

Gemeinsames Praktikum des Fachbereichs BCI

Der Versuch gehört zum Praktikumsbereich : **Thermodynamik**

Prozessthermodynamik

TH 1 Bestimmung des Betriebsverhaltens einer Kompressionswärmepumpe

Versuchsinhalt :

- Bilanzierungsmessungen, Bestimmung der Jahresarbeitszahl
- Vermessung des thermodynamischen Prozesses
- Thermodynamische Bewertung

1. Theoretische Grundlagen

1.1 Wärmepumpen und Kältemaschinen

Wärmepumpen und Kältemaschinen werden eingesetzt, um einen Wärmestrom von einem niedrigen auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen (zu „pumpen“). Hinsichtlich der hierzu einsetzbaren thermodynamischen Prozesse gibt es keinen grundsätzlichen Unterschied zwischen beiden, vielmehr hängt die begriffliche Unterscheidung davon ab, welchen der Wärmeströme man als nutzbar betrachtet.

Soll einem Kühlraum bei einer Temperatur T_0 unterhalb der Umgebungstemperatur T_u ein Wärmestrom entzogen werden, so spricht man von einer Kältemaschine. Der abzuführende Wärmestrom wird hier i. a. als wertlos betrachtet und bei T_u (bzw. geringfügig darüber, um die Wärmeübertragung zu ermöglichen) an die Umgebung abgeführt, die sog. „Kälteleistung“ stellt den Nutzen des Prozesses dar.

Wird der gleiche Prozess dagegen so betrieben, dass er aus der Umgebung bei T_u einen thermodynamisch wertlosen Wärmestrom aufnimmt und dafür bei einer höheren Temperatur einen nutzbaren Heizwärmestrom abgibt, so spricht man von einer Wärmepumpe. Somit stellt hier also der abgegebene Wärmestrom den Nutzen dar.

1.2 Mechanische und thermische Wärmepumpen

Aus der Erfahrung ist bekannt, dass Wärmeströme spontan nur von höherer zu niedrigerer Temperatur fließen. Dies wird auch durch den 2. Hauptsatz der Thermodynamik zum Ausdruck gebracht. Fließt ein Wärmestrom \dot{Q} von einer höheren Temperatur T_h zu einer niedrigeren Temperatur T_k , so wird dabei ein Entropiestrom

$$\dot{S}_{\text{irr}} = \dot{S}_k - \dot{S}_h = \frac{\dot{Q}}{T_k} - \frac{\dot{Q}}{T_h} = \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{T_h} \right) \cdot \dot{Q} = \frac{T_h - T_k}{T_h \cdot T_k} \cdot \dot{Q}$$

produziert. Der Prozess ist damit nicht umkehrbar, was auch anhand einer exergetischen Betrachtung am Beispiel der Wärmepumpe deutlich wird: Der bei Umgebungstemperatur aufgenommene Wärmestrom ist exergielos, während der bei der Nutztemperatur T_{Nutz} abgegebene Wärmestrom einen Exergieanteil

$$\dot{E}_{\text{Nutz}} = \left(1 - \frac{T_u}{T_{\text{Nutz}}} \right) \cdot \dot{Q}_{\text{Nutz}}$$

aufweist. Diese Exergie muss dem Wärmepumpenprozess mit einem weiteren Energiestrom zugeführt werden, da sie gemäß dem 2. Hauptsatz nicht aus dem Nichts entstehen kann. Dieser zusätzliche Energiestrom kann entweder mechanische Antriebsleistung sein, die zu 100% aus Exergie besteht, oder ein Wärmestrom mit einem Exergieanteil, der höher sein muss als der des abgegebenen Nutzwärmestroms, d. h. dieser Antriebswärmestrom muss bei einer höheren als der gewünschten Nutztemperatur zur Verfügung stehen. Dementsprechend unterscheidet man Wärmepumpen mit *mechanischem* und solche mit *thermischem* Antrieb.

Zu den thermisch angetriebenen Wärmepumpen zählen die *Absorptions-* und *Adsorptionswärmepumpen*, bei denen ein Zweistoffsystem aus einer flüchtigen und einer nicht flüchtigen Komponente eingesetzt wird. Die flüchtige Komponente wird bei hohem Druck und hoher Temperatur unter Zufuhr des Antriebswärmestroms in dampfförmigem Zustand desorbiert und durchläuft anschließend einen Kondensator,

eine Entspannungs-drossel und einen Verdampfer, ähnlich wie das Arbeitsmedium einer Kompressionswärmepumpe bzw. -kältemaschine. Schließlich wird es bei niedrigem Druck wieder absorbiert bzw. adsorbiert und in diesem Zustand auf unterschiedliche Weise wieder auf den Ausgangsdruck zurückbefördert.

Weiterhin sind hier die ebenfalls thermisch angetriebenen *Vuilleumier*-Wärmepumpen zu erwähnen, die nach einem periodisch ablaufenden, dem Stirlingmotor ähnlichen Gaskreisprozess arbeiten. Hier wird Wärme nicht durch Phasenumwandlungen, sondern durch Kompression und Expansion eines Gases (meist Helium) ausgetauscht, wobei zusätzlich Wärme in Regeneratoren zwischengespeichert wird.

Diese Prozesse sollen hier nicht weiter betrachtet werden, denn Gegenstand dieses Versuches ist eine Kompressionswärmepumpe, der typische Fall einer mechanisch (bzw. elektrisch über den Kompressormotor) angetriebenen Wärmepumpe.

1.3 Kompressionswärmepumpen

Kompressionswärmepumpen arbeiten nach dem meist als „Kaltdampfprozess“ bezeichneten linksläufigen Clausius-Rankine-Prozess, bei dem aus Kostengründen i. d. R. auf eine arbeitsleistende Entspannung des kondensierten Kältemittels zugunsten einer adiabaten und damit isenthalpen Drosselung verzichtet wird (Abb. 1).

Da Kondensation und Verdampfung im Idealfall isobar verlaufen, lässt sich dieser Prozess besonders vorteilhaft im $\log p$, h -Diagramm darstellen (Abb. 2). Im Verdampfer wird der nach der Drosselung entstandene Nassdampf (Zustand 1) im Idealfall gerade vollständig verdampft (Zustand 2) und anschließend adiabat verdichtet. Dabei wird je nach Güte des Verdichters ein mehr oder weniger stark überhitzter Dampfzustand erreicht (Zustand 3). Völlig vermeiden lässt sich die Überhitzung jedoch auch bei reversibler Kompression nicht (Zustand 3'), denn die Isentropen verlaufen in diesem Diagramm stets nach rechts geneigt. Ihre Steigung ist (bei linearer Auftragung) durch die Dichte gegeben, denn es gilt

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p ds + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s dp = T ds + v dp \Rightarrow \left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_s = \frac{1}{v} = \rho$$

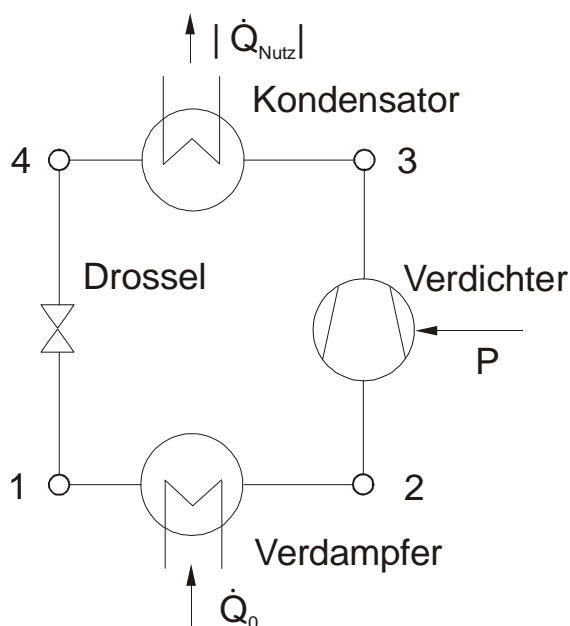


Abb. 1: Einfacher Kaltdampfprozess

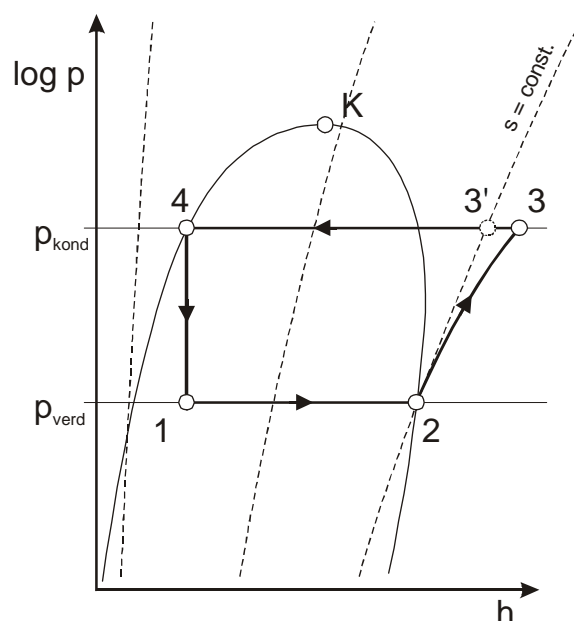


Abb. 2: Darstellung im $\log p$, h -Diagramm

Da die Dichte stetig veränderlich ist, verlaufen die Isentropen auch an den Grenzen des Nassdampfgebietes ohne Knick. Im Bereich überhitzter Dampfzustände – besonders bei niedrigen Drücken – sind sie stärker nach rechts geneigt als im Gebiet unterkühlter Flüssigkeitszustände, wo sie fast senkrecht verlaufen und kaum von den Isenthalpen zu unterscheiden sind. Somit ist die isenthalpe Drosselung von Flüssigkeiten nur mit geringen thermodynamischen Verlusten verbunden, die von Gasen oder Dämpfen geringer Dichte dagegen mit hohen. Daher wird auch bei Leitungen für gasförmige Medien in der Technik wesentlich mehr Wert auf eine strömungstechnisch günstige Gestaltung gelegt als bei Flüssigkeitsleitungen.

Die Temperatur des überhitzten Dampfes am Verdichteraustritt ist die höchste im gesamten Kreislauf. Der Verdichter ist somit das thermisch am stärksten beanspruchte Bauteil und wird daher i. d. R. durch einen eingebauten Übertemperaturschutz abgesichert. Der Dampf wird im Kondensator zunächst auf die Taulinie abgekühlt (in der Kältetechnik spricht man von „Enthitzung“) und anschließend kondensiert. Wegen der anfänglichen Überhitzung ist es bei Gegenstromführung des Kreislaufmediums (hier also des Heizungswassers) u. U. möglich, dessen Austrittstemperatur (die sog. Heizungsvorlauftemperatur) über die Kondensationstemperatur des Kältemittels hinaus anzuheben. Umgekehrt kann das austretende Kondensat bei entsprechend niedriger Rücklauftemperatur auch unter die Siedetemperatur unterkühlt werden.

