

Kältesysteme für miniaturisierte mechatronische Anwendungen

Dissertation zur Erlangung des
akademischen Grades Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegt der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Ilmenau

von
Dipl.-Ing. (FH) Stefan von Dosky

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Dirk Heinze
2. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Helmut Wurmus
3. Gutachter: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. André Thess

Tag der Einreichung: 30.11.2006

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 27.06.2007

urn:nbn:de:gbv:ilm1-2007000165

Kurzfassung: „Kältesysteme für miniaturisierte mechatronische Anwendungen“

Die vorliegende Arbeit umfasst den Entwurf, die Simulation und die Skalierung verschiedener miniaturisierter mechatronischer Kältemaschinen und deren Baugruppen.

Zunächst werden sämtliche physikalische Prinzipien zur Kälteerzeugung systematisiert. Daraus lassen sich technische Kältemaschinen und deren Komponenten ableiten. Unter Verwendung mechatronischer Kriterien wird ermittelt, dass die Gruppe der Kaltdampf-Kältemaschinen für eine Skalierung in kleinste Geometrien prädestiniert ist. Die vergleichsweise hohen Leistungszahlen konventioneller Kaltdampf-Kältemaschinen sollen unter bestimmten Voraussetzungen für mikrotechnische Anwendungen verfügbar werden. Um dies zu ermöglichen, werden verschiedene Entwurfs- und Skalierungsmethoden entwickelt und verfeinert. Es finden grafische Kreisprozessanalyse, blockorientierte Simulation, Entropieanalyse und CFD-Modellierung Anwendung. In diesem Zusammenhang erfolgt die Entwicklung geeigneter Software- und Datenbankmodule sowie die Erarbeitung eines Schemas zur Dimensionierung von Kältemittel-Entspannungskanälen. Anhand vergleichender Beispiele zwischen konventionellen und mikrotechnischen Kältemaschinen werden die Skalierungsmethoden erprobt und evaluiert. Die Entwicklung, der Aufbau und die Laboruntersuchung der miniaturisierten Kaltdampf-Kältemaschinen und deren Komponenten erfolgt in verschiedenen geometrischen Skalierungsstufen. Kleinste Hubkolbenkompressoren, aktive und passive Entspannungsorgane sowie transluzente Wärmetauscher werden entwickelt, gebaut und labortechnisch untersucht. Sowohl der konventionelle als auch der mikrotechnische Baugruppentwurf findet Anwendung. Die Berechnungs- und Simulationsergebnisse werden mit den Messergebnissen verglichen und die Erkenntnisse der Untersuchungen zusammenfassend dargestellt. Die Skalierungsgrenzen für kleinste Kältemaschinen im mechatronischen Umfeld werden mit dieser Arbeit aufgezeigt und systematisiert.

Abstract: “Refrigeration Systems for microscaled mechatronical Applications”

The current work contains the design, the simulation and the scaling of several refrigerating machines and their components in small geometries.

At the beginning all physical principles for refrigeration are systematically analyzed. From that basis the refrigerating machines and their components are derived. It was found out that the group of compressor refrigerating machines are well suitable for the scaling process towards small geometries by using mechatronical criteria. The coefficient of performance of such machines is quite high and it should become possible to use them in small form factors. To enable that, several design and scaling methods are developed and improved. These methods are graphical analyses of the Carnot-cycle, Block-based Simulation, Entropy Generation Analysis and Computational Fluid Dynamics. According to that software and database modules are developed and a dimensioning scheme for refrigerant expansion channels is acquired. The scaling methods are tested and evaluated by the usage of examples that compare conventional and microtechnical compressor refrigerating machines. Several scaling steps of the miniaturized compressor refrigerating machines are developed, constructed and tested using smallest piston compressors, active and passive expansion devices and translucent heat exchangers. Both conventional and microtechnical design methods are used. The results of the calculations and simulations are compared with the measurement results. The knowledge of the investigations of this work is summarized and presented. The scaling borderlines for smallest compressor refrigerating machines for the mechatronical environment are systemized and highlighted.

Inhaltsverzeichnis

1.	Beschreibung der Arbeitsinhalte.....	6
2.	Einführung.....	7
3.	Prozesse zur Kälteerzeugung.....	10
3.1.	Physikalische Prinzipien zur Kälteerzeugung.....	10
3.2.	Technische Geräte und Systeme zur Kälteerzeugung.....	14
3.2.1.	Mechanische und thermische Kälteerzeugung.....	17
3.2.2.	Elektrothermische Kälteerzeugung.....	19
3.2.3.	Kaltdampf-Kältemaschine.....	21
4.	Mathematische Beschreibung mechatronischer Kaltdampf-Kältemaschinen.....	23
4.1.	Physikalische Gesetzmäßigkeiten.....	24
4.2.	Besonderheiten kleiner Geometrien.....	31
5.	Entwurf und Modellierung, Simulation und Skalierung von Kaltdampf-Kältemaschinen.....	36
5.1.	Die Kaltdampf-Kältemaschine als System.....	36
5.2.	Modellierung der Systemkomponenten der Kaltdampf-Kältemaschine.....	38
5.2.1.	Das Kältemittel.....	38
5.2.2.	Die Wärmetauscher.....	41
5.2.2.1.	Der Kondensator.....	41
5.2.2.2.	Der Verdampfer.....	42
5.2.3.	Der Filtertrockner und die Verbindungselemente.....	42
5.2.4.	Das Entspannungsorgan.....	43
5.2.4.1.	Das Kapillarrohr als passives Entspannungsorgan.....	43
5.2.4.2.	Das Mikroventil als aktives Entspannungsorgan.....	49
5.2.5.	Der Kompressor.....	51
5.2.5.1.	Bauarten.....	51
5.2.5.2.	Entwicklung eines Miniaturkompressors.....	55
5.2.5.2.1.	Der Kurbeltrieb.....	57
5.2.5.2.2.	Der Ventiltrieb.....	60
5.3.	Modellierung des Gesamtsystems als Skalierungsgrundlage.....	69
5.3.1.	Kreisprozessanalyse.....	71
5.3.2.	Blockbasiertes Modell.....	73
5.3.3.	Entropiemodell.....	75
5.3.4.	CFD-Modell.....	86
5.3.5.	Nicht – Kontinuum – Simulationen.....	96
5.3.6.	Vergleich der Modellierungsmethoden.....	97
6.	Experimentelle Untersuchungen der Eigenschaften der Systemkomponenten.....	98
6.1.	Untersuchung des Kompressors.....	99
6.1.1.	Zylinder-Innendruckmessungen.....	99
6.1.2.	Kompressordruck- und -durchflussmessung.....	99
6.2.	Untersuchung der Wärmetauscher.....	100

6.3.	Untersuchung der Entspannungsorgane	102
6.3.1.	Expansion im Kapillarrohr	102
6.3.2.	Expansion im Schnellschaltventil	103
6.3.3.	Expansion im Proportionalventil	104
7.	Vergleich der Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen	104
7.1.	Baugruppe Kompressor	104
7.2.	Evaluierung der Wärmetauscher	107
7.3.	Evaluierung der Entspannungsorgane	109
7.3.1.	Evaluierung der Kapillarrohre	109
7.3.2.	Evaluierung der Mikroventile	110
8.	Zusammenfassung und Ausblick	111
9.	Formelzeichen und Indizes	113
10.	Literatur	119
11.	Thesen	126

1. Beschreibung der Arbeitsinhalte

Das Ziel dieser Arbeit ist der Entwurf, die Simulation und die Skalierung von mechatronischen Kältemaschinen und deren Baugruppen. Der Fokus der Untersuchungen liegt bei den Kaltdampf-Kältemaschinen, die im Vergleich mit anderen Kältemaschinen gleicher Leistung die höchste Leistungszahl erreichen. Die Bearbeitung der Aufgabe ist in folgende Teilschritte untergliedert:

- Einführung in die Kälteerzeugung, Systematisierung physikalischer Prinzipien und technischer Umsetzungen in Kältemaschinen und deren Komponenten,
- Entwicklung und Optimierung verschiedener Entwurfs- und Skalierungsmethoden für miniaturisierte Kaltdampf-Kältemaschinen und deren Komponenten mit hoher Leistungszahl, Software- und Datenbankentwicklung,
- Vergleich der Simulationsmodelle miniaturisierter Kaltdampf-Kältemaschinen mit denen konventioneller Kaltdampf-Kältemaschinen anhand mehrerer Beispiele,
- Entwicklung, Aufbau, Untersuchung und Evaluierung einer miniaturisierten Kaltdampf-Kältemaschine für mechatronische Anwendungen unter Nutzung innovativer Kompressoren, Entspannungsorgane und Wärmetauscher.

Zunächst werden sämtliche bekannte physikalische Kälteprozesse systematisiert. Aus dieser Gesamtmenge werden technische Kältemaschinen abgeleitet und ebenfalls systematisiert. Auf dieser Basis wird gezeigt, wie aus mehreren Grundbaugruppen durch Kombination verschiedenste Kältemaschinen entwickelt werden können. Mechatronische Kriterien werden eingeführt, anhand derer die Entwicklung von Kältemaschinen für mechatronische Anwendungen erfolgt. Es wird gezeigt, dass Kaltdampf-Kältemaschinen und der linksläufige Carnot-Prozess für den Einsatz im mechatronischen Umfeld besonders gut geeignet sind. Fundamentale physikalische Zusammenhänge, die bei der Generierung einer Kälteleistung wirken, werden beschrieben. Da die Skalierung von Kaltdampf-Kältemaschinen im Fokus dieser Arbeit steht, werden die Besonderheiten der Mikrofluidik und Thermodynamik herausgearbeitet. Dies erfolgt unter anderem mit mehreren dimensionslosen Kennzahlen, die zu diesem Zweck als Skalierungsfaktoren entwickelt werden.

Die primären Komponenten einer Kaltdampf-Kältemaschine wie Wärmetauscher, Kompressor, Entspannungsorgan und Verbindungselemente werden in kleinste Geometrien skaliert und konstruiert. Dabei findet sowohl der konventionelle Baugruppentwurf als auch der mikrotechnische Baugruppentwurf Beachtung, es werden Skalierungsgrenzen aufgezeigt und systematisiert. Kleinste innovative Hubkolbenkompressoren, transluzente Wärmetauscher, aktive und passive Entspannungsorgane werden entwickelt, aufgebaut und untersucht.

