

Bachelorarbeit

Zum Erlangen des akademischen Grades eines Bachelor of Engineering(B.Eng) des Studiengangs Mechatronik, Maschinenbau und Physiktechnik im Fachbereich Ingenieur und Naturwissenschaften der Hochschule Merseburg

Thema:

Wärmepumpe mit Solevorwärmer und R410A als Kältemittel

Vorgelegt von

Herrn Xu Jinzheng

Geb. am 13.03.1992

Betreuer:

Prof. Dr.Ing. Dietmar Bendix

Prof. Dr.Ing. Martin Staiger

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichenverzeichnis.....	4
Abkürzungsverzeichnis.....	5
1 Geschichtliches.....	6
2 Motivation für die Aufgabenstellung.....	6
3 Prinzip der Wärmepumpe.....	7
4 Betrieb einer Wärmepumpe mit R410A als Kältemittel.....	10
4.1 Das Kältemittel	10
4.1.1 Kältemittel R410A.....	10
4.1.1.1 Physikalische Daten von R 410A.....	11
4.1.1.2 Wärmepumpenkreisprozeß im log p-h-Diagramm.....	12
4.2 Diagramm von unseren Versuchsanlagen.....	14
4.3 Schaltungen im Kreislauf.....	15
4.4 Aufteilung des Nassdampfes im Verdampfer.....	16
4.4.1 Verbesserung für die Verdampferleistung.....	17
5 Versuchsanlage für die experimentellen Arbeiten.....	20
5.1 Beschreibung der Anlage.....	21
6 Experimentelle Untersuchungen.....	30

6.1 Sole/Wasser-Wärmepumpe.....	30
6.2 Was ist die Leistungszahl?.....	30
6.3 Vorbeachtung.....	31
6.4 Die Messdaten von Versuche.....	31
6.4.1 Die Messdaten von den Versuche (mit Solevorwärmer).....	31
6.4.2 Brechnung von Messdaten (mit Solevorwärme).....	32
6.4.3 Weitere Berechnungen beim Versuchspunkt 2.....	36
6.4.4 Die Messdaten von den Versuche (ohne Solevorwärmer)...	37
7 Auswertung und Systematisierung der experimentellen Daten.....	40
8 Zusammenfassung und Ausblick.....	44
8.1 Zusammenfassung.....	44
8.2 Ausblick des Solevorwärmers.....	45
Anhang.....	46
Literaturverzeichnis.....	63
Abbildungsverzeichnis.....	64
Tabellenverzeichnis.....	66

Formelzeichenverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
c	$\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$	spezifische Wärme
ρ	kg/m^3	Dichte
ε	-	Leistungszahl
Q	J	Wärme
P	w	Stromverbrauch pro Sekunde
h	kJ/kg	Enthalpie
Δh	kJ/kg	Enthalpiedifferenz
m	kg	Masse
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
ΔT	$^{\circ}\text{C}$	Temperaturdifferenz
t	s	Zeit

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung

bzw

z.B

s.Bild

COP

d.h

Beschreibung

beziehungsweise

zum Beispiel

siehe Bild

Coefficient of Performance

das heißt

1 Geschichtliches

Erstmals wurden Wärmepumpen in den 1970er Jahren zu Zeiten der Ölkrise vorgestellt. Da allerdings in den darauf folgenden Jahren die Ölpreise und die mit ihnen gekoppelten Gaspreise relativ günstig waren, konnte sich das damals noch sehr teure System nicht durchsetzen. Nur ein geringer Teil der Hersteller hielt an dem System fest und entwickelte es auch in der Durststreckenphase weiter. Was nunmehr dazu führte, dass das Wärmepumpensystem heute nahezu als ausgereift und sehr effektiv gilt. Einen Boom dieser Technologie ist in den 90er Jahren erstmals zu verzeichnen. In den letzten 10 Jahren ist die Anzahl der Wärmepumpe am Heizungsmarkt stetig angestiegen. Sodass sie derzeit einen Anteil von etwa 10 % besitzt.[1.1]

2 Motivation für die Aufgabenstellung

Der hohe Anteil fossiler Energieträger an unserer Energieversorgung hat schwerwiegende Folgen für unsere Umwelt. Bei der Verbrennung werden Schadstoffe, wie Schwefeldioxid und Stickoxide, in großen Mengen freigesetzt.

Die Raumheizung mit fossilen Energieträgern trägt erheblich zum Schadstoffausstoß bei, da aufwändige Abgasreinigungsmaßnahmen-wie in modernen Kraftwerken-nicht durchgeführt werden können. Aufgrund der begrenzten an unserer Energieversorgung problematisch.

Die Art der Produktion von Elektroenergie wird sich in Zukunft in Richtung zu mehr regenerativen bzw. neuentwickelten Erzeugungsmethoden verändern. Nehmen Sie

automatisch an dieser Entwicklung teil, denn Strom ist die zukunftsorientierte Antriebsenergie einer Wärmepumpe.

3. Prinzip der Wärmepumpe

Wärmepumpe dienen zum Heizen. Bei den konventionellen Verbrennungsprozessen in Heizkesseln wird die Heizwärme mit hohen Temperaturen freigesetzt und entsprechend dem natürlichen Temperaturgefälle ausschließlich durch Wärmeübertragung auf die Nutztemperatur, z.B. Die Raumtemperatur, transportiert. Im Gegensatz dazu löst der Wärmepumpenprozeß die Aufgabe, innere Energie, die in einem Energieträger bei niedriger Temperatur bereitsteht, einem Energieträger mit höherer Temperatur zuzuführen [3.1]. Da nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik Wärmeenergie von selbst nur von einem höheren auf ein tieferes Temperaturniveau strömen kann, ist für den Wärmepumpenprozeß eine Antriebsenergie erforderlich. Der gegen das natürliche Temperaturgefälle ablaufende Vorgang wird deshalb mit einem Kreisprozeß verwirklicht [3.2].

Eine Wärmepumpe ist damit eine Einrichtung, die einen Wärmestrom bei niedriger Temperatur und außerdem den zum Betreiben notwendigen höherwertigen Energiestrom aufnimmt und beide Energieströme auf mittlerem Temperaturniveau als Nutzwärmestrom abgibt.

Der Wärmepumpenprozeß kann auch über die Umwelt entspannt werden, wenn umweltrelevante Arbeitsstoffe als Kältemittel zum Einsatz kommen, z.B. Wasser in einer Kaltdampfmaschine, Wasser bei der Thermokompression oder Luft bei der Kaltluftmaschine.

Der Prozeßverlauf wird am Beispiel des am weitesten verbreiteten Wärmepumpenprozeß erläutert

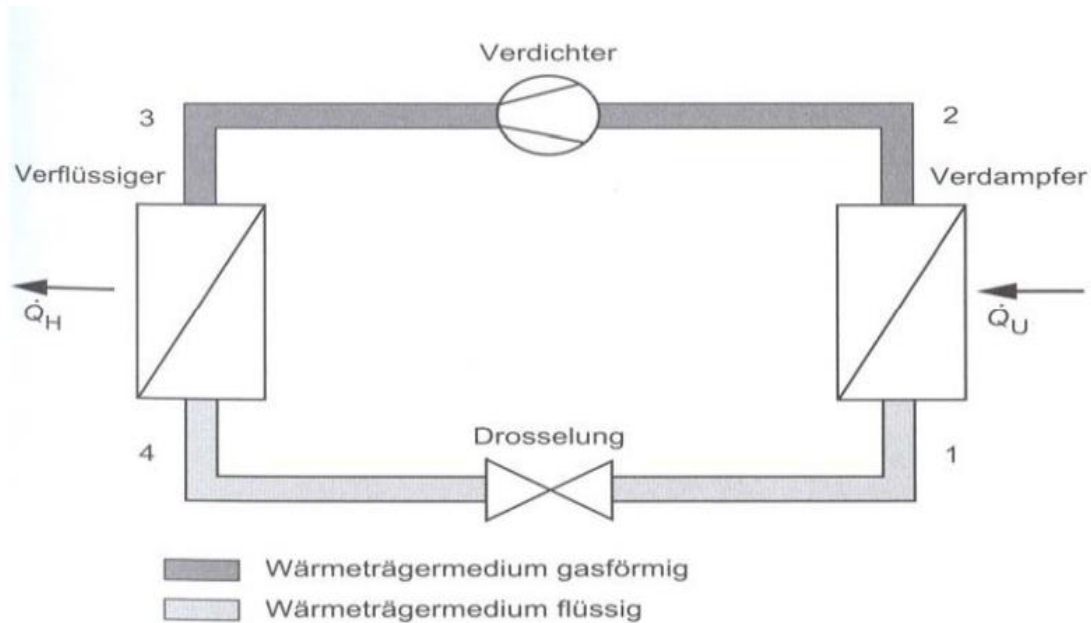


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung eines Wärmepumpenprozesses[3.3]

Beschreibung der Prozessstufen der Wärmepumpe

1 → 2: Verdampfer (Wärmeübertrager) s. Bild 3.1

Mit Hilfe der gelieferten Umweltenergie wird das flüssige Wärmeträgermedium solange erwärmt, bis es schließlich verdampft und als Gas vorliegt.

Prozessmerkmal ist somit die Zufuhr von Wärme

2 → 3: Verdichter s. Bild 3.1

Durch den Verdichter wird das Wärmeträgermedium auf einen höheren Druck gebracht, dies bedeutet, dass in dieser Prozessstufe Arbeit in Form von Kompressionsarbeit vollzogen wird. Dadurch wird ein Temperaturanstieg des Gases bewirkt.

Prozessmerkmal ist die Zufuhr von Arbeit

3 → 4: Verflüssiger s. Bild 3.1

In dieser Prozessstufe wird das erwärmte Gas wieder abgekühlt. Dabei gibt es seine gespeicherte Wärmemenge an den Heizkreislauf (Heizwasser) ab und geht in seinen

ursprünglichen Aggregatzustand zurück, wird also verflüssigt.

Prozessmerkmal ist die Abgabe von Wärme

4 → 1: Expansionsventil s. Bild 3.1

In der letzten Prozessstufe wird durch das Expansionsventil der Druck des mittlerweile flüssigen Wärmeträgermediums reduziert. Dabei wird eine Volumenvergrößerung des Mediums erreicht, dadurch wird eine Volumenänderungsarbeit notwendig, welche zur Folge hat, dass das Wärmeträgermedium sich abkühlt. Somit wird eine Temperatur erreicht, die unter der Umgebungstemperatur liegt und der Prozess kann von vorn beginnen.

Prozessmerkmal ist die Abgabe von Arbeit

4. Betrieb einer Wärmepumpe mit R410A als Kältemittel

4.1 Das Kältemittel

Eine Wärmepumpe hat bekanntlich die Aufgabe Wärme von einem niederen Temperaturniveau (Verdampfer) zu einem höheren (Verflüssiger) zu transportieren.

Als Träger der zu transportierenden Wärmeenergie dient eine Flüssigkeit mit besonderen Eigenschaften, das sogenannte Kältemittel.

Das Kältemittel nimmt im Verdampfer Wärmeenergie auf und gibt sie im Verflüssiger wieder ab. Es ändert also ständig seinen Aggregatzustand (Flüssigkeit in Dampf, Dampf in Flüssigkeit.)

Die Voraussetzung für diese Änderungen des Aggregatzustandes und der Entropie werden von der Kälteanlage mit ihren dazu erforderlichen Hauptbauteilen geschaffen

4.1.1 Kältemittel R410A

R-410A ist ein zeotropes, jedoch nahezu azeotropes Kältemittelgemisch, das mittlerweile sehr häufig Anwendung in Klimaanlage findet. Das Gemisch besteht aus je 50 % R-32 (Difluormethan) und R-125 (Pentafluorethan).

Es weist im Vergleich zu anderen Kältemittelgemischen einen nahezu vernachlässigbaren Temperaturgleit auf. Das Kältemittel hat aufgrund des vergleichsweise hohen Dampfdruckes eine sehr hohe volumetrische Kälteleistung. Dadurch kann mit kleinen Verdichtern eine hohe Kälteleistung erzielt werden, wodurch die Klimageräte kleiner werden können. Das Kältemittel hat bei 0°C einen Dampfdruck von 8 bar und 26 bar bei 42°C. Das Kältemittel kann allerdings nicht im

Tiefkühlbereich eingesetzt werden, da die Verdichtungsendtemperatur zu hoch ist. Allerdings müssen die Anlagenkomponenten für höhere Drücke ausgelegt werden. Ein Kubikmeter R-410A kann bei der Verdampfung mehr Wärme aufnehmen als beispielsweise R-134a

Es weist zwar kein Ozonabbaupotenzial auf, ist aber ein Treibhausgas und trägt somit zur globalen Erwärmung bei.

Gegenüber R-410A hat R32 ein etwa um 2/3 niedrigeres Treibhauspotential, eine etwa 20 % höhere volumetrische Kälteleistung, sowie einen etwa 4,4 % höheren theoretischen Coefficient Of Performance (COP).

Aus der höheren volumetrischen Kälteleistung gegenüber R-410A ergibt sich die Möglichkeit, geringere Querschnitte für die Kältemittelleitungen zu verwenden. Bei Verwendung der bei R-410A üblichen Querschnitte für R32 ergibt sich ein leicht höherer COP wegen geringerer Druckverluste der Leitung und des damit einhergehenden geringer ausfallenden Kompressorstromverbrauchs.[4.1]

4.1.1.1 Physikalische Daten von R 410A

Chemische Bezeichnung	[-]	Difluormethan/ Pentafluorethan
Chemische Formel ^①	[-]	CH ₂ F ₂ /CHF ₂ CF ₃
Molekulargewicht	[kg/kmol]	72,6
Siedepunkt	[°C]	-51,5
Kritische Temperatur	[°C]	71,8
Kritischer Druck	[bar]	48,9
Dichte der gesättigten Flüssigkeit ^②	[kg/m ³]	1068
Dichte des gesättigten Dampfes ^②	[kg/m ³]	65,183
Dampfdruck ^②	[bar]	16,627
Verdampfungsenthalpie ^①	[kJ/kg]	274,5
Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit ^②	[W/mK]	87,249E-3
Wärmeleitfähigkeit des Dampfes ^②	[W/mK]	17,003E-3

Oberflächenspannung	der	[N/m]	5,158E-3
Flüssigkeit②			
Spezifische Wärmekapazität	der	[kJ/kgK]	1,6895
Flüssigkeit②			
Spezifische Wärmekapazität	des	[kJ/kgK]	0,8273
Dampfes①②			
Viskosität der Flüssigkeit②		[Pas]	0,1217E-3

①: bei 1.013 bar ②: bei 25°C

Tabelle 4.1 [4.2]

4.1.1.2 Der ideale Kreisprozess im log p-h-Diagramm

Die Wärme- bzw. Kälteleistung eines Wärmepumpen- Verdichters ergibt sich aus dem geförderten Kältemittel-Massenstrom multipliziert mit der Enthalpie- Differenz.