Für den Idealprozess nach Abb. 2 wird jedoch angenommen, dass das Kondensat im Zustand 4 flüssig siedend ist und von dort durch das Drosselventil in das Nassdampfgebiet hinein auf den Verdampfendruck entspannt wird (Zustand 1).

Die Prozessdarstellung im $\log p, h$ -Diagramm bietet u. a. den praktischen Vorteil, dass alle spezifischen Energiemengen, d. h. die im Verdampfer aufgenommene Umgebungswärme q_u , die im Kondensator abgegebene Heizwärme q_{nutz} und die erforderliche Antriebsarbeit w_t für den Verdichter, unmittelbar als Strecken auf der Abszisse abgegriffen werden können, denn es gilt nach dem ersten Hauptsatz für stationäre Fließprozesse bei Vernachlässigung kinetischer und potentieller Energien

$$q_u = h_2 - h_1 \quad ; \quad |q_{\text{nutz}}| = h_3 - h_4 \quad ; \quad w_t = h_3 - h_2$$

Damit lässt sich auch die Leistungszahl der Wärmepumpe ε_{WP} leicht ermitteln. Sie ist wie üblich als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand definiert:

$$\varepsilon_{\text{WP}} = \frac{|q_{\text{nutz}}|}{w_t} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$$

Sie ist im Gegensatz zur Leistungszahl der Kältemaschine stets > 1 , solange eine positive Kälteleistung vorliegt, d. h. solange der Verdichter nicht seine Pumpgrenze erreicht und damit der umlaufende Massenstrom null wird. Dies muss wegen der Überhitzungsgefahr auf jeden Fall vermieden werden, so dass das Druckverhältnis und damit indirekt auch der sog. „Temperaturhub“ $T_w - T_k$ nach oben begrenzt sind.

Zur Bewertung des realen Wärmepumpenprozesses vergleicht man die tatsächliche Leistungszahl mit derjenigen des reversiblen, linksläufigen Carnot-Prozesses,

$$\varepsilon_{\text{WP,rev}} = \frac{T_w}{T_w - T_k} = 1 + \frac{T_k}{T_w - T_k} = 1 + \varepsilon_{\text{KM,rev}}$$

Häufig wird hierzu der sog. Gütegrad g verwendet, der als Quotient aus realer und idealer Leistungszahl definiert ist:

$$g = \frac{\varepsilon_{WP}}{\varepsilon_{WP,rev}}$$

Er kann z. B. als der Bruchteil der Heizleistung der reversiblen Wärmepumpe verstanden werden, den die reale Wärmepumpe bei gleicher Antriebsleistung erbringt.

An der Gleichung für die reversible Leistungszahl lässt sich weiterhin ablesen, dass diese umso größer ist, je geringer der Temperaturhub und je höher die kalte Wärmequellentemperatur ist. Beides ist beim Betrieb der Wärmepumpe zu berücksichtigen.

2 Ausführung und Betrieb einer Kompressionswärmepumpe

2.1 Abweichungen vom idealen Kaltdampfprozess

Die einzige bereits genannte Abweichung vom Idealprozess ist die nicht isentrope, irreversible Verdichtung 2 – 3 (s. Abb. 2). Weiterhin sind hier Wärmeverluste über den (tatsächlich nicht völlig adiabaten) Verdichter und die Hochdruckleitung zum Kondensator zu nennen. Sie fließen bei der vorliegenden, in einer Schaumstoffbox gekapselten Anlage letztlich doch weitgehend dem Heizkreislauf zu, soweit sie nicht an die auch in der Box verlaufenden, mangels Isolierung ebenfalls nicht adiabaten Leitungen des kalten Prozesses übertragen werden und so die theoretische Kälteleistung reduzieren. Alle diese Verluste sind jedoch als eher gering zu bewerten.

Weitere Abweichungen vom Idealprozess, die allerdings nicht zwingend mit thermodynamischen Nachteilen verbunden sind, sondern sogar die Prozessleistung erhöhen können, sind zum einen die zum Schutz des Verdichters vor Flüssigkeitstropfen erforderliche Überhitzung im Zustand 2 sowie die für einen ordnungsgemäßen Betrieb des Drosselventils nötige leichte Unterkühlung des Kondensats im Zustand 4.

Ersteres wird durch ein geregeltes Drosselventil erreicht, dessen prinzipieller Aufbau in Abb. 3 dargestellt ist. (Die Funktionsweise des Ventils wird nicht abgefragt!) Ein mit Kältemittel gefüllter, thermisch an die Saugleitung des Verdichters gekoppelter Temperaturfühler (links) wird über eine Kapillare an den Raum oberhalb der Steuermembrane für die Ventilspindel angeschlossen. Bei der gewünschten Überhitzung von einigen K stellt sich in diesem (dunkelgrau dargestellten) Raum ein Phasengleichgewichtsdruck ein, der leicht über dem Verdampferdruck liegt. Auf die Unterseite der Membran wird nun über eine weitere Leitung der in der Saugleitung des Verdichters (also hinter dem Verdampfer) herrschende Druck geführt. Trotz der räumlichen Nähe wird hier nicht der Druck unmittelbar hinter dem Ventil (im hellgrau dargestellten Bereich) verwendet, da dieser aufgrund von Druckverlusten im Verdampfer stärker schwankt und regelungstechnische Instabilitäten bewirken würde.

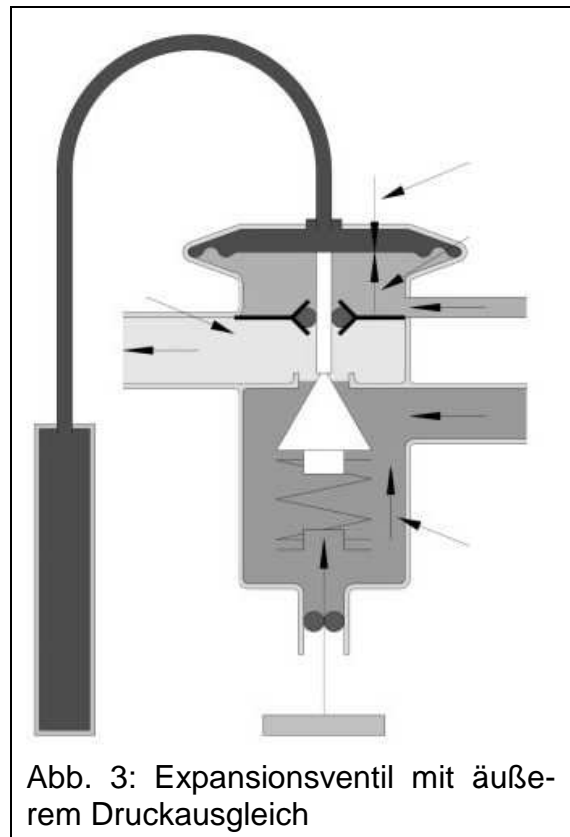


Abb. 3: Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich

Die Druckdifferenz führt zu einer Öffnung des Ventils entgegen der eingestellten Federspannung und damit zu einem kontrollierten Kältemittelzufluss zum Verdampfer. Steigt die Überhitzung, so wächst der Druck oberhalb der Membran, das Ventil öffnet weiter, und es strömt mehr Kältemittel in den Verdampfer. Bei zu geringer Überhitzung wird der Zufluss umgekehrt reduziert.

Durch die Unterkühlung des Kältemittels im Zustand 4 wird sichergestellt, dass nur Flüssigkeit durch das Expansionsventil strömt, denn nur so wird der erforderliche Massenstrom des Kältemittels erreicht. Wird Dampf mitgerissen, so ist bei gleichem Volumenstrom der Massenstrom erheblich geringer, die Überhitzung am Verdichtereintritt wird zu groß, und die Wärmepumpe erreicht nicht die gewünschte Leistung.

Sichergestellt wird die Unterkühlung durch eine ausreichende Kältemittel-Füllmenge, was dazu führt, dass sich im unteren Teil des Kondensators stets hinreichend flüssiges Kältemittel sammelt und dort durch den im Gegenstrom eintretenden Heizungsrücklauf unterkühlt wird. In bestimmten – insbesondere auch instationären – Betriebszuständen ist jedoch bei der vorliegenden Versuchsanlage eine ausreichende Unterkühlung nicht immer gewährleistet. Dies kann an einem vor dem Expansionsventil angeordneten Schauglas beobachtet und in gewissen Grenzen toleriert werden. Ein zu großer Dampfblasenanteil im Schauglas deutet auf Kältemittelverluste durch Leckagen hin.

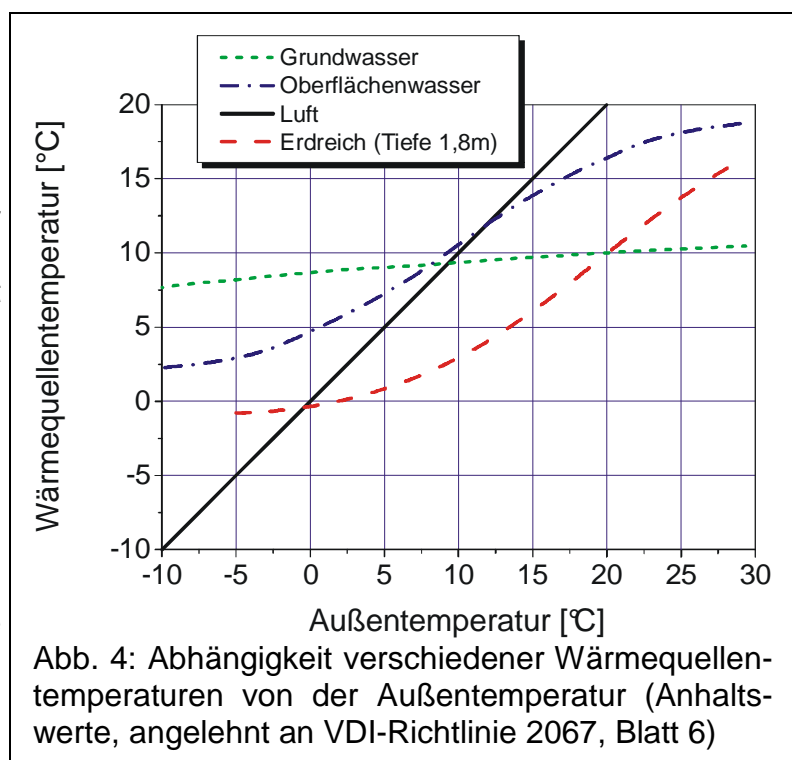
2.2 Einbindung der Wärmepumpe in das Heizungssystem

2.2.1 Die „kalte Seite“ der Wärmepumpe

Bei der Einbindung der Wärmepumpe in das Heizungssystem muss sowohl die „kalte Seite“, auf der die Umweltwärme aus der Umgebung aufgenommen wird, als auch die „warme Seite“, auf der die Nutzwärme an das Heizungssystem abgegeben wird, betrachtet werden.