In diesem Zusammenhang erfolgt die Anpassung und Weiterentwicklung von Entwurfs- und Simulationsmethoden für die Entwicklung miniaturisierter Kaltdampf-Kältemaschinen mit vergleichsweise hoher Leistungszahl. Die zugrunde liegenden Methoden sind grafische Kreisprozessanalyse, blockorientierte Simulation, Entropieanalyse und CFD-Modellierung. Die Weiterentwicklung dieser Simulationsmethoden wird beschrieben und anhand von Beispielen ausgeführt. Eine Materialdatenbank für verschiedene Kältemittel wurde entwickelt und ein Schema zur Dimensionierung von Kältemittel-Entspannungskanälen erarbeitet. Es werden exemplarisch drei

Kaltdampf-Kältemaschinen konstruiert. Jedes Beispiel repräsentiert eine geometrische Größenordnung dieses Kälteprozesses. Die Eigenschaften der in dieser Arbeit entwickelten Kältemaschinen werden mit konventionellen Kältemaschinen unter Beibehaltung bestimmter Randbedingungen verglichen. Es werden Vergleiche zwischen den Messergebnissen der Labormuster und den Berechnungsergebnissen unternommen und bewertet. Aus den Erkenntnissen dieser Arbeit entstehen schließlich Thesen zur Entwicklung mechatronischer Kaltdampf-Kältemaschinen. Darüber hinaus entstehen Ansätze zum Entwurf miniaturisierter Komponenten und Systeme für weitere Einsatzfelder.

Die Ansprüche dieser Arbeit liegen in der Entwicklung von Simulationsmethoden, der Modellierung, der Umsetzung und Untersuchung mechatronischer Kaltdampf-Kältemaschinen und deren mikrosystemtechnischer Bauteile. Die Kältemittelverflüssigung und -verdampfung in Bauteilen kleinster Abmessungen sind hierbei maßgeblich zu nennen. Zu diesem Zweck werden geeignete Kompressoren entwickelt. Als technisches Gegenstück werden innovative mikrosystemtechnische Entspannungsorgane wie Schnellschaltventile und piezokeramische Proportionalventile untersucht sowie mit Kapillarrohrkanälen zur Kältemittelentspannung verglichen. Im Rahmen dieser Arbeit konnten erstmals konsequent in kleinste Abmessungen miniaturisierte Kaltdampf-Kältemaschinen gebaut, untersucht und verglichen werden. In die Entwurfsmodelle werden, basierend auf vier unterschiedlichen Ansätzen, die Besonderheiten der Mikrosystemtechnik in die thermodynamischen und strömungstechnischen Zusammenhänge eingearbeitet. Im Besonderen zeigt die entsprechend modifizierte Methode der Entropieminimierung die Grenzen der sinnvollen Miniaturisierung auf.

Mit den Ergebnissen dieser Arbeit wird die Kälteerzeugung in mechatronischen Anwendungen und mikrosystemtechnischen Geometrien um einen interessanten Ansatz erweitert.

2. Einführung

Methoden der Kühlung und Kälteerzeugung sind in weiten Bereichen der Technik von fundamentaler Bedeutung. Neben der Energiewandlung in geometrisch größeren Systemen sind zunehmend dezentralisierte kleine Mikrosysteme mit verbesserter Funktionalität von Interesse.

Durch Jungnickel et. al. wird in [49] unter der Kältetechnik die Technik zur Erzeugung und Aufrechterhaltung einer tieferen Temperatur in einem begrenzten System im Vergleich zu den benachbarten Systemen verstanden. Die Kälteerzeugung ist praktisch der Entzug von Wärmeenergie aus einem geschlossenen System. Eine Absenkung der Temperatur ist möglich, wenn das geschlossene System mit einem anderen System über deren Grenzen hinweg in Wechselwirkung steht. Während für die Erwärmung eines technischen Systems genügend natürliche Ressourcen zur Verfügung stehen, wie etwa chemische Energie bei Verbrennungsprozessen, existieren für die Kälteerzeugung in einem technischen System vergleichsweise geringe natürliche Ressourcen, wie etwa Arktisches Eis. Zum Zweck der Kühlung und Kälteerzeugung ist eine komplexe technische Einrichtung notwendig, von Cube et. al. [102].

Bei den folgenden Ausführungen bezieht sich der Vorgang des Kühlens nicht ausschließlich auf den Prozess der Wärmeübertragung an ein umgebendes Medium. Dies wäre beispielsweise die Wärmeabfuhr einer Wärmequelle, deren Temperatur sich oberhalb der Umgebungstemperatur

befindet. Der Wärmeübergang erfolgt hier vergleichsweise einfach, ohne zusätzliche Energie oberen Niveaus, durch Absorption, Transmission oder Konvektion oder zum Beispiel durch einen Lüfter forciert konvektiv. Die abzuführende Wärmemenge wird nicht abgepumpt, sondern es wird lediglich durch unterschiedliche Potentiale intensiver thermodynamischer Größen ein Energiestrom einer extensiven thermodynamischen Größe über die Systemgrenze hinweg möglich. Die resultierende Temperatur des zu kühlenden Systems vermindert sich, ist aber stets größer als die Temperatur des umgebenden Mediums.

Soll hingegen die Temperatur des geschlossenen Systems unter die Temperatur des umgebenden Mediums abgesenkt werden, müssen andersartige thermodynamische Mechanismen technisch ergänzt werden. Die Gesamtheit der Wirkung dieser Mechanismen bezeichnet man als Kälteerzeugung. Die bei der Abkühlung eines geschlossenen Systems entzogene Wärme muss nach dem Gesetz der Energieerhaltung bei einer vergleichsweise hohen Temperatur wieder abgegeben werden. Deshalb sind Bestandteile jedes Kältesystems Einrichtungen zum Wärmetransport und zur Wärmeübertragung. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik kann Wärme nicht von selbst von einem kälteren auf einen wärmeren Körper übergehen. Deshalb muss ein Kältesystem immer von einer zusätzlichen Energie angetrieben werden. Das Kältesystem besteht demzufolge aus Komponenten zur Zufuhr und Umsetzung dieser Antriebsenergie. Neben der Erzeugung ist ebenso die Aufrechterhaltung einer niedrigeren Temperatur eine Aufgabe der Kältemaschine. Es ist notwendig, eine kontinuierliche Funktion der Kältemaschine über einen langen Zeitraum zu ermöglichen. Maßnahmen zur Abgrenzung und Dämmung benachbarter Systeme sind ebenfalls Bestandteile des Kältemaschinenkonzepts, Maake [60] und Jungnickel et. al. [49]. Neben den Aggregaten zur Kälteerzeugung ist auch die Steuerung und Regelung einer Kältemaschine notwendiger Bestandteil dieses Systems, ohne die eine kontinuierliche Funktion nicht möglich ist.

Systeme zur Kälteerzeugung ermöglichen neben dem Erzeugen vergleichsweise niedriger Temperaturniveaus auch die Wärmeabgabe und deren Nutzung auf vergleichsweise hohem Temperaturniveau. Abhängig vom Bezugssystem des Betrachter existiert ein gerätetechnischer Dualismus von Kältemaschine und Wärmepumpe.

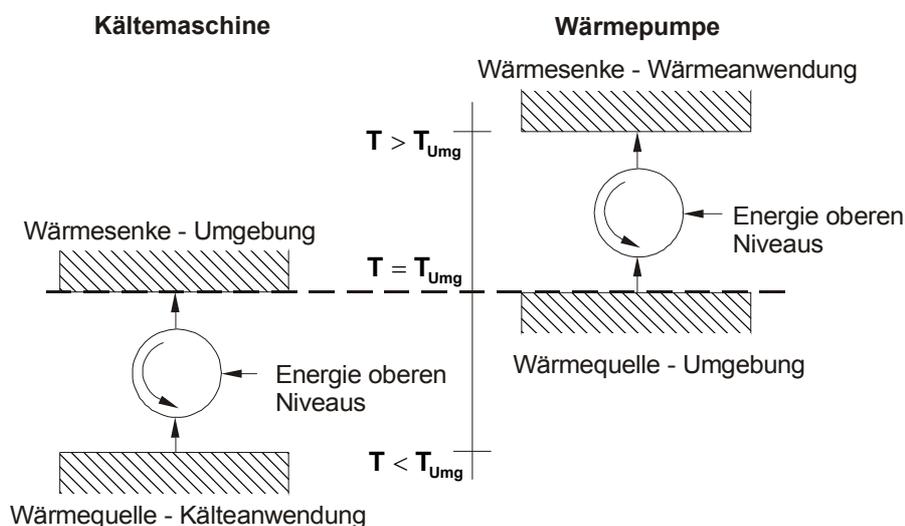


Bild 2.1 Kälteanlage versus Wärmepumpenanlage

Theoretisch besteht die Möglichkeit, zwischen Kältemaschine und Wärmemaschine bzw. -pumpe durch Vertauschen der Potentiale der Bezugssysteme umzuschalten. Bei ausgeführten Maschinen ist dies mit technischen Problemen versehen. Bei einem thermoelektrischen Kühler funktioniert eine Umpolung von Kälte- zu Wärmemaschine durch Vertauschen des Potentials der Versorgungsspannung noch einfach. Auch bei einem Kaltdampf-Kälteprozess mit Kapillarrohrentspannung ist eine Umpolung denkbar, da der Prozess aus gerätetechnischer Sicht symmetrisch gestaltet werden kann. Das Kältemittel würde dann in der entgegengesetzten Richtung zirkulieren. Der praktischen Umsetzung steht entgegen, dass die Wärmetauscher Verdampfer und Kondensator unterschiedliche Größen aufweisen und der Kompressor durch dessen Ventile in nur eine Gasflussrichtung betrieben werden kann. Aus diesem Grund werden die Bezugssysteme geändert, indem die Einbaurichtung der gesamten Verflüssigerbaugruppe umgekehrt wird. Solcherart aufgebaute Wärmepumpen sind in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz beider betrachteter Systeme energetisch sehr effiziente Heizungen, von Cube et. al. [102] und Gras [33]. In ausgeführten Klimaanlageanlagen werden durch Verwendung von Schaltventilen im Kältemittelkreislauf Umschaltungen nach Bild 2.1 möglich, Wylie [118]. In autonomen mikrosystemtechnischen Anwendungen könnte dies analog ermöglicht werden. Der Einsatz elektrischer Exergieheizer ist jedoch technisch einfacher und von Energiebilanzierungen abgesehen immer sinnvoll.

Stirling-Kältemaschinen sind zwischen Kälteanlage und Wärmepumpenanlage ebenfalls umschaltbar. Hierbei ergibt sich ein zusätzlicher interessanter technischer Effekt mit der Umschaltung zwischen Arbeits- und Kraftmaschine. Bei Absorptions-Kälteanlagen ist solch eine Umschaltung meist nicht durchführbar, da sich Absorber und Austreiber dadurch unterscheiden, dass der Austreiber mit einer Heizung versehen ist, Drees [22]. Werden beide Gefäße mit einer Heizung ausgestattet und diese wechselseitig geschaltet, kann Bild 2.1 realisiert werden. Jede Kältemaschine kann also auch eine Wärmepumpe sein. Die praktische Umsetzung scheitert jedoch meist an der Sinnfälligkeit des Einsatzes und der beteiligten Geräte.