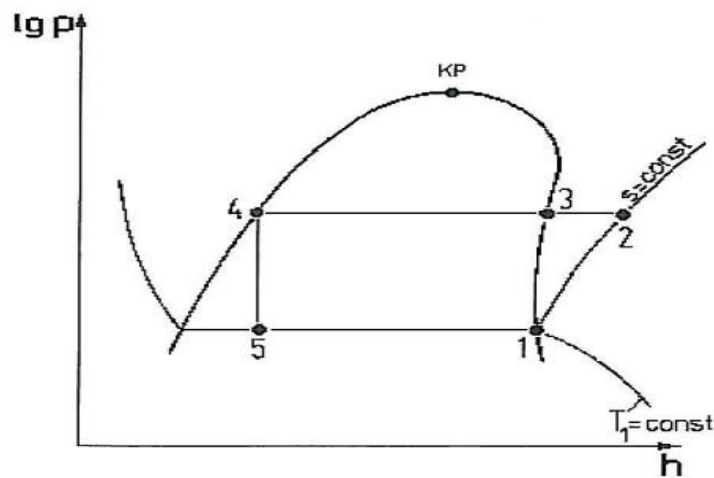


Abbildung 4.1: idealisierter Wärmepumpenprozess (lg p-h) [4.3]

Zustandsänderungen:

1→2: isentrope Verdichtung

2→3: isobare Wärmeabgabe

3→4: isotherme/isobare Wärmeabgabe durch Verflüssigung

4→5: isenthalpe Entspannung über Expansionsventil

5→1: isotherme/isobare Wärmeaufnahme durch Verdampfung

Beispiel: die Temperatur von Kältemittel: vor Verdampfung: 0°C, nach Verdichtung:

60°C, nach Kondensation: 35°C

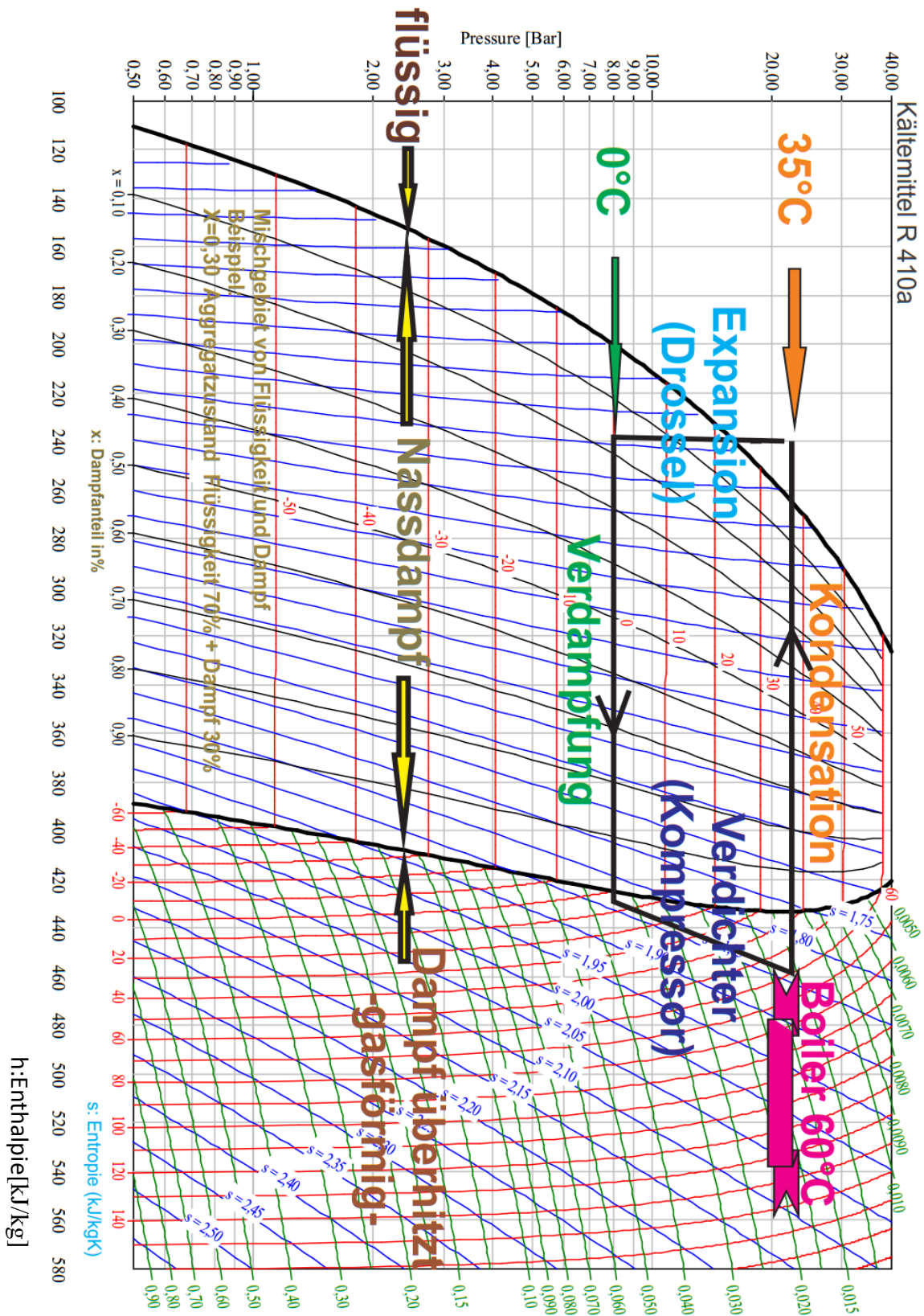


Abbildung 4.2: Wärmepumpenkreisprozeß im p-h-Diagramm von R410a [4.4]

4.2 Diagramm von unseren Versuchsanlagen

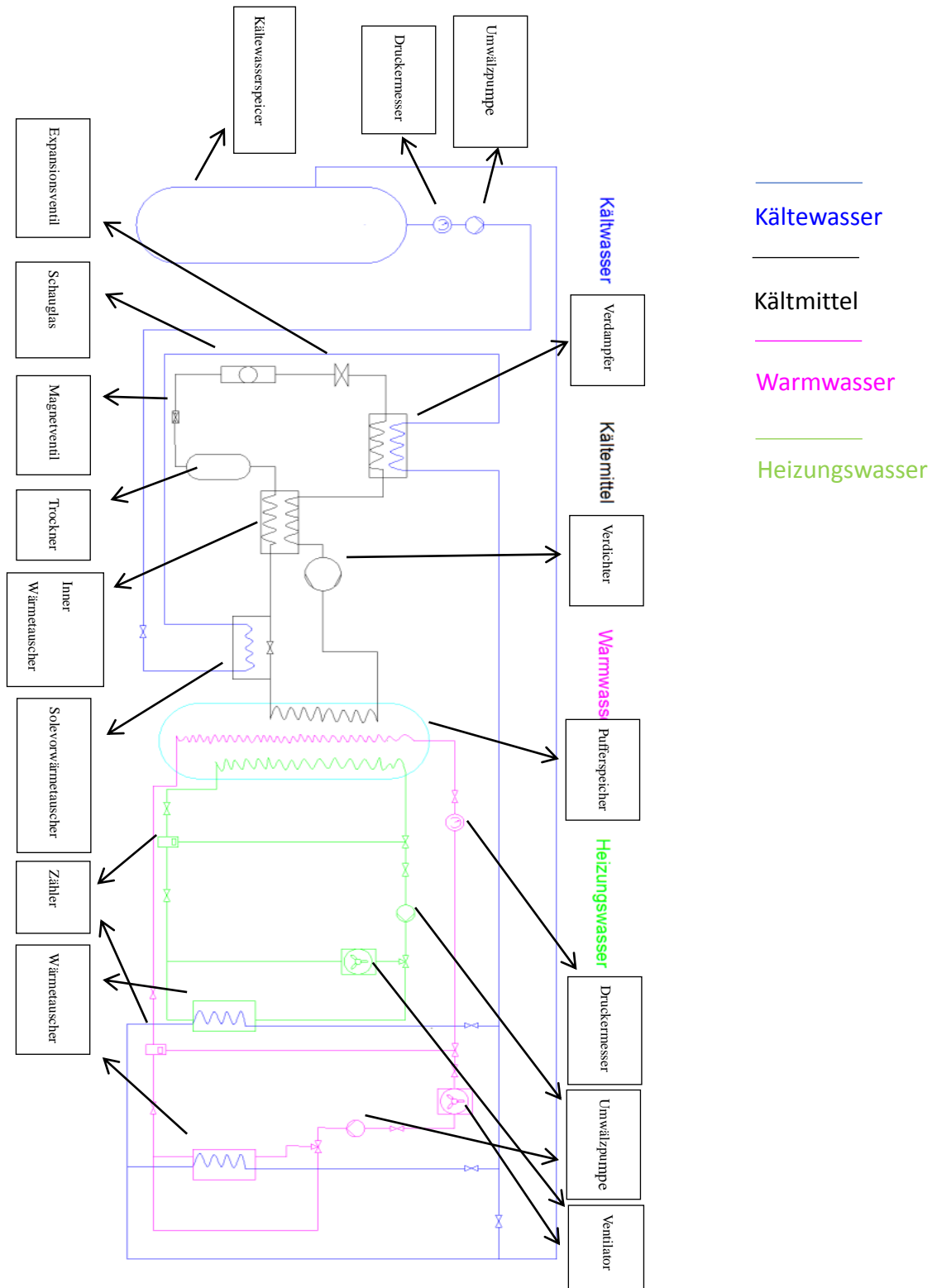


Abbildung 4.3: Wärmepumpenkreisprozeß

Unsere Versuchsanlagen besteht aus Kältewasserspeicher, Pufferspeicher, Wärmepumpe, Heizkreis und Brauchwasserkreis. In der Regel ist der Kreislauf vollständig gegen Wärmeverlust und gegen Schwitzwasser isoliert.

4.3 Schaltungen im Kreislauf



Abbildung 4.4: Wärmekontroller



Manuellbetrieb						
	1	2	3	4	5	6
R	Aus	Aus	Aus	Aus	Aus	-
S	24	24	24	24	24	-
	◀	▶				Ein

Tabelle 4.2



Schaltungen von Anlagen	
R1	Heizkreispumpe
R2	Magnetventil
R3	Brauchwasserpumpe
R4	Solepumpe
R5	Kompressor

4.4 Aufteilung des Nassdampfes im Verdampfer

Wir setzen den Plattenwärmeaustauscher als Verdampfer in unserer Wärmepumpe. Der Plattenverdampfer besteht aus einer Mehrzahl paralleler Kanäle, auf die das zweiphasige Kältemittel, das dem Verdampfer vom Expansionsventil zugeführt wird, gleichmäßig verteilt werden muß.

Die wichtigsten Gründe für die Auswahl des Plattenverdampfers sind:

- hermetische Bauweise zur Vermeidung von Kältemittelverlusten,
- kompakte Bauweise zur Minimierung des Platzbedarfes,
- hohe Wärmeübertragungsleistung,
- geringes kältemittelseitiges Volumen zur Reduzierung der Kältemittelfüllmenge,
- geringe Druckdifferenzen auf der Wärmeträgerseite (wasserseitig) des Verdampfers zur Sicherstellung einer wirtschaftlichen Betriebsweise,
- günstiges Preis-/Leistungsverhältnis.

Aufgrund eines Temperaturgefälles vom Wärmeträger zur Temperatur des verdampfenden Kältemittels wird das Kältemittel vollständig verdampft und zusätzlich geringfügig überhitzt, d. h. am Austritt des Verdampfers befinden sich keine Flüssigkeitstropfen mehr im Kältemittel.

Zur Gewährleistung einer ausreichenden Kältemittelüberhitzung arbeitet der Verdampfer nach dem Gegenstromprinzip.

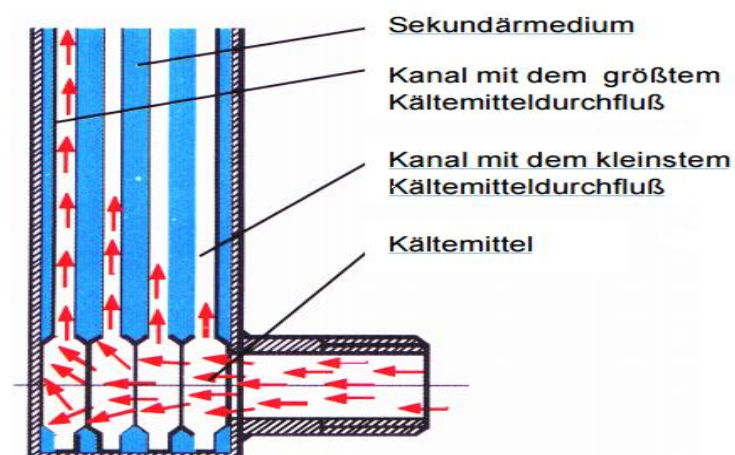


Abbildung 4.5: Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit kleiner Plattenanzahl ohne Kältemittelverteiler [4.5]

4.4.1 Verbesserung für die Verdampferleistung

Zur optimalen Verdampferleistung ist eine gleichmäßige Kältemittelverteilung auf die vorhandenen Kanäle notwendig. Bild. 4.5 und 4.6 zeigen die Problematik der Kältemittelverteilung bei unterschiedlichen Bautiefen der Plattenverdampfer. Dem Plattenverdampfer wird das Kältemittel vom Expansionsventil kommend als Gemisch aus Flüssigkeits- und Dampfanteilen mit relativ hoher Geschwindigkeit zugeführt. Bei Plattenverdampfern mit kleiner Plattenanzahl (Bild. 4.5) erfolgt, bedingt durch die hohe kinetische Energie der Flüssigkeitsanteile, eine Überversorgung des letzten Kanals mit flüssigem Kältemittel. Bei Plattenverdampfern mit großer Plattenanzahl (Bild. 4.6) wird der als Freistrahle eintretende Kältemittelmassenstrom an den scharfkantigen Stegen der einzelnen Platten abgeschält. Eine Überversorgung mit Kältemittel tritt nach ca. 20 bis 30 Platten auf. Insbesondere ist ein Transport des flüssigen Kältemittels zu den hinteren Kanälen nicht gewährleistet. Der Kanal mit dem größten Kältemitteldurchfluß bestimmt das Regelverhalten des Expansionsventils, d. h. Nur dieser Kanal wird thermostatisch geregelt. Die restlichen Kanäle sind aufgrund einer zu geringen Kältemittelmenge leistungsmäßig nicht voll ausgenutzt. Nur durch Einsatz eines speziellen Kältemittelverteilers kann eine gleichmäßige Beaufschlagung der vorhandenen Kanäle erreicht werden, so daß die maximal mögliche Kälteleistung zur Verfügung steht.

Der zweistufige Kältemittelverteiler ist so konstruiert (Bild 4.7), daß das Kältemittel durch ein Sintermetall in den Verdampfer gelangt. Die Porengröße des Sintermetalls ist größer als die Filtereinheit herkömmlicher Filtertrockner gewählt. Ein Verstopfen ist somit ausgeschlossen. Die Aufgabe des Sintermetalls besteht darin, die hohe kinetische Energie in Einströmrichtung zu vermindern. Im Verteilerrohr selbst (Bild. 4.6) erfolgt eine weitgehende Trennung in Dampf- und Flüssigkeitsphase. Je eine Bohrungsreihe für die Gas- und die Flüssigphase verteilt das Kältemittel auf die einzelnen parallelen Kanäle. Umfangreiche Untersuchungen haben gezeigt, daß die besten Ergebnisse bei separaten Drosselbohrungen für den Flüssig- und Dampfanteil

erzielt werden. Es ergeben sich je nach Applikation in der Regel kleine Bohrungen. Da der Kältemittelverteiler (Bild 4.8) erst im Anschluß an den Lötvorgang eingesetzt wird, besteht nicht die Gefahr, daß sich die Bohrungen durch Kapillarwirkung mit Lot zusetzen. Durch die Wahl eines glatten Verteilerrohres ist es problemlos möglich, auch Plattenverdampfer mit großer Plattenanzahl gleichmäßig mit Kältemittel zu versorgen.