Die Umgebungswärme kann verschiedenen Wärmequellen entzogen werden, wobei im wesentlichen die Außenluft, Grund- und Oberflächenwasser sowie das Erdreich in Betracht kommen. Luft ist zwar ohne größeren Aufwand überall verfügbar, jedoch ist die Lufttemperatur gerade an kalten Tagen die niedrigste Wärmequellentemperatur.

Abb. 4 zeigt zum Vergleich typische Verläufe der anderen Wärmequellentemperaturen, die allerdings auch von der Zeitdauer abhängig sind, während der eine bestimmte Außentemperatur vorliegt, und daher nur als Durchschnittswerte zu verstehen sind.



Da der Verdichter einen (theoretisch) konstanten Volumenstrom ansaugt und wegen des fallenden Verdampferdruckes somit der Kältemittel-Massenstrom zurückgeht, fällt bei allen Kompressionswärmepumpen die Heizleistung bei sinkender kalter Temperatur deutlich ab. Hinzu kommt der mit wachsendem Druckverhältnis abnehmende volumetrische Verdichtervirkungsgrad, ein Effekt, der durch die an kalten Tagen erforderliche höhere Heizungsvorlauftemperatur noch verstärkt wird. So besitzt die vorliegende Versuchsanlage bei den Standard – Betriebsbedingungen 0°C Soleeintritts- und 35°C Heizungsvorlauftemperatur eine Nenn-Heizleistung von 6,0 kW bei einer elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters von 1,4 kW und erreicht so (ohne Berücksichtigung von Hilfsaggregaten wie z. B. den Umwälzpumpen) eine Leistungszahl von ca. 4,3. Bei einer Soleeintrittstemperatur von -5°C und einer Vorlauftemperatur von 55°C beträgt die Heizleistung lediglich noch 4,9 kW bei 1,9 kW elektrischer Leistungsaufnahme. Die Leistungszahl sinkt damit auf 2,6.

Berücksichtigt man den Wirkungsgrad der Stromerzeugung in herkömmlichen Wärmekraftwerken sowie alle Übertragungs- und Umwandlungsverluste, so ist unter diesen Bedingungen eine Direktheizung mit fossilen Brennstoffen energiewirtschaftlich bereits sinnvoller. Da die Wärmepumpe bei noch größeren Temperaturhuben wegen der bei zu geringem Massenstrom drohenden Überhitzung des Verdichters ohnehin nicht mehr betrieben werden sollte, ist bei Luft als Wärmequelle eine Zusatzheizung unverzichtbar. Man spricht hier auch von „bivalentem“ Betrieb der Wärmepumpe.

Deshalb wird Luft als Wärmequelle nur dann verwendet, wenn es – z. B. bei Nachrüstungen von Altbauten – keine andere Möglichkeit gibt. Am Vorteilhaftesten ist sicherlich Grund- und Oberflächenwasser, wobei letzteres jedoch nur selten verfügbar ist und die Nutzung von beidem zudem oft an der wasserrechtlichen Genehmigung scheitert. Die Nutzung des Erdreiches ist dagegen über flächig verlegte Erdkollektoren oder auch Erdsonden verhältnismäßig leicht möglich und wird daher oft praktiziert. Als Übertragungsmedium kommt hier i. d. R. eine frostsichere Ethylenglykol-Wasser-Mischung zum Einsatz¹, die auch in dieser Versuchsanlage verwendet wird.

2.2.2 Die „warme Seite“ der Wärmepumpe

Wie schon zuvor deutlich wurde, ist zur Maximierung der Leistungszahl neben einer möglichst hohen Wärmequellentemperatur ein geringer Temperaturhub und somit eine möglichst niedrige Heizungsvorlauftemperatur wünschenswert. Die besten Voraussetzungen bieten hier Warmwasser-Fußbodenheizungen, die typischerweise mit 40°C Vorlauf- und 30°C Rücklauftemperatur im Nennlastzustand (d. h. bei einer Außentemperatur von -15°C) betrieben werden. In den statistisch wesentlich häufigeren Teillastzuständen mit höherer Außentemperatur werden diese Temperaturen entsprechend den Erfordernissen über die Regelung der Heizungsanlage weiter abgesenkt, wie in Abb. 4 dargestellt.

Allerdings sind Fußbodenheizungen selbst im Neubaubereich keineswegs die Regel, so dass – insbesondere im Hinblick auf die Nachrüstbarkeit in vorhandener Bausubstanz – auch der Betrieb der Wärmepumpe mit einer Niedertemperatur-Radiatoreheizung von besonderem Interesse ist und Gegenstand einer Bewertung sein sollte. Hier sind im Nennlastfall Vor- und Rücklauftemperaturen von 55°C bzw. 45°C die Regel, ebenfalls mit entsprechender Absenkung im Teillastbereich (s. Abb. 4).

¹ Die Bezeichnung „Sole“ für dieses Gemisch ist somit chemisch eigentlich falsch, aber dennoch in der Heizungs- und Wärmepumpentechnik so verbreitet, dass sie auch hier verwendet wird.

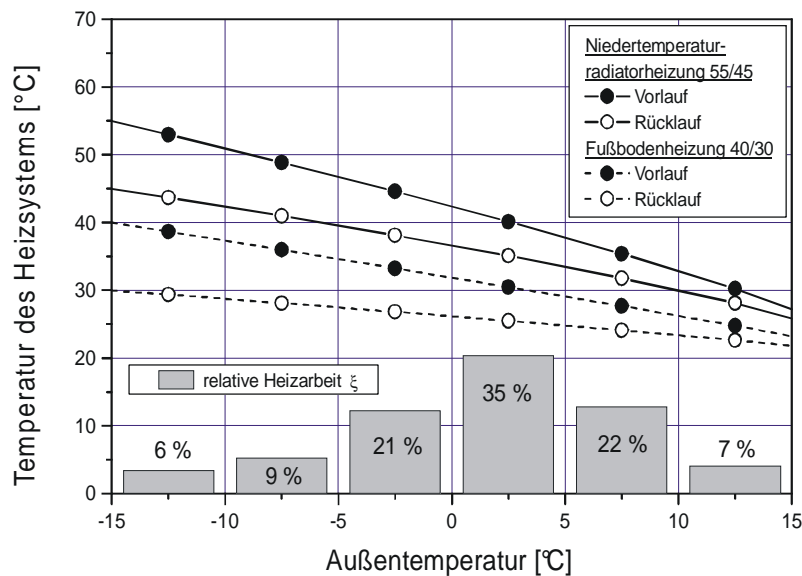


Abb. 5 Verlauf der erforderlichen Heizkreistemperaturen über der Außentemperatur für Niedertemperatur-Heizungssysteme (Quelle: VISSMANN-Fachreihe Nr. 6)

Zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit eines Heizungssystems – hier also der Wärmepumpe – ist nun von entscheidender Bedeutung, welcher Anteil des gesamten jährlichen Heizwärmebedarfs jeweils bei welcher Außen- und damit auch Heizungs- und Rücklauf-temperatur benötigt wird. Hierzu werden statistische Daten benötigt, die in Form von sog. „Jahresdauerlinien“ für verschiedene Orte und Regionen Deutschlands wie auch anderer Staaten verfügbar sind. Es handelt sich hier um stetige Summenhäufigkeitskurven, die den kumulativen, ober- bzw. unterhalb einer bestimmten Außentemperatur benötigten Jahreswärmebedarf angeben.

Zur Begrenzung des Versuchsaufwandes wurden aus einer repräsentativen Jahresdauerlinie die jeweiligen Anteile des Jahreswärmebedarfs (man spricht hier von der „relativen Heizarbeit“) für 6 Temperaturintervalle von jeweils 5 K ermittelt und in Abb. 5 aufgenommen. Damit kann aufgrund von sechs Messungen bei der jeweils mittleren Intervalltemperatur die über das Jahr gemittelte Leistungszahl der Wärmepumpe – die sog. „Jahresarbeitszahl“ β_a – in guter Näherung bestimmt werden:

$$\beta_a = \frac{|Q_{\text{Nutz, ges}}|}{W_{\text{el, ges}}}$$

Die gesamte, während eines Jahres elektrisch zuzuführende Antriebsarbeit $W_{\text{el, ges}}$ ergibt sich dabei näherungsweise aus den relativen Heizarbeiten ξ_i und den ermittelten Leistungszahlen ε_i in den jeweiligen Temperaturintervallen:

$$W_{\text{el, ges}} = \sum W_{\text{el, i}} = \sum \frac{Q_{\text{Nutz, i}}}{\varepsilon_i} = |Q_{\text{Nutz, gesamt}}| \cdot \sum \frac{\xi_i}{\varepsilon_i}$$

Damit erhält man dann schließlich für die Jahresarbeitszahl

$$\beta_a = \frac{1}{\sum_i \frac{\xi_i}{\varepsilon_i}}$$

Ein weiterer wichtiger, für Wärmepumpen allerdings wegen des oft hohen Temperaturhubes unvorteilhafter Betriebszustand des Heizungssystems ist i. d. R. die Warmwasserbereitung, die ganzjährig erfolgt und deshalb einer anderen Häufigkeitsverteilung unterliegt als der Heizwärmebedarf. Sie kann analog als „relative Trinkwasserarbeit“ bezeichnet werden und ist in Abb. 6 dargestellt. Die Bestimmung einer Jahresarbeitszahl für diesen Fall kann damit ebenfalls nach obiger Gleichung erfolgen.

