



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht, 31. Juli 2012

Zweiphasenkompressor für Wärmepumpen

Phase 1: Konzept

 **HSR**
HOCHSCHULE FÜR TECHNIK
RAPPERSWIL
FHO Fachhochschule Ostschweiz

 **IPEK** INSTITUT FÜR PRODUKTDESIGN,
ENTWICKLUNG UND KONSTRUKTION

IET INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer:

IPEK, Hochschule Rapperswil
Oberseestr. 10
CH-8645 Rapperswil
www.ipek.hsr.ch

Autoren:

Prof. Dr. Markus Friedl, Prof. Theodor Wüst, Salvatore Oricchio, Thomas Neuenschwander

BFE-Bereichsleiter: Andreas Eckmanns

BFE-Programmleiter: Thomas Kopp

BFE-Vertrags- und Projektnummer: SI/500669-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Zusammenfassung

Ausgangs-Situation	Wärmepumpen könnten theoretisch doppelt so effizient sein wie sie heute in der Realität sind. Der wichtigste Grund, dass sie nicht effizienter sind, liegt bei Ineffizienzen im Kompressor, die nur gasförmiges, überhitztes Arbeitsmedium verdichten können. Das führt dazu, dass das Arbeitsmedium am Austritt heisser ist als notwendig und bei der Wärmeübertragung durch Enthitzung des Kältemittels Exergie und somit Effizienz verloren geht.
dieses Projekt	Dieses Projekt verfolgt eine neue Idee: Das Arbeitsmedium wird aus dem Zweiphasenraum verdichtet auf einen gesättigten, gasförmigen Zustand am Austritt des Kompressors. In der jetzt abgeschlossenen Konzeptphase wurden theoretische Untersuchungen durchgeführt und ein Prüfstand für die nächste Projektphase entworfen.
Ergebnisse	Die theoretischen Überlegungen haben gezeigt, dass das Zweiphasengemisch vor dem Kompressoreintritt erzeugt werden muss, indem Flüssigkeit von vor der Drossel dem aus dem Verdampfer kommenden, gesättigten Gas kontrolliert eingedüst und zu Tropfen von 1 µm bis 4 µm zerstäubt wird. Diese Tropfen verdampfen während der Kompression vollständig und kühlen durch die aufgenommene Verdampfungswärme das sich erwärmende Gas derart, dass das Kältemittel am Kompressorausstritt als gesättigtes Gas vorliegt. Die thermodynamische Analyse dieses Prozesses hat ergeben, dass eine Effizienzsteigerung von 20 % gegenüber heutigen Wärmepumpen möglich ist. Es wurde ein Prüfstand geplant und ausgelegt, mit dem das Konzept experimentell überprüft werden kann.
weiteres Vorgehen	Das Projektteam schlägt vor, in der nächsten Projektphase den geplanten Prüfstand zu bauen und das Konzept und die hier gemachten theoretischen Überlegungen experimentell zu überprüfen.

Dank

Experte, Begleitgruppe und BFE	Die Autoren bedanken sich beim Experten Heinz Baumann für seine wertvollen Anregungen und sein spontanes Engagement, sowie bei der Begleitgruppe bestehend aus Beat Frefel (Firma Haug Kompressoren), Andreas Allenspach (Firma Burckhardt Compression), Marco Nani (Firma Hoval AG) und Adrian Marti (Firma Duap). Ein weiterer Dank geht an das Bundesamt für Energie, insbesondere an den Bereichsleiter und den Programmleiter für die Finanzierung dieses Projekts.
---------------------------------------	--

Abstract

State of the art	Heat pumps could be twice as efficient as they are nowadays from a theoretical point of view. The most important reason for heat pumps not being more efficient are inefficiencies in the compressor. The latter can only compress working fluid in a gas phase and in an overheated state. As a consequence the working fluid at the outlet of the compressor has temperatures much higher than required, i.e. much higher than the condensation temperature. This leads to a loss of efficiency when the working fluid is cooled to condensation temperature.
the current project	This project is about a new concept for the compression of the working fluid: The latter is compressed starting from a two phase state at the compressor inlet to a saturated gas state at the compressor outlet with a temperature equal to the condensation temperature. In the project phase concluded with this report, theoretical investigations have been performed and an experimental test rig has been designed for the demonstration of the concept.
results	The theoretical analysis has shown, that the two phase mixture of the working fluid has to be produced by injecting liquid taken from upstream of the expansion valve into the saturated gas from the evaporation in generating a mist with droplet sizes between 1 μm and 4 μm . These droplets completely evaporate during compression and cool the gas phase during compression by the required heat of evaporation. This allows the fluid to be a saturated gas phase at the compressor outlet. The thermodynamic analysis has shown that an increase in efficiency of 20 % in comparison to current heat pumps is possible. An experimental test rig has been designed allowing proofing this concept.
next steps	The project team suggests building the test rig in the next project phase in order to verify the concept investigated in this phase of the project.

Acknowledgements

expert, advisory board and SFOE	The authors wish to express their thanks to the external expert Heinz Baumann for his valuable input and his enthusiastic support. Many thanks to the advisory board whose members are Beat Frefel (Haug Compressors), Andreas Allenspach (Burckhardt Compression), Marco Nani (Hoval AG) und Adrian Marti (Duap). We also thank the Swiss Federal Office of Energy, particularly the manager of the Bereichsleiter and the Programmleiter for the funding of this project.
--	---

Inhalt

1	Einleitung	6
2	Grundidee und Ziel	7
3	Verdampfung	10
4	Systemüberlegungen	12
4.1	Allgemeines System	12
4.2	Das System des Prüfstands	13
5	Berechnungen	15
5.1	Erforderliche induzierte isentrope Effizienz	15
5.2	Zerstäubung	16
6	Prüfstand	17
6.1	Beschreibung des Prüfstandes	17
6.2	Darstellung als RI-Schema	18
6.3	Zusammenstellzeichnung des Prüfstandes mit Massbild	19
6.4	Stückliste des Prüfstandes mit Kosten- und Gewichtsätzung	20
7	Schlussfolgerungen	22
	Anhang	23
A.1	Literatur und Quellenverzeichnis	24
A.1.1	Quellen	24
A.1.2	Bilder	24
A.1.3	Tabellen	25
A.2	Berechnung der Tropfenverdampfung	26
A.2.1	Modellannahmen	27
A.2.2	Gleichungen	27
A.2.3	Stoffeigenschaften	29
A.2.4	Weitere Vereinfachung	30
A.2.5	Ergebnisse	33
A.3	Berechnung der Kompression	36
A.3.1	Definitionen	36
A.3.2	Erforderliche induzierte isentrope Effizienz	37
A.4	Berechnung der Zerstäubung	38
A.4.1	Strömung durch eine Bohrung	38
A.4.2	Zerstäubung einer Bohrung	38
A.4.3	Zerstäubung einer Lamellendüse	40
A.5	Details zum Prüfstand	41
A.5.1	Technische Details	41

1 Einleitung

Wärmepumpen	Wärmepumpen stellen heute die effizienteste Art dar, Gebäude zu heizen und werden in einer zukünftigen, nachhaltigen Energieversorgung in unseren Breitengraden eine wichtige Rolle spielen. Obwohl Wärmepumpen in den letzten Jahren immer effizienter wurden ¹ , ist es wichtig, in dieser Technologie weitere Effizienzsteigerungen zu realisieren.
konventioneller Kompressor	In einem Wärmepumpenkreislauf verdichtet ein konventioneller Kompressor überhitztes Sauggas. Dieses erwärmt sich während der Kompression auf Temperaturen, die weit über der Kondensationstemperatur liegen und somit viel zu hoch sind (siehe Abbildung 1). Es gibt spezielle Anlagen, in denen diese hohe Temperatur für das Beheizen von Brauchwarmwasser verwendet wird, aber meistens geht ein Teil der Exergie dieser hohen Temperatur verloren.
Bericht	Dieser Bericht ist der Schlussbericht einer Konzeptphase, in der ein neues Konzept einer Kompression theoretisch untersucht wurde und ein Prüfstand für deren experimentelle Überprüfung geplant wurde. Das Konzept wird in Kapitel 2 präsentiert. In den folgenden Kapiteln 3, 4 und 5 werden wichtige Aspekte des Konzepts theoretisch untersucht. In Kapitel 6 wird der geplante Prüfstand präsentiert. Der Bericht schliesst in Kapitel 7 mit den Schlussfolgerungen und dem weiteren Vorgehen.

¹ Der für das Gütesiegel des FWS erforderliche Wirkungsgrad wurde vor kurzem angehoben.

2 Grundidee und Ziel

neuer Kompressor

Die Grundidee dieses Projektes ist es, dass sich das Kältemittel am Kompressoreintritt im Zweiphasengebiet befindet. Es ist noch nicht alle Flüssigkeit verdampft. Das zweiphasige Kältemittel wird derart komprimiert, dass es am Austritt gerade den gasförmigen Sättigungszustand erreicht. In Abbildung 1 ist dieser Prozess am Beispiel des Kältemittels R290 dargestellt. Die Flüssigkeit verdampft während der Kompression und kühlt durch die Verdampfungswärme die Gasphase. So entsteht keine zu hohe Temperatur am Kompressorausstritt, und es wird gerade die Kondensationstemperatur erreicht (siehe Abbildung 1). Ein solcher Wärmepumpenkreislauf ist näher am Carnotprozess als der Kreislauf mit einer konventionellen Kompression.

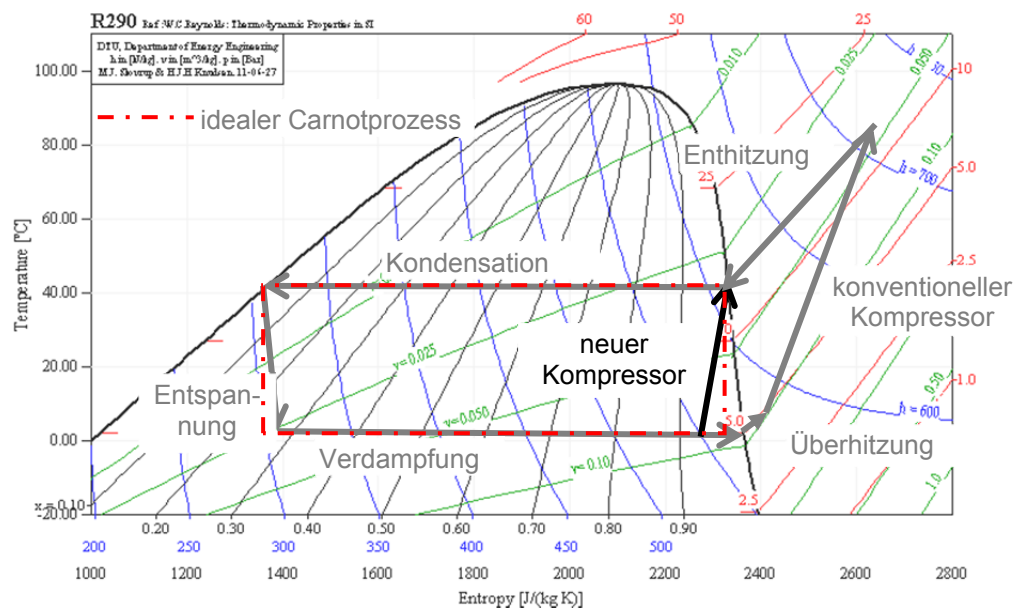


Abbildung 1: Temperatur-Entropie-Diagramm am Beispiel des Arbeitsmediums R290 (Propan). Eingezeichnet ist die Prozessführung in einem Betriebspunkt (Verdampfungstemperatur 0 °C, Kondensationstemperatur 40 °C) mit konventionellem Kompressor, mit dem neuen Kompressor und ein idealer Carnotprozess

Konzept

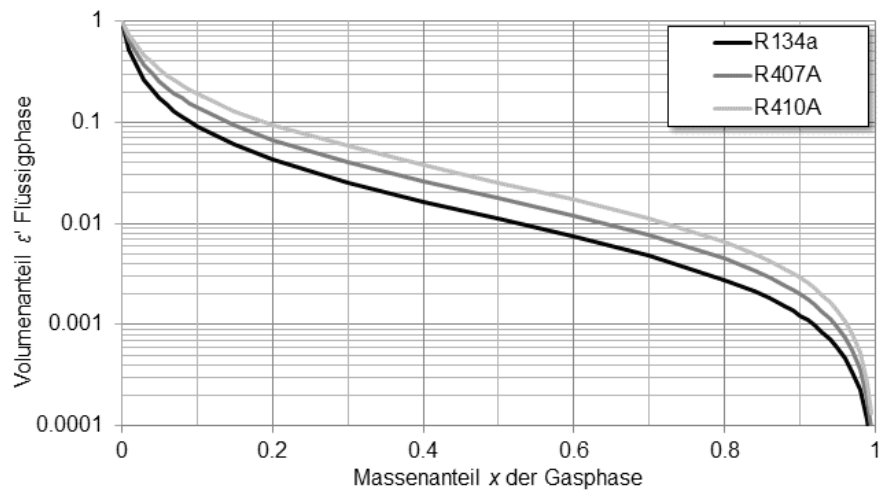
Diese Grundidee stellt nicht unbedingt einen neuen Kompressortyp dar, sondern ist vielmehr ein Kompressionskonzept, das sich mit existierenden Bauarten von Kompressoren realisieren lässt. Es ist unabhängig vom Kompressortyp, vom Kältemittel oder der Leistungsgrösse der Anlage und des Kompressors.

Anteil flüssig und gasförmig

Der Massenanteil x der Gasphase am Kompressoreintritt beträgt mehr als 90 % oder 95%. Wegen der viel höheren Dichte der Flüssigphase ρ'' im Vergleich mit der Gasphase ρ' ist der Volumenanteil ε' der Flüssigphase am Kompressoreintritt sehr klein². Abbildung 2 zeigt den Zusammenhang für drei verschiedene Kältemittel bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C. Es wird ersichtlich, dass der Volumenanteil der Flüssigkeit am Kompressoreintritt zwischen einem Halben und drei Promille beträgt. Der Anteil der flüssigen Phase beim Kompressoreintritt muss derart geregelt werden, dass am Austritt gesättigtes Gas vorliegt.

² Der Volumenanteil ε' der Flüssigphase berechnet sich aus dem Massenanteil x der Gasphase und den spezifischen Volumina der Flüssigphase v'' und Gasphase v' gemäss $\varepsilon' = ((1-x) \cdot v'') / (x \cdot v'' + (1-x) \cdot v')$.

Abbildung 2: Volumenanteil ε' der Flüssigphase (logarithmische Skala) in Funktion des Massenanteils x der Gasphase für drei Kältemittel bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C.



Vorteile

Aus diesem Konzept können sich weitere Vorteile ergeben:

- Wegen der kühleren Austrittstemperaturen erwärmt sich der Kompressor weniger stark und das Gehäuse gibt weniger Wärme an die Umgebung ab.
- Die kühleren Gase am Kompressoraustritt erlauben es, den Motor mit diesem Gas zu kühlen, also eine Druckgaskühlung. Das ist mit weniger Exergieverlusten verbunden. Dieses Prinzip existiert bereits bei einigen Kompressoren, wird aber nicht oft angewendet.
- Heute werden Wärmepumpenkompressoren kaum gekühlt, sodass typischerweise 10 % der Antriebsleistung als Wärme an die Umgebung abgegeben werden ($f_Q \approx 10\%$). Diese Wärme könnte als Heizleistung verwendet werden. Der Grund der fehlenden Isolation ist, dass sich der Kompressor zu sehr aufwärmen würde und sich Probleme wegen der thermischen Ausdehnung und der chemischen Stabilität des Schmieröls ergeben. Bei einem kühleren Kompressoraustritt entfällt dieser Grund und Kompressoren könnten gekühlt werden.
- Da sich der Kompressionsraum während der Kompression im Zweiphasengebiet befindet, ist eine Schmierung mit flüssigem Kältemittel statt mit Öl denkbar.

Diese Vorteile sind theoretisch nur schwer quantifizierbar und werden in diesem Projekt nicht primär verfolgt. Die Demonstration im Prüfstand dient dazu, die grössere Effizienz des Kreislaufs zu zeigen.

Zwischeneinspritzung

Bei gewissen Wärmepumpen, vor allem für hohe Vorlauftemperaturen, wird die so genannte Zwischeneinspritzung eingesetzt: Dabei wird während der Kompression an einem bestimmten Punkt ein Zweiphasengemisch des Arbeitsmediums eingespritzt, das aus dem Hochdruckteil der Wärmepumpe stammt. Gemäss [6] Zehnder *et al.* (2000) führt die Zwischeneinspritzung zu einer Erhöhung der Heizleistung, aber nicht zu einem höheren COP. Gemäss [1] Copeland (2007) erhöht die Zwischeneinspritzung sowohl die Heizleistung als auch den COP.