Das Ziel dieser Arbeit ist der Entwurf, die Modellierung, der Aufbau und die Evaluierung kleinster Kaltdampf-Kältemaschinen, die ebenso als Wärmepumpen geschaltet werden können. Basierend auf dem Stand der Technik, also Leistungsklassen im zweistelligen Watt-Bereich, werden Möglichkeiten und Besonderheiten im Kleinleistungsbereich aber hohem Wärmestromdichtenbereich erarbeitet. Ausgehend von konventionellen und bekannten Bauteilen für Kaltdampf-Kältemaschinen werden beispielsweise stark miniaturisierte Kompressoren entwickelt und kleinste steuerbare Entspannungsorgane untersucht. Um dies auf einem gesicherten theoretischen Fundament zu ermöglichen, werden verschiedene innovative Modellierungs- und Simulationsmethoden untersucht, weiterentwickelt und angewendet.

3. Prozesse zur Kälteerzeugung

3.1. Physikalische Prinzipien zur Kälteerzeugung

Physikalische Basis jedes Kältemaschinenprozesses sind Wärmetransportvorgänge. Die Entstehung von einer Temperatur niederen Niveaus in Bezug zu einer Temperatur höheren Niveaus erfordert die Präsenz einiger physikalischer Grundlagen. Folgende Gesetzmäßigkeiten gelten uneingeschränkt.

Die Erzeugung von niedrigen Temperaturen in einem begrenzten Bereich erfordert Effekte oder Verfahren, welche die Intensität der stochastischen Molekularbewegung reduzieren. Dabei gilt die Proportionalität von Temperatur und Bewegung. Da die Teilchenbewegung die Wärmeenergie charakterisiert, ist diese Aufgabe mit der Reduzierung der Wärmeenergie äquivalent. Aggregatzustandsänderungen sind in diesem Zusammenhang von besonderem Interesse.

Die Effektivität der Wirkung von physikalischen Prinzipien zur Kälteerzeugung ist davon abhängig, wie es gelingt, homogene Bedingungen für die Abführung von Wärmeenergie zu schaffen. Bei Vorhandensein eines Phasenwechsels können die schnellen gasförmigen Teilchen gut von den langsamen flüssigen Teilchen getrennt werden, beispielsweise durch Absaugung. Es gilt das Äquipartitionstheorem.

Der Energieerhaltungssatz vermittelt, dass Energie grundsätzlich nicht verschwinden oder neu entstehen kann. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik heißt Kälteerzeugung Wärme aus einem begrenzten Gebiet abzuführen. Dadurch wird in diesem Gebiet eine tiefere Temperatur eingestellt und aufrecht erhalten. Die Wärme wird auf einem höheren Temperaturniveau an eine Wärmesenke abgegeben.

In der nächsten Qualifizierungsstufe kommt der Zweite Hauptsatz der Thermodynamik zur Geltung. Um Wärme von einem unteren Energieniveau auf ein mittleres Energieniveau zu heben, ist Energie eines oberen Energieniveaus erforderlich mit einem über dem mittleren Energieniveau liegenden Exergieanteil. Dies wird als Energietransformation bezeichnet und ist an die Entstehung von Entropie gekoppelt. Die Energietransformation auf mindestens drei Niveaus, Bild 3.1, unterscheidet sich von der Wärmeübertragung auf zwei Niveaus.

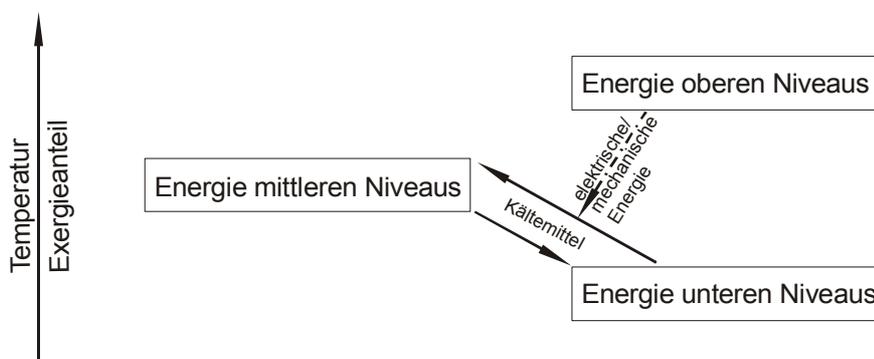


Bild 3.1: Energietransformation zur Kälteerzeugung

Physikalische Systeme zur Kälteerzeugung sind alle Systeme und Medien, bei denen die Entropie S und die stochastische Molekularbewegung außer von der Temperatur T noch von mindestens einem äußeren Parameter X abhängig sind, $S = S(T, X)$. Wird dieser äußere Parameter geändert, muss eine Übertragung der arbeitsfähigen Energie aus dem oberen Energieniveau möglich sein. Zu diesen Parametern X gehören:

- mechanische Kräfte auf Moleküle,
- Wärme zur Freisetzung molekularer Bindungskräfte unter der Bedingung eines hohen Temperaturniveaus,
- elektrische Kräfte wirken auf elektrisch geladene Teilchen in Festkörpern oder Dipole in Flüssigkeiten und Festkörpern,
- magnetische Kräfte wirken auf magnetische Dipole in Festkörpern.

Diese Einteilung wird in Bild 3.2 auf die Kälteprozesse projiziert. Es ist erkennbar, dass für die überwiegende Zahl von Kälteprozessen gasdynamische Effekte Verwendung finden.

Kreisprozesse sind Prozesse der Energietransformation, bei denen ein Arbeitsstoff eine geschlossene Folge von Zustandsänderungen durchläuft. Ein Kälteprozess ist ein Kreisprozess mit mindestens einer Zustandsänderung, die eine Wärmeenergieaufnahme bei niedriger Temperatur ermöglicht. Eine zweite Zustandsänderung existiert zur Wärmeabgabe bei einer hohen Temperatur. Der Antrieb des Kältekreisprozesses erfolgt durch eine Energie mit hohem Exergieanteil, Heinrich [39].

Eine möglichst kleine, störende innere Irreversibilität sowie die technisch erzielbare, maximale adiabate Temperaturdifferenz sind die zentralen Begriffe zur energetischen Plausibilitätsbewertung der Verfahren zur Erzeugung niedriger Temperaturen. Nur die Prozesse mit freien Gas- bzw. Dampfmolekülen besitzen keine prinzipiellen Irreversibilitäten und im Bereich der technisch realisierbaren Druckänderung eine hohe adiabate Temperaturänderung, von Cube et. al. [102]. Sie sind aus theoretischer Sicht am besten geeignet, die Forderung der Temperaturabsenkung bei geringsten inneren und äußeren Verlusten zu verwirklichen. In Festkörpern stattfindende Prozesse entwickeln nur eine relativ kleine adiabatische Temperaturdifferenz und enthalten durch die starke Kopplung im Teilchenverbund wesentliche innere Irreversibilitäten durch Temperatenausgleich, Kupsch [56].

