links verschoben werden. Wir haben also bei annähernd gleich bleibenden Drücken, also gleicher aufgewandter Arbeit, eine größere Enthalpiedifferenz. Eine Vergrößerung der Enthalpiedifferenz bedeutet jedoch, dass wir dem Kühlraum mehr Energie entziehen können und somit eine größere Kühlwirkung erzielen.

Man kann folglich schon an den Diagrammen erkennen, dass sich die Effektivität der Kältemaschine durch den Einbau des inneren Wärmeübertragers erhöht.

#### 4.2.2 Vergleich der Exergieverluste

Betrachtet man die einzelnen Exergieverluste der Komponenten, zeigt sich der größte Exergieverlust beim Verdichter. Dies war zu erwarten, da diese Komponente aus weiteren mechanischen Bauteilen besteht, die alle reibungsbehaftet sind. Für den Kondensator erhalten wir nach unseren Berechnungen negative Exergieverluste, was einen Exergiegewinn in diesem Prozessschritt bedeuten würde. Dies kann aber nicht sein, da im Kondensator Wärme an die Umgebung abgegeben wird und dem Kältemittel Energie in Form seiner Verdampfungsenthalpie entzogen wird. Theoretisch ist hier also ein geringer Exergieverlust zu erwarten. Dass unsere Berechnungen einen negativen Wert ergeben, kann an ungenauen Messungen und an der Berechnung der Enthalpien und Entropien liegen. Für das Exergiefließbild wurde daher ein positiver Wert angenommen in in das Diagramm eingezeichnet. Die Drossel zeigt den geringsten Exergieverlust, da sie isenthalp arbeitet und somit annähernd verlustfrei. Für den Verdampfer erhalten wir einen etwas größeren Exergieverlust, da hier Exergie aus dem Kältemittel in den Kühlraum strömt und im Gegenzug das Kältemittel einen Anergiestrom aus dem Kühlraum aufnimmt.

Der Vergleich der Betriebszustände mit und ohne inneren Wärmeübertrager zeigt einen geringfügig kleineren Exergieverlust für den Zustand ohne Wärmeübertrager. Da die Berechnung der exergetischen Wirkungsgrade für den Betrieb mit innerem Wärmeübertrager jedoch einen besseren Wirkungsgrad ergeben hat, hätten wir hier ebenfalls für diesen Zustand einen geringeren Exergieverlust erwartet. Die berechneten Größen weichen allerdings immer nur geringfügig voneinander ab, wodurch schon kleine Messungenauigkeiten zu diesen umgekehrten Verhältnissen führen können. Wir nehmen folglich an, dass der Betrieb mit innerem Wärmeübertrager eine geringeren Exergieverlust bewirkt. Das der von uns berechnete Wert diesen Sachverhalt nicht belegt, liegt an der langen Kette von Rechenoperationen und Herleitungen (Entropien und Enthalpien aus Dampftafel interpoliert), die zum endgültigen Ergebnis führen.

#### 4.3 Fehlerquellen

- Parallaxenfehler beim Ablesen von Druck und elektrischer Leistung.
- Ablesen des Rotameters ist aufgrund des stark schwankenden Messkörpers sehr schwierig.
- Temperatur schwankt im Bereich von  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- Unter Umständen wird die Annahme des stationären Zustandes zu früh getroffen.
- Ungenügende Isolierung sorgt für Temperaturengleich außerhalb der dafür vorgesehenen Apparate.

#### 4.4 Abschließender Kommentar

- Eine Fehlerquelle liegt in Ungenauigkeiten beim Ablesen begründet. Aus diesem Grund wäre es denkbar, die Messwerte (Temperatur, Druck) digital am PC aufzuzeichnen, um deren kontinuierlichen Verlauf zu erhalten. Somit wäre der stationäre Zustand besser ersichtlich.
- Die Volumenstrommessung mittels Rotameter ist (auch bei vielen anderen Versuchen) einer großen Schwankung unterworfen. Auch hier könnte eine digitale Messung oder ein elektronischer Durchflussmesser bessere Ergebnisse liefern.
- Der "Spaßversuch" am Ende der Messung provisorisch eine Kühlkammer zu simulieren bringt interessante Ergebnisse. Es wäre denkbar eine wirklich isolierte und abgeschlossene "echte" Kühlkammer anzubauen, um dann die exergetischen Wirkungsgrade mit und ohne Kühlkammer zu ermitteln.
- Es werden Kenntnisse der Fehlerrechnung vorausgesetzt, die bei den meisten Studenten nicht vorhanden sind (in der Vorlesung Physikalische Chemie wurde leider just dieses Kapitel ausgelassen). Eine gewisse Praxis im Umgang mit Fehlerrechnung könnte z.B. bereits in den Übungen vermittelt werden.
- Die Beispiele in der Anleitung zur Auswertung von Messergebnissen sind sehr allgemein gehalten, so dass z.B. der Fall der Kombination von Fehlern aus gemittelten Werten und Messgenauigkeit nicht erwähnt wird. Ein engerer Bezug zum jeweils vorliegenden Versuch wäre hilfreich.