Betriebspunkte

Im Projekt wurde entschieden, dass zunächst die Arbeitsmedien aus Tabelle 1 betrachtet werden mit der Verdampfungstemperatur von 0 °C und den beiden Kondensationstemperaturen 35 °C und 50 °C. Das entspricht dem Einsatz einer Wärmepumpe mit Erdsonde mit Bodenheizung (35 °C) und Radiatorheizung (50 °C). Die sich daraus ergebenden Drücke sind ebenfalls in Tabelle 1 gezeigt.

Arbeitsmedien		Verdampfungs- temperatur	Kondensationstemperaturen	
			Bodenheizung	Radiatorheizung
		0 °C	35 °C	50 °C
		p_{satt}	p_{satt}	p_{satt}
	R134a	2.93 bara	8.87 bara	13.18 bara
Propan	R290	4.74 bara	12.18 bara	17.13 bara
	R407A	6.01 bara	16.24 bara	23.24 bara
	R407C	5.68 bara	15.45 bara	22.16 bara
	R410A	8.01 bara	21.45 bara	30.71 bara
Butan	R600	1.03 bara	3.28 bara	4.96 bara
Isobutan	R600a	1.57 bara	4.65 bara	6.85 bara
CO2	R744	34.85 bara	x	x

Tabelle 1: Betriebspunkte, die in diesem Projekt betrachtet werden.

Ziel

Die Zweiphasenkompression ist mit einem gewissen Entwicklungsaufwand und bei jeder derart funktionierenden Wärmepumpe mit einem gewissen apparativen Aufwand verbunden. Beides ist nur gerechtfertigt, wenn der COP signifikant grösser ist, im Vergleich zur Bauart ohne Einspritzung. Deshalb wurde während des Projektes entschieden, dass von einem Wärmepumpenkreislauf mit Zweiphasenverdichtung gefordert wird, dass bei den Betriebsbedingungen aus Tabelle 1 der COP_{2Ph} um 20 % höher sein soll, im Vergleich mit dem COP_{konv} eines konventionellen Kreislaufs.

(1)
$$COP_{2Ph} \geq (1 + 0.2) \cdot COP_{konv}$$

3 Verdampfung

Verdampfung wichtig	Der Prozess der Verdampfung spielt während der Kompression eine entscheidende Rolle. Deshalb wurde dieser Prozess theoretisch untersucht, um eine Aussage darüber machen zu können, in welcher Form die flüssige Phase am Anfang der Kompression vorliegen muss.
Oberfläche	Die gesamte Oberfläche einer flüssigen Phase entscheidet darüber, wie schnell eine Flüssigkeit verdampfen kann. Bereits am Anfang des Projektes wurde vermutet, dass die Oberfläche der flüssigen Phase derart gross sein muss, dass nur die Tropfenform in Frage kommt. Es wurde auch vermutet, dass die Oberfläche eines Films zu klein ist, um eine genügend rasche Verdampfung zu gewährleisten.
kugelförmiger Tropfen	Aufgrund dieser Vermutung wurde die Verdampfung von der Oberfläche eines kugelförmigen Tropfens untersucht, mit dem Ziel, die für eine ausreichende Verdampfung erforderlichen Tropfendurchmesser zu ermitteln. Die Modellvorstellung ist in Abbildung 3 dargestellt. Es handelt sich um eine eindimensionale Problemstellung, deren Grössen eine Funktion der radialen Koordinate r und der Zeit t sind.

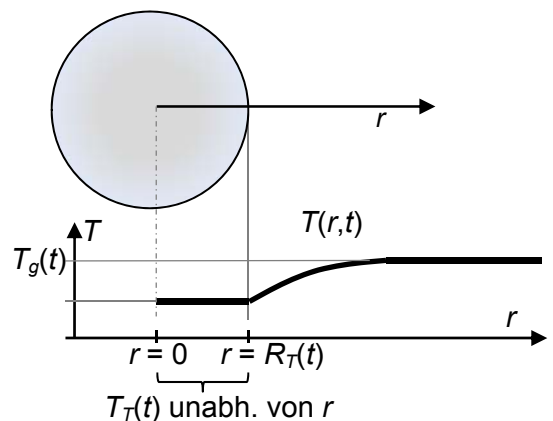


Abbildung 3: Modell des verdampfenden, kugelförmigen Tropfens, bei dem die Wärmeleitfähigkeit im Tropfen unendlich ist, sodass sich im Tropfen eine konstante Temperatur einstellt.

physikalischer Mechanismus	Am Anfang der Kompression herrscht im ganzen Gebiet aus Abbildung 3 die gleiche Temperatur ³ . Beginnt die Kompression, steigt der Druck im ganzen betrachteten Gebiet an und die Gasphase erwärmt sich. Daraus ergibt sich eine höhere Temperatur im Gas als im Tropfen und somit ein Temperaturgradient, der zu Wärmeübertragung in Richtung des Tropfens führt. Diese übertragene Wärme wird vom Tropfen für die Verdampfung verwendet. Je grösser die Oberfläche, also je kleiner die Tropfen, desto mehr Flüssigkeit kann verdampfen.
Verdichtungsgeschwindigkeit	Die Berechnungen sind in Anhang A.2 Seite 26 dargestellt. Ein wichtiger Parameter ist die Verdichtungsgeschwindigkeit, also die Zeit, während der der Druck vom Verdampfungsdruck auf den Kondensationsdruck ansteigt (Zahlenwerte siehe Tabelle 1 Seite 9). Das ist auch die Zeit, die einem Tropfen zur Verfügung steht, um vollständig zu verdampfen ⁴ . Verdichter mit kleiner Leistung werden typischerweise mit der Netzfrequenz von 50 Hz betrieben (3'000 U/Min.). Die Kompression findet somit innerhalb von 0.01 s

³ Gemäss der im Anhang A.2.1 Seite 22 beschriebenen Annahmen herrscht im ganzen Gebiet der gleiche Druck, nicht nur am Anfang, sondern während der ganzen Kompression.

⁴ Bei einer unvollständigen Verdampfung befindet sich der Zustand des Kältemittels am Austritt des Kompressors im Zweiphasengebiet, der Wärmepumpenkreislauf kann weniger Wärme abgeben und wird weniger effizient.

statt. In Wärmepumpen verwendete Kompressoren grösserer Leistungsklassen haben kleinere Drehzahlen, bei Volllast typischerweise 25 Hz (1'500 U/Min.)⁵ sodass die Kompression innerhalb von 0.02 s stattfindet. Auch in Scrollkompressoren sind die Verdichtungszeiten von ähnlicher Grössenordnung⁶. Deswegen wurden in dieser Analyse Zeiten von 0.01 und 0.02 s betrachtet.

**Vergleich mit
Zwischenein-
spritzung**

Bei der bereits heute durchgeführten Zwischeneinspritzung wird Flüssigkeit in die Gasphase eingespritzt, die deutlich wärmer ist. Das führt zu einem deutlich grösseren Temperaturgradienten zwischen Tropfen und umgebendem Gas und damit zu einer grösseren Wärmeübertragung. Als Konsequenz daraus, dürfen die Tropfen bei der Zwischeneinspritzung deutlich grösser sein als beim Konzept, das hier verfolgt wird.

Ergebnis

Das Ergebnis der Berechnungen und Abschätzungen in Anhang A.2 auf Seite 26ff zeigen, dass ein Tropfendurchmesser zwischen 1 µm und 4 µm anzustreben ist, um das flüssige Kältemittel vollständig verdampfen zu lassen. Dieses Ergebnis bestätigt gleichzeitig die Annahme, dass die Flüssigkeit in Form eines Nebels vorliegen muss. Eine Verdampfung von einer benetzten Oberfläche, wäre nicht genügend schnell.

⁵ Vergleiche die Datenblätter der Hersteller, vergleiche [2] Friedl (2009) Seite 5 und Datenblatt des hier verwendeten Kompressors von Haug.

⁶ Die Drehzahl und somit die Kompressionszeit bestimmt, wie gross ein Wärmepumpenkompressor für eine bestimmte Wärmeleistung gebaut werden muss. Die erwähnten Drehzahlen scheinen ein Optimum darzustellen zwischen Herstellkosten und Effizienz.

4 Systemüberlegungen

Teil eines Sys- tems

Der hier entwickelte Verdichter resp. die Verdichtungsmethode ist Teil eines Systems, in Form eines Wärmepumpenkreislaufs. Dieses System und die Funktion des Verdichters werden in diesem Kapitel genauer untersucht. Zunächst geht es um ein allgemeines System, anschliessend wird das System im geplanten Prüfstand behandelt.

4.1 Allgemeines System

**kontrollierte
Zugabe von
Flüssigkeit**

Apparativ ist es nicht realisierbar, dass die Verdampfung genau am gewünschten Punkt gestoppt und das Zweiphasengemisch in den Verdichter geleitet wird. Selbst wenn das machbar wäre, würde die Flüssigkeit in unkontrollierter Form und nicht gleichmässig in den Kompressor gelangen⁷. Daraus folgt, dass das Zweiphasengemisch beim Start der Kompression dadurch erzeugt werden muss, dass dem vollständig verdampften Kältemittel kontrolliert Flüssigkeit beigemischt wird.

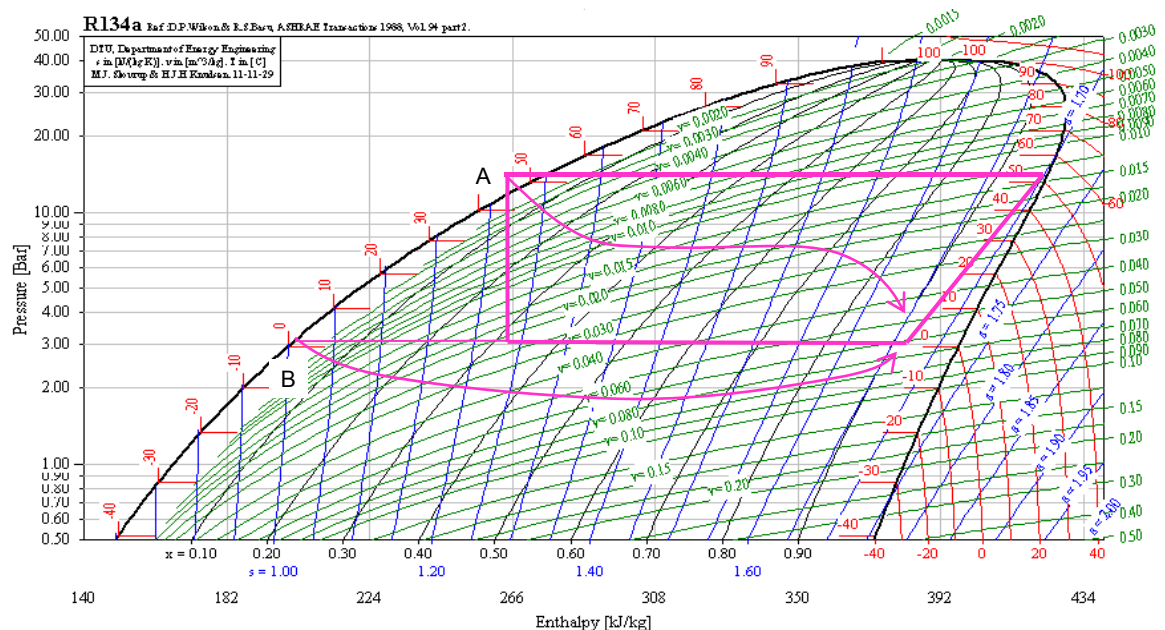


Abbildung 4: Kreislauf eines Arbeitsmittels (am Beispiel R134a) mit einem Zweiphasenkompressor. Das flüssige Kältemittel kann A vor der Drossel entnommen werden oder B nach der Drossel aus einem Flüssigkeitsabscheider entnommen werden.

Herkunft der Flüssigkeit

Die Flüssigkeit, die dem gasförmigen Kältemittel kontrolliert beigegeben wird, kann dem Kreislauf vor der Drossel entnommen werden (Punkt A in Abbildung 4) oder nach der Drossel aus einem Behälter, der die flüssige Phase abscheidet (Punkt B in Abbildung 4).

- Druckdifferenz über die Pumpe: Es wird weiter unten erläutert, dass die Druckdifferenz zwischen A und Kompressoreintritt nicht ausreicht, um das flüssige Kältemittel in Tropfen zwischen 1 μm und 4 μm zu zerstäuben. Eine Pumpe ist auf alle Fälle notwendig. Um eine gewisse Druckdifferenz über die Einspritzdüse zu erzeugen, ist bei Fluid vom Punkt A weniger Druckdifferenz über die Pumpe notwendig, als bei Punkt B, weil sich die Flüssigkeit bereits auf einem höheren Druck befindet.

⁷ Das ist genau der Grund, warum bei konventionellen Wärmepumpenkreisläufen mit einer Überhitzung darauf geachtet wird, dass keine Flüssigkeit in den Kompressor gelangt.

- Verdampfen: Wird Flüssigkeit vor der Düse entspannt, so verdampft ein Teil der Flüssigkeit, was bei der Flüssigkeit von Punkt B nicht der Fall ist. Die Verdampfung bei der Entspannung hilft, kleinere Tropfen zu erzeugen. Die Zerstäubungsdüse wird zu einer Art Zweistoffdüse.

Ort der Eindüsung	Die Eindüsung der Flüssigkeit kann im Kompressionsraum oder vor dem Kompressoreintritt erfolgen. Im ersten Fall ist ein gepulstes Eindüsen erforderlich, ähnlich der von der Firma Duap hergestellten Düsen. Das erfordert jedoch einen aufwändigen Mechanismus, der das kurzzeitige Eindüsen zum richtigen Zeitpunkt startet und beendet. Ein Vorteil einer Eindüsung vor dem Kompressor ist, dass eine Einheit als Zusatz für bereits existierende Kompressoren entwickelt werden kann, ohne einen ganzen Kompressor zu entwickeln. Das kann für die Markteinführung der Technologie von entscheidendem Vorteil sein.
Präferenz	Aufgrund der obigen Argumentation erscheint es sinnvoller, die Flüssigkeit vor der Drossel kontinuierlich vor dem Kompressoreintritt einzudüsen.

4.2 Das System des Prüfstands

ölfrei	In einem typischen Wärmepumpenkreislauf wird zusätzlich zum Kältemittel ca. 2 bis 4 % Öl transportiert. Schon wenig Öl beeinflusst Prozesse an der Flüssigkeitsoberfläche und somit auch den Verdampfungsprozess. Es wurde entschieden, das Phänomen der Zweiphasenkompression zunächst ohne Öl mit einem ölfreien Kompressor zu untersuchen.
verfügbarer Kompressor	Am Institut für Energietechnik steht der ölfreie Kompressor der Firma Haug aus Abbildung 5 zur Verfügung (Datenblatt siehe Abbildung 21 Seite 42). Es handelt sich um einen zweistufigen Kolbenkompressor mit Magnetkupplung und Wasserkühlung. Für beide hier betrachtete Kondensationstemperaturen (vergleiche Tabelle 1 Seite 9) ist aber eine einstufige Verdichtung ausreichend. Deswegen wird jeweils nur eine der beiden Stufen verwendet. Je nach verwendeter Stufe können bei einer bestimmten Drehzahl (Kompressionsgeschwindigkeit) Experimente mit zwei verschiedenen Volumenströmen durchgeführt werden.
ausgewähltes Kältemittel	Die bisherigen Berechnungen haben keine nennenswerten Unterschiede bei den Kältemitteln ergeben. Der verfügbare Kolbenkompressor kann ebenfalls mit allen Kältemitteln betrieben werden. Aus Sicherheitsgründen wurden die brennbaren Kältemittel ausgeschlossen. Es wurde entschieden, den Prüfstand mit dem häufigsten Kältemittel, R134a zu betreiben.