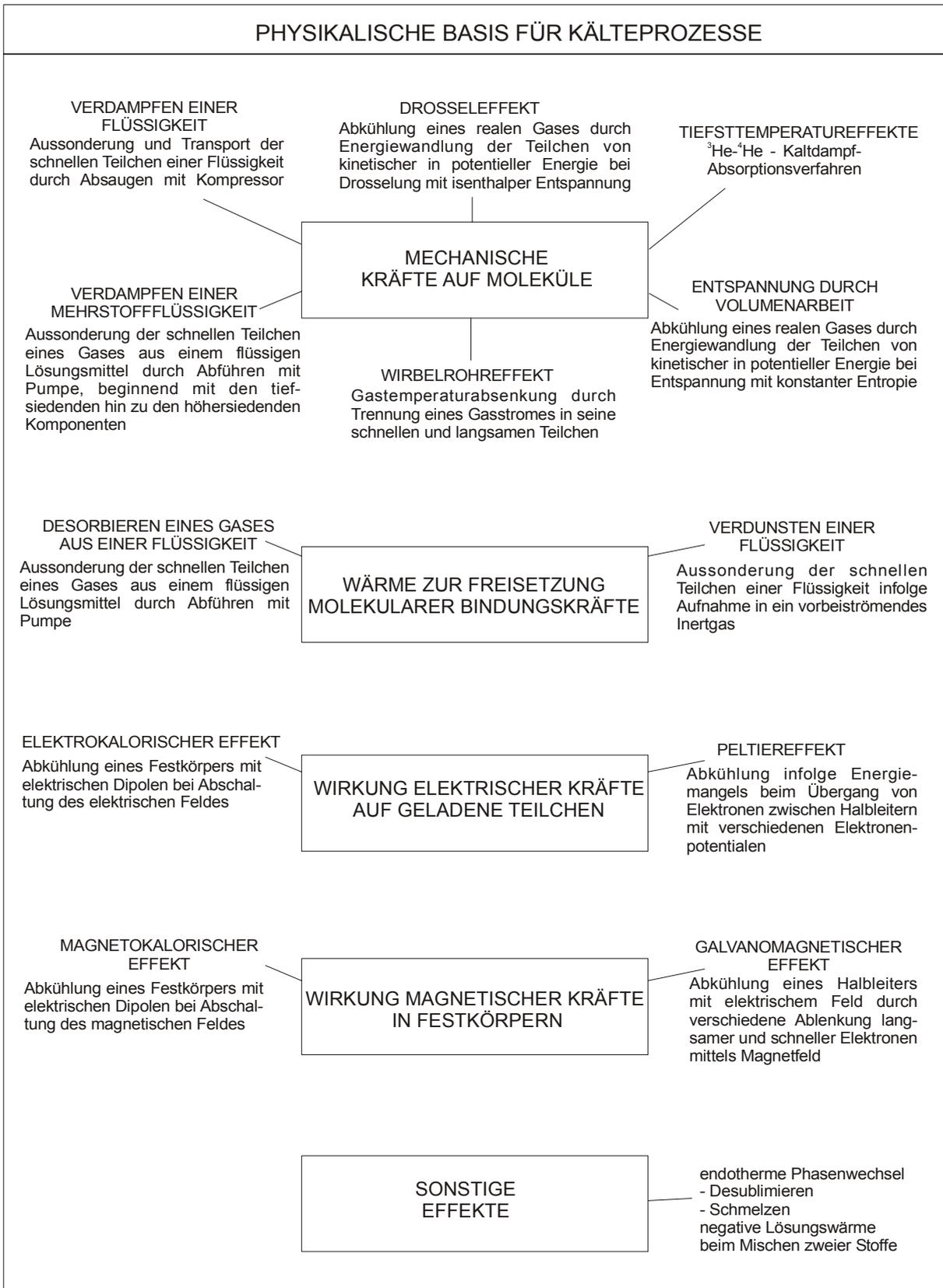


Bild 3.2: Kälteprozesse

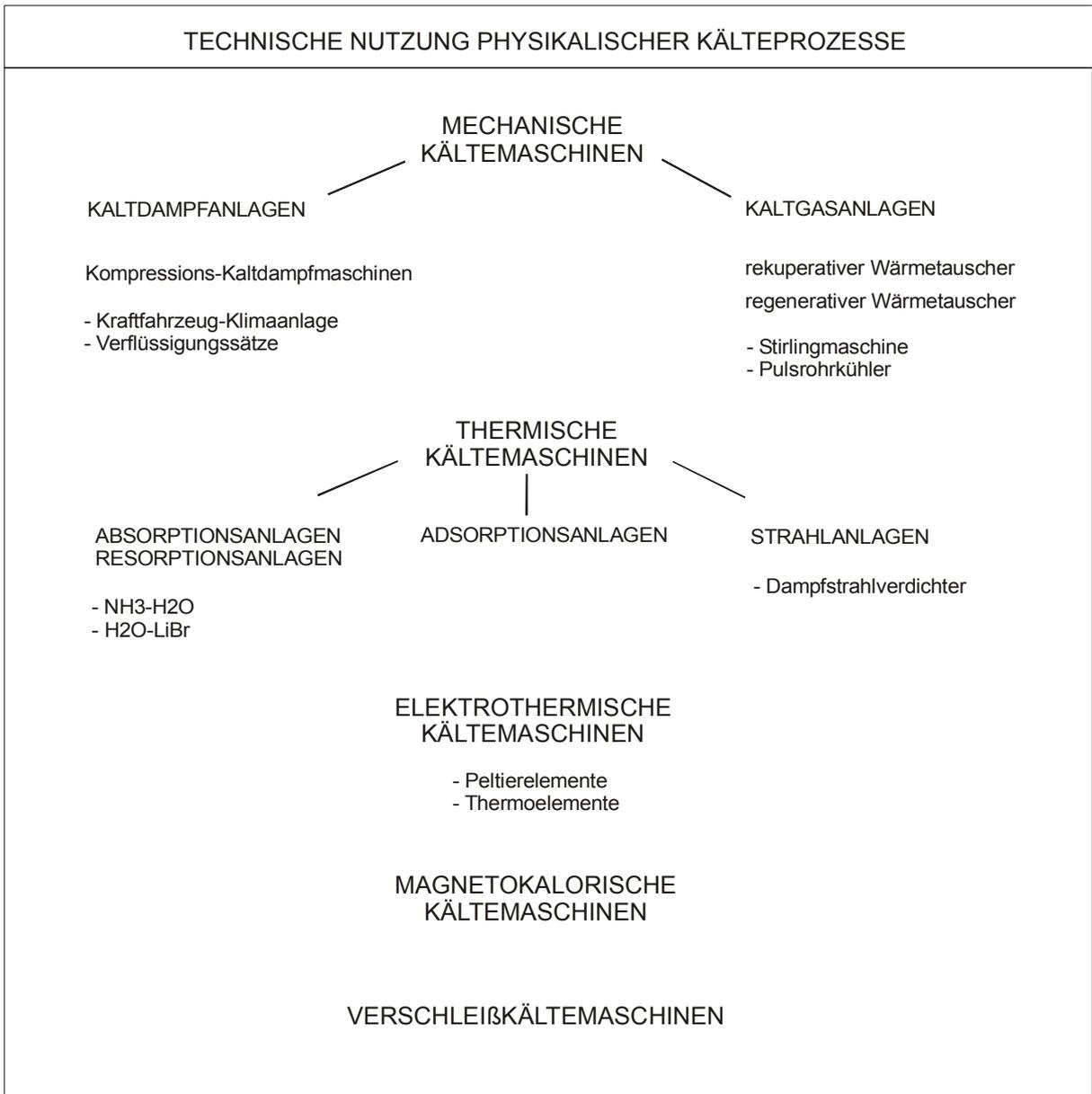
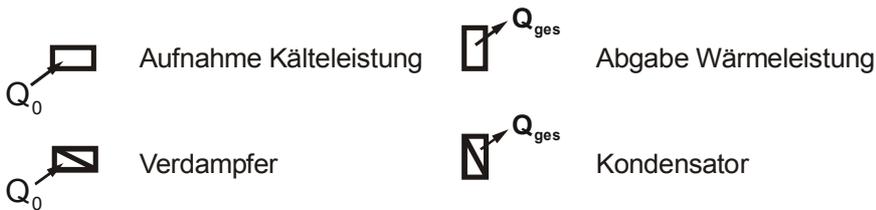


Bild 3.3: Klassifizierung von Kältemaschinen

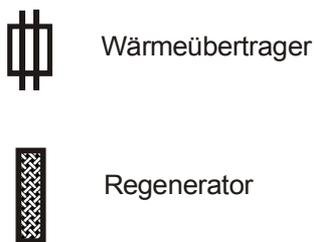
3.2. Technische Geräte und Systeme zur Kälteerzeugung

Ausgeführte Kältemaschinen bestehen aus der Kombination von Grundbauteilen, die in Bild 3.4 systematisiert sind.

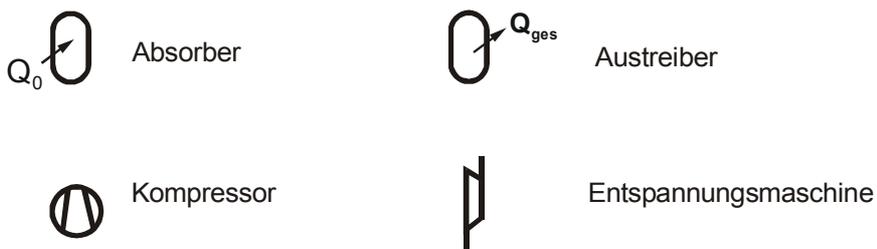
ÄUSSERE WÄRMEÜBERTRAGER



INNERE WÄRMEÜBERTRAGER



ARBEITSMASCHINEN



VENTILE / ENTSPANNER



Bild 3.4: Grundbauteile von Kältemaschinen, die auf thermodynamischen Kreisprozessen basieren

Die meisten Kältemaschinen kennzeichnet ein elektromechanischer Antrieb. Sie basieren auf mechanischen Einwirkungen auf ein Fluid. In ausgeführten Kältemaschinen wird diese Übertragung von kinetischer Energie überwiegend durch verschiebbare Systemgrenzen in Form von bewegten Wänden realisiert. Diese Form der Energieübertragung ist zwar bezogen auf die Gesamtwandlungsstufe elektrische Energie in eine gerichtete Fluidteilchenbewegung stark verlustbehaftet, wird aber aufgrund mangelnder sinnvoller gerätetechnischer Alternativen bevorzugt. Es ist aus derzeitigem Kenntnisstand nicht damit zu rechnen, dass basierend auf den dargestellten Kälteprozessen grundlegend neuartige technische Methoden zur Erzeugung von Kälte entdeckt werden. Eine Kombination verschiedener Kälteprozesse könnte jedoch zu alternativen Lösungen von Kältemaschinen führen. Aus der Nutzung dieser bekannten Effekte lassen sich verschiedenste Maschinen zur Erzeugung von Kälte umsetzen. Eine systematisierte Zusammenstellung wird in Bild 3.3 gezeigt. In dieser Arbeit erfolgt die Entwicklung von Kältemaschinen für den Einsatz im mechatronischen Umfeld unter Einbeziehung mechatronischer Kriterien.

Formulierung mechatronischer Kriterien

Die Mechatronik ist nach Roddeck [80] eine Kombination und partielle Wiedervereinigung der klassischen Ingenieursdisziplinen Maschinenbau und Elektrotechnik unter einem gemeinsamen Dach. Diese Symbiose wird durch die zentrale Anordnung eines Digitalrechners erreicht. Tatsächlich werden Maschinenbau und Elektrotechnik auf die Kernkompetenzen in Form einzelner Energiewandlungsstufen reduziert, die durch den Digitalrechner flexibel kombinierbar sind. Somit ist eine mechatronische Systementwicklung zunächst ein struktureller Entwurf. In mechatronischen Systemen existiert neben einem steten Energiefluss und einem eventuellen Stofftransport immer auch ein steter Informationsfluss. Die Abstimmung der Flüsse im System erfolgt im strukturellen Entwurf. Die mechatronische Systementwicklung betrachtet immer dynamische Systeme, Roddeck [80]. Die zu entwickelnden mechatronischen Kältesysteme erfordern bei ihrer Implementierung in größere mechatronische Systeme selbst mechatronische Eigenschaften. Diese werden im folgenden dargestellt und bilden die Zielstellung der Untersuchungen. Diese Eigenschaften repräsentieren die Erwartungshaltung an ein Kältesystem zum Einsatz im mechatronischen Umfeld. In dieser Arbeit werden mechatronischer Entwurf und mikrosystemtechnische Realisierung eng miteinander verknüpft.

Kleiner Bauraum - Miniaturisierbarkeit

Der Fokus der Untersuchungen in diesem Bereich liegt auf der Minimierung der äußeren Abmessungen der Komponenten des Kältemittelkreislaufs. Die sich im Kreislauf befindliche Kältemittelmenge soll minimiert werden, so dass kein Kältemittelreservoir erforderlich ist. Die Befüllung des hermetischen Kreislaufs soll mit einer genau definierten Kältemittelmenge erfolgen. Stellt sich im Laufe der Untersuchungen heraus, dass Kältemittelfilter benötigt werden, so werden diese in die jeweiligen Gehäuse integriert. Der Kompressor mit integriertem Antriebsmotor soll ebenfalls mit sehr kleinen Abmaßen ausgeführt werden. Es ist zu untersuchen, in welcher Weise sich das Systemverhalten des Kompressorkältesystems bei Verkleinerung seiner Komponenten ändert.

Hoher Wirkungsgrad

Die räumlich dichte Anordnung der Komponenten und die vom Kältesystem zu transportierenden hohen Wärmeströme sowie die Option, das System mit Batteriespannung zu speisen, erfordern die Maximierung des Wirkungsgrades.

Integration von Komponenten

Bei der Umsetzung wird vorrangig die räumlich enge Anordnung der einzelnen Kältekreislaufkomponenten relevant sein. Es ist von Vorteil, je nach Funktion und Möglichkeit, Komponenten entweder räumlich effizient miteinander zu verknüpfen oder diese zu isolieren.