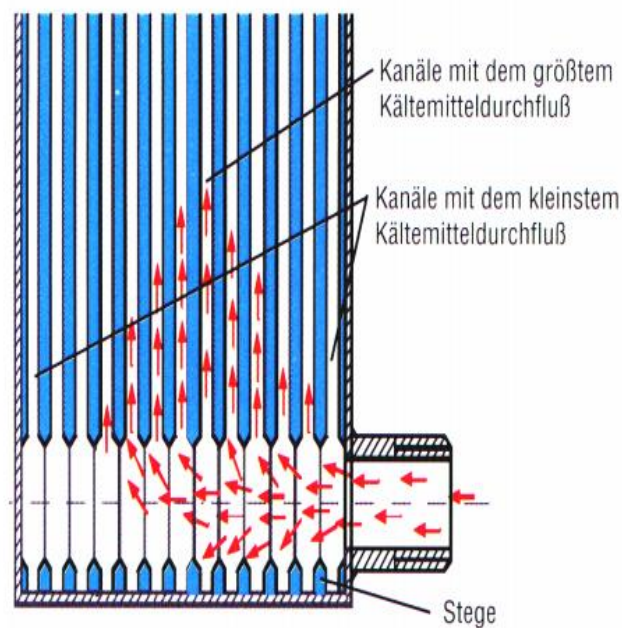


Abbildung 4.6: Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit großer Plattenanzahl ohne Kältemittelverteiler[4.6]

Ein Abschälen des Freistrahls oder eine Überversorgung des letzten Kältemittelkanals werden durch diese zweistufige Verteilung ausgeschlossen. Dadurch kann der Verdampfer mit einer geringeren Überhitzung stabil betrieben werden. Die Folgen sind eine höhere Kälteleistung und ein stabileres Regelverhalten des gesamten Verdampfersystems.

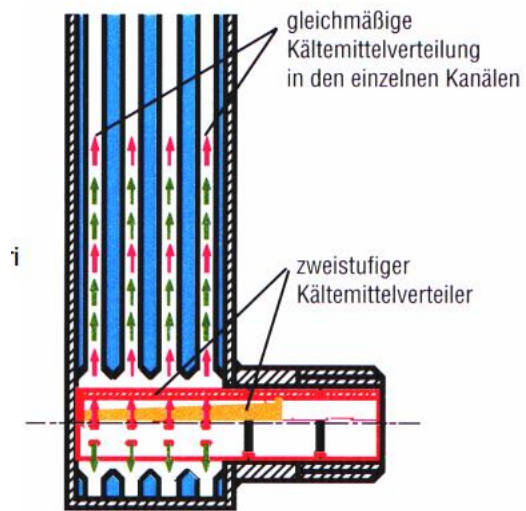


Abbildung 4.7: Zweistufiger Kältemittelverteiler für Plattenverdampfer[4.7]



Abbildung 4.8: Kältemittelverteiler[4.8]

5. Versuchsanlage für die experimentellen Arbeiten



Abbildung 5.1: Versuchsanlage

Bild 4.3 ist die Parallelprojektion von Bild 5.1

5.1 Beschreibung der Anlage



Abbildung 5.2: Kältespeicher

1. Kältwasserspeicher: Der Kältwasserspeicher ist ein Speicher, der zur Speicherung des Kältwassers und der Wärme

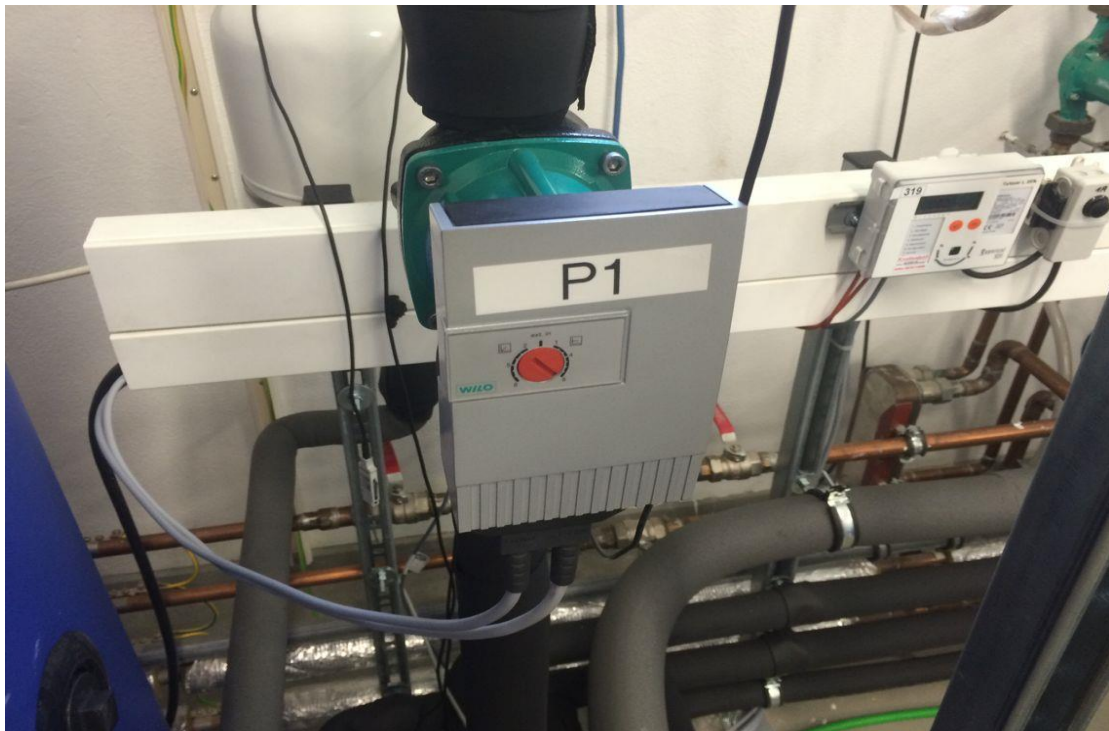


Abbildung 5.3: Umwälzpumpe

2. Umwälzpumpe: Eine Umwälzpumpe in einer Heizungsanlage ist eine Kreiselpumpe, die das erwärmte Wärmeträgermedium (Sole) zu den Heizkörpern und Hausanschlussstationen im geschlossenen Kreislauf fördert und gleichzeitig von dort die abgekühlte Sole aus dem Rücklauf wieder zurückführt, um es in der Heizung erneut zu erwärmen.



Abbildung 5.4: Expansionsventil

3. Expansionsventil: Bauteil der Wärmepumpe zwischen Verflüssiger und Verdampfer zur Absenkung des Verflüssigungsdruckes auf den der Verdampfungstemperatur entsprechenden Verdampfungsdruck. Zusätzlich regelt das Expansionsventil die Einspritzmenge des Kältemittels in Abhängigkeit von der Verdampferleistung.



Abbildung 5.5: Schauglas [5.1]

4. Schauglas: Das Schauglas ist eine Armatur, die zur Beobachtung der Strömung und zur Füllstandanzeige von Fluiden in Rohrleitungen sowie Druckbehältern



Abbildung 5.6: Magnetventil

5. Magnetventil: Ein Magnetventil ist ein Ventil, das von einem Elektromagneten betätigt wird. Abhängig von der Bauart können diese Ventile sehr schnell schalten. Magnetventile mit Wegerfassung können als Servoventile betrieben werden.



Abbildung 5.7: Liquid Line Filter Drier

6. Liquid Line Filter Drier: Liquid Line Filter Drier sind für das Waschen und Isolieren von Feststoffen entwickelt.



Abbildung 5.8: Solevorwärmer

7. Solevorwärmer: Bevor die Sole in den Verdampfer mündet, wird die Sole im Solevorwärmer vorgewärmt

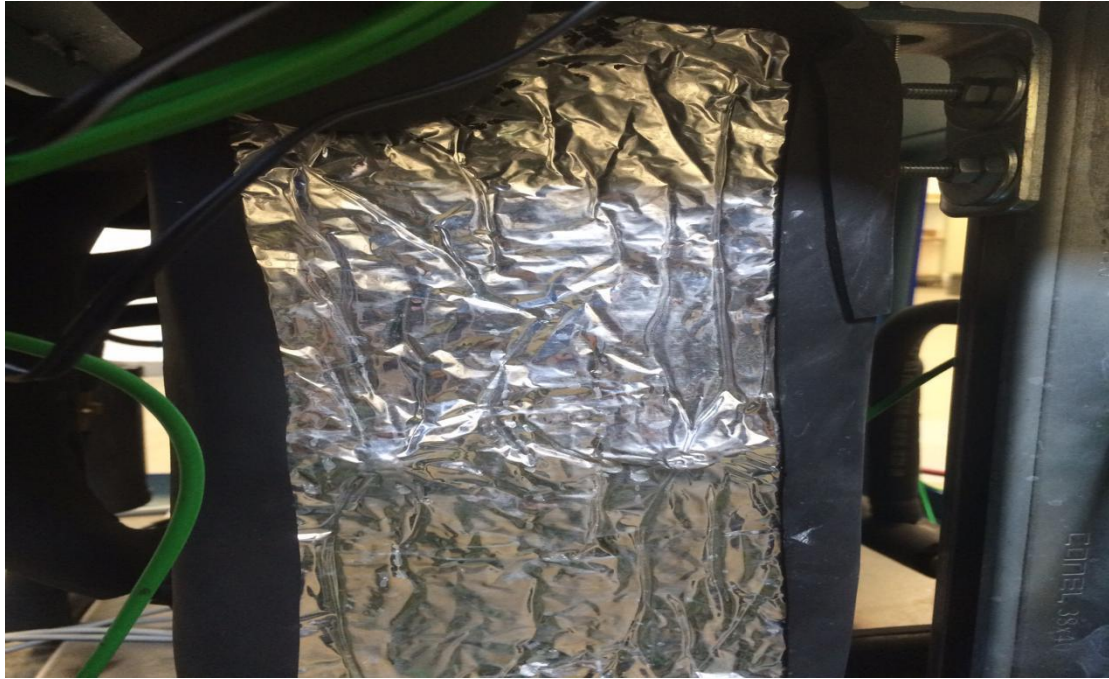


Abbildung 5.9: Verdampfer

8. Verdampfer: Im Verdampfer wird die aus der Umgebung gewonnene Wärme (Luftwärme, Erdwärme, Wasserwärme oder Abwärme) aufgenommen und an das unter niedrigem Druck stehende Kältemittel abgegeben. Das Kältemittel beginnt so zu sieden, während Druck und Temperatur bei der Verdampfung konstant bleiben.



Abbildung 5.10: Pufferspeicher

9. Pufferspeicher: Pufferspeicher sind Speicher, in denen momentan nicht benötigte überschüssige Energie von Wärmeerzeugern (Wärmepumpen) zwischengespeichert und bei Bedarf wieder an das Heizsystem abgegeben wird.



Abbildung 5.11: Wärme/Kältezähler

10. Wärme/Kältezähler: Der Zähler dient zur Messung des Durchfluß von Wasser und der Temperatur von Wasser

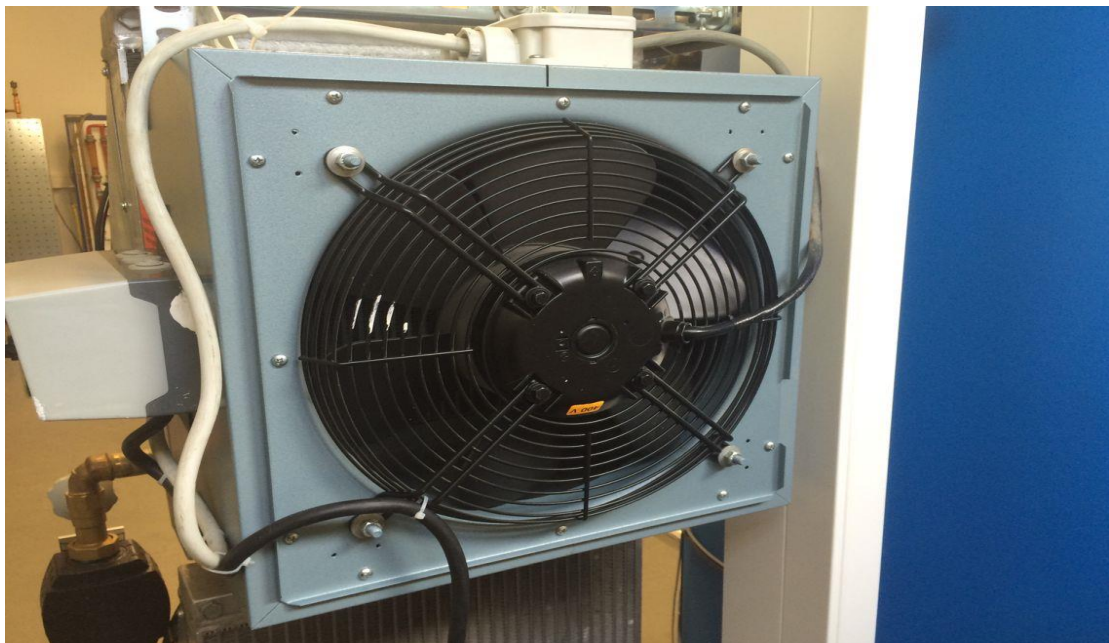


Abbildung 5.12: Ventilator

11. Ventilatoren: Um im Verflüssiger die Wärmeübertragung zu optimieren, werden Ventilatoren eingesetzt



.Abbildung 5.13: Druckmesser

12. Druckmesser: Druckmesser ist eine Messeinrichtung zur Erfassung und zum Anzeigen des physikalischen Druckes .



Abbildung 5.14: Durchflußmesser

13. Durchflußmesser: Dieser Durchflußmesser dient zur Messung des Durchflusses von Sole.



Abbildung 5.15: Scroll Kompressor
Scroll

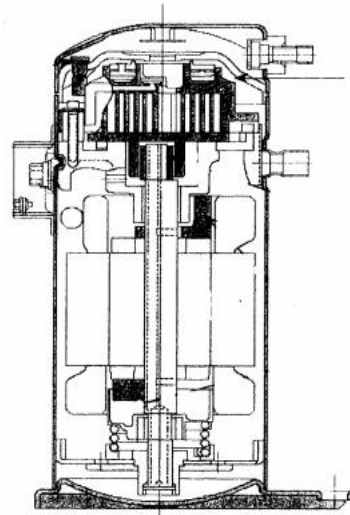


Abbildung 5.16: Schnittansicht von
Kompressor [5.2]