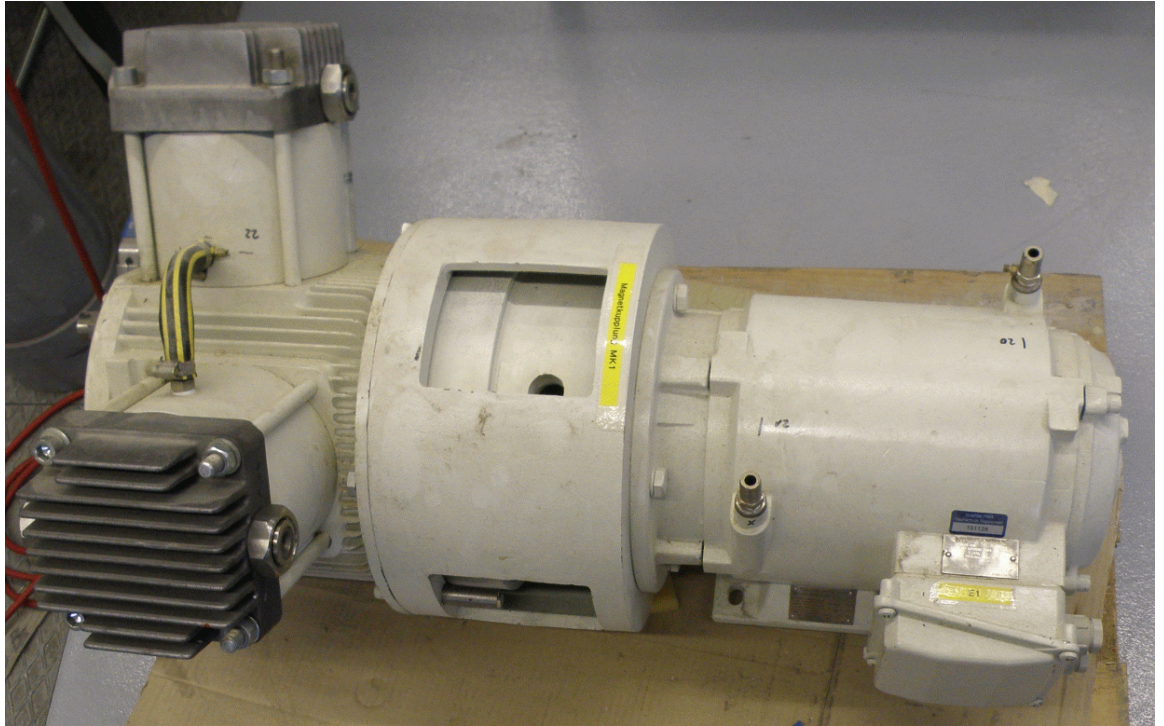


Abbildung 5: Ölfreier Haugkompressor, der in der nächsten Projektphase für die Versuche verwendet wird.

Auslegung

Durch die Verwendung dieses Kompressors sind Volumenströme und Massenströme gegeben. Bei Betrieb mit der ersten Stufe fördert der Kompressor bei den Betriebspunkten aus Tabelle 1 Seite 9 zwischen $8.14 \text{ m}^3/\text{h}$ und $9.53 \text{ m}^3/\text{h}$ und es muss zwischen $3.51 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$ und $6.18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$ Kältemittel eingespritzt werden. Bei Betrieb mit der zweiten Stufe sind es zwischen $2.58 \text{ m}^3/\text{h}$ und $3.02 \text{ m}^3/\text{h}$ mit einem Einspritzvolumenstrom zwischen $1.11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$ und $1.96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$. Mit einer Förderpumpe muss der Druck je nach Anforderung der Einspritzdüse angehoben werden. Als Indikator für den Verlust an COP wurde hier mit 50 bar und 100 bar gerechnet. Die dazu erforderliche Pumpleistung reduziert den COP um 0.4 bis 0.9 %. Genauere Zahlen sind im Anhang in Tabelle 8 Seite 43 gezeigt.

5 Berechnungen

5.1 Erforderliche induzierte isentrope Effizienz

erforderliches $\eta_{ind, is, 2Ph}$ In diesem Kapitel wird die konventionelle Kompression (überhitztes Gas) mit der Kompression im Zweiphasengebiet verglichen. Es stellt sich die Frage, wie gross die induzierte, isentrope Effizienz $\eta_{ind, is, 2Ph}$ einer Kompression im Zweiphasengebiet sein muss, um einen um 20 % verbesserten COP_{2Ph} zu erreichen⁸. Es wurde angenommen, dass der Zweiphasenkompressor, im Gegensatz zum konventionellen Kompressor, thermisch isoliert ist und adiabat verdichtet. Die Berechnung ist in Anhang A.3.2 Seite 37 dokumentiert.

Ergebnisse Die Ergebnisse für die Betriebsbedingungen aus Tabelle 1 Seite 9 mit einer Verdampfungstemperatur T_{Verd} von 0 °C und Kondensationstemperaturen T_{Kond} von 35 °C und 50 °C sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Der COP_{konv} eines konventionellen Wärmepumpenkreislaufs sowie der um 20 % grössere, angestrebte COP_{2Ph} sind ersichtlich. Des weiteren sieht man, dass die Verdichtung mit einer induzierten, isentropen Effizienz $\eta_{ind, is, 2Ph}$ von 0.89 bis 0.94 stattfinden muss und am Kompressoreintritt zwischen 86 % und 97 % Gasgehalt vorliegen muss.

Arbeits fluid	$T_{Kond} = 35\text{ °C}$				$T_{Kond} = 50\text{ °C}$			
	COP_{konv}	COP_{2Ph}	$\eta_{ind, is, 2Ph}$	x_2	COP_{konv}	COP_{2Ph}	$\eta_{ind, is, 2Ph}$	x_2
R134a	5.20	6.24	0.80	95 %	3.62	4.35	0.82	94 %
R407A	5.04	6.05	0.80	93 %	3.47	4.17	0.83	90 %
R407C	5.09	6.10	0.80	92 %	3.53	4.24	0.83	90 %
R410A	4.95	5.94	0.80	89 %	3.38	4.06	0.84	84 %
Propan	5.14	6.17	0.80	95 %	3.57	4.28	0.83	94 %

Tabelle 2: COP_{konv} eines konventionellen Wärmepumpenkreislaufs mit 5 °C Sauggasüberhitzung, 5 °C Kondensatunterkühlung und einem konventionellen Kompressor mit $\eta_{ind, is} = 0.7$ und $f_Q = 0.1$, geforderter COP_{2Ph} der Zweiphasenkompression (um 20% besser), dazu erforderliche induzierte isentrope Effizienz $\eta_{ind, is, 2Ph}$ und Massenanteil von Gas x_2 am Kompressoreintritt für unterschiedliche Arbeitsfluide und Kondensationstemperaturen T_{Kond} bei einer Verdampfungstemperatur von $T_{Verd} = 0\text{ °C}$.

Schlussfolgerungen Die geforderten induzierten, isentropen Effizienzen erscheinen mittels einer Kühlung durch die verdampfenden Tropfen erreichbar. Eine Steigerung des COP um 20 % erscheint somit durch die Zweiphasenkompression und die Isolierung des Kompressors realistisch.

⁸ Definitionen der hier verwendeten Kompressoreffizienzen in Kapitel A.3.1 Seite 31 in Gleichungen (28) und (29).

5.2 Zerstäubung

- Tropfengrösse** In diesem Kapitel interessiert, wie Tropfengrössen von 1 bis 4 μm erzeugt werden können. Wird Flüssigkeit von vor der Drossel verwendet (siehe Kapitel 4.1 Seite 12) so verdampfen 10 bis 20 % der Flüssigkeit und die Düse verhält sich ähnlich wie eine Zweistoffdüse. Auf diese Weise können kleinere Tropfen erzeugt werden, als für eine Einstoffdüse verwendet werden.
- Bohrung** Die Zerstäubung einer nicht verdampfenden Flüssigkeit aus einer Bohrung ist in Anhang A.4.2 Seite 38 berechnet. Es zeigt sich, dass die geforderte Tropfengrösse mit einer Bohrung nicht erreicht werden kann. Die Berechnungen zeigen auch, dass der für den Prüfstand erforderliche Volumenstrom gemäss Tabelle 8 Seite 43 bei 15 bar (Verwendung der ersten Kompressorstufe) und 2.2 bar (Verwendung der zweiten Kompressorstufe) erreicht wird, also bei Drücken, die zwar zu grösseren Tropfen führen, aber in der richtigen Grössenordnung für den Durchfluss liegen.
- Lamellendüsen** Im Anhang A.4.3 Seite 40 ist die Funktionsweise und die Berechnung der Tropfendurchmesser einer Lamellendüse gezeigt. Obwohl die Zahlen mit Vorsicht zu geniessen sind, zeigen sie, dass Tropfen der geforderten Grösse mit vernünftigem Druckabfall erreichbar sind.
- Schlussfolgerungen** Aus diesen Betrachtungen ziehen wir den Schluss, dass die Erzeugung von Tropfen der geforderten Grösse eine Herausforderung ist, jedoch im Bereich des Möglichen liegt. Für dieses Thema muss im Projektplan der kommenden Phase genügend Raum vorgesehen werden.

6 Prüfstand

6.1 Beschreibung des Prüfstandes

Ziel Im Prüfstand soll zunächst das Eindüsen von flüssigem Kältemittel in gasförmiges, gesättigtes Kältemittel bei der Kondensationstemperatur von 0 °C durchgeführt werden können. Dabei ist die Herausforderung, Tropfengrößen von 1 bis 4 µm zu erzeugen. Als nächster Schritt wird das Zweiphasengemisch im ölfreien Kompressor aus Abbildung 5 Seite 14 auf den Kondensationsdruck verdichtet und die Effizienz der Zweiphasenkompression gemessen. Die auftretenden Volumenströme wurden bereits in Kapitel 4.2 diskutiert und sind in Tabelle 8 Seite 40 gezeigt.

Aufbau Es wird ein vollständiger Wärmepumpenkreislauf gebaut. Das Kältemittel aus dem Verdampfer gelangt in einen vertikal angeordneten Behälter, in dem sich die Flüssigkeit absenkt. Oben in diesem Behälter, wird das gesättigte, gasförmige Kältemittel entnommen. Das Gas gelangt in einen Eindüsebereich, in dem mit einer Düse flüssiges Kältemittel eingespritzt wird. Dieses Zweiphasengemisch gelangt in den ölfreien Kompressor. Vom Kompressoraustritt wird das Kältemittel in den Kondensator geleitet, wo es Wärme abgibt, die auf der Niederdruckseite im Verdampfer dem Kältemittel wieder zugegeben wird. Die Drossel regelt den Druck auf der Kondensatorseite. Flüssiges Kältemittel wird vor der Drossel oder unten im Behälter zwischen Verdampfer und Eindüsebereich entnommen. Eine 3D Ansicht des Prüfstands ist in den Abbildungen 6 und 8 gezeigt, das RI-Schema und die Stückliste sind in der Abbildung 7 bzw. Kapitel 6.2 enthalten.