Reduktion von Bewegungselementen

Bewegungselemente existieren bei Kompressorkältesystemen ursächlich im Kompressor selbst. Hier wird dem Kältemittel die Möglichkeit eingeprägt, in einem Kreisprozess zu zirkulieren und den Phasenwechsel zu vollziehen. Dies kann nach derzeitigem Stand der Technik ausschließlich durch mechanische Bewegungen realisiert werden. Darüber hinaus finden sich in einigen Entspannungsorganen mechanisch bewegte Teile. Ziel der Arbeit ist eine zuverlässige Auslegung der miniaturisierten mechanischen Bauteile und Integration in das mechatronische Gesamtkonzept.

Kompatibilität

Ein mechatronisches Kältesystem hat zu übergeordneten Systemen sowohl thermodynamische Schnittstellen als auch Informationsschnittstellen. Einzelne Komponenten des Kompressorkältekreislaufs wie beispielsweise Wärmetauscher sollen einfach in andere Applikationen adaptierbar sein und umgekehrt.

Steuer- und Regelbarkeit

Diese ist erreichbar durch die konsequente Umsetzung einer kontinuierlichen Leistungsregelung. Wenn die zur Verfügung gestellte Kälteleistung an die Erfordernisse übergeordneter Systeme angepasst werden kann, geht mit dem Einsatz mechatronischer Kältemaschinen ein niedrigerer Verbrauch an Elektroenergie einher. Einen voraussichtlich allgemeingültigen Ansatz zur Verbesserung des Wirkungsgrades ausgeführter kleiner Kompressionskältemaschinen zeigt, Binneberg et. al. [11].

Wartungsarmut

Vom Anwender wird die Anforderung nach weitgehender Wartungsfreiheit an das zu entwickelnde Kompressorkältesystem gestellt. Es ist tolerierbar, dass die Lebensdauer der miniaturisierten Tribosysteme hinter denen größer skalierten Kältemaschinen zurückbleibt. Als kritisch eingeschätzt werden vor allem die Aspekte der ausreichenden Schmierung der Bewegungselemente gegeneinander.

Geringe Geräuschemission

Geringe Emissionen von Schwingungen sind für ein Miniatursystem essentiell. Nur unter dieser Voraussetzung können niedriger Elektroenergieverbrauch und lange Lebensdauer gesichert werden. Zudem darf der Betrieb übergeordneter Systeme durch unerwünschte Emissionen nicht beeinträchtigt werden. Ein systemkonformer Entwurf erfordert eine hohe technisch / technologische Funktionalität vom Mikrosystem.

Homogene Herstellungstechnologie

Die Komponentenherstellung soll mit einander ähnlichen Technologien erfolgen. Wärmetauscher und Entspannungsorgan können prinzipiell in planarer Siliziumtechnologie hergestellt werden, ortnah informationsverarbeitender Systeme. Dies gilt nicht für den Kältemittel-Kompressor, der voraussichtlich nur mittels klassischer Technologien herstellbar ist. Die Kältemaschine soll sich mit ihren Bauteilen homogen in die Technologien der Prozesse einfügen, die die abzutransportierende Wärme erzeugen.

Ein mechatronischer Kälteprozess muss sämtlichen genannten Kriterien genügen. Eine aus diesem Prozess abgeleitete mechatronische Kältemaschine hat durch strukturelle Maßnahmen den Vorteil der Flexibilität zur optimalen Integration in das mechatronische Umfeld peripherer Systeme und zur Erzielung eines maximalen Wirkungsgrades.

3.2.1. Mechanische und thermische Kälteerzeugung

Mechanische Kälteprozesse basieren oft auf dem Einsatz eines linkslaufenden thermodynamischen Kreisprozesses zur Absenkung einer Temperatur gegenüber einer Vergleichstemperatur. Signifikant für Kälteerzeugung ist das Vorhandensein von inneren und äußeren Wärmeströmen. In Tabelle 3.5 sind thermodynamische Kreisprozesse zusammengestellt, die je nach Prozessrichtung zur Erzeugung von Kälte geeignet sind. Den jeweiligen Prozessen zugeordnet wurden die Berechnung der zugehörigen Prozessleistungszahl und eine mögliche maschinentechnische Umsetzung. Carnot-, Stirling- und Jouleprozess erlangten bisher praktische Bedeutung. Einzelne Kälteprozesse werden von verschiedenen Autoren aufgeführt, Heinrich [30] und [40], von Cube et. al. [102], Jungnickel et. al. [49] und Maacke [60].

Prozess	Carnot	Lorenz	Stirling	Joule	Ackeret-Keller
Isotherme Isobare Isochore Isentrope Polytrope	X X X X	 X X X X	X X X X	 X X	X X X X
Prozessverlauf					
Leistungszahl	$\frac{T_{4,1}}{T_2 - T_1}$	$\frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}$	$\frac{T_{4,1}}{T_2 - T_1}$	$\frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}$	$\frac{T_{4,1}}{T_2 - T_1}$
Grundschaltungen	 Kaltdampf-Kältemaschine	 Stirling-Maschine	 Joule-Maschine	 Brayton-Maschine mit Vorkühlung	 Gifford-McMahon-Maschine
	 Absorptions-Kältemaschine		 Pulsrohr-Maschine		

Tabelle 3.5: Thermodynamische Kreisprozesse zur Kälterzeugung

Jeder dargestellte Kreisprozess lässt sich mehr oder weniger gut durch entsprechende technische Geräte und Anlagen für praktische Kälteerzeugung nutzen. Sämtliche ausgeführten Maschinen sind durch ihre Konstruktion und Auslegung mit Verlusten behaftet. Diese führen besonders in der Kältetechnik zu signifikanten Auswirkungen auf die Qualität der Kälteanlage, welche vor allem durch die Kennzahlen Leistungszahl, COP und Gütegrad repräsentiert werden. Bei geometriebezogenen großen Abmaßen der Komponenten werden im Allgemeinen die höchsten Kennzahlen erreicht. Dies bedeutet für mechatronisch kleine Maschinen zunächst ungünstige Verhältnisse zwischen eingesetzter Primärenergie und durch den Anwender nutzbarer Kälteenergie. Bei der Analyse der Baugruppe von Kältemaschinen, basierend auf einem thermodynamischen Kreisprozess, wird deutlich, dass bestimmte funktionsdeterminierende Grundbauteile einer Kälteanlage in sämtlichen Anlagen Verwendung finden. Diese Bauteile stehen mit dem Kältemittel in Interaktion und beeinflussen dessen Zustand:

- Kompressor: Mechanische Kompressoren, Strahlverdichter, Pumpen, Austreiber,
- Entspannungsorgane: Drosselventile, Kapillarrohre, Entspannungsmaschinen, Absorber,
- Wärme- und Stoffübertrager: Wärmetauscher, Rohre, Kanäle,
- Stellglieder und Regler.

Diese Komponenten sind durch Rohrleitungen miteinander verbunden. Auch ihre Wirkungsweisen sind den jeweiligen Schaltungen ähnlich, sie erfolgt jedoch in verschiedenem Kontext. In miniaturisierten Kältemaschinen ist bei hoher Bauteilintegration damit zu rechnen, dass das Bauelement Rohrleitung als separates Bauteil nicht mehr eingesetzt wird. Da in jedem Rohr als elementare Systemgrenze der Kaltdampf-Kältetechnik Wärmeübertragung und Druckverlust auftreten, fusionieren die Eigenschaften von Wärmetauscher und Entspannungsorgan mit kleiner werdenden Geometrien.

In dieser Arbeit wird die Entwicklung von Kältemaschinen beschrieben, die stark miniaturisiert werden. Die Schaubilder verdeutlichen bereits, mit welchen Schaltungen beispielsweise eine minimale Anzahl von Bauteilen generell möglich ist. Absorptionskältemaschinen können aufgrund ihrer vergleichsweise großen Anzahl von Bauteilen nur mit hohem Aufwand in Mikrotechniken ausgeführt werden. Eine Studie auf diesem Gebiet zeigen Burger et. al. in [17]. Der COP ist stets geringer als bei Kompressionskältemaschinen in vergleichbarer Größe.

3.2.2. Elektrothermische Kälteerzeugung

Die Kälteerzeugung mit Peltierelementen in mechatronischen Baugruppen ist Stand der Technik und weit verbreitet. In Halbleiterelementen finden durch Stromfluss eine Ladungstrennung und ein korrespondierender Wärmefluss statt, durch welchen Temperaturdifferenzen entstehen. Die Vorteile wurden umfassend beschrieben, zum Beispiel durch von Cube et. al. [102]. Technische Weiterentwicklungen beschränken sich überwiegend auf werkstofftechnische Felder, in [66] ist durch MicroPelt ein interessanter Aufbau entwickelt worden. Strähle untersucht in [92] Möglichkeiten und

Werkstoffe, um Differenztemperaturen >150 K zu erzeugen, allerdings mit verheerender Energiebilanz.

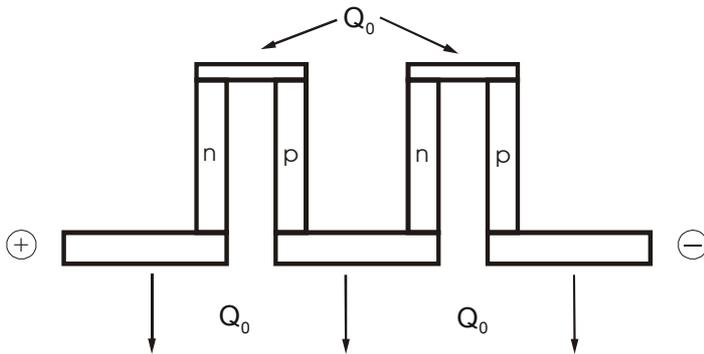


Bild 3.6: Peltiereffekt

Die COP's von Kaltdampf-Kältemaschinen und Peltierelementen unterscheiden sich unter gleichen Randbedingungen um den Faktor 5 bis 100. Temperaturdifferenzen größer als ca. 25 K sollten selbst bei niedrigen erforderlichen Kälteleistungen aus energetischen Gründen nicht mit Peltierelementen oder Elementkaskaden erzeugt werden. Dies bestätigen die Erfahrungen von Jungnickel et. al. [49], MicroPelt [66] und von Dosky [105]. Sie besitzen jedoch aufgrund ihrer Wirkungsweise, der direkten Wandlung von elektrischer in thermische Energie, eine hohe Systemdynamik. Eine Variation des Betriebsstromes verändert unmittelbar die Kaltseitentemperatur. Aufgrund dieser Gegebenheiten ist es sinnvoll, die oben genannten dynamischen Wärmeübertragungseigenschaften von Peltierelementen mit den häufig festen Wärmeübertragungseigenschaften einer Kaltdampf-Kältemaschine zu kombinieren. Dann wird ermöglicht, gleichzeitig relativ hohe Wärmeströme zu transportieren, hohe Temperaturdifferenzen einzustellen und schnelle Temperaturregelungen zu realisieren, Heinze et. al. [77]. Bild 3.7 zeigt den strukturellen Aufbau.