14. Scroll Kompressor mit R410A:

Typ	Kompressor	Stromversor- -gung	380-420V/3F/ 50HZ	LRA	98A
Herste- -ller	Copeland	Ölmenge	1,3L	Wicklungs- widerstand	0,9Ohm
Art	Scroll	Fördervolu- men	6.0m3/h	Geräusch- pegel	68dBA-1 m
Modell	ZP36KSE-TF M-522	Anschlüsse	7/8" x 1/2"	Max.Betrieb- sstrom	22A
Leistu- ng	2,9PS	Gewicht (brutto)	29,4kg	Hubvolumen	34,56 cm ³
Empfohlene Ölsumpfheizung		70W(167mm Durchm.)		Kältemittel	R410A

Tabelle 5.1 [5.3]

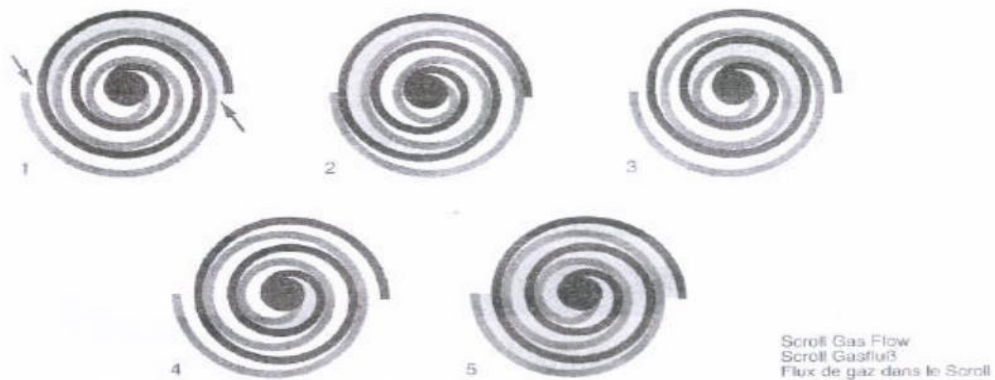


Abbildung 5.17: Scroll-Prinzip [5.4]

Bei dem Verdichten bleibt der eine Scroll stationär (fester Scroll), während man die andere Form (den umlaufenden Scroll) die erste Form umkreisen (aber nicht rotieren) läßt. Im Verlauf dieser Bewegung werden die Gastaschen zwischen den beiden Formen langsam zum Mittelpunkt der beiden Scrolls verschoben, wobei zugleich ihr Volumen abnimmt. Wenn die Tasche den Mittelpunkt der Scrollformen erreicht, wird das nunmehr unter hohem Druck stehende Gas durch einen dort angeordneten Auslaß abgeleitet. Da gleichzeitig mehrere Gastaschen verdichtet werden, ergibt sich ein sehr gleichmäßiger Prozeß. Sowohl der Ansaugvorgang (am Außenteil der Scrollelemente) als auch der Ausströmungsvorgang (am Innenteil) ist nahezu kontinuierlich.

1. Die Verdichtung entsteht durch das Zusammenwirken einer umlaufenden Spirale und einer stationären Spirale. Während die eine Spirale umläuft, tritt in die Öffnung am Außenrand Gas ein.
2. Die Einströmöffnungen schließen sich, während das Gas in die Spirale hineingezogen wird.
3. Während die Spirale weiter umläuft, wird das Gas in zwei immer kleiner werdenden Taschen verdichtet.
4. Wenn das Gas schließlich zu der in der Mitte gelegenen Öffnung gelangt, hat es den Förderdruck erreicht.
5. Tatsächlich befinden sich im Betrieb alle sechs Gastaschen in verschiedenen Verdichtungsstadien, daher sind der Ansaug- und Auslaßvorgang nahezu kontinuierlich.

6. Experimentelle Untersuchungen

6.1 Sole/Wasser-Wärmepumpe

Die Bezeichnungen von Wärmepumpen orientieren sich daran, aus welcher Wärmequelle Energie gewonnen wird und an welches Medium die erzeugte Wärme abgegeben wird. Das Wärmeträgermedium auf der Seite der Wärmequelle kann Luft, Sole oder Wasser sein (Primärseite). Die von der Wärmepumpe erzeugte Nutzwärme wird für die Gebäudeheizung an einen Heizwasserkreislauf abgegeben (Sekundärseite). Bei erdgekoppelten Wärmepumpen fließt als Wärmeträgerflüssigkeit Sole durch einen Erdwärmekollektor oder eine Erdwärmesonde. Diese Art von Wärmepumpen wird deshalb als Sole/Wasser-Wärmepumpe bezeichnet. Und das ist unsere Wärmepumpe im Versuch.

6.2 Was ist die Leistungszahl?

Die Leistungszahl ε steht für die abgegebene Heizwärmemenge im Vergleich zur aufgewendeten Antriebsleistung. Eine mögliche Leistungszahl von 5 bedeutet, dass 5-Fache der eingesetzten elektrischen Leistung in nutzbare Heizwärmeleistung umgewandelt wird. Sie wird berechnet durch:

$$\varepsilon = \frac{\text{abgegebene Wärmeleistung}}{\text{aufgenommene elektrische Leistung}} = \frac{Q}{P}$$

Die Leistungszahl ist bei Wärmepumpen immer größer als Eins, da die abgegebene Wärmeleistung immer größer ist, als die aufgenommene elektrische Leistung.

6.3 Notwendige Vorbetrachtung

Um die genauere Messdaten zu bekommen, müssen wir warten, bis alle Daten konstant sind, dann wir können die Messdaten zu protokollieren. Und es dauert etwa 1.5 Stunde. Natürlich gibt es viele Schaltungen und Absperrventile, wir müssen sicherstellen, dass alle Schaltungen und Absperrventile anmachen. Also machen wir alle Anlagen nach Ende des Versuch aus.

6.4 Die Messdaten von Versuche

Um den Zweck der Bachelorarbeit zu erreichen, wir machten eine Reihe von Versuche mit Solevorwärmer und eine Reihe von Versuche ohne Solevorwärmer. Da hier die Werte gleichzeitig abgelesen werden mussten kommt es normalerweise zu Verzögerungen, beim Ablesen der verschiedenen Werte. Dieses Problem haben wir dadurch gelöst, dass wir die Werte gleichzeitig fotografiert haben und dannach den Druck, welcher sich nur sehr langsam geändert hat.

6.4.1 Die Messdaten von den Versuche (mit Solevorwärmer)

Position	Versuch1	Versuch2	Versuch3	Versuch4	Versuch5
Sole Vorlauf	1156l/h,2.4°C	1155l/h,2.4°C	1115l/h,5.6°C	1178l/h,5.8°C	1178l/h,5.6°C
Sole angehobener Vorlauf	5.8°C	3.8°C	6.6°C	7.0°C	6.9°C
Sole nach Verdampfer	-2.5°C	-2.6°C	0.1°C	0.3°C	0.2°C
Kältemittel flüssig vor Verdampfer	-4.2°C	-4.2°C	-2.7°C	-2°C	-1.7°C

Kältemittel gasförmig nach Verdampfer	0.5°C	1°C	3.3°C	3.9°C	1.9°C
Kältemittel nach innerer Wärmetauscher	6bar,3.9°C	5.8bar,3°C	6.2bar,7°C	6.3bar,6.5°C	6.4bar,6°C
Kältemittel nach Kompressor	24bar,75°C	27.5bar,94.6°C	27.5bar,97.2°C	29bar,94°C	29.5bar,96°C
Kältemittel nach Kondensator	40°C	40°C	35°C	37°C	38°C
Kältemittel vor Expansionsventil	2°C	2°C	6°C	4°C	6.8°C
Wärmewasser raus	0.322 m ³ /h, 39°C	0.398 m ³ /h, 44°C	0.392 m ³ /h, 45.6°C	0.395 m ³ /h, 45.9°C	0.395 m ³ /h, 42°C
Heizungswasser raus	0.703 m ³ /h, 38°C	0.782 m ³ /h, 42.6°C	0.733 m ³ /h, 41°C	0.781 m ³ /h, 42.3°C	0.781 m ³ /h, 43°C
Wärmewasser rein	32°C	43.7°C	33.7°C	35.8°C	37.7°C
Heizungswasser rein	28.6°C	35.8°C	29°C	36.6°C	36.5
Oben von Pufferspeicher	48°C	57°C	58°C	54°C	58°C
Mitteloben von Pufferspeicher	38°C	43°C	44°C	42°C	43°C
Mittelunten von Pufferspeicher	35°C	35°C	37°C	35°C	36°C
Unten von Pufferspeicher	32°C	33°C	34°C	32°C	34°C
Stromverbrauch	2325w	2600w	2576w	2718w	2753w

Tabelle 6.1

6.4.2 Brechnung von Messdaten (mit Solevorwärme)

Beim Versuchspunkt 1 errechnet sich die Nutzwärme von Brauchwasser nach folgender Formel:

$$Q_{\text{Wamwasser}} = \frac{\text{Volumenstrom} \times c \times \rho \times \Delta T}{t}$$

Daraus berechne ich:

$$Q_{\text{Warmwasser}} = \frac{0.322 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (39 - 28.6)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 3907 \text{ W}$$

Und die Nutzwärme von Heizungswasser

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.703 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (38 - 32)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 4921 \text{ W}$$

Damit ergibt sich:

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Warmwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 3907 \text{ W} + 4921 \text{ W} = 8828 \text{ W}$$

Die Leistungszahl laut Nutzwärme errechnet sich nach folgender Formel:

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_{\text{ges.N}}}{P} = \frac{8828 \text{ W}}{2325 \text{ W}} = 3.8$$

Wir müssen auch die aufgenommene Wärme berechnen:

$$Q_a = \frac{1.156 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (3.3 + 2.5)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 7822 \text{ W}$$

Die Leistungszahl laut aufgenommener Wärme errechnet sich nach folgender Formel:

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Wärme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7822 \text{ W} + 2325 \text{ W}}{2325 \text{ W}} = 4.4$$

Die abgegebene Wärme von Sole (von "nach Solevorwärme" bis "nach Verdampfer") ist:

$$Q_{\text{al}} = \frac{1.156 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (5.8 + 2.5)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 11193 \text{ W}$$

Die Entropieänderung von Kältemittel in obigem Prozess:

$$\Delta h = h_{\text{nach Verdampfer}} - h_{\text{vor Verdampfer}} = 432 \text{ kJ/kg} - 198 \text{ kJ/kg} = 234 \text{ kJ/kg}$$

Daraus können wir die Masse von Kältemittel berechnen:

$$m = \frac{Q_{a1}}{\Delta h} = \frac{11.193 \text{ kJ}}{234 \text{ kJ/kg}} \approx 0.049 \text{ kg}$$

Und die angenommene Wärme von Sole im Solevorwärmer ist:

$$Q_{a2} = \frac{1.156 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (5.8 - 2.4)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} \approx 4585 \text{ W}$$

Die Entropieänderung von Kältemittel im Solevorwärmer(von “nach Kondensation” bis “nach Solevorwärmer”):

$$\Delta h_1 = \frac{Q_{a2}}{m} = \frac{4.585 \text{ kJ}}{0.049 \text{ kg}} = 93.6 \text{ kJ/kg}$$

So die Enthalpie von 40°C (die Temperatur von Kältemittel nach Kondensation):

$$h_{\text{vor Verdampfer}} + \Delta h_1 = 198 \text{ kJ/kg} + 93.6 \text{ kJ/kg} = 291.6 \text{ kJ/kg}$$

Und die Leistungszahl laut p-h-Diagramm ist:

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{472 \text{ kJ/kg} - 291.6 \text{ kJ/kg}}{472 \text{ kJ/kg} - 432 \text{ kJ/kg}} = 4.5 \quad (\text{s. Bilde a1})$$

Durch die p-h-Diagramm (Bild a1) können wir offensichtlich sehen, dass das Kältemittel nach Kondensation nicht voll kondensiert wird. Das bedeutet, am Austritt des Kondensator befinden sich das Gemisch aus Flüssigkeits- und Dampfanteilen, d.h.

das Kältemittel hat nicht voll Wärme abgegeben, und das führt zur Senkung des Leistungszahls.

Diese Erscheinung lässt den Mangel des Kältemittels klar erkennen. Deshalb müssen wir das Kältemittel im System erfüllen. Wir haben einen Tank (Bild 6.1) von Kältemittel R410a, und das dient zur Erfüllung des Kältemittel im System. Wir haben auch eine Waage (Bild 6.2), um die Masseänderung des Kältemittels im Tank zu messen.

Um die Erfüllung des Kältemittels im System sicherzustellen, außer Versuchspunkt 1 wurde der Tank des Kältemittel mit dem System jeden Versuchspunkt verbunden.



Abbildung 6.1: ein Tank von Kältemittel von R410a



Abbildung 6.2: Die Waage zur Messung der Masseänderung des Kältemittels im Tank

6.4.3 Weitere Berechnungen beim Versuchspunkt 2

Im inneren Wärmeübertrager kühlt die Flüssigkeit um:

$$\Delta T_1 = T_{\text{nach Kondensator}} - T_{\text{vor Expansionsventil}} = 40^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C} = 38^\circ\text{C}$$

Entspricht die Enthalpiendifferenz:

$$\Delta h_2 = h_{\text{nach Kondensator}} - h_{\text{vor Expansionsventil}} = 260.8 \text{ kJ/kg} - 198 \text{ kJ/kg} = 62.8 \text{ kJ/kg}$$

Das Gas erwärmt sich um:

$$\Delta T_2 = T_{\text{nach innerem WT}} - T_{\text{nach Verdampfer}} = 3^\circ\text{C} - 1^\circ\text{C} = 2^\circ\text{C}$$

Entspricht die Enthalpiendifferenz:

$$\Delta h_3 = h_{\text{nach innerem WT}} - h_{\text{nach Verdampfer}} = 432 \text{ kJ/kg} - 430 \text{ kJ/kg} = 2 \text{ kJ/kg}$$

Die aufgenommene Wärme vom Kältemittel im inneren Wärmeübertrager ist :

$$Q_k = \Delta h_3 \times m = 2 \text{ kJ/kg} \times 0.037 \text{ kg} = 74 \text{ J}$$

Nach meiner Meinung, wegen die Sole fast alle Wärme im Solevorwärmer aufgenommen hat, und das führt zur schneller Senkung der Temperatur des Kältemittels. Wenn das Kältemittel in inneren Wärmeübertrager mündet, wegen kleiner Temperaturdifferenz, hat das Kältemittel wenige Wärme im inneren Wärmeübertrager, deshalb können wir die vernachlässigen. Die andere Berechnungen und Daten sehen Sie (Anhang: die Berechnungen für Versuchspunkt 2).

Im Bild a2 können wir deutlich sehen, dass das Kältemittel voll kondensiert wird.

6.4.4 Die Messdaten von den Versuche (ohne Solevorwärmer)

Durch ein Absperrventil (Bild 6.3) können wir verhindern, dass Sole in den Solevorwärmer mündet.