Anlagenlayout

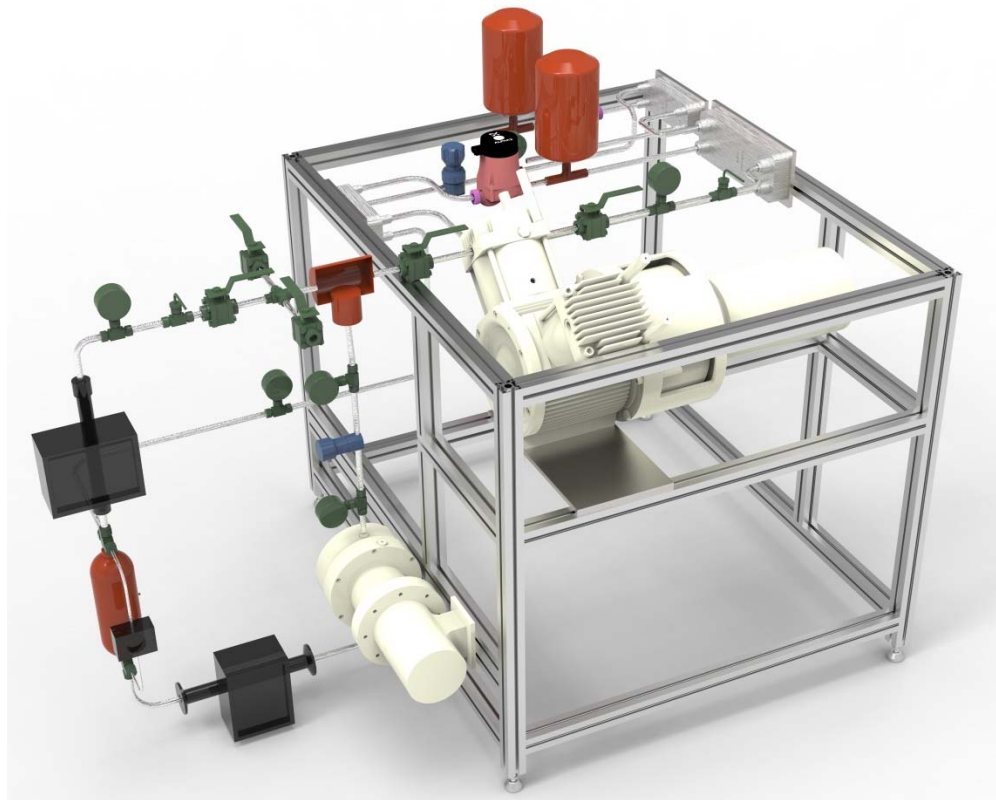


Abbildung 6: Kompletter Prüfstand als CAD-Modell dargestellt

6.2 Darstellung als RI-Schema

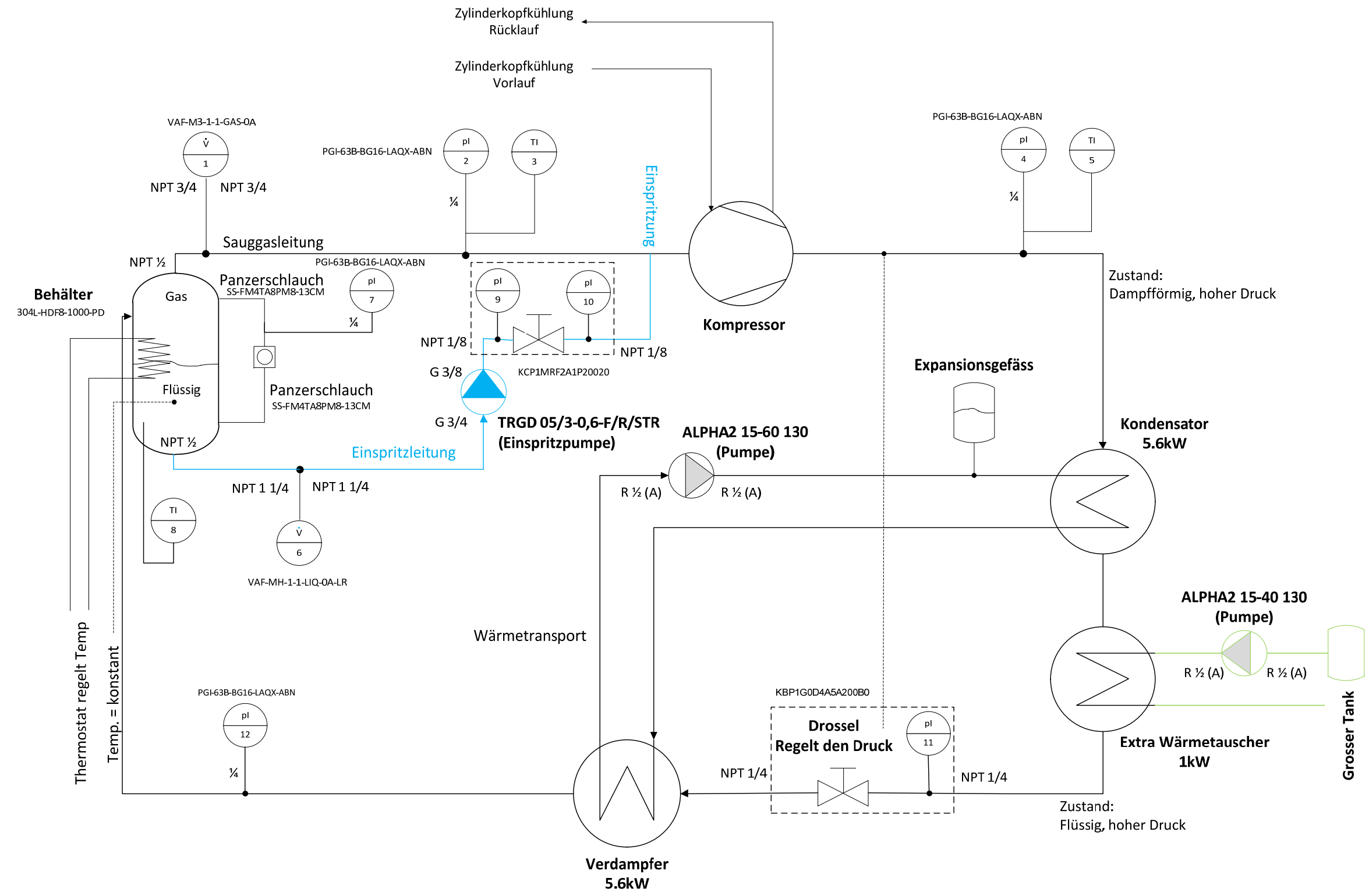


Abbildung 7: RI-Schema des Prüfstandes

6.3 Zusammenstellzeichnung des Prüfstandes mit Massbild

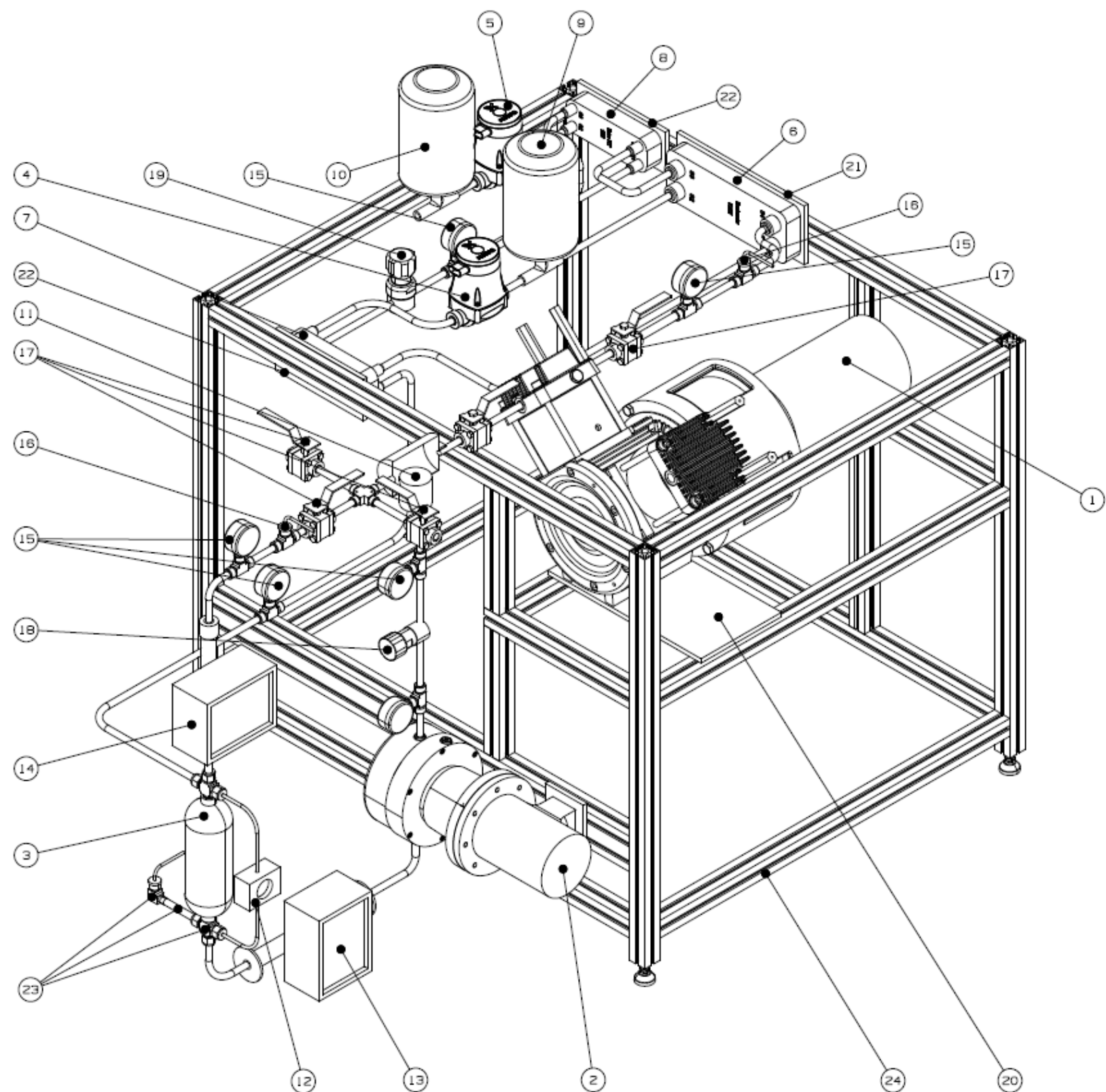


Abbildung 9: Zusammenstellzeichnung des Prüfstandes

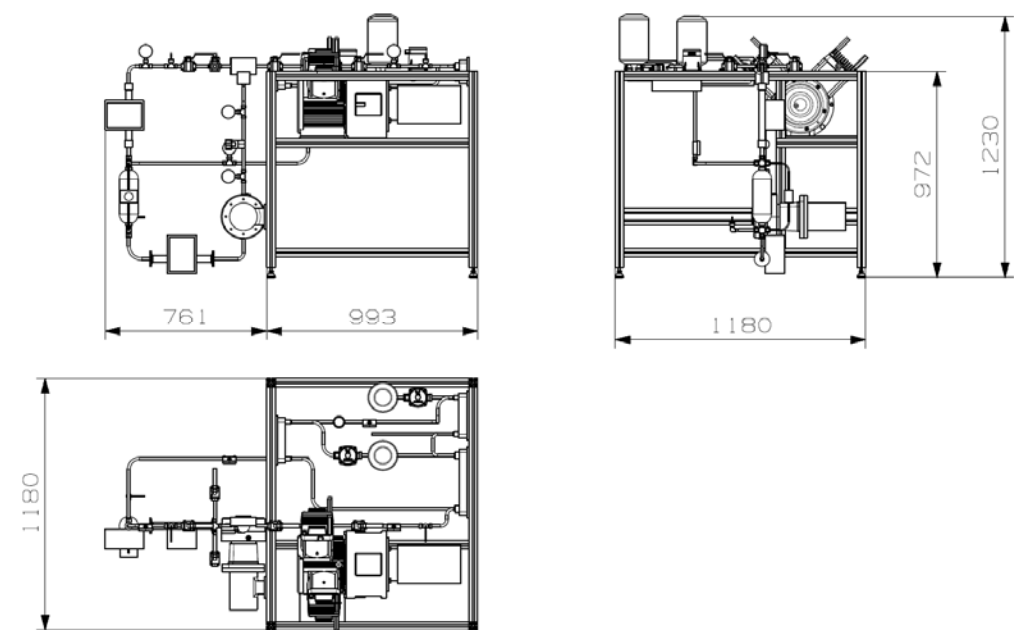


Abbildung 8: Massblatt des Prüfstandes

6.4 Stückliste des Prüfstandes mit Kosten- und Gewichtschtätzung

Pos.	Bezeichnung	Anzahl	UG-Nr.	Doku. Nr.	Lieferant	Preis [CHF]	Gewicht [Kg]
1	Bestehender HSR Kompressor	1	a-762.0800_A0002-a--1	-	HSR	-	350.00
2	Einspritzpumpe mit Motor und Haltertung	1	TRGD mit PT	TRGD 05/3-0,6-F/R/STR	Beinlich	1'500.00	28.00
3	2-Phasenbehälter	1	304L_HDF8_1000_24943	304L-HDF8-1000-PD	Swagelok	150.00	6.50
4	Umwälzpumpe gross	1	ALPHA2 15-60 130	ALPHA2 15-60 130	Grundfos	500.00	2.10
5	Umwälzpumpe klein	1	ALPHA2 15-40 130	ALPHA2 15-40 130	Grundfos	500.00	2.10
6	Plattenwärmeübertrager_Kondensator 5.6kW	1	p-762.0800_P0002-a--1	CB30-10H (32870 8378 0)	Alfa Laval	312.00	4.00
7	Plattenwärmeübertrager_Verdampfer 5.6kW	1	p-762.0800_P0003-a--1	ACH16-14H-F (32871 0207 6)	Alfa Laval	195.00	3.00
8	Plattenwärmeübertrager_Extra WT 1kW	1	p-762.0800_P0004-a--1	ACH16-14H-F (32871 0207 6)	Alfa Laval	195.00	3.00
9	Expansionsgefäss	1	p-762.0800_P0006-a--1	offen	offen	150.00	15.00
10	Grosser Tank	1	p-762.0800_P0015-a--1	offen	offen	250.00	15.00
11	Einspritzdüse	1	p-762.0800_P0017-a--1	offen	offen	1'000.00	1.00
12	Schauglas	1	p-762.0800_P0012-a--1	offen	offen	50.00	0.50
13	Volumenstrom Flüssigkeit	1	VAF-MH-1-1-LIQ-0A-LR	VAF-MH-1-1-LIQ-0A-LR	Swagelok	200.00	2.00
14	Volumenstrom Gas	1	VAF-M3-1-1-GAS-0A	VAF-M3-1-1-GAS-0A	Swagelok	200.00	2.00
15	Druck	3	PGI_63B_BG16_LAQX_3	PGI-63B-BG16-LAQX-ABN	Swagelok	200.00	1.50
16	Temperatur (Thermostat)	3	offen	offen	offen	50.00	1.50
17	Kugelhahn	offen	offen	offen	offen	200.00	5.00
18	Druckregler inkl. Manometer nach Einspritzpumpe	1	KCP1MRF2A1P20000_3	KCP1MRF2A1P20020	Swagelok	150.00	1.00
19	Druckregler inkl. Manometer vor Verdampfer	1	KBP1G0D4A5A20000_3	KBP1G0D4A5A200B0	Swagelok	150.00	1.00

20	Befestigungsplatte zu Kompressor	1	p-762.0800_P0042-a--1	-	HSR	150.00	5.00
21	Befestigungsplatte zu Kondensator	1	p-762.0800_P0041-a--1	-	HSR	150.00	3.00
22	Befestigungsplatte zu Verdampfer/extra WT	2	p-762.0800_P0040-a--1	-	HSR	150.00	3.00
23	Swagelok: Panzerschlauch, Diverse Rohre, Fittings, etc.	diverse	-	-	Swagelok	3'300.00	30.00
24	Kanya Gestell Kpl.	1	a-762.0800_A0006-a--1	-	Kanya	5'000.00	100.00
-	Fertigung diverser Teile, Umbau Kompressor	-	-	-	HSR	10'000.00	-
-	Montage	-	-	-	HSR	5'000.00	-
-	Kältemittel R134a	1	-	-	offen	300.00	3.00
Gesamtkostenschätzung:						<u>30'002.00</u>	
Gesamtgewichtschätzung:							<u>588.20</u>

7 Schlussfolgerungen

Konzept	Die vorgeschlagene Zweiphasenkompresssion bei Wärmepumpen ist keine neue Kompressorart, sondern ein Konzept für einen effizienteren Wärmepumpenkreislauf, der mit unterschiedlichen Kompressorkonzepten, Kältemitteln und in unterschiedlichen Leistungsgrössen realisiert werden kann.
Betriebspunkte	Es wurden Betriebspunkte definiert, bei denen das neue Verfahren zu einem um 20 % verbesserten COP führen soll. Diese Effizienzsteigerung erscheint gemäss den thermodynamischen Berechnungen durch die Zweiphasenkompression und die dadurch mögliche Isolierung des Kompressors erreichbar. Gewissheit können schliesslich nur Tests an einem Prüfstand bringen, der in dieser Projektphase geplant wurde und in der nächsten Projektphase gebaut werden soll.
Kältemittel	Es wurden zunächst viele mögliche Kältemittel betrachtet und keine grossen Unterschiede in Bezug auf dieses Konzept festgestellt. Der Prüfstand wurde für das Kältemittel R134a ausgelegt.
Flüssigkeitszugabe	Die Flüssigkeit im Zweiphasengemisch am Eintritt des Kompressors muss dem gesättigten Gas kontrolliert zugeführt werden. Die Flüssigkeit muss zu einem Nebel zerstäubt werden, mit einem Tropfendurchmesser von 1 μm bis 4 μm . Gemäss Literaturstudium und Berechnungen ist das eine nicht zu unterschätzende Herausforderung, die aber lösbar erscheint. Die Zerstäubung geschieht vorzugsweise kontinuierlich vor dem Kompressor, was den Vorteil hat, dass sie bei bestehenden Kompressoren nachrüstbar ist. Wird die Flüssigkeit vor der Drossel zerstäubt, verdampft ein Teil, was bei der Bildung von kleinen Tropfen hilft. Die Pumpleistung für die Erzeugung eines Druckabfalls über die Zerstäuberdüsen reduziert den COP um weniger als 1 %. Die Tropfen verdampfen während der Kompression und kühlen das sich erwärmende Gas.
Prüfstand	Es wurde ein Prüfstand mit einem existierenden, ölfreien Kompressor mit dem Kältemittel R134a ausgelegt und geplant. Das RI-Schema, das Layout und die Stückliste sind fertig gestellt.
weiteres Vorgehen	Das Projektteam schlägt vor, in der nächsten Projektphase den hier geplanten Prüfstand zu bauen und das Konzept der Zweiphasenkompression im praktischen Versuch zu untersuchen und zu demonstrieren.

Anhang

A.1 Literatur und Quellenverzeichnis

Herkunft der Vorlage	Das Dokument wurde auf der Basis einer Vorlage für technische Berichte erstellt. Die Vorlage ist ein Element des „Werkzeugkastens Technische Berichte“ der Hochschule für Technik Rapperswil. Sie orientiert sich an Prinzipien des Strukturierten Schreibens.
-----------------------------	--

A.1.1 Quellen

Literatur	<p>[1] Copeland (2007) "Vapour injection scroll compressors for heat pumps", Copeland Technical Information Ref: C7.4.3/0307-1107/E, November 2007</p> <p>[2] Friedl, M.J. (2009) „Exergieanalyse der Wärmepumpe im Schulhaus Limmat“, Bundesamt für Energie, Schlussbericht, 20. Oktober 2009</p> <p>[3] Grassmann, P. (1983) „Physikalische Grundlagen der Verfahrenstechnik“, Otto Salle Verlag und Verlag Sauerländer, 4. Auflage, 1983</p> <p>[4] Solvay Fluor (2004) „Solkane R134a Thermodynamik“, Produktinformation von Solkane Informationsdienst, V1.05, 28. September 2004</p> <p>[5] Wozniak, G. (2003) „Zerstäubungstechnik, Prinzipien, Verfahren, Geräte“, Springer-Verlag, 2003</p> <p>[6] Zehnder, M., Favrat, D., Zahnd, E., Cizmar, J., Trüssel, D. (2000) „Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren“, Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Umgebungswärme, Kälte, Schlussbericht, April 2000</p>
------------------	--

A.1.2 Bilder

Abbildung 1: Temperatur-Entropie-Diagramm am Beispiel des Arbeitsmediums R290 (Propan). Eingezeichnet ist die Prozessführung in einem Betriebspunkt (Verdampfungstemperatur 0 °C, Kondensationstemperatur 40 °C) mit konventionellem Kompressor, mit dem neuen Kompressor und ein idealer Carnotprozess	7
Abbildung 2: Volumenanteil ε' der Flüssigphase (logarithmische Skala) in Funktion des Massenanteils x der Gasphase für drei Kältemittel bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C.	8
Abbildung 3: Modell des verdampfenden, kugelförmigen Tropfens, bei dem die Wärmeleitfähigkeit im Tropfen unendlich ist, sodass sich im Tropfen eine konstante Temperatur einstellt.	10
Abbildung 4: Kreislauf eines Arbeitsmittels (am Beispiel R134a) mit einem Zweiphasenkompressor. Das flüssige Kältemittel kann A vor der Drossel entnommen werden oder B nach der Drossel aus einem Flüssigkeitsabscheider entnommen werden.	12
Abbildung 5: Ölfreier Haugkompressor, der in der nächsten Projektphase für die Versuche verwendet wird.	14
Abbildung 6: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem linearen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 1$ K.	33
Abbildung 7: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem linearen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 0.1$ K.	33
Abbildung 8: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem quadratischen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 1$ K.	34

Abbildung 9: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem quadratischen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 0.1$ K.	34
Abbildung 10: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem kubischen Ansatz für $Nu \cdot \Delta T = 1$ K.	34
Abbildung 11: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem kubischen Ansatz für $Nu \cdot \Delta T = 0.1$ K.	34
Abbildung 12: Erforderlicher Tropfenradius R_0 für R134a, $\Delta t = 0.01$ s, Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 1$ in Funktion der Ordnung des Ansatzes für den Tropfenradius $R_T(t)$: Ordnung 1 ist ein linearer Ansatz gemäss Gleichung (19), Ordnung 2 ist ein quadratischer Ansatz gemäss Gleichung (20), Ordnung 3 ist ein kubischer Ansatz gemäss Gleichung (21).	35
Abbildung 13: Vergleich zwischen Zweiphasenkompression und konventioneller Kompression mit Überhitzung im T-s Diagramm am Beispiel von R134a. rot: Druck p als Absolutdruck in bara, grün: spezifisches Volumen v in m^3/kg , blau: spezifische Entropie h in kJ/kg , Grafik erstellt mit „CoolPack 1.46“, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark.	36
Abbildung 13: Lamellendüse mit tangenalem Eintritt in eine Wirbelkammer.	40
Abbildung 14: Detailskizze des oberen und unteren Anschlusses an den Kältemitteltank.	41
Abbildung 16: Datenblatt des verwendeten Haug-Kompressors.	42