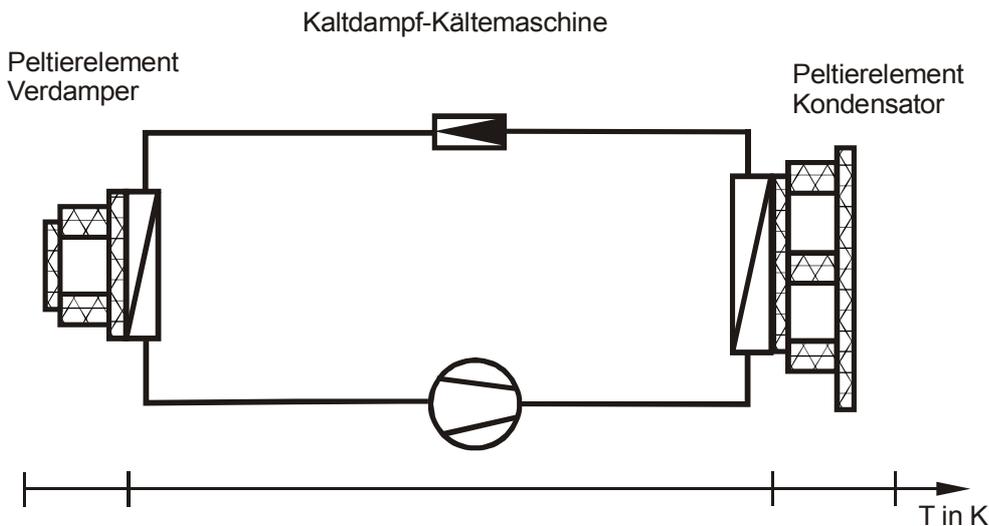


Bild 3.7: Gepufferte Kaltdampf-Kältemaschine

3.2.3. Kaltdampf-Kältemaschine

Die Kaltdampf-Kältemaschine ist eine Maschine, mit deren Hilfe mechanische Energie in thermische Energie zur Gewinnung einer Kälteleistung gewandelt wird. Sie besteht aus einem Kompressor, einem Entspannungsorgan und zwei Wärmetauschern, die mit Fluidleitungen gekoppelt sind.

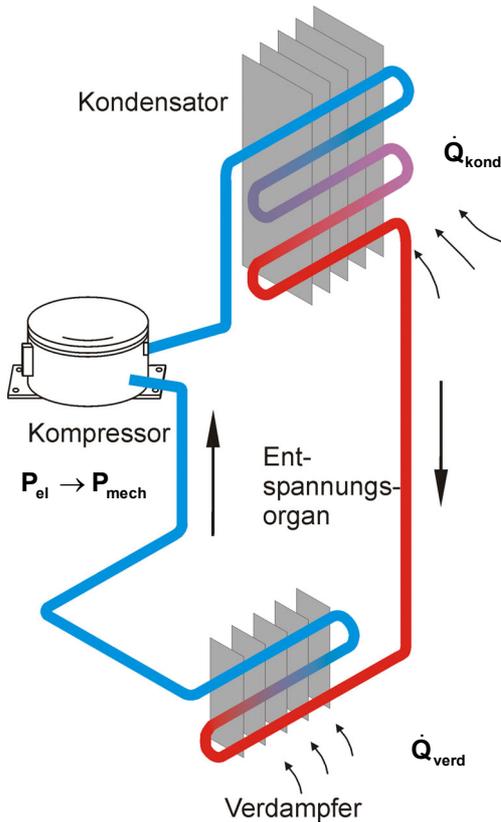


Bild 3.8: Komponenten einer Kaltdampf-Kältemaschine

In diesen Komponenten des Kältekreislaufs zirkuliert ein Fluid, welches als Wärmeträger fungiert und als Kältemittel bezeichnet wird. Der Kompressor saugt zunächst dampfförmiges Kältemittel aus dem Verdampfer an, währenddessen dort der Verdampfungsdruck sinkt. Dies bewirkt eine Absenkung der Verdampfungstemperatur des Kältemittels. Das Kältemittel wird, komprimiert auf eine hohe Temperatur und einen hohen Druck, in den Kondensator gepumpt. Hier erfolgt die Abgabe der Wärme des Kältemittels, dessen Temperatur dabei sinkt und sich unter hohem Druck verflüssigt. Folglich gelangt das flüssige Kältemittel in das Entspannungsorgan, in dem sein Druck auf Entspannungsdruck vermindert wird. Am Ende des Entspannungsorgans wird der Verdampfungsdruck unterschritten und das Kältemittel wechselt seine Phase zu dampfförmig. Das Kältemittel wird in den Verdampfer eingespritzt. Es nimmt unter niedrigem Verdampfungsdruck Wärme auf und die Kältemitteltemperatur wird erhöht. Es folgt wieder die Ansaugung vom Kompressor.

Als wesentliche Energiewandlungsstufen werden hier die Phasenwechselenthalpien des Kältemittels genutzt. Aus diesem Grund ist beispielsweise Wasser ein ideales Kältemittel, sein Nachteil liegt in der

ungünstigen Handhabbarkeit durch technische Geräte. Ein reiner Gas- oder Dampfkreislauf wäre zur Kälteerzeugung ebenfalls denkbar, ist aber aus energetischer Sicht wenig sinnvoll. Im Folgenden wird der zugrundeliegende linksläufige ideale und reale Kreisprozess als Diagramm dargestellt. Die für die Beurteilung des Kältemittels signifikanten Punkte sind benannt.

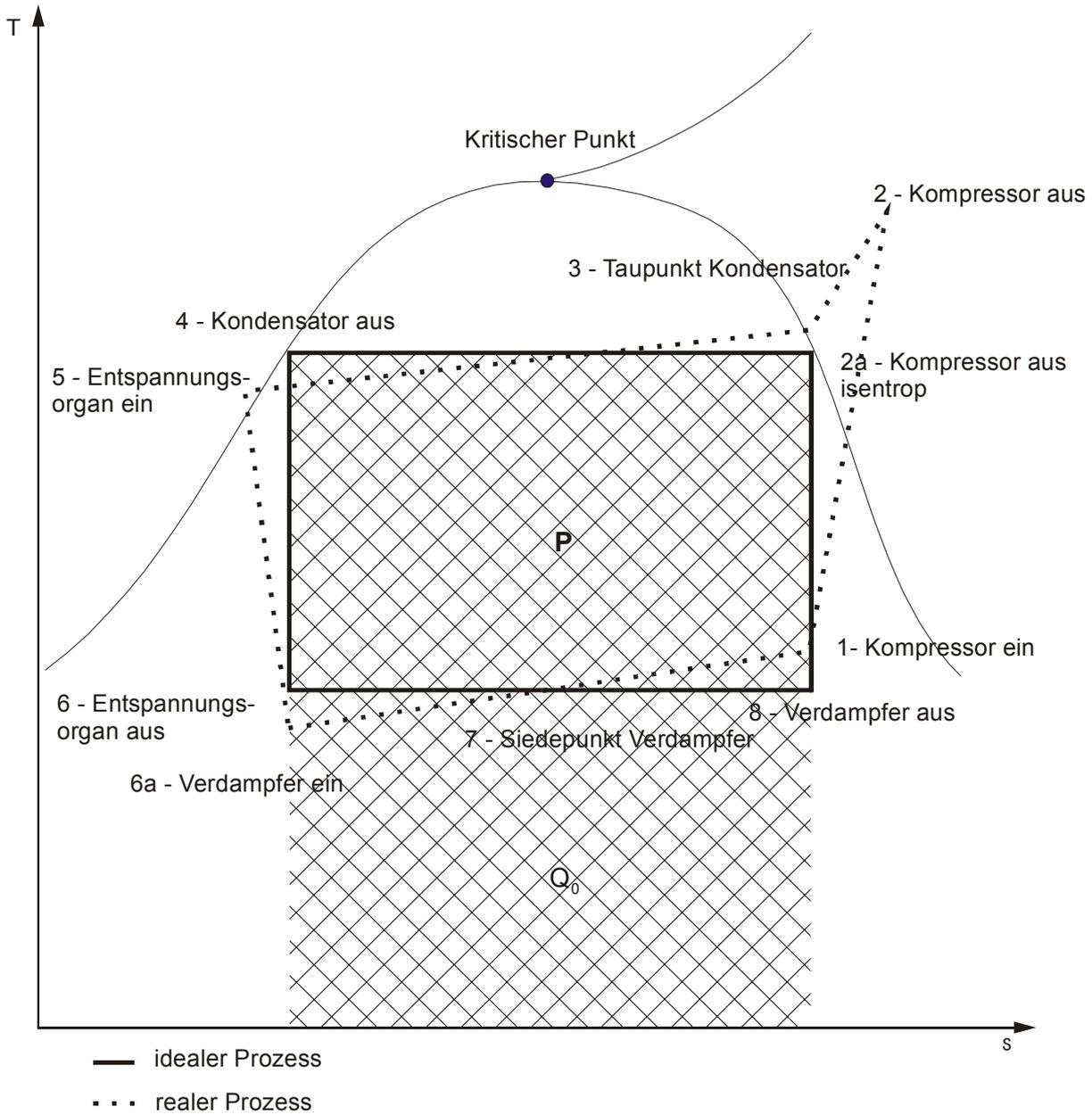


Bild 3.9: Kältdampf-Kältemaschinen-Kreisprozess im T-s-Diagramm

4. Mathematische Beschreibung mechatronischer Kaltdampf-Kältemaschinen

Die formale Vorstellungskraft eines Menschen erlaubt es, ohne größere Bedenken und rein intuitiv Skalierungen auszuführen. In konventionellen Geometrien ist dies verhältnismäßig einfach, zumal in der Größenordnung vergleichbare Objekte oder Einrichtungen bestehen, die einer Verdeutlichung behilflich sind. Im technischen Bereich bezieht sich bei der Beschreibung von Skalierungsvorgängen eine wesentliche Frage auf die Wahl der Methoden und Mittel. Dies betrifft im Bereich der Methoden des Entwicklers Modellierungswerkzeuge und Visualisierungen aufgrund fehlender Relationen, die die Veränderungen der zu skalierenden Materie wirklichkeitsnah nachvollziehen. Im Bereich der Mittel sind Erfahrungen im Umgang mit Maschinen und deren physikalischer Funktion essentiell für erfolgreiche Skalierungen. Mit zunehmender Verkleinerung der Maschine, wie in dieser Arbeit beschrieben, gewinnen die Fragen der Umsetzbarkeit, des Herstellungsprozesses und dessen Aufwand an Gewicht. Entscheidend ist auch die Frage des Sinns von Skalierungen, denn aus technischer Sicht ist es meist möglich, für eine Aufgabe mit hoher Energietransformationen pro Stufe mehrere kleine Energietransformatoren additiv zu verknüpfen. Kleine Energietransformationen können wiederum realisiert werden, wenn ein konventioneller Energietransformator gering ausgelastet wird. Der Frage der Skalierung ist der Frage der flächenhaften Verteilung von Maschinen ähnlich. Der Entwickler hat letztendlich abzuwägen, ob bei einer flächenhaften Energietransformation Energie gesammelt, zentral transformiert und wieder gespreizt wird, oder ob eine dezentrale Transformation erfolgen soll. Wirtschaftliche Randbedingungen, die sich häufig mit der Weiterentwicklung von Herstellungsverfahren ändern, sind hierbei entscheidend. Aus ingenieurtechnischer Sicht interessieren grundlegende sinnvolle Umsetzungsstrategien für beispielsweise Arbeitsmaschinen interessant. Bei den Kompressoren wählt man für große Geometrien Strömungsmaschinen und für kleine Geometrien Verdrängermaschinen. Gleichzeitig gewinnen in kleinen Geometrien elementare technologische Parameter wie Rauigkeit und Chargentoleranzen an Bedeutung. Die Komplexität der Lösung einer Skalierungsaufgabe im multiphysikalischen Umfeld ist eine Angelegenheit, die am Besten mit technischer Erfahrung bewältigt werden kann.