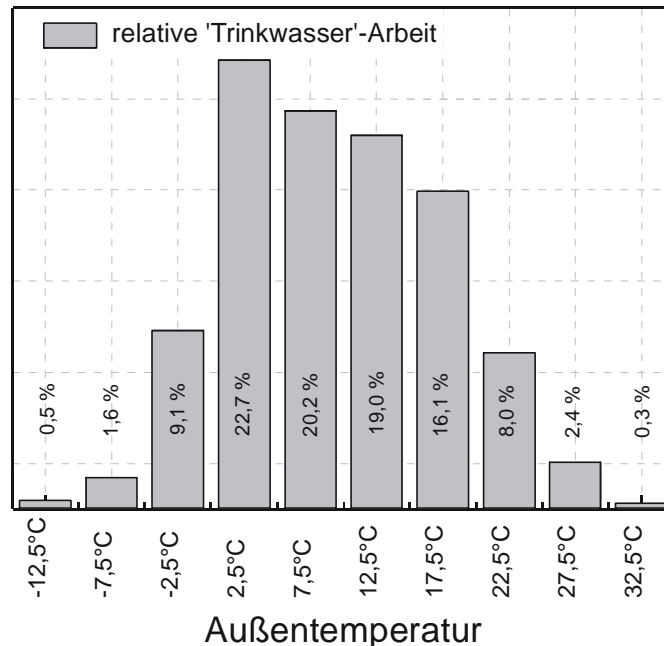


Abb. 6 Verteilung der „relativen Trinkwasser-Arbeit“ auf Temperaturintervalle von 5K (Quelle: Heikrodt, K., Heckt, R.: Gasbetriebene Wärmepumpe zur monovalenten Raumbeheizung und Trinkwassererwärmung Abschlußbericht zum BMBF-Projekt Nr. 0326947E, BVE Thermolift GbR, Aachen 1999, <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e001/303037180.pdf>)

3 Aufbau der Versuchsanlage und Aufgabenstellung

3.1 Allgemeines zur Versuchsanlage

Kernstück der Versuchsanlage ist eine Kompressionswärmepumpe Typ Viessmann Vitocal 200 mit einer Nenn-Heizleistung von 6,0 kW im Standard-Betriebspunkt, d. h. bei 35°C Heizungsvorlauf- und 0°C Soleeintrittstemperatur. Die Wärmepumpe wird mit dem Kältemittel R410a betrieben, das als Ersatzstoff für R22 eingeführt wurde. Es handelt sich hier um ein Gemisch aus jeweils 50 Massen-% CH_2F_2 (R32) und CHF_2CF_3 (R125), dessen thermodynamisches Verhalten im Anhang in Form eines $\log p, h$ -Diagramms sowie einer Dampftafel wiedergegeben ist. Wie man an der sehr geringen Neigung der Nassdampfisothermen und den nur minimal verschiedenen Sättigungsdrücken p' und p'' erkennt, handelt es sich um ein nahezu azeotropes Gemisch mit einem für praktische Zwecke vernachlässigbaren Temperatur-Glide. Es kann also näherungsweise wie ein Reinstoff behandelt werden.

Der Aufbau der Versuchsanlage ist in Abb. 7 schematisch dargestellt. Das Wärmepumpenmodul umfasst den Kreislauf des Kältemittels mit einigen Sicherheitsabschaltungen (PZ, PZ⁺, TZ⁺), dem oben beschriebenen Regelkreis für die Überhitzung vor dem Verdichter sowie fünf Temperaturmessstellen (TI 1 bis TI 5), die über einen zentralen Messstellenumschalter abgefragt werden können. Weiterhin umfasst das Modul die Umwälzpumpen für den Heizungs- und den Solekreislauf.

Diese Kreisläufe werden für den Versuchsbetrieb durch das in Abb. 7 oben dargestellte, geregelte Wärmeaustauschersystem simuliert. Unmittelbar an den Anschlussstutzen des Wärmepumpenmoduls befinden sich Temperaturfühler für die jeweiligen Vor- und Rücklauftemperaturen (TI 6 bis TI 9), die ebenfalls über den erwähnten Messstellenumschalter abgefragt werden können. Zusammen mit den Durchflussmessern FIA_1 und FIA_2 ermöglichen sie die wärmetechnische Bilanzierung der Wärmepumpe, d. h. die Ermittlung der Heiz- und Kälteleistung gemäß den Gleichungen

$$\left| \dot{Q}_w \right| = \rho_w \cdot c_{pW} \cdot \dot{V}_w \cdot (T_6 - T_7) \quad \text{bzw.}$$

$$\left| \dot{Q}_k \right| = \rho_s \cdot c_{pS} \cdot \dot{V}_k \cdot (T_8 - T_9) \quad .$$

Die benötigten Stoffwerte für Wasser und Sole können dabei in Abhängigkeit von der jeweiligen mittleren Kreislauftemperatur den im Anhang beigefügten Diagrammen entnommen werden. Die Konzentration des im kalten Kreislauf verwendeten Glykol-Wasser-Gemisches (der „Sole“, Handelsname Tyfocor[®]) beträgt 30 Vol.-% .

Um die von der Wärmepumpe aufgenommene Kälteleistung nicht aus externen Quellen bereitstellen zu müssen, wird sie im Versuchsbetrieb über den Wärmeaustauscher WT aus dem Heizkreislauf zurückgeführt. Dadurch reduziert sich zugleich die im Heizkreislauf netto abzuführende Wärme in stationären Betriebszuständen auf die aufgenommene elektrische Antriebsleistung. Sie wird über zwei Niedertemperaturheizkörper HK1 und HK2 an die Raumluft abgegeben.

Die aufgenommene elektrische Leistung der Wärmepumpe (einschließlich der Hilfsaggregate) wird laufend über ein in Abb. 7 nicht dargestelltes, im Anschluss- und Sicherungskasten der Wärmepumpe untergebrachtes Drehstrom-Wirkleistungsmessgerät ermittelt.

Da die oben angegebenen Gleichungen nur für den stationären Fall gelten, müssen Schwankungen der Kreislauftemperaturen während der Bilanzierungsmessungen vermieden werden. Andernfalls werden die ermittelten Wärmeströme durch Aufheiz- oder Abkühlvorgänge innerhalb der Wärmepumpe verfälscht, denn deren Bauteile besitzen eine erhebliche Wärmekapazität. Im Versuchsbetrieb geschieht dies durch die Temperaturregler TCA⁺ 1 und TCA_2 , die zugleich auch die Temperaturgrenzwerte von +60°C im warmen und -10°C im kalten Kreislauf überwachen. Beide Regler wirken jeweils auf ein Mischventil mit elektrischem Stellantrieb, wodurch der anteilige Durchfluss durch den betreffenden Wärmeaustauscher beeinflusst wird.

Der anteilige Soledurchfluss durch den Wärmeaustauscher WT wird so geregelt, dass die Regelgröße T_{C2} und damit auch die Soleeintrittstemperatur in die Wärmepumpe (d. h. die Rücklauftemperatur T₉ des Solekreislaufes) auf dem gewünschten Sollwert gehalten werden. Damit wird die Kälteleistung zugleich dem Heizkreis wieder entzogen. Der betragsmäßige Überschuss der Heizleistung über die Kälteleistung – also die dem System zugeführte elektrische Leistung – ist über die beiden Heizkörper HK 1 und HK 2 abzuführen. Konstante Bedingungen werden im Heiz-

kreis durch den Regler TCA⁺ 1 erreicht, der die Eintrittstemperatur in den Wärmeaustauscher WT regelt. Bei konstanter Kälteleistung stellt sich dann auch eine konstante Rücklauf- und damit letztlich auch Vorlauftemperatur (T_6 bzw. T_7) ein. Der einzustellende Sollwert für die Regelgröße T_{C1} unterscheidet sich allerdings von diesen beiden Werten, denn es gilt im stationären Fall

$$\rho_W \cdot c_{pW} \cdot \dot{V}_w \cdot (T_6 - T_{C1}) = P_{el} \quad \text{und}$$

$$\rho_W \cdot c_{pW} \cdot \dot{V}_w \cdot (T_{C1} - T_7) = \dot{Q}_k$$

Mit Hilfe dieser Gleichungen kann der für eine bestimmte Vor- oder Rücklauftemperatur einzustellende Sollwert zumindest abgeschätzt werden.

Die an den Reglern einzustellenden Temperaturen können durch Umstellen obiger Gleichungen abgeschätzt werden:

$$T_{C1} = T_6 - \frac{P_{el}}{\rho_W \cdot c_{pW} \cdot \dot{V}_w} \quad \text{für den Warmwasserbetrieb} \quad \text{und}$$

$$T_{C1} = T_7 + \frac{\dot{Q}_k}{\rho_W \cdot c_{pW} \cdot \dot{V}_w} \quad \text{für den Heizbetrieb.}$$

Eine unmittelbare Regelung von T_6 oder T_7 wäre wegen zu großer Totzeiten und der dann zu starken Kopplung beider Regelkreise regelungstechnisch problematisch.

Beide Regler sind in einem zentralen Steuergerät untergebracht. Im Display werden jeweils der Ist- und Sollwert der Temperaturen T_{C1} bzw. T_{C2} angezeigt. Die Sollwerte können über die Folientastatur eingestellt werden. Weiterhin ist die Umschaltung auf manuellen Betrieb möglich. Dann wird statt des Sollwertes die Stellgröße (d. h. der Stellhub des jeweiligen Regelventils) in % angezeigt und kann manuell verändert werden. Die Stellung „0%“ (unterer Anschlag des Stellantriebes) entspricht jeweils der maximalen Durchströmung der Heizkörper HK1 und HK2 bzw. des Wärmeaustauschers WT, die betreffende Bypass-Leitung ist geschlossen. In Stellung „100%“ (oberer Anschlag) wird der gesamte Durchfluss über den Bypass geführt.