A.1.3 Tabellen

Tabelle 1: Betriebspunkte, die in diesem Projekt betrachtet werden.	9
Tabelle 2: COP_{konv} eines konventionellen Wärmepumpenkreislaufs mit 5 °C Sauggasüberhitzung, 5 °C Kondensatunterkühlung und einem konventionellen Kompressor mit $\eta_{ind,is} = 0.7$ und $f_Q = 0.1$, geforderter COP_{2Ph} der Zweiphasenkompression (um 20% besser), dazu erforderliche induzierte isentrope Effizienz $\eta_{ind,is,2Ph}$ und Massenanteil von Gas x_2 am Kompressoreintritt für unterschiedliche Arbeitsfluide und Kondensationstemperaturen T_{Kond} bei einer Verdampfungstemperatur von $T_{Verd} = 0$ °C.	15
Tabelle 3: Betrachtete Arbeitsmedien, Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen und dazugehörige Drücke (gesättigte Flüssigkeit) sowie Verdichtungsgeschwindigkeiten in einem Verdichter, der mit 50 Hz betrieben wird, das Medium also in 0.01 s verdichtet. Bei einer Kompressionszeit von 0.02 s halbiert sich die Verdichtungsgeschwindigkeit.	26
Tabelle 4: Konstanten aller berücksichtigter Kältemittel.	30
Tabelle 5: Ergebnisse des Anfangsradius R_0 der Tropfen für die verschiedenen Kältemittel bei einer Kondensationstemperatur von 50 °C und einem kubischen Ansatz für den Tropfenradius $R_T(t)$ gemäss Gleichung (21).	35
Tabelle 6: Zustandsänderungen im Wärmepumpenprozess.	37
Tabelle 7: Verwendete Parameter und Resultate der Tropfengrössenberechnung.	39
Tabelle 8: Berechnung der Volumenströme und Massenströme für das Funktionsmuster mit dem ausgewählten Haugkompressor sowie den Einfluss der notwendigen Pumpleistung auf den COP der Wärmepumpe.	43

A.2 Berechnung der Tropfenverdampfung

Problemstellung

In diesem Kapitel wird die Verdampfung eines einzelnen, kugelförmigen Tropfens behandelt. Der Tropfen besteht aus flüssigem Fluid und der Raum darum herum aus der Gasphase des gleichen Fluids. Gesucht ist die maximale Tropfengrösse, bei welcher der Tropfen während der Kompression genug schnell verdampfen kann:

- Grosse Tropfen haben im Verhältnis zur Flüssigkeitsmenge, die verdampft werden muss, eine kleine Oberfläche und können nur langsam verdampfen. Die Kompressionszeit müsste entsprechend klein sein und somit wäre für eine gewisse Wärmeleistung der Wärmepumpe ein grosser Kompressor erforderlich.
- Kleine Tropfen haben im Verhältnis zur Flüssigkeit, die verdampft werden muss, eine grosse Oberfläche und können schnell verdampfen. Die Kompressionszeit kann kurz sein, was für eine bestimmte Wärmeleistung zu kleinen Kompressoren führt.

Bei der Beurteilung, was eine genügend schnelle Verdampfung ist, wurden die Verhältnisse an bestehenden Kompressoren verwendet. Kleine Kompressoren komprimieren mit einer Frequenz von 50 Hz (3'000 U/Min.): Das Fluid wird also innerhalb einer Zeit von $\Delta t = 0.01$ s vom Verdampfungsdruck auf den Kondensationsdruck komprimiert. Grössere Kompressoren haben bei Volllast Drehzahlen von 25 Hz (1'500 U/Min.), sodass die Kompressionszeit $\Delta t = 0.02$ s ist. Da die Kompressionszeiten bei allen verwendeten Kompressoren von der gleichen Grössenordnung sind, werden hier die beiden erwähnten Kompressionszeiten betrachtet. Die Geschwindigkeiten, mit der der Druck bei den Betriebspunkten aus Tabelle 1 Seite 9 ansteigt, sind in Tabelle 3 gezeigt.

Arbeitsmedien	Verdampfungs- temperatur	Kondensationstemperaturen			
		Bodenheizung		Radiatorheizung	
		35 °C		50 °C	
		p_{satt}	dp/dt	p_{satt}	dp/dt
R134a		2.93 bara	594 bar/s	13.18 bara	1025 bar/s
Propan R290		4.74 bara	743 bar/s	17.13 bara	1239 bar/s
R407A		6.01 bara	1023 bar/s	23.24 bara	1724 bar/s
R407C		5.68 bara	977 bar/s	22.16 bara	1648 bar/s
R410A		8.01 bara	1344 bar/s	30.71 bara	2270 bar/s
Butan R600		1.03 bara	225 bar/s	4.96 bara	393 bar/s
Isobutan R600a		1.57 bara	308 bar/s	6.85 bara	528 bar/s
CO2 R744		34.85 bara	x	x	x

Tabelle 3: Betrachtete Arbeitsmedien, Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen und dazugehörige Drücke (gesättigte Flüssigkeit) sowie Verdichtungsgeschwindigkeiten in einem Verdichter, der mit 50 Hz betrieben wird, das Medium also in 0.01 s verdichtet. Bei einer Kompressionszeit von 0.02 s halbiert sich die Verdichtungsgeschwindigkeit.

Literatur

Ein grosser Teil Literatur zu Tropfenverdampfung befasst sich mit der Verdampfung eines Mediums in einem anderen Medium, z.B. Treibstofftropfen in Luft. Es wurde Literatur zur Verdampfung von Flüssigkeitstropfen in der Gasphase des gleichen Mediums gefunden, aber nur bei konstantem Druck. Die hier vorliegende Problemstellung, dass Flüssigkeitstropfen in der Gasphase des gleichen Mediums bei zeitlich ansteigendem Druck verdampfen, wurde in der Literatur nicht gefunden. Der mit der Zeit ansteigende Druck hat zur Folge, dass sich viele temperaturabhängige Fluideigenschaften auch mit

der Zeit ändern und in der Literatur gefundene Vereinfachungen, insbesondere bei den Ableitungen, nicht gelten. Trotzdem konnten der Literatur wichtige Hinweise zur Modellierung entnommen werden.

Simulation Es wurde versucht, die Problemstellung numerisch mit dem Programm ANSYS CFX zu simulieren. Es hat sich aber herausgestellt, dass der Aufwand zur Identifizierung der im Programm eingebauten Modelle, deren Verständnis und korrekte Anwendung vergleichbar oder grösser ist, als der hier betriebene Aufwand.

A.2.1 Modellannahmen

Problemstellung In diesem Kapitel wird die Verdampfung eines einzelnen, kugelförmigen Tropfens behandelt, wie er in Abbildung 3 Seite 10 dargestellt ist. Der Tropfen besteht aus flüssigem Fluid und der Raum darum herum aus der Gasphase des gleichen Fluids. Vor dem Aufstellen des Modells, waren die Grössenordnung der Tropfendurchmesser und die restlichen Verhältnisse der Verdampfung nicht bekannt. Deswegen musste bei der Formulierung der Annahmen vorsichtig vorgegangen werden. Einzelne Terme konnten nicht einfach konstant gesetzt oder vernachlässigt werden.

Annahmen Für das Modell wurden die folgenden Annahmen getroffen:

- Der Tropfen ist kugelförmig. Diese Annahme wird dadurch gestützt, dass die Oberflächenspannung kleine Tropfen in einer kugeligen Form zu behalten versucht.
- Die Problemstellung ist kugelsymmetrisch um den Mittelpunkt des Tropfens.
- Die Wärmeleitfähigkeit im Tropfen ist unendlich gross. Die Wärme, die der Tropfen mit dem Abkühlen abgibt, steht sofort als Wärme an seiner Oberfläche für das Verdunsten zur Verfügung. Die Annahme wird dadurch gestützt, dass die Wärmeübertragung zur Tropfenoberfläche in der Flüssigkeit viel grösser ist als im Gas. Eine Konsequenz dieser Annahme ist, dass die Temperatur $T_T(t)$ im Tropfen nicht vom Radius abhängt sondern zu jedem Zeitpunkt innerhalb des Tropfens konstant ist.
- Der Druck ist im ganzen Gebiet gleich gross. Der erhöhte Druck im Innern der Tropfen wegen der Oberflächenspannung wird vernachlässigt. Die Schallgeschwindigkeit im Gas ist unendlich, das heisst, Druckänderungen wirken sich sofort auf das ganze Gasvolumen aus.
- Die Wärmeübertragung vom Gas an die Oberfläche wird mit der Energiegleichung beschrieben. Der Fall einer Kugel in einem Fluid ohne Relativgeschwindigkeit ($Nu = 2$ gemäss [1] Gleichung (9.4.13) Seite 604) ist zu optimistisch, da in unserem Fall die Strömung des Gases weg von der Tropfenoberfläche den Wärmeübergang behindert und Nu deutlich kleiner als 2 sein muss.
- Das Gas wird mit der Realgasgleichung modelliert. Es hat in der ganzen Gasphase die gleichen Eigenschaften (Wärmeleitfähigkeit $\lambda(T)$, Wärmekapazität $c_p(T)$ und Dichte $\rho(T)$) hat wie an der Tropfenoberfläche. Diese Eigenschaften sind also keine Funktionen von r sondern nur eine Funktion der Temperatur an der Oberfläche des Tropfens also – wegen der konstanten Temperatur im Tropfen – eine Funktion der Temperatur des Tropfens T_T . Diese Annahme ist vernünftig, wenn die Temperatur des Gases $T_g(t)$ nicht allzu weit weg von der Temperatur T_T ist. Wenn die Kompression für die Tropfengrösse nicht zu gross ist, sollte das erfüllt sein.

A.2.2 Gleichungen

Kontinuität- Basierend auf den Annahmen aus dem vorangehenden Kapitel wurden Kontinuitäts- und

und Energiegleichung

Energiegleichungen für die Problemstellung formuliert. Dabei wurde streng darauf geachtet, dass praktisch alle Grössen von der Zeit t abhängen, auch Stoffeigenschaften, die Funktionen einer sich zeitlich verändernden Temperatur $T(t)$ sind. Das führt dazu, dass Ableitungen kompliziert werden und viele in der Literatur verwendete Vereinfachungen hier nicht gemacht werden können.

Kontinuitätsgleichung im Gas:

$$(2) \quad w(r, t) = - \underbrace{\frac{\partial m_T(t)}{\partial t} \cdot \frac{p(t)}{Z \cdot R_s \cdot T_T(t)}}_{\text{Volumenstrom beim Radius } r} \cdot \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot r^2}$$

Kontinuitätsgleichung im Tropfen:

$$(3) \quad m_T(t) = \frac{4 \cdot \pi}{3} \cdot R_T(t)^3 \cdot \rho_f(T_T(t))$$

Energiegleichung im Gas:

$$(4) \quad \frac{p(t)}{Z R_s T_T(t)} \left(\left(\left[\frac{\partial c_p(T)}{\partial T} \right]_{T=T_T(t)} T(r, t) + c_p(T_T(t)) \right) \frac{\partial T(r, t)}{\partial t} + c_p(T_T(t)) w(r, t) \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right) - \frac{\partial p(t)}{\partial t} = \lambda(T_T(t)) \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right)$$

Energiegleichung im Tropfen:

$$(5) \quad Q_T(t) = K_f \cdot \frac{4 \cdot \pi}{3} \cdot R_T(t)^3 \cdot T_T(t)$$

Energiegleichung an der Tropfenoberfläche:

$$(6) \quad \underbrace{- \frac{\partial m_T(t)}{\partial t} \cdot h_v(T_T)}_{\substack{\text{für Verdampfung} \\ \text{erforderliche Leistung} \\ \dot{Q}_{\text{Verdampfung}}}} = \underbrace{- \frac{\partial Q_T(t)}{\partial t}}_{\substack{\text{Vom Tropfen} \\ \text{abgegebene} \\ \text{Leistung} \\ \dot{Q}_{\text{vomTropfen}}}} + \underbrace{4 \cdot \pi \cdot R_T(t)^2 \cdot \lambda(T_T(t)) \cdot \left[\frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right]_{r=R_T(t)}}_{\substack{\text{Vom Gas an die Tropfenoberfläche} \\ \text{abgegebene Leistung} \\ \dot{Q}_{\text{vomGas}}}}$$

Verdampfung findet nur statt, wenn $T_T \geq T_{\text{satt}}(p)$. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so wird der Term $\dot{Q}_{\text{Verdampfung}}$ auf der linken Seite von Gleichung (6) null.

Variablen

Die Variablen haben die folgende Bedeutung

$c_{pg}(T)$: J/(kg K) Wärmekapazität der Gasphase

$h_v(T)$ K Verdampfungsenthalpie

K_f : J/m³ Dichte ρ des Gases mal Wärmekapazität c_p des Gases

m_p : Pa/s Druckanstieg

$m_T(t)$: kg Masse des Tropfens

$p(t)$: Pa Druck

p_0 : Pa Anfangsdruck

$Q_T(t)$: J Energieinhalt des Tropfens

$\dot{Q}_{\text{Verdampfung}}$ W Für die Verdampfung erforderliche Leistung

\dot{Q}_{vomGas} W Aus der Gasphase bezogene Leistung für die Verdampfung des Tropfens

$\dot{Q}_{\text{vomTropfen}}$ W Aus der flüssigen Phase des Tropfens bezogene Leistung für die Ver-

		dampfung des Tropfens
r :	m	radiale Koordinate
R_s :	J/(kg K)	spezifische Gaskonstante
$R_T(t)$:	m	Radius des Tropfens
$T(r,t)$:	K	Temperatur des Gases
t :	s	Zeit
$T_g(t)$:	K	Temperatur der Gasumgebung unendlich weit vom Tropfen entfernt
$T_T(t)$:	K	Temperatur des Tropfens
$w(r,t)$:	m/s	Geschwindigkeitsfeld
Z :	--	Realgasfaktor (konstant)
$\lambda(T)$:	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit des Gases
$\rho_f(T)$:	kg/m ³	Dichte der Flüssigkeit

Druck In den Modellgleichungen kommt der Druck p nur indirekt über die zum aktuellen Druck gehörende Satttemperatur $T_{satt}(p)$ vor.

A.2.3 Stoffeigenschaften

lineare Funktionen von T Die Stoffeigenschaften hängen von Druck und Temperatur ab. Bei der flüssigen Phase kann der Einfluss des Drucks p vernachlässigt werden, sodass die Stoffeigenschaften nur eine Funktion der Temperatur T sind. Bei den Eigenschaften des Gases wurde in den Modellannahmen des Kapitels A.2.1 postuliert, dass im ganzen Gebiet der Druck konstant ist und die Stoffeigenschaften der Gasphase im ganzen Gebiet gleich sind wie an der Tropfenoberfläche. Somit reduzieren sich auch die Stoffeigenschaften der Gasphase auf eine Abhängigkeit nur der Temperatur T .

- | | | |
|------|---|---|
| (7) | $K_f = \rho_f(T_T) \cdot c_{pf}(T_T) = \text{konstant}$ | Dichte mal Wärmekapazität der Flüssigkeit |
| (8) | $\rho_g(T_T) = p / (Z \cdot R_s \cdot T_T)$ | Dichte des Gases gemäss Realgasgleichung |
| (9) | $\rho_f(T) = A_{\rho_f} + B_{\rho_f} \cdot T$ | Dichte der Flüssigkeit |
| (10) | $\lambda(T) = A_\lambda + B_\lambda \cdot T$ | Wärmeleitfähigkeit des Gases |
| (11) | $c_{pg}(T) = A_{cp} + B_{cp} \cdot T$ | Wärmekapazität des Gases |
| (12) | $h_v(T) = A_{hv} + B_{hv} \cdot T$ | Verdampfungsenthalpie |
| (13) | $p_{satt}(T) = e^{\left(A - \frac{B}{T}\right)}$ und $T_{satt}(p) = \frac{B}{A - \ln(p)}$ | |

Coolpack Die Stoffeigenschaften wurden mit CoolPack berechnet und mit linearen Funktionen im interessierenden Temperaturbereich zwischen 0 °C und 50 °C gefittet. Die daraus bestimmten Koeffizienten sind in Tabelle 4 gezeigt.