Die theoretische Beschreibung des Verhaltens einer Kaltdampf-Kältemaschine ist die Basis für deren geometrische Skalierung in mikrotechnische Bereiche hinein. In konventionellen Geometrien ist dabei die Beschreibung des Verhaltens des Kältemittels Kern jeder geschlossenen Simulation. In der als Vergleich dienenden Kaltdampf-Kältemaschine, also vor Beginn der Skalierung, bestimmen im wesentlichen die Eigenschaften des Kältemittels das Verhalten des Gesamtsystems. Mit zunehmender Verkleinerung gewinnen jedoch die Einflüsse der kältemittelbegrenzenden Bauteile wie Wärmeübergang zum Verbindungsrohr und Wärmeleitung in Rohren und Wärmetauschern an Bedeutung. Die kleinstmögliche Abmessung einer Kaltdampf-Kältemaschine aus thermodynamischer Sicht ist erreicht, wenn die gesamte in der Kältemaschine erzeugte Kälteleistung von der Kältemaschine selbst aufgezehrt wird. Folgende Übersicht zeigt einige allgemeine Aspekte einer Skalierung.

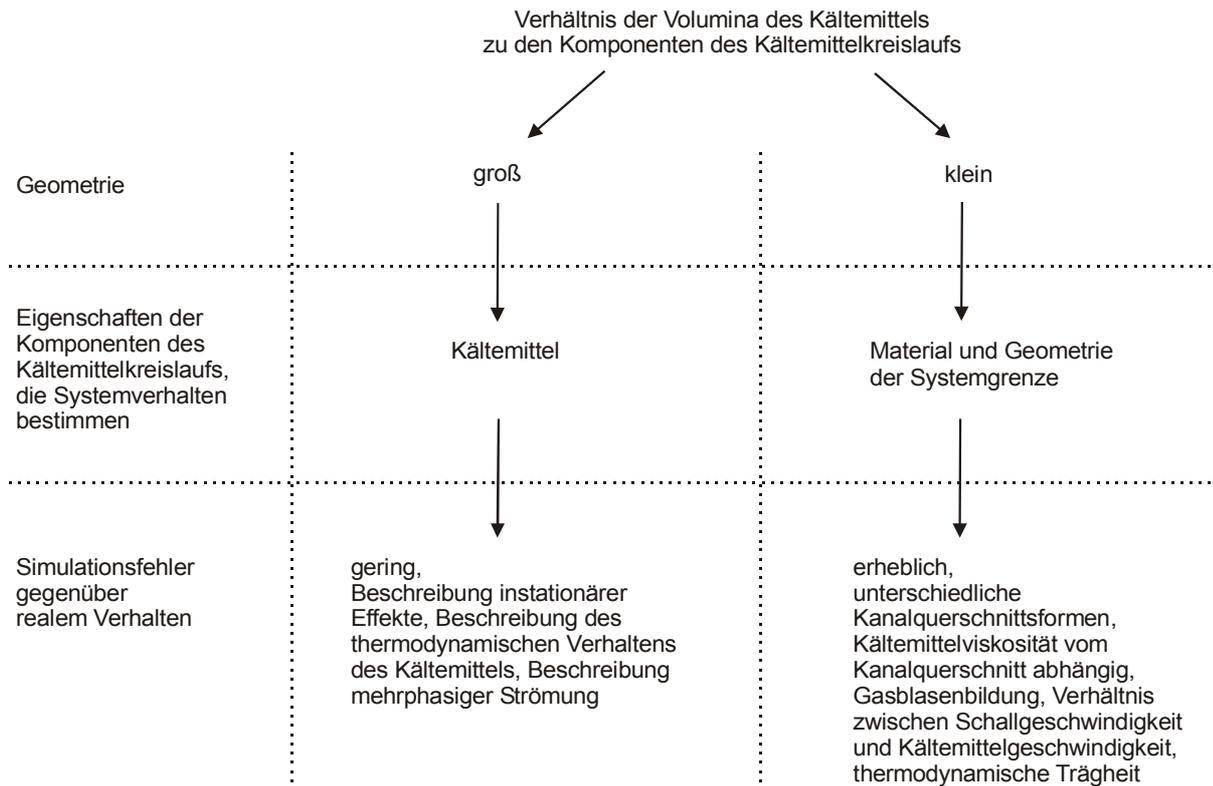


Bild 4.1: Allgemeine Aussagen zur Skalierung einer Kaltdampf-Kältemaschine

Die Miniaturisierung als komplexe Kernaufgabe der Entwicklung einer mechatronischen Kaltdampf-Kältemaschine führt in Gesamtheit zu einem geänderten Verhalten der fluidischen Komponenten. Bei sehr starken Miniaturisierungen können die Intuitionen des Entwicklers von Makrokältemaschinen im Mikrobereich versagen. Deshalb sollen im Folgenden einige Regeln und Werkzeuge zur Beurteilung des Verhaltens in kleine Größen skalierte Bauteile von Kältemaschinen gezeigt werden. Diese Regeln betreffen die drei klassischen Ingenieursdisziplinen Mechanik, Thermodynamik und Strömungstechnik.

4.1. Physikalische Gesetzmäßigkeiten

Zur Bestimmung des Verhaltens des im Kreisprozess zirkulierenden Kältemittels und zur Ermittlung dessen Wärmeübertragungseigenschaften, müssen die Gesetze zur Beschreibung der Strömungsmechanik Anwendung finden.

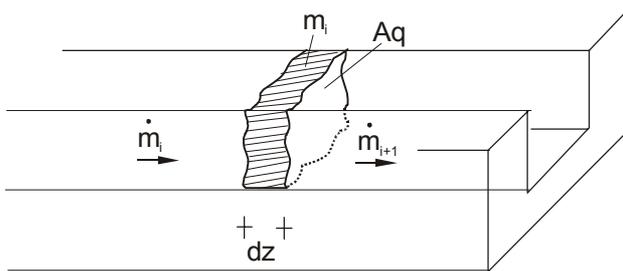
Erhaltungssätze

Zunächst wird der allgemeingültige Ansatz zur Beschreibung des Verhaltens eines viskosen Fluids auf Basis der Navier-Stokesschen Gleichungen und der Kontinuitätsgleichung vorgestellt. Im Laufe des weiteren Prozesses erfolgen Vereinfachungen.

Bei einem konstanten Rohrquerschnitt in jedem betrachteten Abschnitt des Kreislaufs werden die Erhaltungssätze von Masse, Energie und Impuls für die eindimensionale Rohrströmung angewendet, um die Problematik des Wärmeübergangs umfassend zu beschreiben. Es entsteht ein System aus

partiellen Differenzialgleichungen, deren geschlossene Lösung durch das Setzen von Randbedingungen möglich ist. Trotzdem ist der numerische Aufwand hoch, und es ist nach derzeitigem Stand der Technik nahezu unmöglich, in angemessener Zeit Kaldampf-Kältemaschinen unter Nutzung sämtlicher geometrischer und anderer Informationen miteinander zu vergleichen oder Skalierungen durchzuführen. CFD-Programme lösen Matrizen, die aus diskretisierten Volumenelementen und zugehörigen DGL-Sätzen erzeugt werden, Dozolme [21] und Fluent Inc. [25]. In einem anderen Ansatz werden die DGL's sofort in AGL's durch Vereinfachungen überführt und diese gelöst. Als Beispiele hierfür sind das Hagen-Poiseuillesche Gesetz und die Couette-Strömung zu nennen. Als Folge stehen eine stetig wachsende Zahl von AGL's für eine Vielzahl konkreter Ausführungen strömungstechnischer und thermodynamischer Anwendungen zur Verfügung. Zur Skalierung der Kaldampf-Kältemaschinen werden in dieser Arbeit vor allem algebraischen Gleichungssysteme genutzt und in einigen Fällen mit den CFD-Berechnungsergebnissen verglichen. Bei der Analyse gekoppelter Probleme, zum Beispiel bei Interaktionen strömungstechnischer und thermodynamischer Effekte, ist es sinnvoll, Bilanzgleichungen zu nutzen.

Die Massenbilanz formuliert die Aussage, dass die in einem infinitesimalen Volumenelement akkumulierte Masse, im vorliegenden Fall im Kältemittel, die gleich der Summe der über die Bilanzgrenze tretenden Stoffströme ist.



$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v_z)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Die Summe aller über die Systemgrenze in ein Fluidelement ein- und austretenden Massen und die zeitliche Änderung der Dichte nach der Zeit ist Null.

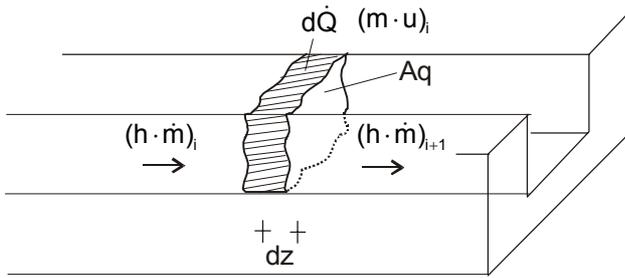
Damit gilt für die Bilanzierung in Rohren und Kanälen längs der Kanalachse des Fluids vereinfachend:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} - \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial z} = 0. \quad (4.2)$$

Mit der Massenstromdichte $G = \rho \cdot v$ kann man schreiben:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} - \frac{\partial G}{\partial z} = 0. \quad (4.3)$$

Der Energieerhaltungssatz beschreibt unter Vernachlässigung der potentiellen Energie durch die Wirkung der Gewichtskraft des Kältemittels folgende Bilanz: Die Ansammlung von stoffgebundener Energie in einem Kontrollvolumen ist gleich der Summe der Enthalpieströme, des Wärmestromes über die Bilanzgrenze und innerer Quellen sowie Senken.