Das Steuergerät enthält weiterhin ein Logik-Modul zur zentralen Überwachung verschiedener Grenzwerte. Bei Über- bzw. Unterschreitung eines der nachfolgend aufgeführten Grenzwerte wird zunächst ein akustischer Alarm ausgelöst. Wird die Grenzwertverletzung nicht innerhalb von längstens 3 Minuten behoben, wird automatisch der Kompressor abgeschaltet. Die einzuhaltenden Grenzwerte sind:

- 1.) oberer Grenzwert der Temperatur T_{C1} im Heizkreislauf: $T_{C1} < 60^\circ\text{C}$
- 2.) unterer Grenzwert der Temperatur T_{C2} im Solekreislauf: $T_{C2} > -10^\circ\text{C}$
- 3.) unterer Grenzwert für den Durchfluss im Heizkreis: $\dot{V}_w > 700 \text{ l/h}$
- 4.) unterer Grenzwert für den Durchfluss im Solekreis: $\dot{V}_k > 1200 \text{ l/h}$

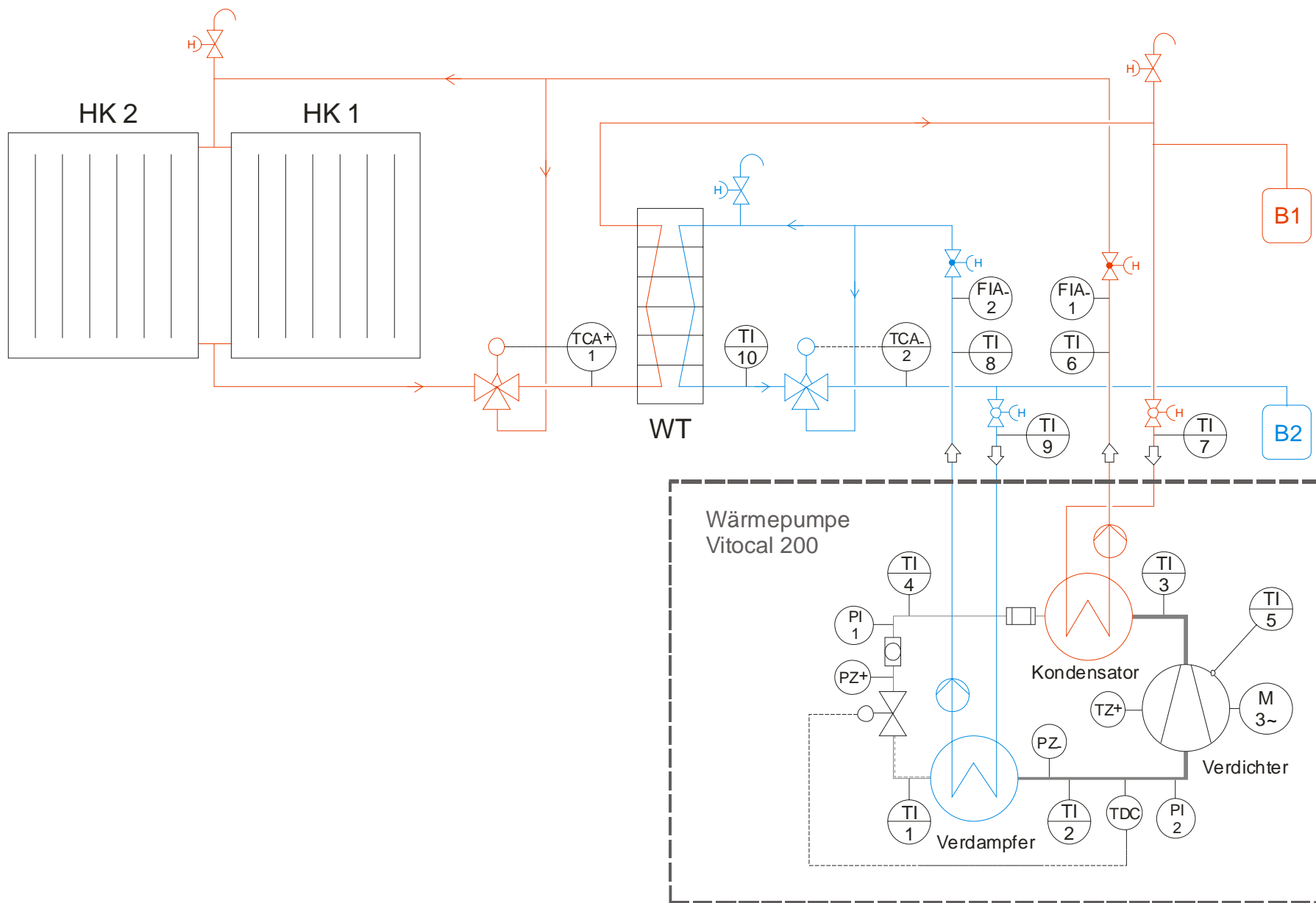


Abb. 7: Fließbild der Versuchsanlage


3.4 Vermessung und thermodynamische Bewertung des Prozesses

Zusätzlich zur Ermittlung der Jahresarbeitszahlen soll für ausgewählte Versuche aus dem obigen Programm auch der in der Wärmepumpe real ablaufende thermodynamische Prozess untersucht und maßstäblich im $\log p$, h -Diagramm dargestellt werden. Hierzu sind zusätzlich nach Erreichen des stationären Betriebszustandes die Temperaturen an den Messstellen TI 1 bis TI 4 sowie der Kondensator- und Verdampferdruck zu protokollieren. Letztere sind an den Manometern PI 1 und PI 2 ablesbar, die direkt an der Wärmepumpe angebracht sind.

Anhand des Diagramms und auf der Grundlage dieser Messwerte ist der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters sowie die Leistungszahl zu bestimmen. Letztere ist mit dem Wert, der aus den Bilanzierungsmessungen erhalten wurde, zu vergleichen. Weiterhin ist der Gütegrad g (bezogen auf die Verdampfungs- und Kondensations-temperatur des Kältemittels, die an den Manometern, über die beigefügte Dampf-tafel oder das $\log p$, h -Diagramm bestimmt werden kann) zu ermitteln.

4 Versuchsdurchführung

4.1 Allgemeines zum Betrieb der Versuchsanlage

Die Wärmepumpe – ein marktübliches Gerät – wird normalerweise in einem allseitig geschlossenen Gehäuse betrieben und durch eine elektronische Steuereinheit kontrolliert, die die Wärmepumpe ähnlich wie einen Heizungskessel je nach Wärmebedarf der Raumheizung und des Warmwasserspeichers taktend ein- und ausschaltet. Da für die Versuche jedoch ein Dauerbetrieb der Wärmepumpe erforderlich ist, wird die Steuerung am Betriebsartenwahlschalter auf „Handbetrieb“ (Symbol ) geschaltet. Dieser befindet sich ebenso wie der Hauptschalter an der Frontplatte, die in einer für Wartungsarbeiten vorgesehenen, 90° zur Seite geschwenkten Position eingehängt ist. So ist das Innere des Gerätes – z. B. zwecks Ablesung der Manometer des Kältemittelkreislaufs oder zur Beobachtung des Schauglases - einsehbar.

Zur Inbetriebnahme des Versuchsstandes ist zunächst der Hauptschalter am elektrischen Anschlusskasten zu betätigen (Taste I), anschließend der Kippschalter an der Frontplatte (Betriebsartenwahlschalter auf „Handbetrieb“). Nach der Initialisierung schalten sich zunächst die Umwälzpumpen der Kreisläufe ein, und mit einer zeitlichen Verzögerung von ca. 2 Minuten auch der Kompressor.

In diesem Zeitfenster ist unverzüglich auch das zentrale Steuergerät mit den Reglern und dem Logikmodul einzuschalten. Es enthält auch die Stromversorgung für die Durchflussmesser und die Stellantriebe. Letztere durchlaufen nach dem Einschalten eine Initialisierung, während derer sie einmal an den unteren Anschlag laufen (= voller Wärmetauscher-Durchfluss). Dies muss im späteren Versuchsbetrieb bei laufendem Kompressor wegen der Gefahr einer Überhitzung des kalten Kreislaufes unter allen Umständen vermieden werden. **Daher darf das Steuergerät während des Versuches niemals ab- und wieder eingeschaltet werden!!** Nach einer versehentlichen Abschaltung ist der Betreuer zu verständigen.

Nach Einschalten des Steuergerätes sollten beide Regler über die Taste Auto/Man auf Regelbetrieb (Auto) gestellt werden (LED „MAN“ blinkt nicht, Ist- und Sollwert der Temperatur werden angezeigt). Über die Cursortasten (Δ und ∇) sind die Sollwerte für den ersten Versuch einzustellen. Weiterhin ist der Messstellenumschalter für die Anzeige der Temperaturfühler TI 1 bis TI 10 einzuschalten. Schließlich ist vor dem Anlaufen des Kompressors die elektrische Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen am Wirkleistungsmessgerät abzulesen.

Zum Abschalten der Versuchsanlage nach Abschluss aller Versuche sind zunächst an den Reglern Sollwerte von ca. 25°C (warm) bzw. 15°C (kalt) einzustellen, um unnötig hohe Temperaturdifferenzen abzubauen. Nach einigen Minuten Wartezeit kann dann zunächst das Steuergerät abgeschaltet werden, woraufhin auch der Verdichter der Wärmepumpe automatisch abschaltet. Die Umwälzpumpen laufen weiter, solange die Wärmepumpe eingeschaltet ist. Hier besteht eine zweite Gelegenheit, die Leistung der Pumpen zu ermitteln. Nach nochmals kurzer Wartezeit kann dann auch die Wärmepumpe sowie der Messstellenumschalter ausgeschaltet werden.

4.2 Hinweise zur Durchführung der Bilanzierungsmessungen

Wie schon erwähnt ist ein (über mehrere Minuten) stationärer Betriebszustand der Anlage für eine genaue Bilanzierungsmessung unerlässlich. Bereits Temperaturschwankungen im Bereich weniger 1/10 K an den Messstellen der Vor- und Rücklauftemperaturen (TI 6 bis TI 9) führen wegen der Wärmekapazitäten der Anlagenbauteile zu erheblichen Fehlern. Andererseits ist ein leichtes Schwingen des Istwertes um den Sollwert bei allen Regelkreisen typisch und kaum zu vermeiden. Bei den verwendeten digitalen Reglern, die den Istwert nur auf $\pm 0,1$ K auflösen, sowie wegen der Hysterese der Stellantriebe liegt es zwangsläufig in dieser Größenordnung.

Diese Schwingungen sind im Heizkreis am ehesten tolerierbar, da Schwankungen der Temperatur T_{C1} wegen des nachfolgenden Wärmeaustauschers WT und der Rohrleitung bis zur Bilanzierungsmessstelle TI 6 relativ gut gedämpft werden. Dagegen wirken sich Schwankungen von T_{C2} wegen der insgesamt geringen Flüssigkeitsmenge im kalten Kreislauf und der kurzen Leitung bis zur Messstelle TI 8 sehr deutlich aus. Es kann daher sinnvoll sein, den kalten Regler nach ungefährem Erreichen des Sollwertes auf manuellen Betrieb umzustellen und die beste Ventilstellung von Hand zu suchen. Dabei sind leichte (zeitlich konstante!) Abweichungen des Istwertes von Sollwert (bis ca. $\pm 0,5$ K) akzeptabel, da sie das Betriebsverhalten der Wärmepumpe nur unwesentlich verändern.

Es ist weiterhin empfehlenswert, die angegebene Reihenfolge der Versuche einzuhalten und insbesondere die Versuche mit niedriger warmer Temperatur als erste durchzuführen, denn das Abkühlen des warmen Kreislaufes von hoher zu niedriger Temperatur dauert wegen der begrenzten Wärmeabgabe der Heizkörper sehr lange.