		R134a	R290	R407A	R407C	R410A
spez. Gaskonst.	R_s	81.5 J/(kg K)	189.6 J/(kg K)	92.3 J/(kg K)	96.4 J/(kg K)	114.5 J/(kg K)
Realgasfaktor	Z	0.84				
$K_f = \rho_f(T) \cdot c_{pf}(T)$		$1.720 \cdot 10^{-6} \text{ J}/(\text{m}^3 \text{ K})$	$1.350 \cdot 10^{-6} \text{ J}/(\text{m}^3 \text{ K})$	$1.750 \cdot 10^{-6} \text{ J}/(\text{m}^3 \text{ K})$	$1.750 \cdot 10^{-6} \text{ J}/(\text{m}^3 \text{ K})$	$1.900 \cdot 10^{-6} \text{ J}/(\text{m}^3 \text{ K})$
Verdampfungs-enthalpie	A_{hv}	442869 J/kg	864754 J/kg	525718 J/kg	538907 J/kg	683523 J/kg
	B_{hv}	-893.7 J/(kg K)	-1782.5 J/(kg K)	-1198.3 J/(kg K)	-1198.2 J/(kg K)	-1678.1 J/(kg K)
Wärmeleitfähig-keit Gas	A_λ	$-1.573 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	$-2.610 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	$-2.503 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	$-2.320 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	$-4.807 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
	B_λ	$9.961 \cdot 10^{-5} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}^2)$	$1.520 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}^2)$	$1.343 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}^2)$	$1.277 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}^2)$	$2.162 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}^2)$
Wärmekapazität Gas	A_{cp}	$-9.799 \cdot 10^2 \text{ J}/(\text{kg K})$	$-2.334 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{kg K})$	$-2.017 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{kg K})$	$-1.809 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{kg K})$	$-5.337 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{kg K})$
	B_{cp}	$6.801 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^2)$	$14.73 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^2)$	$10.69 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^2)$	$9.981 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^2)$	$23.15 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^2)$
Dichte der Flüssigkeit	$A_{\rho f}$	$2.343 \cdot 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$	$0.962 \cdot 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$	$2.478 \cdot 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$	$2.533 \cdot 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$	$2.594 \cdot 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$
	$B_{\rho f}$	$-3.8231 \text{ kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$	$-1.5827 \text{ kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$	$-4.4948 \text{ kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$	$-4.6748 \text{ kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$	$-5.1787 \text{ kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$
Dampfdruckkurve	A	22.31 ln(Pa)	21.4 ln(Pa)	22.01 ln(Pa)	22.03 ln(Pa)	22.24 ln(Pa)
	B	2656 ln(Pa)·K	2277 ln(Pa)·K	2378 ln(Pa)·K	2402 ln(Pa)·K	2363 ln(Pa)·K
Kompressionszeit	Δt	0.01 s	0.01 s	0.01 s	0.01 s	0.01 s
Anfangs-druck	$p_{\text{sat}}(0^\circ\text{C})$	$2.93 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$4.74 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$6.01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$5.68 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$8.01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Enddrücke	$p_{\text{sat}}(35^\circ\text{C})$	$8.87 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$12.18 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$16.24 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$15.45 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$21.45 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
	$p_{\text{sat}}(50^\circ\text{C})$	$13.18 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$17.13 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$23.24 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$22.16 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$30.71 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Anfangstempe-ratur in Gl.(17)	T_0	273.15 K	273.15 K	273.15 K	273.15 K	273.15 K
Temperaturan-stieg in Gl. (17)	TT	5'000 K/s	5'000 K/s	5'000 K/s	5'000 K/s	5'000 K/s

Tabelle 4: Konstanten aller berücksichtigter Kältemittel.

A.2.4 Weitere Vereinfachung

konstante Nusseltzahl

Die Modellgleichungen (2) bis (6) werden weiter vereinfacht. Die von der Gasphase für die Verdampfung bezogene Leistung \dot{Q}_{vomGas} in Gleichung (6) wird mit einer konstanten Nusseltzahl Nu modelliert anstatt mit der Energiegleichung (4) und der Kontinuitätsgleichung (2). Für eine Kugel in einer ruhenden Umgebung ist nämlich eine exakte Lösung bekannt: $Nu = 2$ ([3] Grassmann, 1983). In unserer Problemstellung ist die Umgebung des Tropfens nicht in Ruhe, sondern das frisch verdampfte Gas kreierte gemäss Gleichung (2) ein Geschwindigkeitsfeld vom Tropfen weg. Weil die Wärme entgegen dieser Geschwindigkeit geleitet wird, ist die Nusseltzahl Nu hier kleiner⁹. Die Nusseltzahl Nu ist folgendermassen definiert, wobei α der Wärmeübergangskoeffizient, d der Tropfendurchmesser, R_T der Radius des Tropfens und λ die Wärmeleitfähigkeit

⁹ Es wird sich herausstellen, dass die Strömungsgeschwindigkeit an der Tropfenoberfläche viel kleiner ist als die „Geschwindigkeit“, mit der die Temperatur geleitet wird, womit $Nu = 2$ eine gute Annäherung ist.

des Gases ist.

$$(14) \quad Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = \frac{\alpha \cdot 2 \cdot R_T}{\lambda}$$

vom Gas bezogene Leistung

Die vom Gas bezogene Leistung \dot{Q}_{vomGas} kann mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α , der Oberfläche des Tropfens $A = 4 \cdot \pi \cdot R_T^2$ und der Temperaturdifferenz $\Delta T = T_g - T_T$ zwischen Gasumgebung und Tropfen berechnet werden. Die Temperaturdifferenz ΔT wird als zeitlich konstant betrachtet.

$$(15) \quad \dot{Q}_{vomGas} = A \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

$$(16) \quad \dot{Q}_{vomGas} = 4 \cdot \pi \cdot R_T(t)^2 \cdot \frac{Nu \cdot \lambda(T_T(t))}{2 \cdot R_T(t)} \cdot \Delta T$$

Tropfentemperatur ist Satttemperatur

Ist der Tropfen genügend klein, sodass seine Verdampfung mit der Kompression „mithalten“ kann, dann ist die Temperatur an der Tropfenoberfläche (und damit des ganzen Tropfens) gleich gross wie die zum Druck gehörende Satttemperatur. Es wird hier angesetzt, dass diese Satttemperatur innerhalb der Kompressionszeit $\Delta t = 0.01$ s linear von der Verdampfungstemperatur $T_{Verd} = 0$ °C zur Kondensationstemperatur T_{Kond} zunimmt. Um eine konservative Rechnung zu erhalten, wird die obere Kondensationstemperatur $T_{Kond} = 50$ °C verwendet.

$$(17) \quad T_T(t) = T_{Verd} + TT \cdot t = T_{Verd} + (T_{Kond} - T_{Verd}) \cdot \frac{t}{\Delta t}$$

$$(18) \quad TT = \frac{T_{Kond} - T_{Verd}}{\Delta t} = \frac{50^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}}{0.01\text{s}} = 5'000 \frac{\text{K}}{\text{s}}$$

Ansatz für Tropfenradius

Für die Funktion des Tropfenradius $R_T(t)$ werden drei Ansätze verwendet. Bei beiden Ansätzen startet der Tropfen mit dem Anfangsradius R_0 . Innerhalb der Zeit $\Delta t = 0.01$ s wird der Tropfenradius null $R_T(t=\Delta t) = 0$ m.

linear

Linearer Ansatz mit dem zu bestimmenden Parameter R_0 :

$$(19) \quad R_T(t) = R_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{\Delta t}\right)$$

quadratisch

Quadratischer Ansatz mit den beiden zu bestimmenden Parametern R_0 und R_A :

$$(20) \quad R_T(t) = R_0 \cdot \left(1 - \frac{t^2}{\Delta t^2}\right) + R_A \cdot t \cdot \left(1 - \frac{t}{\Delta t}\right)$$

kubisch

Kubischer Ansatz mit den beiden zu bestimmenden Parametern R_0 , R_A und R_B :

$$(21) \quad R_T(t) = R_0 \cdot \left(1 - \frac{t^3}{\Delta t^3}\right) + R_A \cdot \left(\frac{t}{\Delta t} - \frac{t^3}{\Delta t^3}\right) + R_B \cdot \left(\frac{t^2}{\Delta t^2} - \frac{t^3}{\Delta t^3}\right)$$

Koeffizientenvergleich der Polynome

Beim linearen Ansatz kann nur der Parameter R_0 bestimmt werden, wofür eine Gleichung notwendig ist. Beim quadratischen Ansatz können die beiden Parameter R_0 und R_A bestimmt werden, wofür zwei Gleichungen notwendig sind. Bei kubischen Ansatz können die drei Parameter R_0 , R_A und R_B bestimmt werden, wofür drei Gleichungen notwendig sind. Die Energiegleichung an der Tropfenoberfläche ist eine Polynomgleichung mit der Zeit t als Variable. Die eine Gleichung zur Bestimmung von R_0 beim

linearen Ansatz ergibt sich aus einem Vergleich des Polynomkoeffizienten von t^0 . Die beiden Gleichungen für die Bestimmung von R_0 und R_A beim quadratischen Ansatz ergeben sich aus Vergleichen der Polynomkoeffizienten von t^0 und t^1 . Analog bei den drei Gleichungen für den kubischen Ansatz.

Neue Modellgleichungen

Mit diesen Vereinfachungen reduzieren sich die ursprünglichen Modellgleichungen (2) bis (6) auf die folgenden drei Gleichungen (22) bis (24).

Die Kontinuitätsgleichung im Tropfen bleibt analog zur Gleichung (3) Seite 28:

$$(22) \quad m_T(t) = \frac{4 \cdot \pi}{3} \cdot R_T(t)^3 \cdot \rho_f(T_T(t))$$

Die Energiegleichung im Tropfen bleibt analog zur Gleichung (5) Seite 28

$$(23) \quad Q_T(t) = K_f \cdot \frac{4 \cdot \pi}{3} \cdot R_T(t)^3 \cdot T_T(t)$$

Die neue Energiegleichung an der Tropfenoberfläche ergibt sich aus Gleichung (6) Seite 28, indem für die vom Gas bezogene Wärmeleistung \dot{Q}_{vomGas} Gleichung (16) Seite 31 mit der Nusseltzahl Nu eingesetzt wird.

$$(24) \quad \underbrace{-\frac{\partial m_T(t)}{\partial t} \cdot h_v(T_T)}_{\substack{\text{für Verdampfung} \\ \text{erforderliche Leistung} \\ \dot{Q}_{\text{Verdampfung}}}} = \underbrace{-\frac{\partial Q_T(t)}{\partial t}}_{\substack{\text{Vom Tropfen} \\ \text{abgegebene} \\ \text{Leistung} \\ \dot{Q}_{\text{vomTropfen}}}} + \underbrace{\frac{2 \cdot \pi \cdot R_T(t) \cdot \lambda(T_T(t)) \cdot Nu \cdot \Delta T}{\dot{Q}_{\text{vomGas}}}}_{\substack{\text{Vom Gas an die Tropfenoberfläche} \\ \text{abgegebene Leistung}}}$$

Parameter $Nu \cdot \Delta T$

Der Wärmestrom \dot{Q}_{vomGas} ist eine Funktion des Parameters $(Nu \cdot \Delta T)$. Die Temperatur T_T des Tropfens „hinkt“ der Temperatur der Gasumgebung T_g um den Betrag ΔT hinterher. Da wir noch zeigen werden, dass $Nu = 2$ eine gute Approximation ist, wird mit dem Parameter $(Nu \cdot \Delta T)$ die Temperaturdifferenz ΔT zwischen Gas und Tropfen gewählt. Im folgenden wird mit $Nu \cdot \Delta T = 0.1$ ($\Delta T \approx 0.05$ K) und $\Delta T = 1$ ($\Delta T \approx 0.5$ K) gerechnet.

A.2.5 Ergebnisse

analytische Lösung für linearen Ansatz

Für einen linearen Ansatz für den Tropfenradius $R_T(t)$ gemäss Gleichung (19) ergibt sich die für den Anfangsradius R_0 die folgende, analytische Lösung.

$$(25) \quad R_0 \approx \frac{1}{2} \sqrt{Nu \cdot \Delta T} \sqrt{\frac{6\Delta t (3(B_{pf} \cdot T_0 \cdot A_{hv} + B_{pf} \cdot T_0^2 \cdot B_{hv} + A_{pf} \cdot A_{hv} + A_{pf} \cdot B_{hv} \cdot T_0 - K_f \cdot T_0) + \Delta t (K_f \cdot TT - B_{pf} \cdot TT \cdot A_{hv} - B_{pf} \cdot TT \cdot B_{hv} \cdot T_0)) (A_\lambda + B_\lambda T_0)}{-3(B_{pf} \cdot T_0 \cdot A_{hv} + B_{pf} \cdot T_0^2 \cdot B_{hv} + A_{pf} \cdot A_{hv} + A_{pf} \cdot B_{hv} \cdot T_0 + K_f \cdot T_0) - K_f \cdot TT \cdot \Delta t + B_{pf} \cdot TT \cdot \Delta t \cdot A_{hv} + B_{pf} \cdot TT \cdot \Delta t \cdot B_{hv} \cdot T_0}}$$

Validierung

Um abzuschätzen, wie genau die mit den Ansätzen aus den Gleichungen (19), (20) und (21) gefundenen Lösungen sind, werden die Terme aus der Energiegleichung (4) von Seite 28 analysiert. Sie sind in Abbildung 10 bis Abbildung 15 dargestellt. Es zeigt sich, dass die vom Tropfen aufgenommene sensible Wärme $\dot{Q}_{vomTropfen}$ mehr als zehn Grössenordnungen kleiner ist als die anderen beiden Terme: die für die Verdampfung erforderliche Leistung $\dot{Q}_{Verdampfung}$ und die vom Gas an die Tropfenoberfläche übertragene Leistung \dot{Q}_{vomGas} . Somit muss zur Erfüllung der Energiegleichung gelten $\dot{Q}_{Verdampfung} = \dot{Q}_{vomGas}$. Aus den Abbildungen wird ersichtlich, dass die Energiegleichung für den kubischen Ansatz gemäss Gleichung (21) am besten erfüllt ist. Es wird auch ersichtlich, dass \dot{Q}_{vomGas} grösser ist als $\dot{Q}_{Verdampfung}$, was bedeutet, dass in dieser approximierten Lösung mehr Wärme zur Verfügung steht als für die Verdampfung verwendet wird. Somit kann der Tropfen grösser sein als berechnet und verdampft immer noch genug schnell.

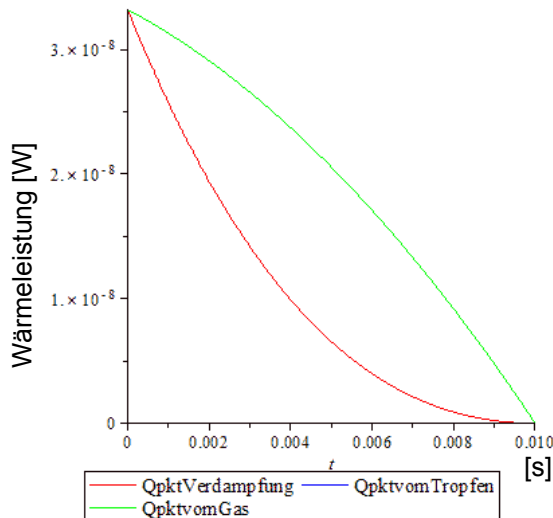


Abbildung 10: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem linearen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 1$ K.

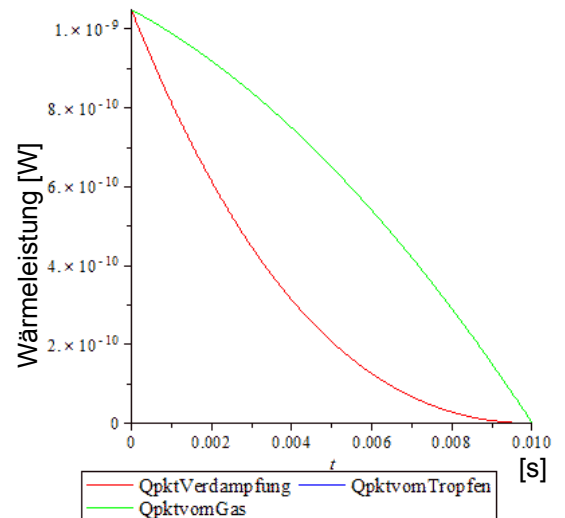


Abbildung 11: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem linearen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 0.1$ K.

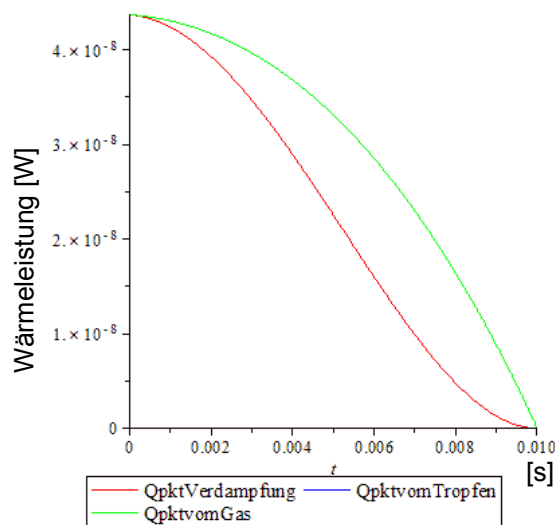


Abbildung 12: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem quadratischen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 1$ K.