Abbildung 6.3: Absperrventil für Solevorwärmer

Position	Versuch 6	Versuch 7	Versuch 8	Versuch 9
Sole Vorlauf	1178l/h,4.8°C	1168l/h,4.5°C	1168l/h,4.8°C	1170l/h,4.8°C
Sole nach Verdampfer	-0.9°C	-1.1°C	-0.7°C	-0.6°C
Kältemittel flüssig vor Verdampfer	-2.8°C	-2.9°C	-2.5°C	-2.8
Kältemittel gasförmig nach Verdampfer	2.5°C	2.4°C	2.7°C	2.8
Kältemittel nach innerer Wärmetauscher	6.2bar,21°C	6.2bar,20°C	6.2bar,21°C	6.2bar,21°C

Kältemittel nach Kompressor	28.5bar,110°C	28bar,108°C	28bar,110°C	28.5bar,110°C
Kältemittel nach Kondensator	36°C	35°C	36°C	36°C
Kältemittel vor Expansionsventil	18°C	16°C	17°C	16
Wärmewasser raus	0.394 m ³ /h, 46°C	0.394 m ³ /h, 45°C	0.394 m ³ /h, 45.5°C	0.394 m ³ /h, 46°C
Heizungswasser raus	0.778 m ³ /h, 41°C	0.776 m ³ /h, 40°C	0.776 m ³ /h, 40°C	0.780 m ³ /h, 41°C
Wärmewasser rein	36°C	35.4°C	36°C	36.1°C
Heizungswasser rein	34.6°C	33.6°C	34.3°C	34.6
Oben von Pufferspeicher	58°C	55°C	56°C	57°C
Mitteloben von Pufferspeicher	41°C	40°C	41°C	41°C
Mittelunten von Pufferspeicher	34°C	33°C	34°C	34°C
Unten von Pufferspeicher	33°C	30°C	32°C	33°C
Stromverbrauch	2660w	2620w	2646w	2658w

Tabelle 6.2

Beim Vergleich mit dem Ideale-Prozess (Bild 4.1) ist zu erkennen, dass die Temperatur im Endpunkt der Verdichtung höher ist, als die Temperatur des Verflüssigungsvorganges. Daraus ergibt sich, dass auch die Arbeitsaufnahme für den Verdichter entsprechend höher ist als beim Ideale-Prozess.

Obwohl sich der Real-Prozess (Bild a1-a9) schon ziemlich an den idealisierten Prozess (Bild 4.1) annähern lässt, ist es nicht möglich ihn vollständig nach dem zuvor beschriebenen Prinzip durchzuführen.

Eine Abweichung besteht darin, dass der Verdichter bei allen Betriebsbedingungen davor geschützt werden muss, unverdampftes flüssiges Kältemittel anzusaugen. Andernfalls könnte es durch Flüssigkeitsschläge leicht zu Schäden am Verdichter kommen. Dies kann verhindert werden, indem man die Verdichtung nicht mit Nassdampf betreibt, sondern mit ausreichender Überhitzung im Ansaugstutzen. Durch inneren Wärmetauscher können wir diese Überhitzung bei gleichzeitiger Unterkühlung der Flüssigkeit, mit einer darausresultierenden Erhöhung der

Heizleistung. Der innere Wärmetauscher zweigt dabei einen Teil der Verflüssigungswärme nach dem Verflüssiger ab und erwärmt damit das Kältemittel unmittelbar vor dem Verdichter.

7 Auswertung und Systematisierung der experimentellen Daten

Denn das Kältemittel wurde im Kondensator beim Versuchspunkt 1 nicht voll kondensiert, verlässigen wir die Messdaten vom Versuchspunkt 1.

Folgende Tabelle zeigt die Temperatur von Kältemittel.

Die Temperature von Kältemittel

Position	mit Solevorwärmer				Ohne Solevorwärmer			
	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9
vor Verdampfer	-4.2	-2.7	-2	-1.7	-2.8	-2.9	-2.5	-2.8
nach Verdampfer	1	3.3	3.9	1.9	2.5	2.4	2.7	2.8
nach innerem Wärmetauscher	3	7	6.5	6	21	20	21	21
nach Kompressor	94.6	97.2	94	96	110	108	110	110
nach Kondensator	40	35	37	38	36	35	36	36
nach Expansionsventil	2	6	4	6.8	18	16	17	16

Tabelle 7.1

Folgende Tabelle zeigt die Temperaturänderung von Sole in Versuche

Die Temperaturänderung von Sole in Versuche

Position	mit Solevorwärmer				ohne Solevorwärmer			
	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9
Vorlauf	2.4	5.6	5.8	5.6	4.8	4.5	4.8	4.8

angehobene Vorlauf	3.8	6.6	7	6.9	-	-	-	-
nach Verdampfer	-2.6	0.1	0.3	0.2	-0.9	-1.1	-0.7	-0.6

Tabelle 7.2

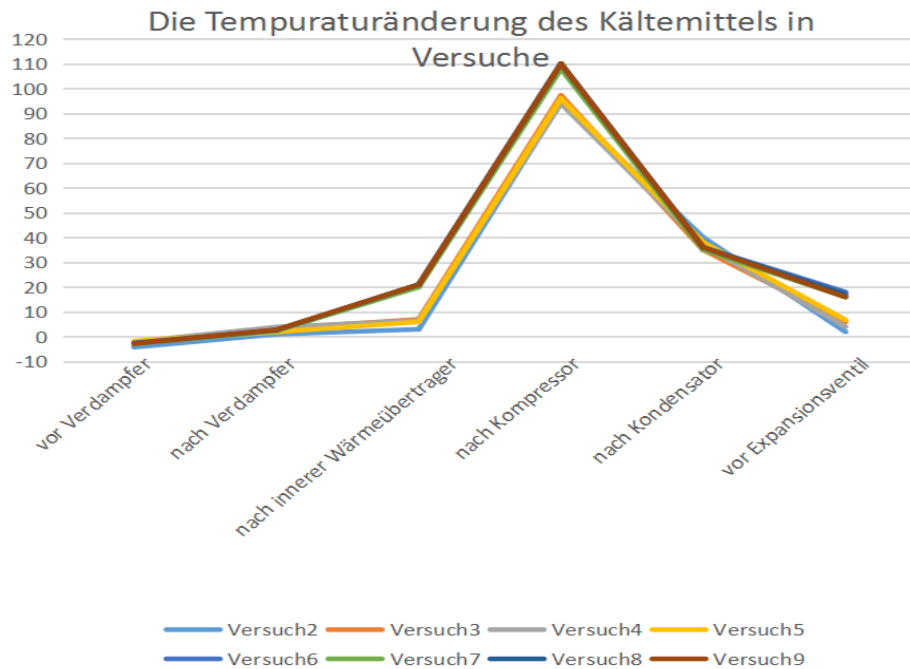


Abbildung 7.1

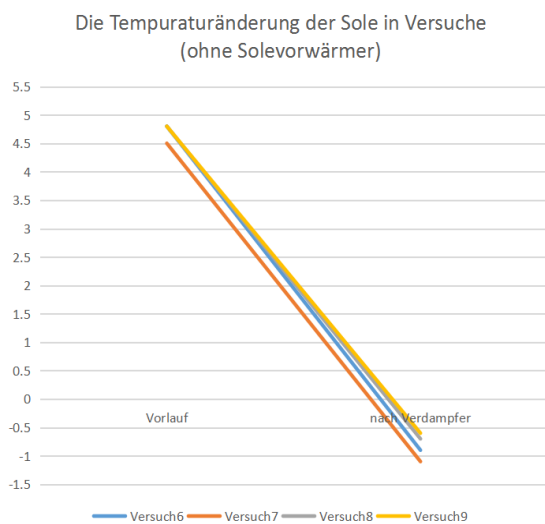


Abbildung 7.2

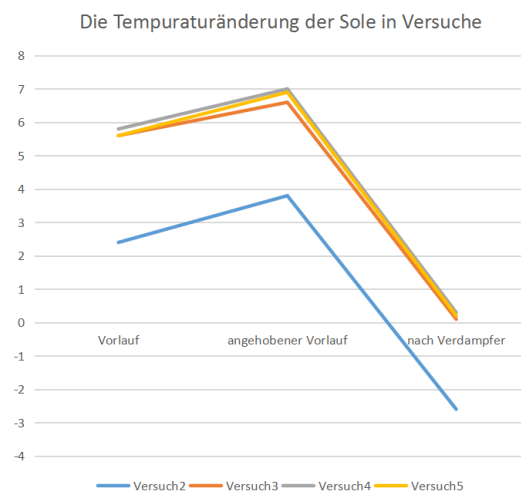


Abbildung 7.3

Durch Vergleich können wir erkennen, dass die Temperatur von Kältemittel bei den Versuche ohne Solevorwärmer größer als die bei den Versuche mit Solevorwärmer sind. Aber die Endtemperatur von Sole bei den Versuche ohne Solevorwärmer sind

kleiner als die bei den Versuche mit Solevorwärmer. Das bedeutet, dass die Sole viel Wärme von Kältemittel im Solevorwärmer aufgenommen hat. Und das führt zur wenigen abgegebenen Wärme von Kältemittel im inneren Wärmetauscher. Und wegen ohne Solevorwärmer kann Kältemittel außer Nutzwärme alle abgegebene Wärme von Sole aufnehmen.

Folgende Tabelle zeigt die abgegebene Wärme von Sole im Verdampfer

Die abgegebene Wärme von Sole im Verdampfer

Versuchspunkt mit Solevorwärmer	V2	V3	V4	V5
	6738	7154	7559	7696
Versuchspunkt ohne Solevorwärmer	V9	V8	V7	V6
	7377	7495	7631	7834

Tabelle 7.3

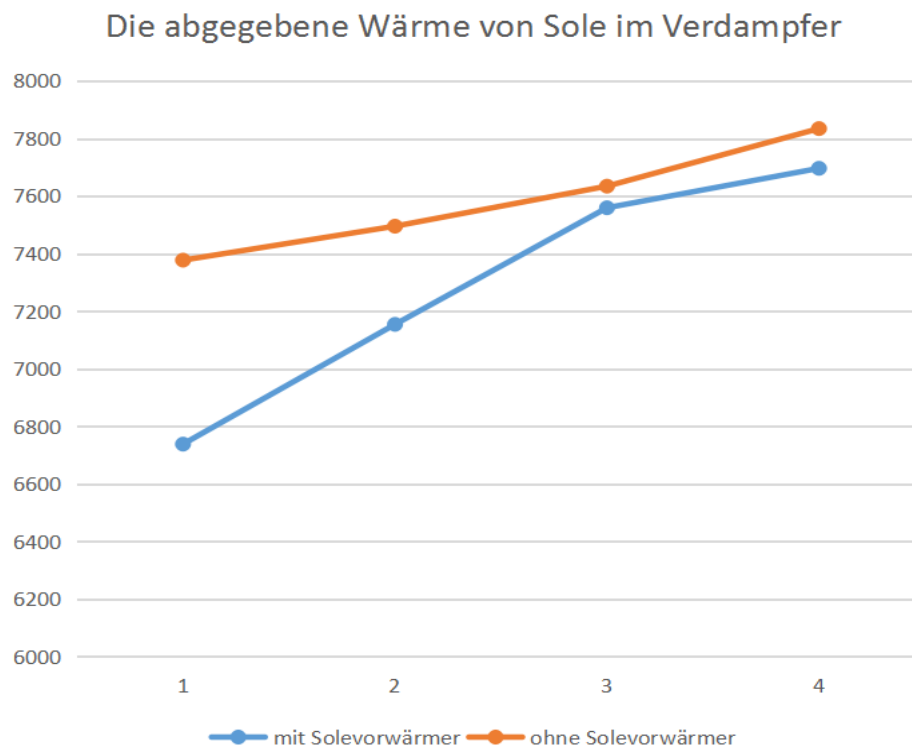


Abbildung 7.4

Aus Abbildung 7.2 ergibt sich, dass die abgegebene Wärme von Sole beim System ohne Solevorwärmer mehr als die beim System mit Solevorwärmer im Wärmepumpekreislauf sind.

Folgende Tabelle zeigt die verschiedenen Leistungszahlen

	Leistungszahl	ε_1	ε_2	ε_3	Sehe Anhang
	Versuch				
mit Solevorwärmer	2	3.5	3.6	4.7	2
	3	3.6	3.8	5.1	3
	4	3.6	3.8	4.6	4
	5	3.4	3.8	4.2	5
ohne Solevorwärmer	6	3.9	3.9	4.4	6
	7	3.9	3.9	4.4	7
	8	3.6	3.8	4.3	8
	9	3.9	3.8	4.4	9

Tabelle 7.4: Zusammenfassung der Leistungszahl

Eine Leistungszahl ε von 4 bedeutet, dass das Vierfache der eingesetzten elektrischen Leistung in nutzbare Wärmeleistung umgewandelt wird. Durch Tabelle 7.4 können wir erkennen, dass die Leistungszahl der Versuche mit Solevorwärmer größer als die der Versuche ohne Solevorwärmer.

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

Während des Lernen der Wärmepumpe habe ich die Wichtigkeit der Wärmepumpe im unserem Alltag tief erkannt. Zu gleicher Zeit, während der Experimente habe ich viel gelernt. Wenn wir die Probleme haben, wie zu analysieren, wie die Lösungen zu finden und wie die Wiederholung der Probleme in der Zukunft zu verhindern. Im diesen Verlauf sammle ich viele Erfahrungen.

Nun hat die Wärmepumpe ein sehr beliebtes Heizverfahren, und die Technologie in dieser Hinsicht ist sehr ausgereift. Wie wir die Leistungszahl der Wärmepumpe verbessern wird ein wichtiger Thema.

Bei unseren Versuche befindet sich der Solevorwärmer zwishcen Kondensator und Expansionsventil. Durch viele Experimente müssen wir darüber bestimmen, ob der Solevorwärmer die Leistungszahl verbessern kann. Offentlich, gemäß den experimentellen Daten können wir wissen, dass der Solevorwärmer die Leistungszahl der Wärmepumpe verbessert.

Aber wir haben auch ungelöste Probleme wegen der Gründe der Anlagen, z.B. durch reale Wärmepumpenprozeß im Diagramm ergibt sich, dass das Kältemittel Expansionsventil durchfloß, viel Wärme verloren hat. Obgleich wir die Maßnahme der Wärmeisolation für Rohrleitungen und Ausrüstung getroffen haben, vermeiden die Wärmeverlust nicht.

Vorteil der Wärmepumpe:

- Einsparung von Betriebskosten, bis annähernd zur Hälfte eines Alternativsystems möglich
- Einsparung von Wartungs- und Überprüfungskosten
- Einsparung der Kosten für die Errichtung von Schornstein und Bevorratung
- geringer Platzbedarf, innen wie außen
- Senkung des CO₂-Ausstoßes

8.2 Ausblick des Solevorwärmers

Mit der Entwicklung der Technik der Wärmepumpe und die große Popularität von Wärmepumpe suchen die Techniker die Methode, um die Leistungszahl zu verbessern.

Ich glaube, dass der Solevorwärmer eine gute Methode für Verbesserung der Leistungszahl wegen niedriges Kosten und einfaches Einbau ist. Er wird umfassend verwendet.