4.3 Hinweise zur Vermessung des Wärmepumpenprozesses

Die Vermessung des Wärmepumpenprozesses umfasst zusätzlich die Bestimmung der Temperaturen T_1 bis T_4 im Kältemittelkreislauf (vgl. Abb. 1, Abb. 2 und Abb. 7) sowie der Prozessdrücke im Kondensator und im Verdampfer (abzulesen an den Manometern PI 1 und PI 2). **Die abgelesenen Drücke sind Überdrücke, d.h. es muss jeweils 1 bar Umgebungsdruck addiert werden.** Es empfiehlt sich, zusätzlich auch die auf den Manometerskalen angegebenen Sättigungstemperaturen des Kältemittels zu Vergleichszwecken und zur Bestimmung des Gütegrades festzuhalten.

Bei der Beobachtung der Temperaturen T_1 bis T_4 sind häufig auch im quasi-stationären Betrieb periodische Schwankungen zu beobachten, insbesondere bei T_2 . Dies ist auf die oben beschriebene Regelung des Expansionsventils zurückzuführen, die ebenfalls zu leichten Schwingungen neigt. Es empfiehlt sich hier, jeweils den Maximal- und Minimalwert festzuhalten und bei der Eintragung in das log p, h-Diagramm zu vermerken. Dies ermöglicht eine nachträgliche Bewertung der Größe dieser Schwankungen im Rahmen der Auswertung. Weiterhin ist darauf zu achten, dass das Schauglas während der Messung blasenfrei ist.

5 Versuchsauswertung

Für die Auswertung der Bilanzgleichungen sind die Stoffwerte für Wasser und „Sole“ (Tyfocor[®], Ethylenglykol-Konzentration ca. 30 Vol.-%) jeweils für die mittleren Kreislauftemperaturen möglichst genau aus den im Anhang beigefügten Diagrammen zu ermitteln.

Bezüglich der Leistung der Umwälzpumpen (beide baugleich) ist anzunehmen, dass diese zu gleichen Teilen in den Heizkreis und in den Solekreis eingetragen und somit bei den Bilanzierungsmessungen zunächst mit erfasst wird, ebenso wie sie auch in der gemessenen elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe enthalten ist. Da es jedoch auch bei Leistungs- und Wirkungsgradbestimmungen an herkömmlichen Heizungsanlagen nicht üblich ist, die elektrische Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen mit zu erfassen, sind auch hier die erhaltenen Werte für die elektrische sowie die Heiz- und Kälteleistung entsprechend zu korrigieren.

Falls sich die Energiebilanzen als fehlerhaft erweisen, sind diese Fehler und ihre vermuteten Ursachen zu diskutieren und vor Berechnung der Leistungszahl nach Möglichkeit in sinnvoller Weise zu berücksichtigen. Die Ermittlung der Jahresarbeitszahlen kann dann nach den oben angegebenen Gleichungen erfolgen.

Bei Eintragung der vermessenen Wärmepumpen-Prozesse in das Diagramm sind Strömungsdruckverluste in Verdampfer und Kondensator zu vernachlässigen. Bei schwankenden Temperaturen sind die Bereiche zwischen Minimum und Maximum zu kennzeichnen und die weitere Auswertung zur Bestimmung der Leistungszahl und des isentropen Verdichterwirkungsgrades für mittlere Werte durchzuführen. Die Endzustände der reversiblen Verdichtung sollten mit besonderer Sorgfalt eingetragen werden, da sonst das Ergebnis für letzteren stark verfälscht wird.

6 Nomenklatur

Physikalische Größen

c_p	spezifische Wärmekapazität
E	Exergie
g	Gütegrad
H, h	Enthalpie (extensiv, spezifisch)
p	Druck
Q, q	Wärmemenge (extensiv, spezifisch)
S, s	Entropie (extensiv, spezifisch)
T	Temperatur
V, v	Volumen (extensiv, spezifisch)
W	Arbeit
w_t	technische Arbeit (spezifisch)
β_a	Jahresarbeitszahl
ε	Leistungszahl
ρ	Dichte
ξ	relative Heizarbeit

Indices

C1,C2	Regler-Istwert TC1 bzw. TC2
el	elektrisch
ges	gesamt
h	hohe Temperatur („heiß“)
i	Intervall- oder Messstellen-Nr.
irr	irreversibel
k	niedrige Temperatur („kalt“)
KM	Kältemaschine
Nutz	Nutzbare Energie
R	Rücklauf
rev	reversibel
u	Umgebungszustand
V	Vorlauf
w	mittlere Temperatur („warm“)
WP	Wärmepumpe

7 Weiterführende Literatur

- Sadowski, G. Vorlesung Thermodynamik I. Universität Dortmund
- Baehr, H.D. Thermodynamik. 11. Aufl., Springer-Verlag, Berlin / Heidelberg / New York 2002
- Kruse, H.; Heidelck, R. Heizen mit Wärmepumpen. 3. Aufl., TÜV-Verlag, Köln 2002, ISBN 3-8249-0641-4
- von Cube, H. L.; Steimle, F. Wärmepumpen - Grundlagen und Praxis. VDI-Verlag, Düsseldorf 1984, ISBN 3-18-400540-2
- Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.) VDI Richtlinie 2067 – Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen, Blatt 6: Wärmepumpen. Beuth-Verlag, Berlin 1989
- Zurmühl, R. Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker, 5.Aufl., Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York 1965
- Gramberg, A. Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und zur Betriebskontrolle, 7.Aufl., Berlin/Heidelberg/New York, Springer Verlag 1967
- Beitz, W.; Grote, K.-H. (Hrsg.) Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 21. Aufl., Springer-Verlag, Berlin / Heidelberg / New York 2005

8 Fragen zum Verständnis

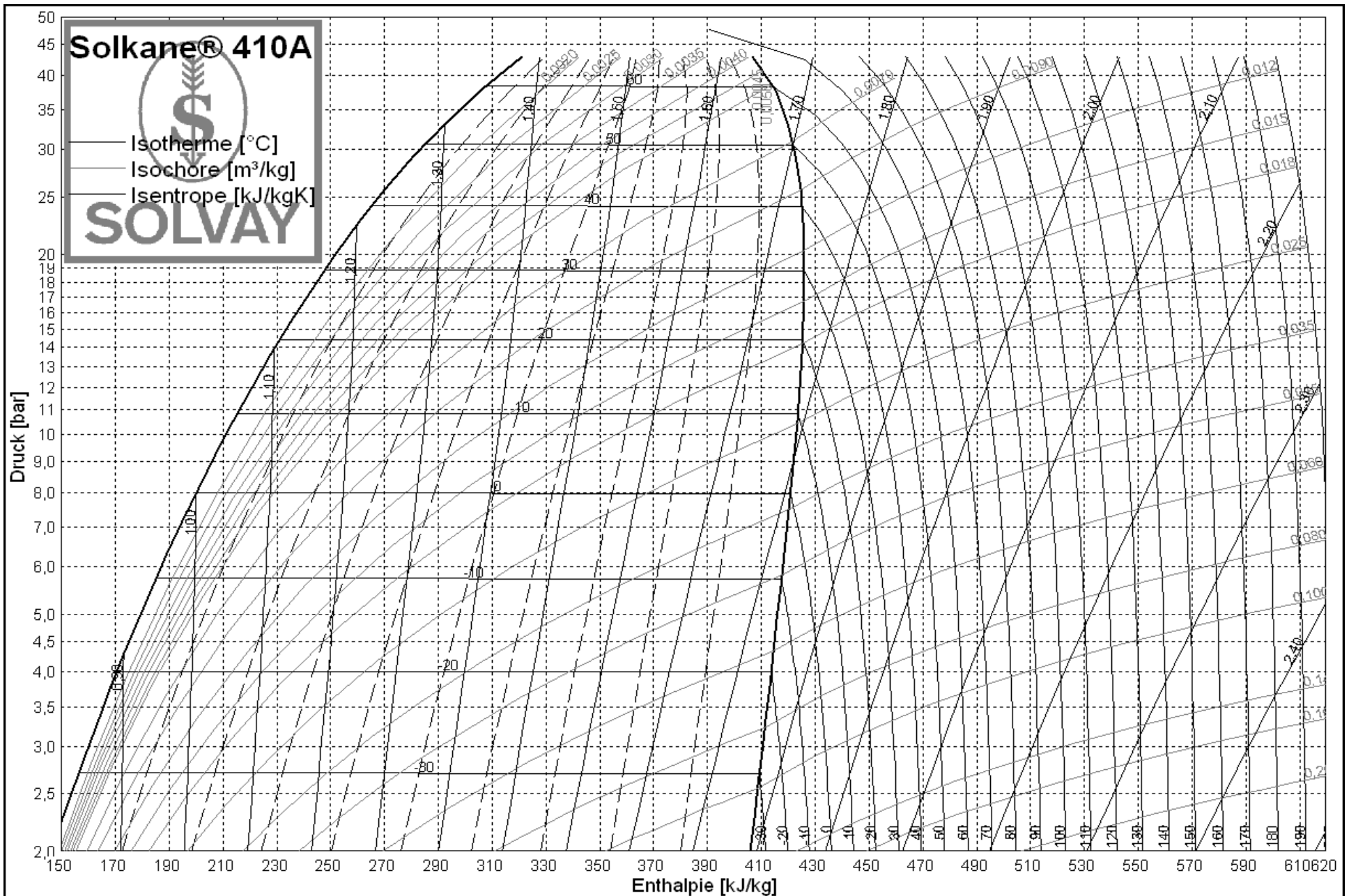
Folgende Fragen dienen zur Überprüfung des Verständnisses und sollen auf das Kolloquium vor dem Versuch und die Auswertung nach dem Versuch vorbereiten:

1. Wozu dient eine Wärmepumpe?
2. Wie sieht die Prinzipskizze einer Wärmepumpe aus? Erweitern Sie die Prinzipskizze um den warmen und kalten Kreislauf.
3. Wie lässt sich der Wärmepumpenprozess im $\log p,h$ Diagramm darstellen?
4. Wie liest man Nutzwärme und Verdichterleistung im $\log p,h$ Diagramm ab?
5. Wie sind Leistungszahl und Gütegrad definiert?
6. Wie bestimmt man die reversible Leistungszahl?
7. Wie erreicht man mit einer Wärmepumpe möglichst hohe Leistungszahlen?
8. Wodurch erklärt sich die unterschiedliche Leistungszahl der Kältemaschine und der Wärmepumpe, obwohl beiden Prozessen die gleiche Anlagentechnik zu Grunde liegt und die Prozesse im $\log p,h$ Diagramm identisch sind?
9. Stellen Sie die Energiebilanzen um kalten und warmen Kreislauf auf.
10. Wie errechnet sich der Bilanzfehler?
11. Wodurch kommen Bilanzierungsfehler zustande? Zur Beantwortung dieser Frage ist zu überlegen, welche Messgrößen in die Bilanzierung eingehen und welche davon die entscheidende Rolle spielen.