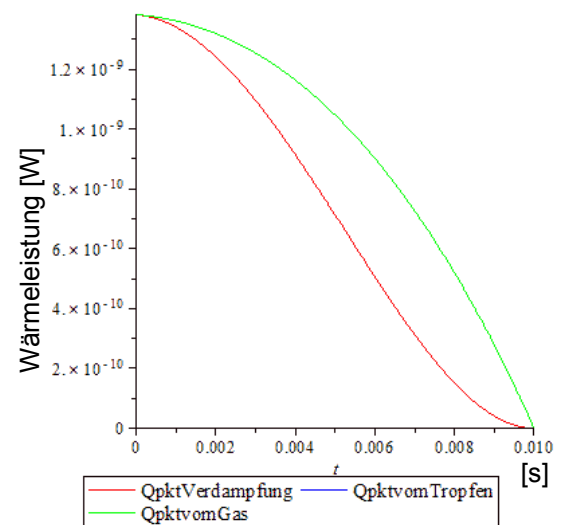


Abbildung 13: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem quadratischen Ansatz für eine Kondensationstemperatur von 50 °C und $Nu \cdot \Delta T = 0.1$ K.

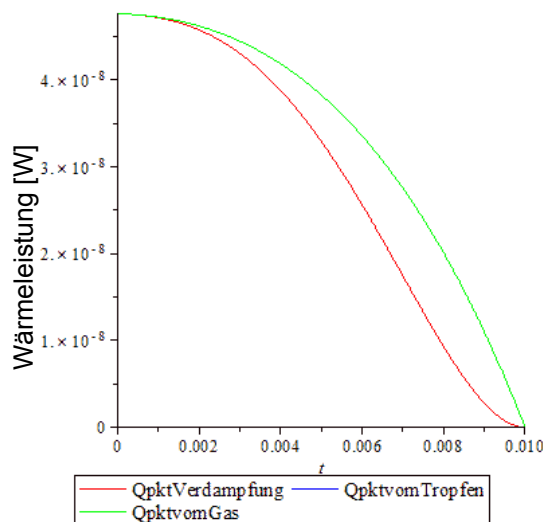


Abbildung 14: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem kubischen Ansatz für $Nu \cdot \Delta T = 1$ K.

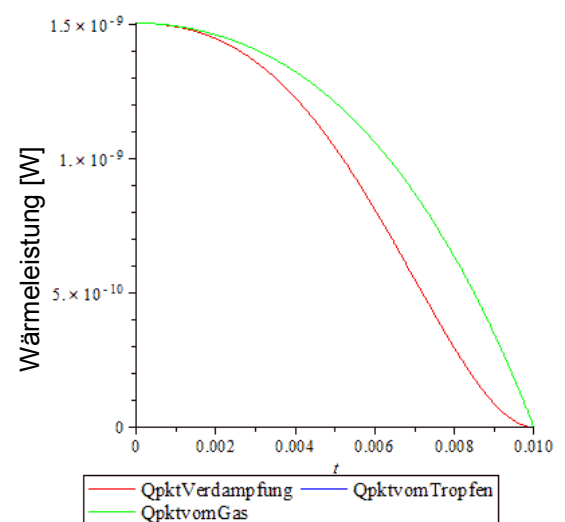


Abbildung 15: Vergleich der Verdampfungsleistung mit den Leistungen vom Tropfen und vom Gas in Funktion der Zeit eines Einzeltropfens R134a mit dem kubischen Ansatz für $Nu \cdot \Delta T = 0.1$ K.

Ordnung des Ansatzes

Die verwendete Ordnung für Funktion des Tropfenradius $R_f(t)$ gemäss Gleichungen (19), (20) oder (21) beeinflusst die Lösung für den Anfangsradius R_0 des Tropfens. Das ist in Abbildung 16 gezeigt. Der Tropfenradius R_0 wird mit zunehmender Ordnung grösser und selbst die dritte Ordnung ergibt eher zu kleine Anfangsradien. Im folgenden wird nur noch die Approximation dritter Ordnung gemäss Gleichung (21) weiter verfolgt, da sie am genauesten ist, jedoch immer noch konservativ.

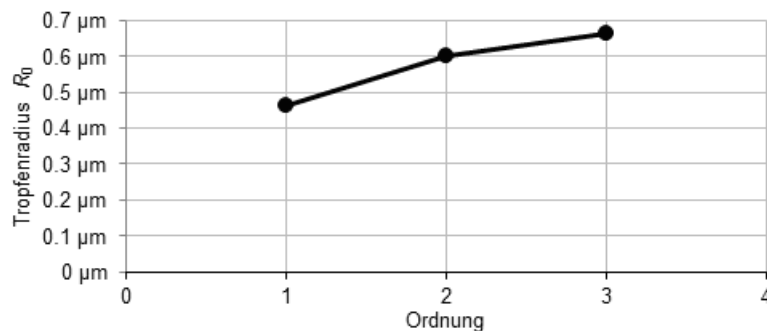


Abbildung 16: Erforderlicher Tropfenradius R_0 für R134a, $\Delta t = 0.01$ s, Kondensationstemperatur von 50°C und $Nu \cdot \Delta T = 1$ in Funktion der Ordnung des Ansatzes für den Tropfenradius $R_T(t)$: Ordnung 1 ist ein linearer Ansatz gemäss Gleichung (19), Ordnung 2 ist ein quadratischer Ansatz gemäss Gleichung (20), Ordnung 3 ist ein kubischer Ansatz gemäss Gleichung (21).

		R134a		R290 (Propan)		R410A	
		$\Delta t = 0.01$ s	$\Delta t = 0.02$ s	$\Delta t = 0.01$ s	$\Delta t = 0.02$ s	$\Delta t = 0.01$ s	$\Delta t = 0.02$ s
$Nu \cdot \Delta T = 1$ K	R_0	$6.606 \cdot 10^{-7}$ m	$9.342 \cdot 10^{-7}$ m	$8.786 \cdot 10^{-7}$ m	$1.242 \cdot 10^{-6}$ m	$7.108 \cdot 10^{-7}$ m	$1.005 \cdot 10^{-6}$ m
$Nu \cdot \Delta T = 0.1$ K	R_0	$2.089 \cdot 10^{-7}$ m	$2.954 \cdot 10^{-7}$ m	$2.778 \cdot 10^{-7}$ m	$3.929 \cdot 10^{-7}$ m	$2.248 \cdot 10^{-7}$ m	$3.179 \cdot 10^{-7}$ m

Tabelle 5: Ergebnisse des Anfangsradius R_0 der Tropfen für die verschiedenen Kältemittel bei einer Kondensationstemperatur von 50°C und einem kubischen Ansatz für den Tropfenradius $R_T(t)$ gemäss Gleichung (21).

**Strömungs-
geschwindig-
keit**

Die Strömungsgeschwindigkeit des soeben verdampften Gases an der Tropfenoberfläche beträgt in den untersuchten Fällen maximal 6 m/s. Diese Geschwindigkeit ist mit der „Geschwindigkeit“ zu vergleichen, mit der Wärme im Gas geleitet wird. Sie kann aus der Temperaturleitfähigkeit $a = \lambda / (\rho_g \cdot c_{pg})$ unter Verwendung des Tropfendurchmessers $2 \cdot R_T$ als charakteristische Länge hergeleitet werden und beträgt.

$$(26) \quad \frac{\lambda}{2 \cdot R_T \cdot \rho_g \cdot c_{pg}}$$

**Geschwindig-
keit der Wär-
meleitung**

Diese Geschwindigkeit ist mindestens eine Grössenordnung grösser als die Strömungsgeschwindigkeit des soeben verdampften Gases an der Tropfenoberfläche. Das bedeutet, dass die Abschätzung für die Nusseltzahl mit dem Wert $Nu = 2$ einer Kugel in einer ruhenden Gasatmosphäre keine schlechte Schätzung ist.

**Schlussfolge-
rung**

Die obigen Abschätzungen zeigen, dass $Nu \approx 2$. Wird ein „Hinterherhinken“ der Tropfentemperatur T_T hinter der Gastemperatur T_g von 0.5 K akzeptiert, so ist der Parameter $Nu \cdot \Delta T \approx 1$ K. Abbildung 14 und Abbildung 15 zeigen, dass der approximativ berechnete Anfangsradius R_0 des Tropfens mit diesem Parameter es erlaubt, dass mehr Wärme vom Gas zur Oberfläche transportiert wird als für die Verdampfung notwendig ist. Somit sind die Zahlen des Tropfenradius aus Tabelle 5 für $Nu \cdot \Delta T = 1$ K immer noch konservativ. Tabelle 5 zeigt auch, dass R_0 für unterschiedliche Kältemittel ähnlich ist. Es wird hier daraus der Schluss gezogen, dass ein Tropfendurchmesser (doppelter Radius) von ca. $1 \mu\text{m}$ bis $4 \mu\text{m}$ anzustreben ist, um die Tropfen während der Kompression vollständig verdampfen zu lassen.

$$(27) \quad \boxed{\text{Tropfendurchmesser} \approx 1 \mu\text{m bis } 4 \mu\text{m}}$$

A.3 Berechnung der Kompression

A.3.1 Definitionen

Definition induzierte isentrope Effizienz

Die Effizienzen von Kompressoren sind in der Fachliteratur nicht einheitlich definiert. Deswegen wird hier die in dieser Arbeit verwendete Definition der induzierten isentropen Effizienz $\eta_{ind,is}$ angegeben. Sie ist der Quotient der Enthalpiedifferenz Δh_{is} bei einer isentropen Kompression und der Enthalpiedifferenz Δh_{real} bei einer realen Kompression.

$$(28) \quad \eta_{ind,is,Kompressor} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{real}} = \frac{h_{3,is} - h_2}{h_3 - h_2}$$

Definition Wärmeverlustkoeffizient

Eine weitere wichtige Angabe der Effizienz ist der Wärmeverlustkoeffizient f_Q . Er ist der Quotient von an die Umgebung abgegebener Abwärme $\dot{Q}_{Abwärme}$ zur elektrischen Leistungsaufnahme P_{el} des Kompressors.

$$(29) \quad f_Q = \dot{Q}_{Abwärme} / P_{el}$$

Bezeichnungen

Beide Effizienzen aus Gleichungen (28) und (29) drücken die inneren Exergieverluste und die Energieverluste nach aussen in Form von Abwärme aus. Des weiteren werden die Bezeichnungen aus Abbildung 17 verwendet. Die Kondensatunterkühlung $T_4 - T_5$ und die Sauggasüberhitzung $T_2 - T_{Evap}$ werden je mit 5 °C angenommen. Bei der Verdichtereffizienz wird von typischen Werten heutiger Verdichter ausgegangen und davon, dass der Zweiphasenkompressor aufgrund der geringeren Austrittstemperatur isoliert werden kann.

$$(30) \quad \eta_{ind,is,Kompressor} = 0.7, \quad f_{Q,konv} = 0.1 \quad \text{und} \quad f_{Q,2Ph} = 0.$$

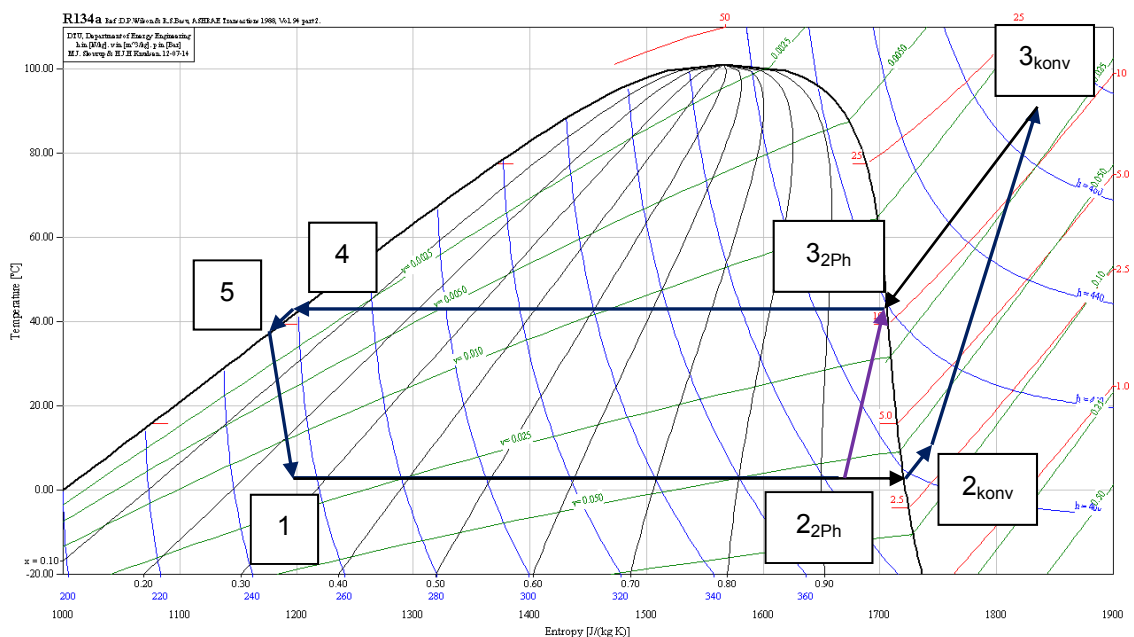


Abbildung 17: Vergleich zwischen Zweiphasenkompression und konventioneller Kompression mit Überhitzung im T-s Diagramm am Beispiel von R134a. rot: Druck p als Absolutdruck in bara, grün: spezifisches Volumen v in m^3/kg , blau: spezifische Entropie h in kJ/kg , Grafik erstellt mit „CoolPack 1.46“, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark.

A.3.2 Erforderliche induzierte isentrope Effizienz

Zustandsänderungen Die

Zustandsänderung	Beschreibung	Größen
1→2	Isobare Verdampfung	$\Delta T_{\text{Überhitzung}} = 5 \text{ K}$
2→3	Kompression	$\eta_{\text{konv,ind,is}} = 0.7$, $\eta_{2\text{Ph,ind,is}}$ gesucht
3→4	Isobare Kondensation	
4→5	Isobare Unterkühlung	$\Delta T_{\text{Unterkühlung}} = 5 \text{ K}$
5→1	Isenthalpe Expansion	

Tabelle 6: Zustandsänderungen im Wärmepumpenprozess.

konventionell Aus den Angaben in Kapitel 3.1 können nun alle Drücke, Temperaturen und Enthalpien bestimmt werden. Daraus kann nun der COP berechnet werden.

$$(31) \quad COP_{\text{konv}} = \frac{q_{\text{konv}}}{w_{\text{konv}}} = \frac{h_5 - h_{3,\text{konv,real}}}{h_5 - h_{2,\text{konv}}} \cdot (1 - f_{Q,\text{konv}})$$

Dieser COP_{konv} wird verwendet, um die induzierte isentrope Effizienz im Zweiphasengebiet zu bestimmen.

Zweiphasenkompression Der $COP_{2\text{Ph}}$ des Zweiphasenkompressors soll um c grösser sein als der COP_{konv} der konventionellen Kompression. Die dafür erforderliche isentrope Effizienz $\eta_{2\text{Ph,ind,is}}$ wird mit den folgenden Rechenschritten berechnet.

$$(32) \quad COP_{2\text{Ph}} = COP_{\text{konv}} \cdot (1 + c) = \frac{q_{2\text{Ph}}}{w_{2\text{Ph}}}$$

$$(33) \quad q_{2\text{Ph}} = h_5 - h_{3,2\text{Ph,real}}$$

$$(34) \quad w_{2\text{Ph}} = \frac{q_{2\text{Ph}}}{COP_{2\text{Ph}}} = \frac{h_{3,2\text{Ph}} - h_{2,2\text{Ph,real}}}{1 - f_{Q,2\text{Ph}}} \Rightarrow h_{2,2\text{Ph,real}}$$

$$(35) \quad \eta_{2\text{Ph,ind,is}} = \frac{h_{3,2\text{Ph,real}} - h_{2,2\text{Ph}}}{h_{3,2\text{Ph,is}} - h_{2,2\text{Ph}}}$$

A.4 Berechnung der Zerstäubung

A.4.1 Strömung durch eine Bohrung

Durchfluss Der Volumenstrom \dot{V} einer Flüssigkeit mit der Dichte ρ_{fl} durch eine Düsenöffnung mit dem Durchmesser D , über welche der Druckabfall Δp herrscht, kann berechnet werden mit

$$(36) \quad \dot{V} = \mu \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{fl}}}$$

Strömungsbeiwert Die Variable μ ist der Strömungsbeiwert. Aus der Literatur¹⁰ ist eine Berechnungsformel für den Strömungsbeiwert μ bekannt, wobei L die Länge der Bohrung bezeichnet und $Re_{Bohrung}$ die Reynoldszahl in der Bohrung. Letztere wird mit der dynamischen Viskosität η oder mit der kinematischen Viskosität ν berechnet.

$$(37) \quad \mu = \left(1.23 + \frac{58 \cdot L}{Re_{Bohrung} \cdot D} \right)^{-1}$$

$$(38) \quad Re_{Bohrung} = \frac{\rho_{fl} \cdot w_{Bohrung} \cdot D}{\eta} = \frac{w_{Bohrung} \cdot D}{\nu}$$

Strömungsbeiwert Bei den Düsen von Duap mit typischen Lochdurchmessern von 0.2 mm und typischen Lochlängen von ca. 2 mm etwa den Wert

$$(39) \quad \mu = 0.7$$

Geschwindigkeit Wird Gleichung (36) durch die Fläche ($D^2 \cdot \pi / 4$) dividiert, so erhält man eine Gleichung für die Strömungsgeschwindigkeit $w_{Bohrung}$ in der Bohrung.

$$(40) \quad w_{Bohrung} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{fl}}}$$

A.4.2 Zerstäubung einer Bohrung

Weberzahl Eine wichtige, dimensionslose Grösse ist die Weberzahl We . Sie drückt den relativen Einfluss von Trägheitskräften zu Kapillarkräften aus. Sie berechnet sich aus der mittleren Geschwindigkeit $w_{Bohrung}$ in der Bohrung, der Dichte ρ der Flüssigkeit, dem Düsendurchmesser D und der Oberflächenspannung σ .

$$(41) \quad We = \frac{w_{Bohrung}^2 \cdot \rho \cdot D}{\sigma}$$

¹⁰ [5] Wozniak (2003) Gleichung (5.3) Seite 60.