Anhang

1 Die Berechnungen für Versuchspunkt 2

$$Q_{\text{Wamwasser}} = \frac{0.398 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (44.2 - 37.7)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 3018 \text{ w}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.782 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (42.6 - 35.8)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 6203 \text{ w}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Wamwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 3018 \text{ J} + 6203 \text{ J} = 9221 \text{ J}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaerme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_{\text{ges.N}}}{P} = \frac{9221}{2600} = 3.5$$

$$Q_a = \frac{1.155 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (2.4 + 2.6)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 6738 \text{ w}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Waerme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{6738 \text{ w} + 2600 \text{ w}}{2600 \text{ w}} = 3.6$$

$$Q_{a1} = \frac{1.155 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (3.8 + 2.6)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 8624 \text{ w}$$

$$\Delta h = h_{\text{vor Verdampfer}} - h_{\text{nach Verdampfer}} = 430 \text{ kJ}/\text{kg} - 198 \text{ kJ}/\text{kg} = 232 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$m = \frac{Q_{a1}}{\Delta h} = \frac{8.624 \text{ kw}}{232 \text{ kJ}/\text{kg}} \approx 0.037 \text{ kg}$$

$$Q_{a2} = \frac{1.155 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (3.8 - 2.4)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 1887 \text{ w}$$

$$\Delta h_1 = \frac{Q_{a2}}{m} = \frac{1.887 \text{ kW}}{0.037 \text{ kg}} = 51 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{nach Kondensator}} = h_{\text{vor Verdampfer}} + \Delta h_1 = 198 \text{ kJ/kg} + 51 \text{ kJ/kg} = 249 \text{ kJ/kg}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{482 \text{ kJ/kg} - 249 \text{ kJ/kg}}{482 \text{ kJ/kg} - 432 \text{ kJ/kg}} = 4.7 \quad (\text{s. Bild a2})$$

2 Die Berechnungen für Versuchspunkt 3

$$Q_{\text{Wamwasser}} = \frac{0.392 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 \times (45.7 - 36.7)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 4116 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.733 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 \times (41 - 35)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 5131 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Wamwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 4116 \text{ W} + 5131 \text{ W} = 9247 \text{ W}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaerme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{9247 \text{ W}}{2576 \text{ W}} = 3.6$$

$$Q_a = \frac{1.115 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 \times (5.6 - 0.1)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 7154 \text{ W}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Waerme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7154 \text{ W} + 2576 \text{ W}}{2576 \text{ W}} = 3.8$$

$$Q_{a1} = \frac{1.115 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (6.6 - 0.1)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 8455 \text{ W}$$

$$\Delta h = h_{\text{vor Verdampfer}} - h_{\text{nach Verdampfer}} = 430 \text{ kJ/kg} - 195 \text{ kJ/kg} = 235 \text{ kJ/kg}$$

$$m = \frac{Q_{a1}}{\Delta h} = \frac{8.455 \text{ kW}}{235 \text{ kJ/kg}} \approx 0.036 \text{ kg}$$

$$Q_{a2} = \frac{1.164 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)} \times 1 \times 10^3 \times (6.6 - 5.6) \text{ °C}}{3600 \text{ s}} = 1300 \text{ W}$$

$$\Delta h_1 = \frac{Q_{a2}}{m} = \frac{1.3 \text{ kW}}{0.036 \text{ kg}} = 36 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{nach Kondensator}} = h_{\text{vor Verdampfer}} + \Delta h_1 = 195 \text{ kJ/kg} + 36 \text{ kJ/kg} = 231 \text{ kJ/kg}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{485 - 231}{485 - 435} = 5.1 \quad (\text{s. Bild a3})$$

3 Die Berechnungen für Versuchspunkt 4

$$Q_{\text{Wamwasser}} = \frac{0.395 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)} \times 1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 \times (45.9 - 35.8) \text{ °C}}{3600 \text{ s}} = 4654 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.781 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)} \times 1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 \times (42.3 - 36.6) \text{ °C}}{3600 \text{ s}} = 5193 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Wamwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 4654 \text{ W} + 5193 \text{ W} = 9847 \text{ W}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaeme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{9847 \text{ W}}{2718 \text{ W}} = 3.6$$

$$Q_a = \frac{1.178 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (5.8 - 0.3)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 7559 \text{ W}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Wärme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7559 + 2718 \text{ W}}{2718 \text{ W}} = 3.8$$

$$Q_{a1} = \frac{1.178 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (7 - 0.3)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 9208 \text{ W}$$

$$\Delta h = h_{\text{vor Verdampfer}} - h_{\text{nach Verdampfer}} = 430 \text{ kJ}/\text{kg} - 197 \text{ kJ}/\text{kg} = 233 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$m = \frac{Q_{a1}}{\Delta h} = \frac{9.028 \text{ kW}}{233 \text{ kJ}/\text{kg}} \approx 0.039 \text{ kg}$$

$$Q_{a2} = \frac{1.178 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (7 - 5.8)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 1650 \text{ W}$$

$$\Delta h_1 = \frac{Q_{a2}}{m} = \frac{1.65 \text{ kW}}{0.039 \text{ kg}} = 42.3 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$h_{\text{nach Kondensator}} = h_{\text{vor Verdampfer}} + \Delta h_1 = 197 \text{ kJ}/\text{kg} + 42.3 \text{ kJ}/\text{kg} = 239.3 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{485 - 239.3}{485 - 432} = 4.6 \quad (\text{s. Bild a4})$$

4 Die Berechnungen für Versuchspunkt 5

$$Q_{\text{Warmwasser}} = \frac{0.395 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (42 - 35)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 3226 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.781 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (43 - 36.5)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 5923 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Warmwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 3226 \text{ W} + 5923 \text{ W} = 9149 \text{ W}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaerme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{9149 \text{ W}}{2753 \text{ W}} = 3.4$$

$$Q_a = \frac{1.178 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (5.8 - 0.2)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 7696 \text{ W}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Waerme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7696 + 2753 \text{ W}}{2753 \text{ W}} = 3.8$$

$$Q_{a1} = \frac{1.178 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (6.9 - 0.2)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 9208 \text{ W}$$

$$\Delta h = h_{\text{vor Verdampfer}} - h_{\text{nach Verdampfer}} = 428 \text{ kJ}/\text{kg} - 198 \text{ kJ}/\text{kg} = 230 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$m = \frac{Q_{a1}}{\Delta h} = \frac{9.208 \text{ kW}}{230 \text{ kJ}/\text{kg}} \approx 0.04 \text{ kg}$$

$$Q_{a2} = \frac{1.178 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \times (6.9 - 5.6)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 1787 \text{ W}$$

$$\Delta h_1 = \frac{Q_{a2}}{m} = \frac{1.787 \text{ kW}}{0.04 \text{ kg}} = 44.7 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$h_{\text{nach Kondensator}} = h_{\text{vor Verdampfer}} + \Delta h_1 = 198 \text{ kJ}/\text{kg} + 44.7 \text{ kJ}/\text{kg} = 242.7 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{488 - 242.7}{488 - 430} = 4.2 \quad (\text{s. Bild a5})$$

5 Die Berechnungen für Versuchspunkt 6

$$Q_{\text{Warmwasser}} = \frac{0.394 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (46 - 36)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 4597 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.778 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (41 - 34.6)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 5809 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Warmwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 4597 \text{ W} + 5809 \text{ W} = 10406 \text{ W}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaeme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{10406 \text{ W}}{2660 \text{ W}} = 3.9$$

$$Q_a = \frac{1.178 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (4.8 + 0.9)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 7834 \text{ W}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Waerme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7834 \text{ W} + 2660 \text{ W}}{2660 \text{ W}} = 3.9$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{498 \text{ kJ}/\text{kg} - 265 \text{ kJ}/\text{kg}}{498 \text{ kJ}/\text{kg} - 445 \text{ kJ}/\text{kg}} = 4.4 \quad (\text{s. Bild a6})$$

6 Die Berechnungen für Versuchspunkt 7

$$Q_{\text{Warmwasser}} = \frac{0.394 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (45 - 35.4)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 4413 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.776 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (40 - 33.6)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 5794 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Warmwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 4413 \text{ W} + 5794 \text{ W} = 10207 \text{ W}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaerme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{10207 \text{ W}}{2620 \text{ W}} = 3.9$$

$$Q_a = \frac{1.168 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (4.5 + 1.1)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 7631 \text{ W}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Waerme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7631 \text{ W} + 2620 \text{ W}}{2620 \text{ W}} = 3.9$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{496 - 263}{496 - 443} = 4.4 \quad (\text{s. Bild a7})$$

7 Die Berechnungen für Versuchspunkt 8

$$Q_{\text{Warmwasser}} = \frac{0.394 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (45.5 - 36)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 4367 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.776 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (40 - 34.3)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 5160 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Warmwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 4367 \text{ W} + 5160 \text{ W} = 9527 \text{ W}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaerme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{9527 \text{ W}}{2646 \text{ W}} = 3.6$$

$$Q_a = \frac{1.168 \text{ m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 1 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3 \times (4.8 + 0.7)^\circ\text{C}}{3600 \text{ s}} = 7495 \text{ W}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Waerme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7495\text{w} + 2646\text{w}}{2646\text{w}} = 3.8$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{498 - 264}{498 - 445} = 4.3 \quad (\text{s. Bild a8})$$

8 Die Berechnungen für Versuchspunkt 9

$$Q_{\text{Wamwasser}} = \frac{0.394\text{m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{c}) \times 1 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3 \times (46 - 36.1)^\circ\text{c}}{3600\text{s}} = 4551\text{w}$$

$$Q_{\text{Heizungswasser}} = \frac{0.780\text{m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{c}) \times 1 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3 \times (41 - 34.6)^\circ\text{c}}{3600\text{s}} = 5824\text{w}$$

$$Q_{\text{ges.N}} = Q_{\text{Wamwasser}} + Q_{\text{Heizungswasser}} = 4551\text{w} + 5824\text{w} = 10375\text{w}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Nutzwaerme}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{10375}{2658} = 3.9$$

$$Q_a = \frac{1.170\text{m}^3/\text{h} \times 4.2 \times 10^3 \text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{c}) \times 1 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3 \times (4.8 + 0.6)^\circ\text{c}}{3600\text{s}} = 7371\text{w}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{aufgenommene Waerme} + \text{Stromverbrauch}}{\text{Stromverbrauch}} = \frac{Q_a + P}{P} = \frac{7371\text{w} + 2658\text{w}}{2658\text{w}} = 3.8$$

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_{\text{Heizung}}}{Q_{\text{elektronik}}} = \frac{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kondaus}}}{h_{\text{kompraus}} - h_{\text{kompein}}} = \frac{498 - 265}{498 - 445} = 4.4 \quad (\text{s. Bild a9})$$