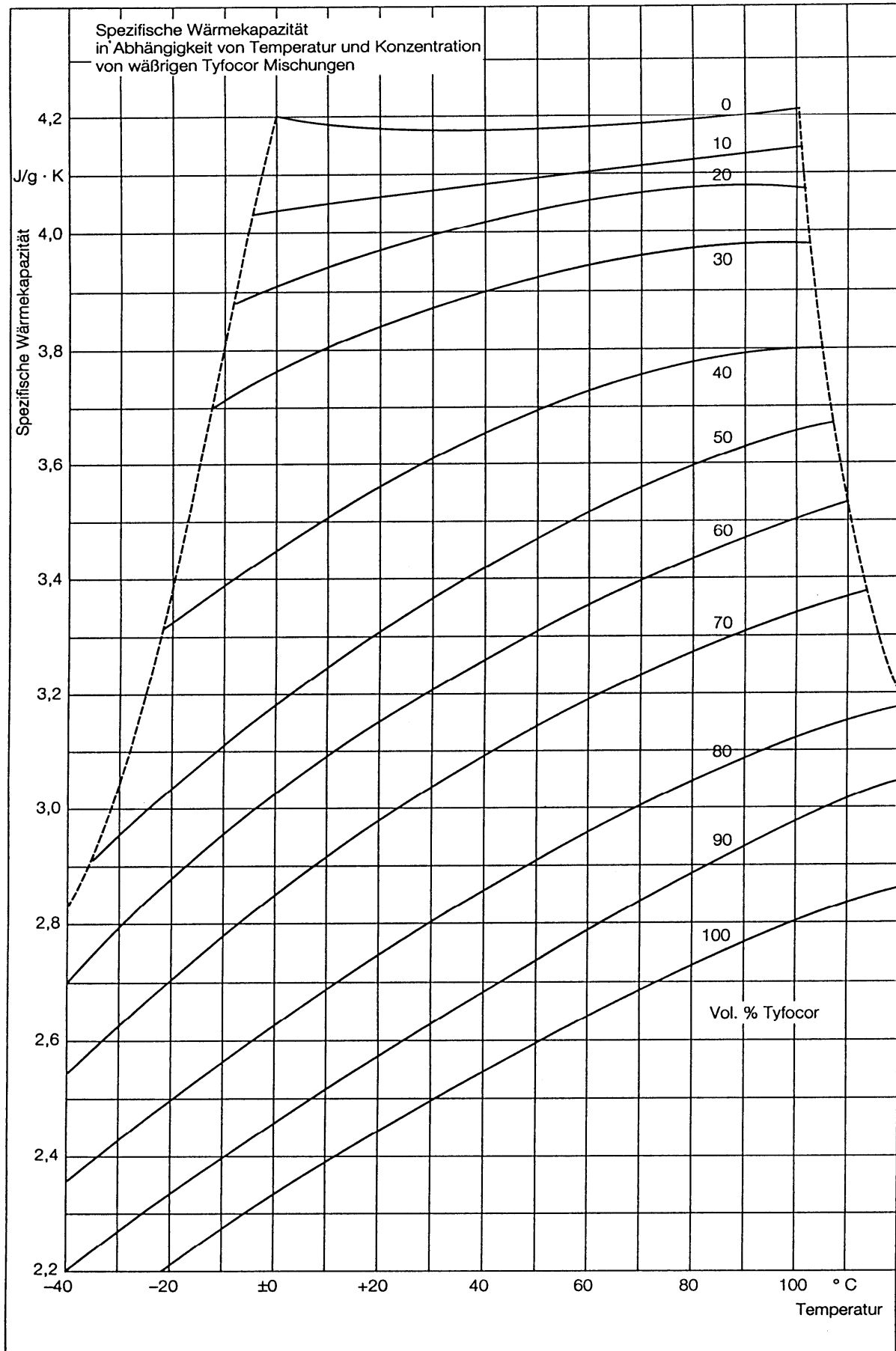
Anhang 1: Stoffdaten und log p, h-Diagramm des Kältemittels R410a