Turbulenzdüse Die einfachste Form einer Druckdüse ist Turbulenzdüse, wo ein turbulenter Flüssigkeitsstrahl durch eine runde Bohrung geleitet wird. Für die Tropfengrösse d wurden die folgenden beiden Gleichungen aus der Literatur verwendet:

(42)
$$\frac{d_{0.5}}{D} = 6 \cdot Re_{Bohrung}^{-0.15}$$
 $d_{0.5}$: mittlerer Durchmesser,
Nach Panasenکو aus [5] Wozniak
(2003) Gleichung (5.9) Seite 61

(43)
$$\frac{d_{0.999}}{D} = We^{\frac{1}{3}} \cdot (23.5 + 0.000395 \cdot Re_{Bohrung})$$
 $d_{0.999}$: 99.9 % der Tropfen sind kleiner
Nach Mieses aus [5] Wozniak (2003)
Gleichung (5.10) Seite 61

Ergebnisse Die verwendeten Parameter und die Berechnungsergebnisse für das Kältemittel R134a sind in Tabelle 7 gezeigt. Die Reynoldszahl deutet darauf hin, dass in einer 0.2 mm Bohrung mit einem Druckabfall von 100 bara die Strömung nicht sehr turbulent ist. Die geforderte Tropfengrösse von 1 µm bis 4 µm kann mit einem Druckabfall von 100 bar nicht erreicht werden. Führt man die Berechnung mit 10'000 bar durch, erhält man immer noch zu grosse Tropfen. Die Zahlen zeigen einerseits, dass die in der Literatur gefundenen Zusammenhänge stark voneinander abweichen und nicht sehr genau sein können und andererseits, dass mit einer Bohrung die geforderten Tropfendurchmesser nicht erreicht werden können.

		Wert	Quelle
Oberflächenspannung	σ	$8 \cdot 10^{-3}$ N/m	[4]
Dichte der Flüssigkeit bei 0 °C	ρ_f	1219 kg/m ³	CoolPack
dynamische Viskosität der Flüssigkeit	η	$1.974 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	[4]
Düsendurchmesser	D	0.2 mm	Duap
Strömungsbeiwert	μ	0.7	typischer Wert
Druckabfall	Δp	100 bar	vertretbarer Wert
Volumenstrom	\dot{V}	$2.82 \cdot 10^{-6}$ m ³ /s $= 1.02 \cdot 10^{-2}$ m ³ /h	Gleichung (36)
Webberzahl	We	245'000	Gleichung (41)
Reynoldszahl	Re	2'732	Gleichung (38)
Tropfendurchmesser nach Panasenکو	$d_{0.5}$	366 µm	Gleichung (42)
Tropfendurchmesser nach Mieses	$d_{0.999}$	78 µm	Gleichung (43)

Tabelle 7: Verwendete Parameter und Resultate der Tropfengrössenberechnung.

A.4.3 Zerstäubung einer Lamellendüse

Funktionsweise

In diesem Kapitel wird eine Lamellendüse untersucht, um abschätzen zu können, ob die verlangten Tropfengrößen von 1 µm bis 4 µm realistisch sind. In einer Lamellendüse gemäss Abbildung 18 wird die Flüssigkeit tangential in eine Wirbelkammer geleitet, wo sich eine Rotation ergibt. Andere Mechanismen um eine Rotation zu erzeugen sind denkbar. Die rotierende Flüssigkeit gelangt in eine zentrische Bohrung, deren Ein- und Austritt strömungsgünstig geformt sind. Die Firma Duap kann solche Bohrungen mit einem Durchmesser von 0.2 mm herstellen.



Abbildung 18: Lamellendüse mit tangentialem Eintritt in eine Wirbelkammer.

Die rotierende Flüssigkeit gelangt durch die Bohrung und legt sich aufgrund der Rotation an den strömungsgünstig geformten Austritt an, wo sie sich zu einer Lamelle auffächert.

Berechnung

Die Berechnung wird hier gemäss [5] Wozniak (2003) Gleichung (5.6) durchgeführt und ist ein iteratives Verfahren. Oh ist die Ohnesorgzahl, η die dynamische Viskosität der Flüssigkeit, d der Tropfendurchmesser, ρ die Dichte der Flüssigkeit und σ die Oberflächenspannung, κ ist die Lamellenzahl und $d_{32} \approx d$ der mittlere Sauterdurchmesser der Tropfen.

$$(44) \quad Oh = \frac{\eta}{\sqrt{d \cdot \rho \cdot \sigma}}$$

$$(45) \quad \kappa = \frac{1}{2 \cdot \pi} \quad \text{für die hier betrachtete Geometrie}$$

$$(46) \quad d_{32} = D \cdot 1.6 \cdot We^{-1/3} \cdot \kappa^{0.5} \cdot (1 + 5 \cdot Oh)^{1.2}$$

berechnete Durchmesser

Die berechneten Tropfendurchmesser sind in Abbildung 19 gezeigt. Aus Kapitel A.4.2 ist bekannt, dass die auf Korrelationen aus der Literatur basierenden Berechnungen mit Vorsicht zu geniessen sind. Trotzdem kann aus den Zahlen geschlossen werden, dass die geforderten Tropfendurchmesser erreichbar sind.

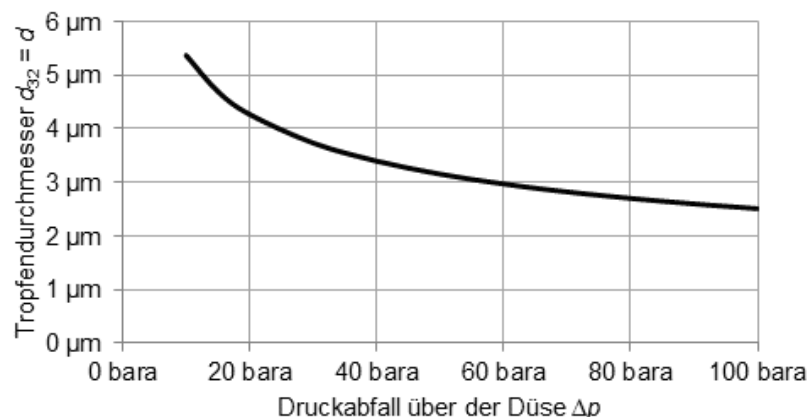


Abbildung 19: Berechnete Tropfendurchmesser in Funktion des Druckabfalls über eine Lamellendüse mit 0.2 mm Durchmesser

A.5 Details zum Prüfstand

A.5.1 Technische Details

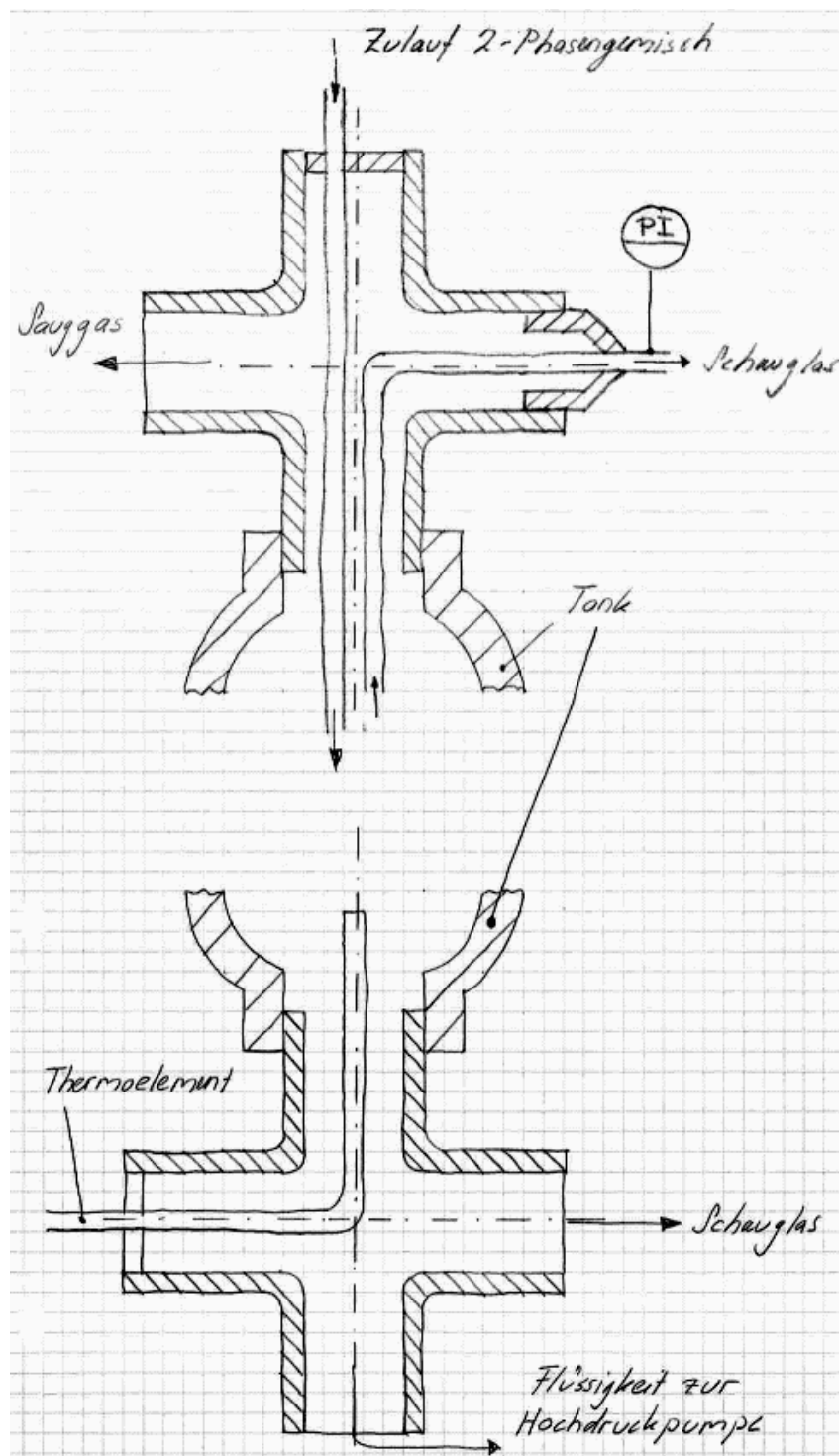


Abbildung 20: Detailskizze des oberen und unteren Anschlusses an den Kältemitteltank

Technische Daten

HAUG-Gaskompressor-Anlage
Typ VTEG 80/45 WM
zur öllosen Verdichtung von
trockenem, gefiltertem Ammoniak
2 Zylinder, 2-stufig, wassergekühlt, gasdicht

Kompressor

Anzahl Stufen	2 Stufen
Stufe	1. Stufe
Anzahl Zylinder	1 Zylinder
Zylinderdurchmesser	80 mm
Stufe	2. Stufe
Anzahl Zylinder	1 Zylinder
Zylinderdurchmesser	45 mm
Kolbenhub	32 mm
Drehzahl	1450 min ⁻¹

Medium		Ammoniak, trocken und gefiltert		
Ansaugtemperatur	°C	-20	20	
Ansaugdruck p1	bar(abs)	1.9	8.6	
Enddruck p2	bar(abs)	29.5	29.5	
Eff. Liefermenge bei 1013 mbar, 0°C	m ³ /h	18	92	

Leckrate	gasdicht, 0.001 mbar*l/s
Schallpegel	ca. 72 dB(A) gemäss CAGI-Pneurop
Kühlung	Luftkühlung
Gasaustrittstemperatur	ca. 50°C über Umgebungstemperatur (ungeregelt)

Kompressor-Maximalwerte		min.	Max.
Gehäuseüberdruck max.	bar(abs)		14
Saugdruck p1	bar(abs)	1.9	8.6
Enddruck p2	bar(abs)		30
Ansaugtemperatur	°C	-20	20
Umgebungstemperatur	°C	2	35

Kompressor

Leistung	5.5 kW
Schutzart	IP 54
Isolationsklasse	F
Drehzahl	1450 min ⁻¹
Phasen	3P+E
Anlauf	direkt

Abbildung 21: Datenblatt des verwendeten Haug-Kompressors

Kondensationstemperatur	T_{Kond}	35 °C	50 °C
-------------------------	------------	-------	-------

		1. Stufe	2. Stufe	1. Stufe	2. Stufe
Abmessungen	Druchmesser Hub	Ø 80 mm 32 mm	Ø 45 mm 32 mm	Ø 80 mm 32 mm	Ø 45 mm 32 mm
Volumenstrom Kompressoreintritt	\dot{V}_{total}	9.53 m³/h	3.02 m³/h	8.14 m³/h	2.58 m³/h
Massenstrom Kompressoreintritt	\dot{m}_{total}	134 kg/h	39.5 kg/h	114 kg/h	36.3 kg/h
Flüssigkeit von vor der Drossel					
Massenstrom Einspritzdüse	\dot{m}_{einspr}	5.75 kg/h	1.82 kg/h	6.96 kg/h	2.21 kg/h
Dichte vor Einspritzdüse	ρ_{einspr}	1188 kg/m³	1188 kg/m³	1126 kg/m³	1126 kg/m³
Volumenstr. vor Einspritzdüse	\dot{V}_{einspr}	$4.84 \cdot 10^{-3}$ m³/h	$1.53 \cdot 10^{-3}$ m³/h	$6.18 \cdot 10^{-3}$ m³/h	$1.96 \cdot 10^{-3}$ m³/h
Δp Pumpe für 100 bar über Düse Δp Pumpe für 50 bar über Düse		94.05 bar 44.05 bar	94.05 bar 44.05 bar	89.75 bar 39.75 bar	89.75 bar 39.75 bar
COP Verlust wegen Pumpleistung	mit 100 bar mit 50 bar	1.2 % 0.6 %	1.2 % 0.6 %	1.3 % 0.6 %	1.3 % 0.6 %
Flüssigkeit von nach der Drossel					
Massenstrom Einspritzdüse	\dot{m}_{einspr}	4.54 kg/h	1.44 kg/h	4.72 kg/h	1.50 kg/h
Dichte vor Einspritzdüse	ρ_{einspr}	1294 kg/m³	1294 kg/m³	1294 kg/m³	1294 kg/m³
Volumenstr. vor Einspritzdüse	\dot{V}_{einspr}	$3.51 \cdot 10^{-3}$ m³/h	$1.11 \cdot 10^{-3}$ m³/h	$3.64 \cdot 10^{-3}$ m³/h	$1.16 \cdot 10^{-3}$ m³/h
Δp Pumpe für 100 bar über Düse Δp Pumpe für 50 bar über Düse		100 bar 50 bar	100 bar 50 bar	100 bar 50 bar	100 bar 50 bar
COP Verlust wegen Pumpleistung	mit 100 bar mit 50 bar	0.9 % 0.5 %	0.9 % 0.5 %	0.9 % 0.4 %	0.9 % 0.4 %

Tabelle 8: Berechnung der Volumenströme und Massenströme für den Prüfstand mit dem ausgewählten Haugkompressor sowie den Einfluss der notwendigen Pumpleistung auf den COP der Wärmepumpe.