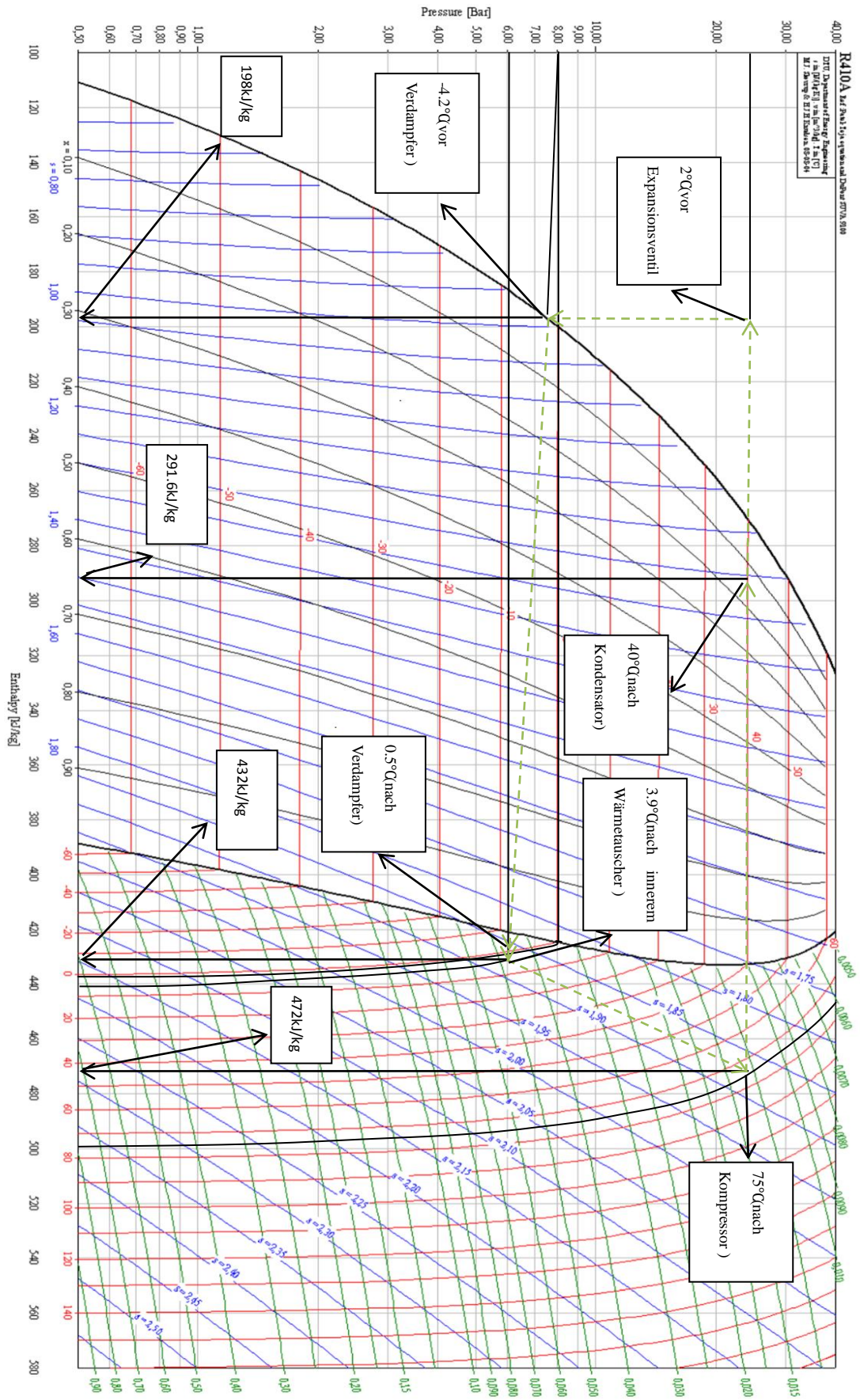


Abbildung a1: Die Messdaten von Versuchspunkt1 im p-h-Diagramm

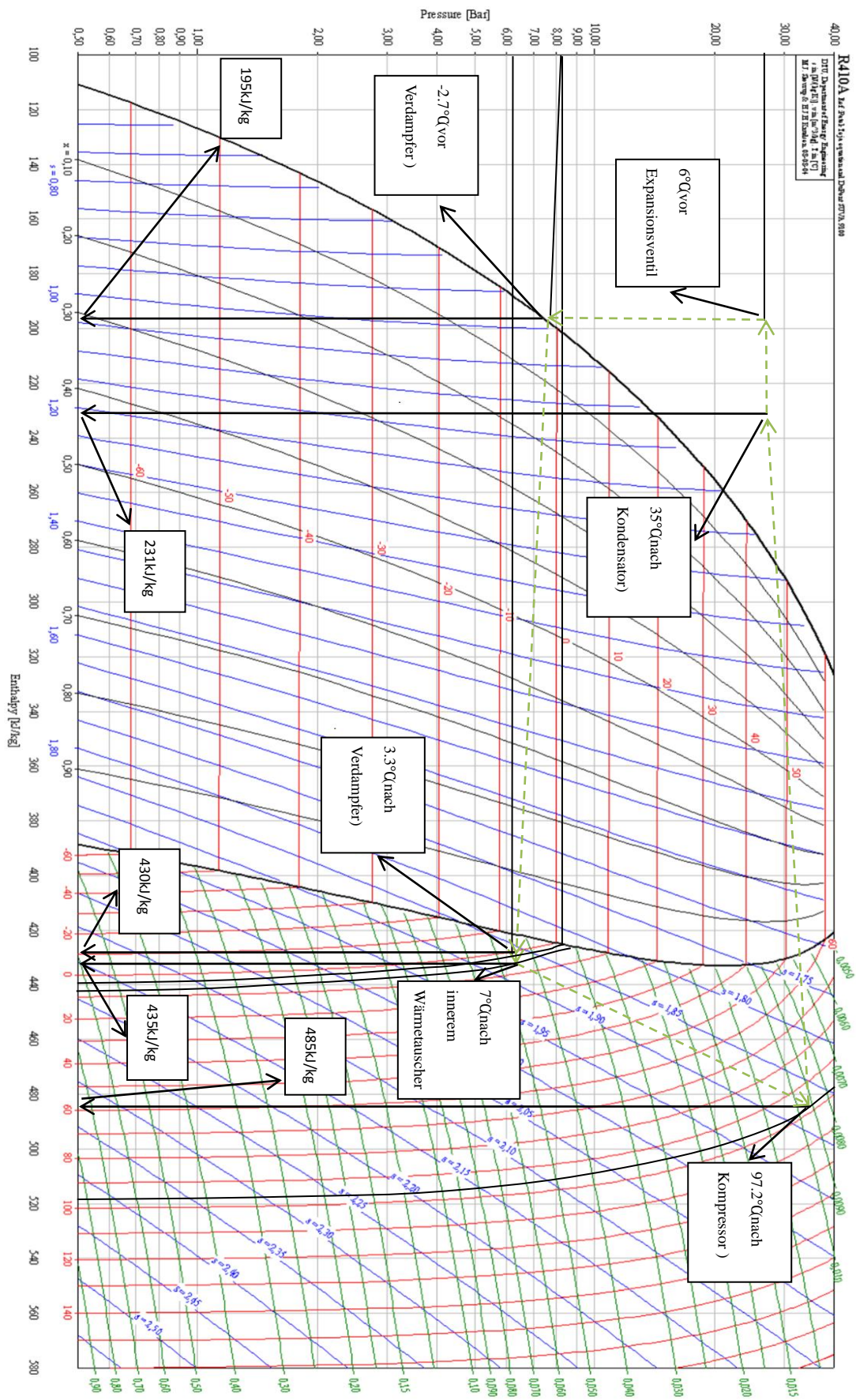


Abbildung a3: Die Messdaten von Versuchpunkt3 im p-h-Diagramm

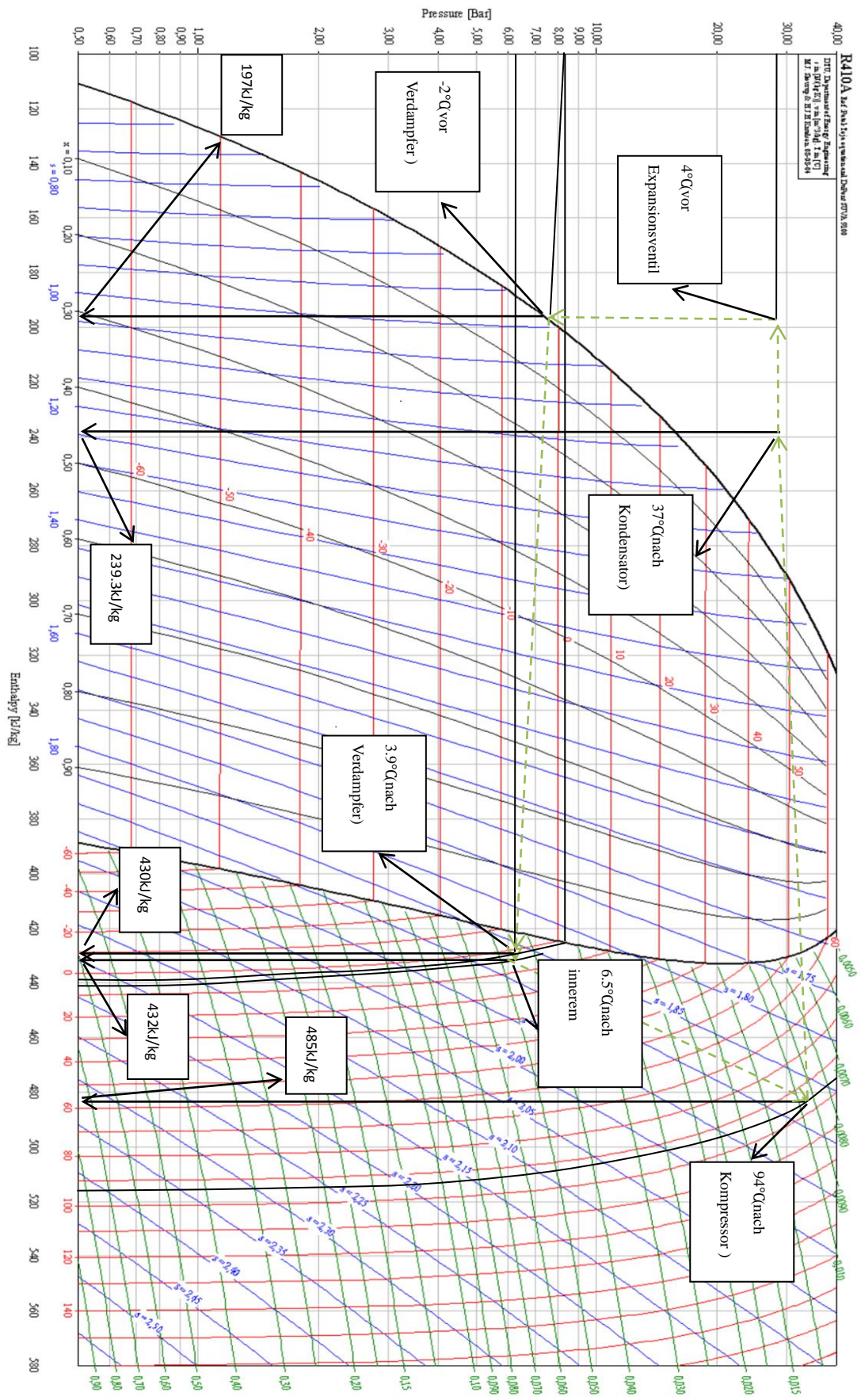


Abbildung a4: Die Messdaten von Versuchspunkt4 im p-h-Diagramm

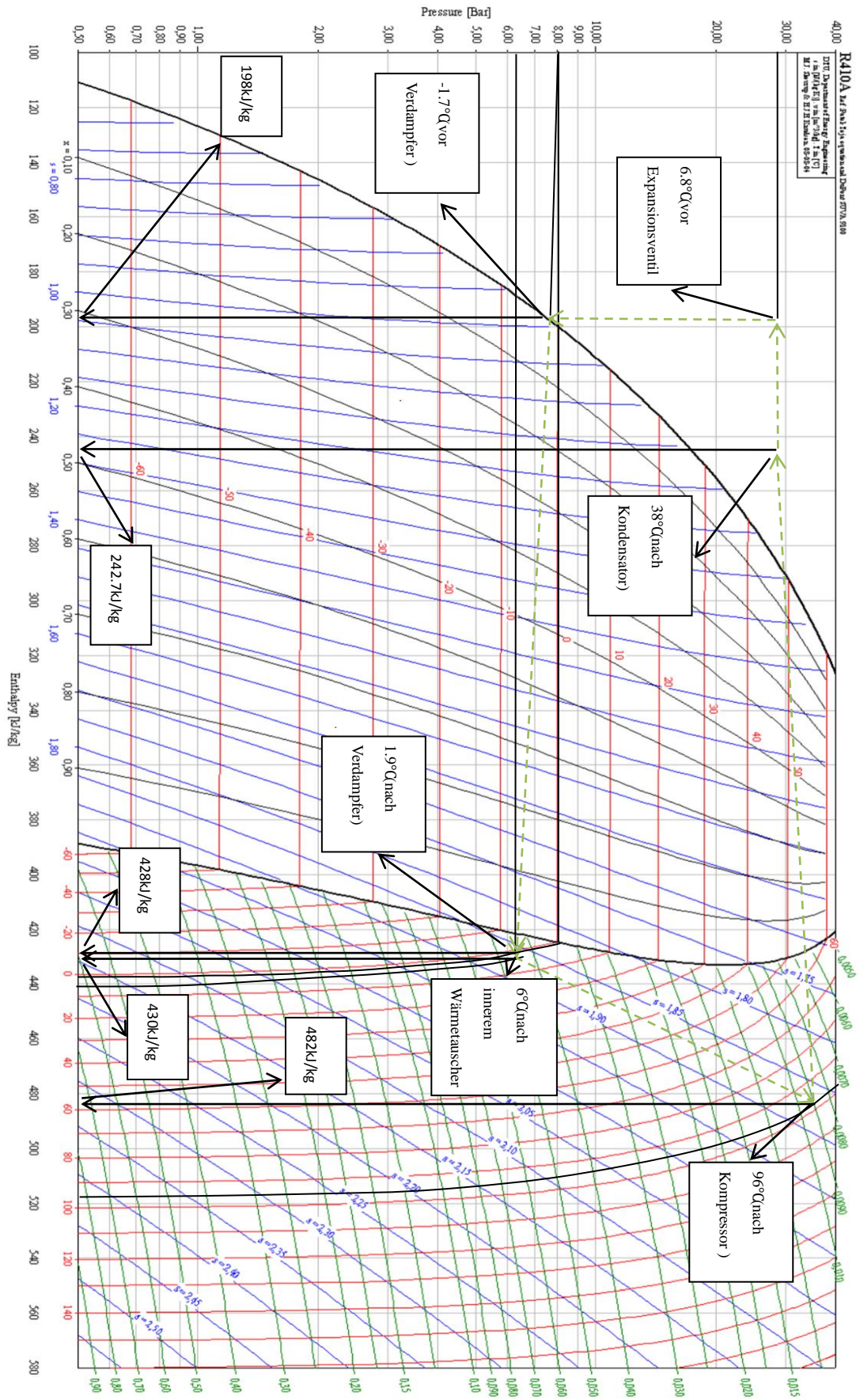


Abbildung a5: Die Messdaten von Versuchspunkt5 im p-h-Diagramm

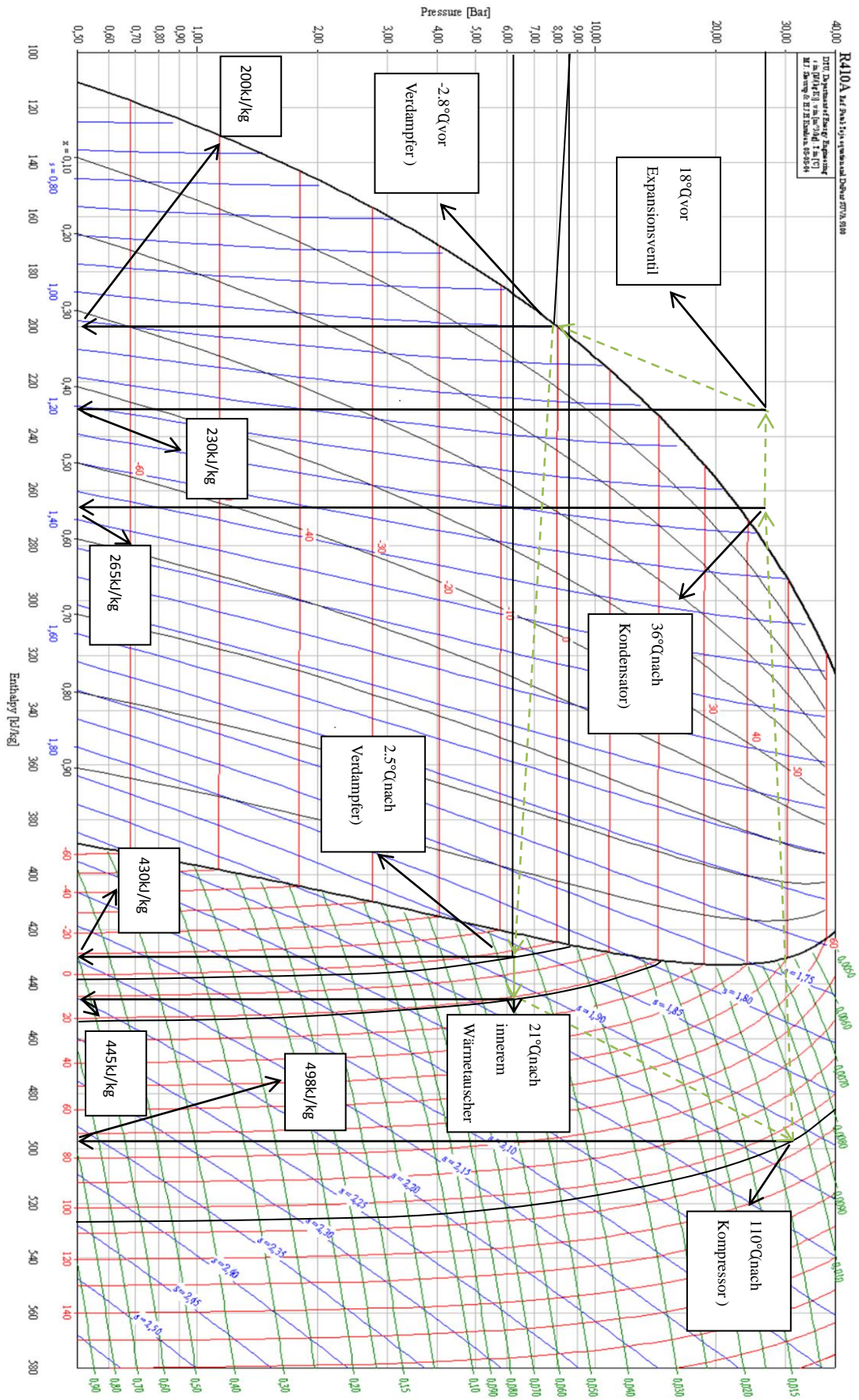


Abbildung a6: Die Messdaten von Versuchspunkt6 im p-h-Diagramm

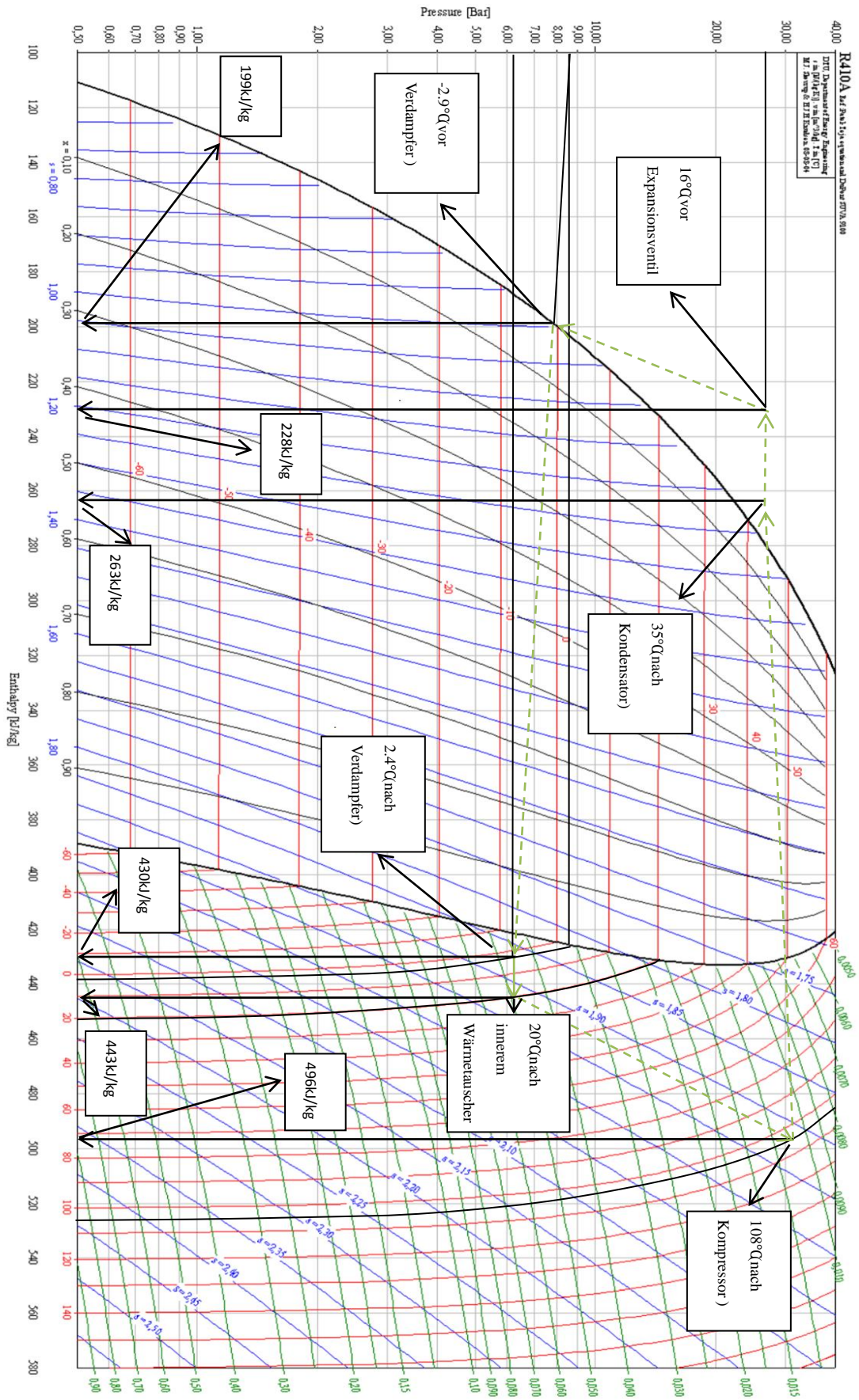


Abbildung a7: Die Messdaten von Versuchspunkt7 im p-h-Diagramm

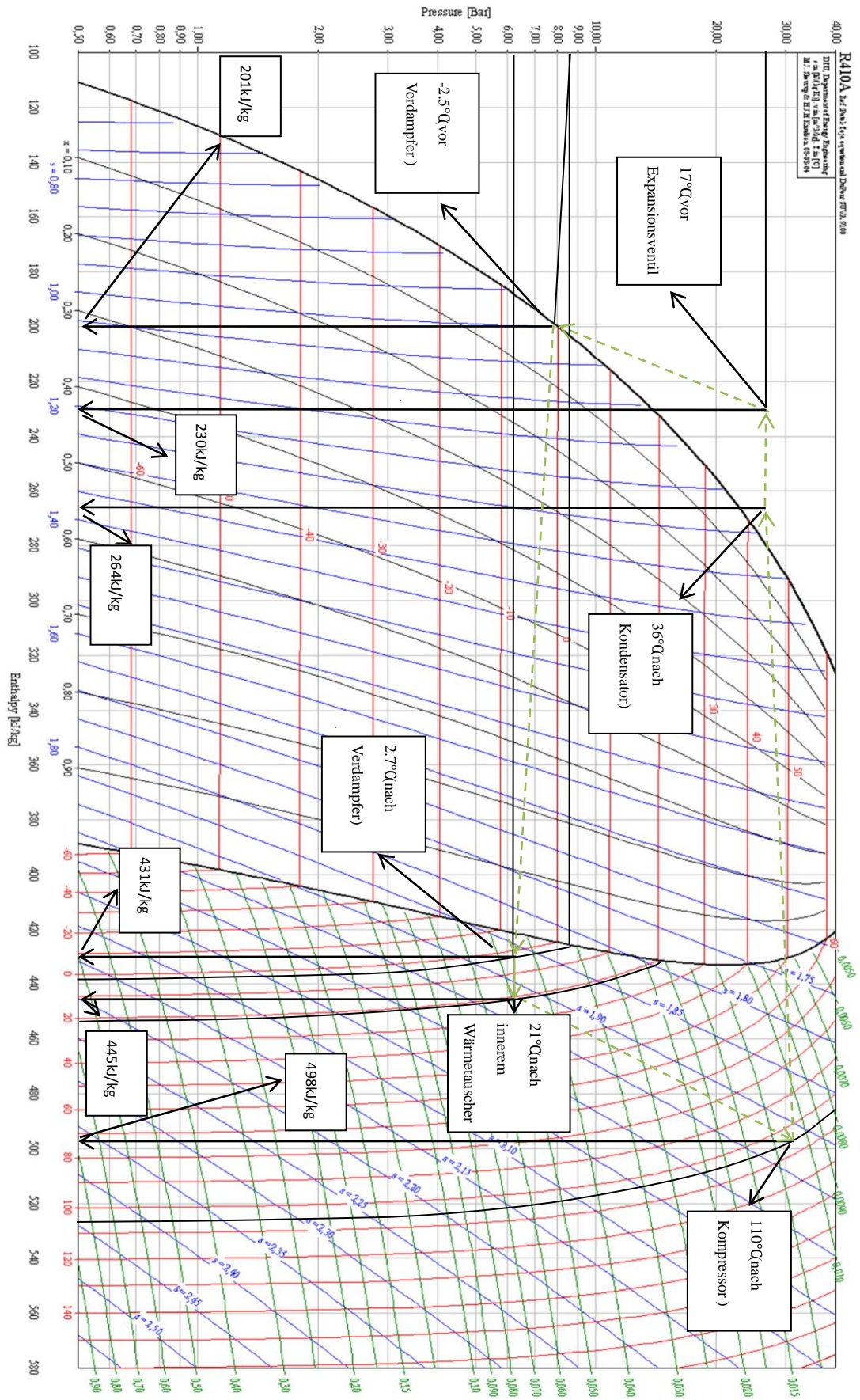


Abbildung a8: Die Messdaten von Versuchspunkt8 im p-h-Diagramm

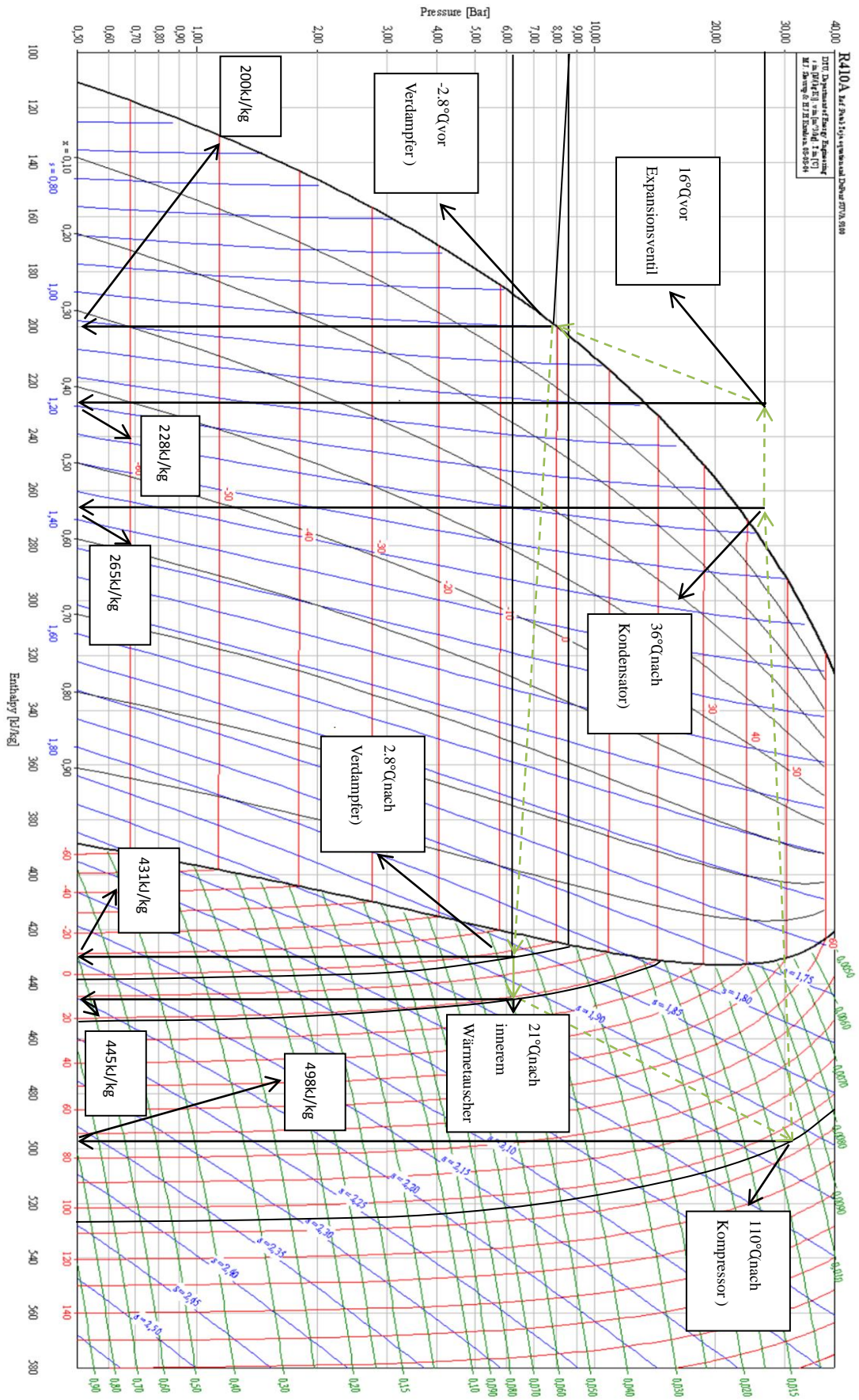


Abbildung a9: Die Messdaten von Versuchspunkt9 im p-h-Diagramm

Literaturverzeichnis

1.1 <https://de.wikipedia.org/wiki/W%C3%A4rmepumpe>

3.1 Elsner, N.: Grundlagen der technischen Thermodynamik. 6. Aufl. Berlin: Akademie-Verlag 1985

3.2 R. Yajima, K. Kita, S. Taira, N. Domniyo: R32 As a Solution for Energy Conservation and Low Emission

3.3 <https://www.google.de>

4.1 http://www.lohrconsult.de/uploads/media/Entw_R410A_01.pdf

4.2 http://www.lohrconsult.de/uploads/media/Entw_R410A_01.pdf

4.3 <https://www.google.de>

4.4 <https://www.google.de>

4.5 http://www.lohrconsult.de/uploads/media/Entw_R410A_01.pdf

4.6 http://www.lohrconsult.de/uploads/media/Entw_R410A_01.pdf

4.7 http://www.lohrconsult.de/uploads/media/Entw_R410A_01.pdf

4.8 <http://images.google.de>

5.1 <https://www.google.de>

5.2 <https://www.baidu.com>

5.3 www.dxbestande.com/verdichter-kompressor-copeland-zp36kse-tfm522-i1027066/

5.4 <https://www.google.de>

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3.1: Schematische Darstellung eines Wärmepumpenprozesses

Abbildung 4.1: idealisierter Wärmepumpenprozess (lg p-h)

Abbildung 4.2: Wärmepumpenkreisprozeß im p-h-Diagramm von R410a

Abbildung 4.3: Wärmepumpenkreisprozeß

Abbildung 4.4: Wärmekontroller

Abbildung 4.5: Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit kleiner Plattenanzahl ohne Kältemittelverteiler

Abbildung 4.6: Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit großer Plattenanzahl ohne Kältemittelverteiler