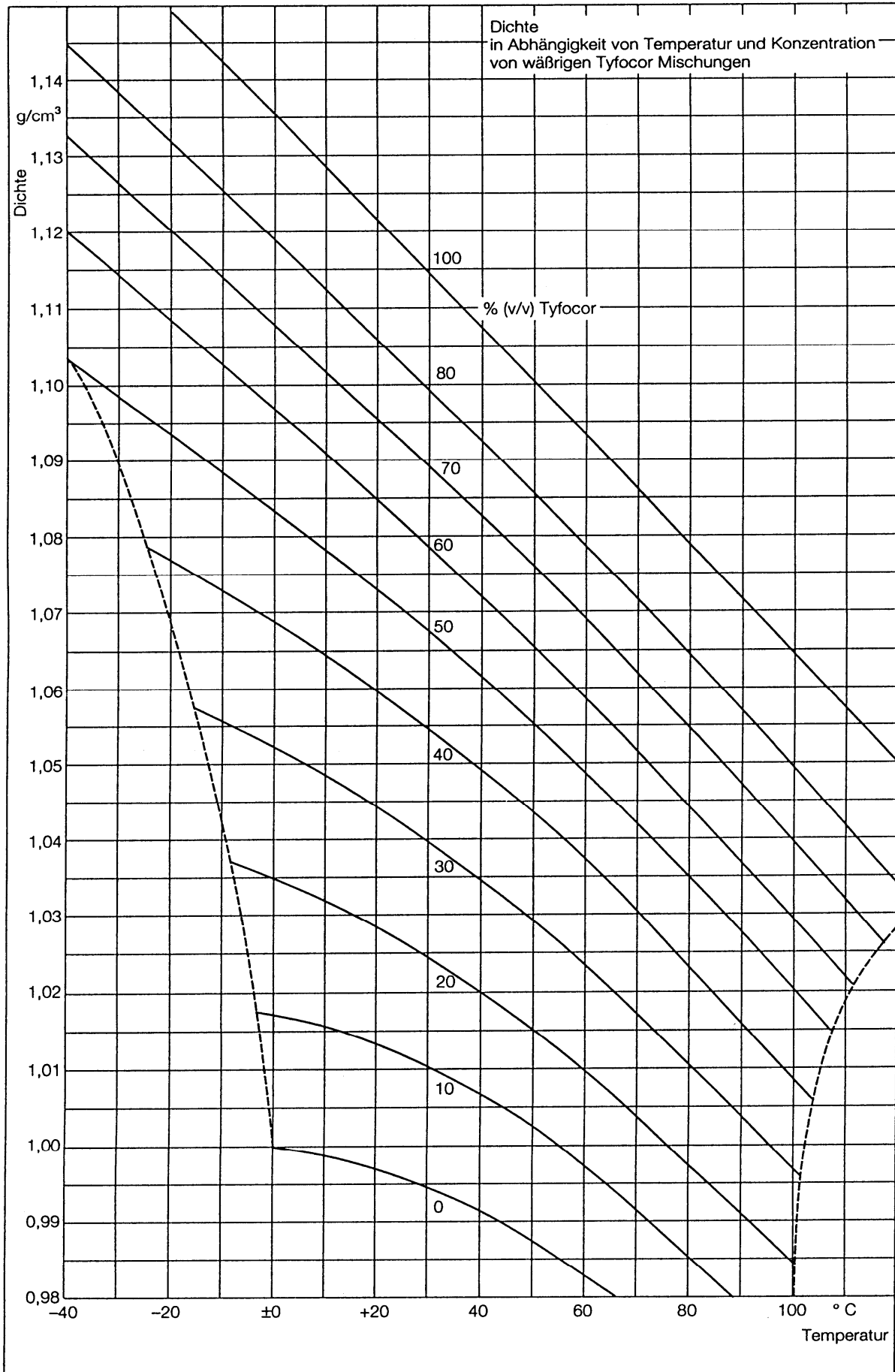
Kältemittel: R410a Naßdampfgebiet

t	p'	p''	ρ'	ρ''	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
[°C]	[bar]	[bar]	[kg/ℓ]	[kg/m³]	[ℓ/kg]	[ℓ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]
-20,00	4,01	4,00	1,246	15,40	0,802	64,94	170,61	413,62	243,00	0,8902	1,8490
-18,00	4,32	4,31	1,239	16,55	0,807	60,42	173,50	414,44	240,94	0,9014	1,8446
-16,00	4,65	4,63	1,232	17,77	0,812	56,26	176,40	415,24	238,83	0,9125	1,8403
-14,00	4,99	4,98	1,224	19,07	0,817	52,45	179,32	416,01	236,70	0,9236	1,8361
-12,00	5,36	5,34	1,217	20,44	0,822	48,93	182,25	416,77	234,52	0,9347	1,8319
-10,00	5,74	5,72	1,210	21,88	0,827	45,70	185,20	417,51	232,31	0,9457	1,8278
-8,00	6,15	6,13	1,202	23,42	0,832	42,71	188,15	418,22	230,07	0,9566	1,8238
-6,00	6,57	6,55	1,194	25,03	0,837	39,95	191,13	418,92	227,79	0,9675	1,8198
-4,00	7,02	7,00	1,187	26,74	0,843	37,39	194,12	419,59	225,47	0,9784	1,8158
-2,00	7,50	7,47	1,179	28,55	0,848	35,03	197,12	420,23	223,11	0,9892	1,8119
0,00	7,99	7,97	1,171	30,46	0,854	32,83	200,00	420,85	220,85	1,0000	1,8080
2,00	8,51	8,49	1,163	32,47	0,860	30,80	203,17	421,44	218,27	1,0108	1,8041
4,00	9,06	9,03	1,155	34,60	0,866	28,90	206,21	422,00	215,79	1,0215	1,8003
6,00	9,63	9,60	1,146	36,84	0,872	27,14	209,28	422,53	213,26	1,0322	1,7965
8,00	10,23	10,20	1,138	39,21	0,879	25,50	212,36	423,04	210,68	1,0430	1,7927
10,00	10,85	10,82	1,130	41,71	0,885	23,97	215,45	423,51	208,05	1,0537	1,7889
12,00	11,51	11,47	1,121	44,35	0,892	22,55	218,57	423,95	205,38	1,0644	1,7851
14,00	12,19	12,15	1,112	47,14	0,899	21,21	221,71	424,35	202,64	1,0751	1,7813
16,00	12,90	12,87	1,103	50,09	0,907	19,97	224,87	424,71	199,85	1,0859	1,7775
18,00	13,65	13,61	1,094	53,20	0,914	18,80	228,05	425,04	196,99	1,0966	1,7736
20,00	14,43	14,38	1,085	56,49	0,922	17,70	231,26	425,32	194,06	1,1074	1,7698
22,00	15,24	15,19	1,075	59,96	0,930	16,68	234,50	425,57	191,06	1,1183	1,7659
24,00	16,08	16,03	1,066	63,64	0,939	15,71	237,77	425,76	187,99	1,1291	1,7619
26,00	16,96	16,91	1,056	67,54	0,947	14,81	241,08	425,91	184,82	1,1401	1,7579
28,00	17,87	17,82	1,046	71,67	0,956	13,95	244,43	426,00	181,57	1,1510	1,7539
30,00	18,82	18,77	1,035	76,05	0,966	13,15	247,81	426,03	178,22	1,1621	1,7497
32,00	19,81	19,76	1,025	80,70	0,976	12,39	251,25	426,01	174,76	1,1733	1,7455
34,00	20,84	20,78	1,014	85,64	0,987	11,68	254,73	425,92	171,18	1,1845	1,7412
36,00	21,91	21,85	1,002	90,90	0,998	11,00	258,28	425,76	167,48	1,1958	1,7367
38,00	23,02	22,95	0,991	96,50	1,009	10,36	261,88	425,52	163,64	1,2073	1,7322
40,00	24,17	24,10	0,979	102,49	1,021	9,76	265,56	425,20	159,64	1,2188	1,7274
42,00	25,37	25,30	0,967	108,90	1,034	9,18	269,30	424,79	155,48	1,2306	1,7225
44,00	26,61	26,54	0,954	115,78	1,048	8,64	273,13	424,27	151,14	1,2424	1,7174
46,00	27,89	27,82	0,941	123,17	1,063	8,12	277,05	423,65	146,60	1,2544	1,7121
48,00	29,23	29,15	0,927	131,16	1,079	7,62	281,06	422,90	141,84	1,2666	1,7065
50,00	30,61	30,53	0,912	139,81	1,096	7,15	285,18	422,01	136,83	1,2789	1,7005
52,00	32,04	31,97	0,897	149,23	1,115	6,70	289,41	420,96	131,55	1,2915	1,6942
54,00	33,53	33,45	0,880	159,54	1,136	6,27	293,77	419,72	125,96	1,3042	1,6875
56,00	35,07	35,00	0,863	170,91	1,159	5,85	298,26	418,27	120,01	1,3172	1,6802
58,00	36,67	36,59	0,844	183,56	1,185	5,45	302,89	416,55	113,66	1,3304	1,6723
60,00	38,32	38,25	0,824	197,81	1,214	5,06	307,68	414,51	106,83	1,3439	1,6635
62,00	40,04	39,97	0,801	214,13	1,249	4,67	312,64	412,06	99,42	1,3576	1,6537
64,00	41,83	41,76	0,774	233,28	1,291	4,29	317,77	409,04	91,27	1,3716	1,6423



Anhang 2: Dichte und spezifische Wärmekapazität von Tyfocor®





Anhang 3: Messprotokoll-Tabellen (Muster)

Versuchsprotokoll Versuche 1 – 6 (Niedertemperaturheizung)

Messung	1	2	3	4	5	6
$T_{7 \text{ Soll}} [^{\circ}\text{C}]$	28,1	31,8	35,1	38,1	41,0	43,7
$T_{9 \text{ Soll}} [^{\circ}\text{C}]$	4,2	1,6	0,0	-0,7	-0,8	-0,8
$T_{C1} [^{\circ}\text{C}]$						

Messwerte zur Bilanzierung:

$P_{el} [\text{kW}]$						
$\dot{V}_w [\ell / \text{h}]$						
$\dot{V}_k [\ell / \text{h}]$						
$T_6 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_7 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_8 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_9 [^{\circ}\text{C}]$						

Stoffdaten zur Auswertung, aus den Diagrammen abzulesen:

$\rho_w [\text{g} / \text{cm}^3]$						
$\rho_k [\text{g} / \text{cm}^3]$						
$c_{pW} [\text{J} / \text{g K}]$						
$c_{pK} [\text{J} / \text{g K}]$						

experimentelle Wärmeströme:

$\dot{Q}_w [\text{kW}]$						
$\dot{Q}_k [\text{kW}]$						
Bilanzfehler						

korrigierte Wärmeströme, Leistungszahlen:

$\dot{Q}_{w, \text{korr}} [\text{kW}]$						
$\dot{Q}_{k, \text{korr}} [\text{kW}]$						
$P_{el, \text{korr}} [\text{kW}]$						
ϵ						

Messwerte zum Kältemittel-Kreislauf (falls vorgesehen):

$T_1 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_2 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_3 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_4 [^{\circ}\text{C}]$						
$p_{\text{Kond}} [\text{bar}]$						
$p_{\text{Verd}} [\text{bar}]$						
η_{sV}						
$\epsilon_{\text{Prozess}}$						
ϵ_{rev}						
Gütegrad g						

Versuchsprotokoll Versuche 7 – 12 (Warmwasserbereitung)

Messung	7	8	9	10	11	12
$T_6 \text{ Soll } [^{\circ}\text{C}]$	55,0	55,0	55,0	55,0	55,0	55,0
$T_9 \text{ Soll } [^{\circ}\text{C}]$	-0,6	1,6	4,2	7,9	11,9	15,4
$\text{TCA}^+ 1 [^{\circ}\text{C}]$						

Messwerte zur Bilanzierung:

$P_{el} \text{ [kW]}$						
$\dot{V}_w \text{ [l / h]}$						
$\dot{V}_k \text{ [l / h]}$						
$T_6 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_7 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_8 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_9 [^{\circ}\text{C}]$						

Stoffdaten zur Auswertung, aus den Diagrammen abzulesen:

$\rho_w \text{ [g / cm}^3\text{]}$						
$\rho_k \text{ [g / cm}^3\text{]}$						
$c_{p_w} \text{ [J / g K]}$						
$c_{p_k} \text{ [J / g K]}$						

experimentelle Wärmeströme:

$\dot{Q}_w \text{ [kW]}$						
$\dot{Q}_k \text{ [kW]}$						
Bilanzfehler						

korrigierte Wärmeströme, Leistungszahlen:

$\dot{Q}_{w,korr} \text{ [kW]}$						
$\dot{Q}_{k,korr} \text{ [kW]}$						
$P_{el, korr} \text{ [kW]}$						
ϵ						

Messwerte zum Kältemittel-Kreislauf (falls vorgesehen):

$T_1 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_2 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_3 [^{\circ}\text{C}]$						
$T_4 [^{\circ}\text{C}]$						
$p_{Kond} \text{ [bar]}$						
$p_{Verd} \text{ [bar]}$						
η_{sV}						
$\epsilon_{Prozess}$						
ϵ_{rev}						
Gütegrad g						

Leistung der Umwälzpumpen (bei Versuchsbeginn u. Versuchsende):

$P_{el, Pumpe} \text{ [W]}$			
-----------------------------	--	--	--

9 Wichtige Hinweise

Die Reglertemperatur im kalten Kreislauf darf -5 °C nicht unterschreiten, die Temperatur im heißen Kreislauf 60 °C nicht übersteigen.

Bei den Stellantrieben des Reglers ist die Hysterese zu beachten. Die Antriebe bewegen sich abhängig von der Richtung in der sie vorher gelaufen sind bei 1% Veränderung in die gleiche Richtung und erst bei 3% Veränderung in die Gegenrichtung. Wurde das Stellglied also zuvor geschlossen und soll nun um 1% weiter geöffnet werden, so ist zunächst um 4% zu öffnen und dann um 3% wieder zu schließen.

Niemals das Steuergerät während des Versuches ausschalten. Beim wieder einschalten kalibrieren sich die Stellantriebe neu (Abfahren des kompletten Stellwegs), was dazu führen kann, dass die Temperaturen in den Kreisläufen nicht im zulässigen Bereich bleiben.

Falls das Steuergerät doch im Betrieb abgeschaltet wurde:

1. Wärmepumpe ausschalten
2. Regelgerät einschalten, abwarten bis Kalibrierung erfolgt ist
3. anschließend Wärmepumpe wieder in Betrieb nehmen.

Drücke an Manometern nach dem Verdampfer und Kondensator sind in bar Überdruck angegeben. Damit der Druck in das $\log p, h$ -Diagramm eingetragen werden kann, muss noch der Atmosphärendruck hinzugefügt werden.

Vor und nach dem Versuch die Pumpenleistung ohne Verdichter ablesen.

Beim ersten Versuchspunkt ist zu beachten, dass dieser möglichst zügig angefahren und der stationäre Zustand erreicht wird. Es bleibt nur eine kurze Zeitspanne diesen Stationären Punkt zu ermitteln, da sonst die Temperatur im warmen Kreislauf zu sehr ansteigt. Die Position des Stellantriebes im warmen Kreislaufs ist dabei ein Maß für die Kältereserve in den Heizkörpern an (100% volle Reserve – 0% keine Reserve). Bis die Position auf 0% abgesunken ist, muss der stationäre Punkt ermittelt sein. Danach kann die niedrige Rücklauftemperatur im warmen Kreis nicht mehr erreicht werden und die Temperatur läuft davon.

Bei erstem Versuchspunkt: Regler auf Automatik stellen, damit die ungefähren stationären Punkte schnell erreicht werden. Befinden sich die Regler in der Nähe der Stationären Punkte, so schwingen die Temperaturen um einen Wert aufgrund der Hysterese des Stellantriebes. Dann kann der kalte Kreislauf auf manuellen Betrieb umgeschaltet werden. Jetzt wird die ideale Ventilstellung von Hand eingestellt. Die Regeltemperatur (Automatikmodus) des warmen Kreises wird dann so eingestellt, dass die gewünschte Rücklauftemperatur in etwa der Vorgabe aus dem Skript entspricht ($\pm 0,5\text{ °C}$ sind akzeptabel). Die Regeltemperatur liegt dabei ca. $3\text{--}5\text{ °C}$ über der gewünschten Rücklauftemperatur des warmen Kreises.

Zur Einstellung der weiteren Versuchspunkte ist zunächst wieder auf Automatik umzustellen, damit der Temperaturbereich schnell angefahren wird. Anschließend ist, wie oben beschrieben, erneut vorzugehen.