Abbildung: Zweistufiger Kältemittelverteiler für Plattenverdampfer

Abbildung 4.8: Kältemittelverteiler

Abbildung 5.1: Versuchsanlage

Abbildung 5.2: Kältespeicher

Abbildung 5.3: Umwälzpumpe

Abbildung 5.4: Expansionsventil

Abbildung 5.5: Schauglas

Abbildung 5.6: Magnetventil

Abbildung 5.7: Liquid Line Filter Drier

Abbildung 5.8: Solevorwärmer

Abbildung 5.9: Verdampfer

Abbildung 5.10: Pufferspeicher

Abbildung 5.11: Wärme/Kältezähler

Abbildung 5.12: Ventilator

Abbildung 5.13: Druckermesser

Abbildung 5.14: Durchflußmesser

Abbildung 5.15: Scroll Kompressor

Abbildung 5.16: Schnittansicht von Scroll Kompressor

Abbildung 5.17: Scroll-Prinzip

Abbildung 6.1: ein Tank von Kältemittel von R410a

Abbildung 6.2: Die Waage zur Messung der Masseänderung des Kältemittels im Tank

Abbildung 6.3: Absperrventil für Solevorwärmer

Abbildung 7.1: Die Temperature von Kältemittel

Abbildung 7.2: Die Temperaturänderung von Sole in Versuche (ohne Solevorwärmer)

Abbildung 7.3: Die Temperaturänderung von Sole in Versuche (mit Solevorwärmer)

Abbildung 7.4: Die abgegebene Wärme von Sole im Verdampfer

Abbildung a1: Die Messdaten von Versuchpunkt1 im p-h-Diagram

Abbildung a2: Die Messdaten von Versuchpunkt2 im p-h-Diagram

Abbildung a3: Die Messdaten von Versuchpunkt3 im p-h-Diagram

Abbildung a4: Die Messdaten von Versuchpunkt4 im p-h-Diagram

Abbildung a5: Die Messdaten von Versuchpunkt5 im p-h-Diagram

Abbildung a6: Die Messdaten von Versuchpunkt6 im p-h-Diagram

Abbildung a7: Die Messdaten von Versuchpunkt7 im p-h-Diagram

Abbildung a8: Die Messdaten von Versuchpunkt8 im p-h-Diagram

Abbildung a9: Die Messdaten von Versuchpunkt9 im p-h-Diagram

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Physikalische Daten von R 410A

Tabelle 4.2: Parallelprojektion von Aktoren

Tabelle 4.3: Schaltungen im Kreislauf

Tabelle 5.1: Technische Daten von Scroll Kompressor

Tabelle 6.1: Messdaten von den Versuche (mit Solevorwärmer)

Tabelle 6.2: Messdaten von den Versuche (ohne Solevorwärmer)

Tabelle 7.1: Die Temperature von Kältemittel

Tabelle 7.2: Die Temperaturänderung von Sole in Versuche

Tabelle 7.3: Die abgegebene Wärme von Sole im Verdampfer

Tabelle 7.4: Zusammenfassung der Leistungszahl