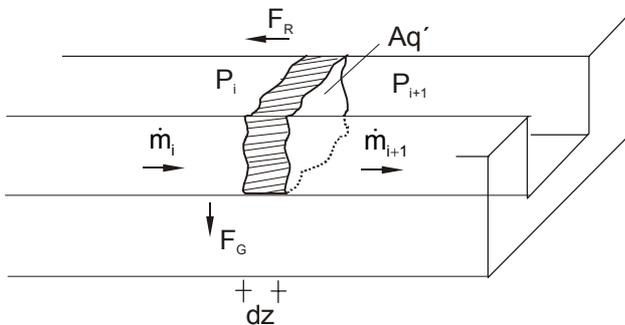


Somit kann bilanziert werden:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho \cdot c_p \cdot T_0)}{\partial t}}_{\text{zeitliche Änderung}} + \underbrace{\frac{\partial(\rho \cdot c_p \cdot v \cdot T_0)}{\partial z}}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial z} \left[k \frac{\partial T_0}{\partial z} \right]}_{\text{Wärmeleitung}} + \underbrace{\frac{\partial p}{\partial t}}_{\text{instationäre Druckarbeit}} + \underbrace{D}_{\text{Dissipation}} + \underbrace{\mu \cdot v \left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) \right]}_{\text{viskose Reibung}} - \underbrace{\frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{k}{c_p} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{2} |\vec{v}|^2 \right) \right]}_{\text{kinetische Energie}} + \underbrace{\vec{Q}}_{\text{Quellen}} \quad (4.4)$$

Formuliert man eine Kräftebilanz um das Volumenelement herum, so mündet dies in den Impulserhaltungssatz:

$$F_a + F_l + F_R = F \quad (4.5)$$



Die aus der Druckdifferenz resultierende Kraft treibt das Kontrollvolumen an:

$$F_p = -A_q \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \cdot \partial z \quad (4.6)$$

Die Beschleunigungskraft für die Masse im Kontrollvolumen ist:

$$F_a = -A_q \cdot \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial t} \quad (4.7)$$

Die Reibungskraft des Volumenelements am Rohr:

$$F_R = -\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot A_q \cdot \partial z, \quad (4.8)$$

und die Impulsdifferenz wirken der Richtung der Strömung entgegen. Deshalb lautet die Impulsbilanz für eine Koordinatenrichtung:

$$\frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v^2)}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\xi}{2} \cdot \frac{\rho}{d} \cdot v^2 = 0. \quad (4.9)$$

Nach Einsetzen der Massenstromdichte kann man auch schreiben:

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial G^2}{\partial z} + \frac{G^2 \cdot \partial v}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\xi \cdot G^2}{2 \cdot \rho \cdot d} = 0. \quad (4.10)$$

Zusätzlich zu den Erhaltungssätzen wird die Navier-Stokes-Gleichung für kompressible und reibungsbehaftete Fluide in Operatorenschreibweise ausformuliert. Je nachdem, welche Randbedingungen berücksichtigt werden, ergibt sich für ein Fluid-Volumenelement der Berechnungsaufwand.

$$\frac{\partial(\rho \cdot \vec{v})}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)(\rho \cdot \vec{v}) = \rho \cdot g - \nabla \cdot p + \mu \cdot \Delta \cdot \vec{v} \quad (4.11)$$

Der Einfluss der Schwerkraft auf den Systemdruck ist bei durch Druckpumpen angetriebenen Dampfkreisläufen gering, er wird vernachlässigt. Die Navier-Stokes-Gleichung wird mit diesen Vereinfachungen in kartesischen Koordinaten:

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_z \cdot \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{1}{x} \cdot \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} \right). \quad (4.12)$$

Auf der linken Seite befinden sich die Terme für lokale und konvektive Beschleunigung, auf der rechten Seite befinden sich der Druckgradient und der Reibungsterm.

Wird der lokale Beschleunigungsterm vernachlässigt, erhält man stationäre Verhältnisse. Bei zusätzlicher Vernachlässigung des Reibungsterms und Integration über z lässt sich das Gesetz von Bernoulli ableiten:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_z^2 + p = \text{const}. \quad (4.13)$$

Wird anstatt des Reibungsterms der konvektive Beschleunigungsterm vernachlässigt, entsteht durch zweimalige Integration über z das Gesetz von Hagen-Poiseuille:

$$Q = \frac{A^2}{8 \cdot \pi \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p . \quad (4.14)$$

Bei instationärer Strömung unter Vernachlässigung des konvektiven Terms und des Reibungsterms erhält man zusammen mit der Kontinuitätsgleichung eine Berechnungsmöglichkeit für die Schallgeschwindigkeit:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} . \quad (4.15)$$

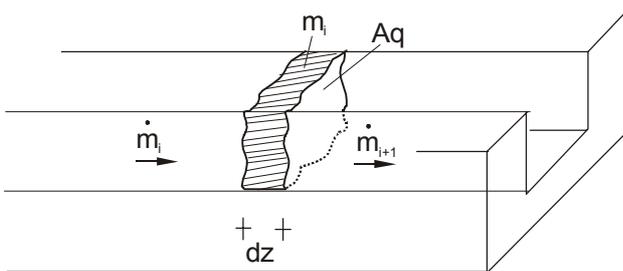
Für die Betrachtungen in dieser Arbeit gilt stets, dass die Geschwindigkeit in Strömungsrichtung v_z wesentlich kleiner ist als die Schallgeschwindigkeit c , um die klassische Strömungsmechanik anzuwenden. Labormessungen bestätigen die Richtigkeit dieser Annahme.

Somit kann der konvektive Beschleunigungsterm gegenüber dem lokalen Beschleunigungsterm vernachlässigt werden.

Fluidphasen

Bei der Strömung von Kältemittel mit Einphasenlage sollen stationäre Zustandsänderungen vorausgesetzt werden. Deshalb lässt sich die vereinfachte Kontinuitätsgleichung ansetzen zu:

$$\frac{dG}{dz} = 0 . \quad (4.16)$$



Des weiteren soll die für geringe Temperaturänderungen des Kältemittels eine konstante Wärmekapazität postuliert werden. Dann gilt:

$$\frac{dT}{dz} = \frac{\dot{Q}}{V \cdot \rho \cdot v \cdot c_p} . \quad (4.17)$$

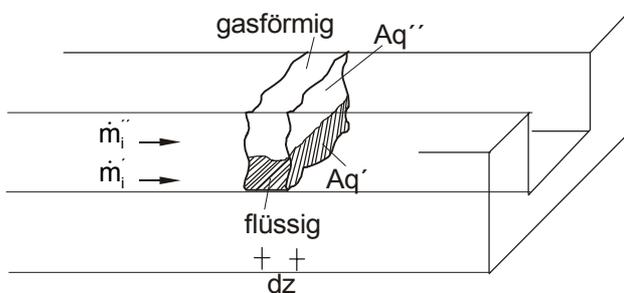
Die Austrittstemperatur eines Wärmeübertragerkontrollvolumens kann man nun mit Kenntnis der Eintrittstemperatur berechnen zu:

$$T_A = T_W - (T_W - T_E) \cdot \exp(-NTU). \quad (4.18)$$

Der Term NTU ist dabei ein Maß für die Güte der Wärmeübertragung. Der einphasig übertragene Wärmestrom lässt sich nun berechnen:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_W - T_E) \cdot (1 - \exp(-NTU)). \quad (4.19)$$

Bei der Zweiphasenströmung, bei welcher in einem Kontrollvolumen gleichzeitig flüssige und gasförmige Phase vorliegen, sind besondere Modellierungsstrategien bei der Beschreibung des Strömungsverhaltens des Kältemittels zu beachten. Dieses Phänomen existiert zum Beispiel in Heizungsanlagen und konventionellen Kaldampf-Kältemaschinen und wurde ausführlich untersucht. Hierfür seien die Arbeiten von Phillip [74] und Köhler [55] genannt. Die physikalische Beschreibung des Fluidverhaltens wird im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgenommen, weil es in mechatronischen Kaldampf-Kältemaschinen aufgrund kleiner Kanalgeometrien wenig relevant ist, Quack [31].



Der Schlupf der Phasengeschwindigkeiten zueinander ist aufgrund der relativ kleinen Rohrquerschnittsflächen:

$$s = \frac{v''}{v'} \approx 1. \quad (4.20)$$

Bewegen sich flüssige und gasförmige Phase des Kältemittels mit gleicher Geschwindigkeit spricht man von homogener Zweiphasenströmung. Es muss der örtliche spezifische Dampfgehalt berechenbar sein:

$$x = \frac{m''}{m' + m''}. \quad (4.21)$$

Zur Berechnung der Drucklage des Kältemittels wird die Dichte des zweiphasigen Kältemittelgebietes benötigt. Diese lässt sich nach folgendem Zusammenhang ermitteln:

$$\rho_\varepsilon = \varepsilon \cdot \rho'' + (1 - \varepsilon) \cdot \rho'. \quad (4.22)$$

Die Größe ε ist der örtliche Gasvolumenanteil und lässt sich mit Schlupf $s=1$ wie folgt bestimmen:

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \cdot \frac{\rho''}{\rho'} \right]^{-1}. \quad (4.23)$$

Gesetze der Wärmeübertragung

Aufgrund kleiner geometrischer Abmessungen mechatronischer Kühlsysteme ist der Vergleich der Wärmeübertragung innerhalb und außerhalb des Kältemittels von großer Bedeutung. In Abgrenzung zu konventionellen Kältemaschinen, bei denen verhältnismäßig wenig Rohrmaterial verhältnismäßig viel Kältemittel eingrenzt, wird bei mechatronischen Kältesystemen das mechanische Gehäuse einen größeren Einfluss auf die Energiebilanz ausüben. Des Weiteren ist die Materialauswahl und deren Wärmeübertragungsparameter von größerer Wichtigkeit als bei konventionellen Kältesystemen. Dies betrifft vor allem mechanisch tragende Strukturen, die in vielen Fällen gleichzeitig als thermische Isolatoren fungieren sollten. Hier ist zu klären, ob geeignete Materialien existieren oder ob alternativ Möglichkeiten zur Strukturgestaltung bestehen. Als Beispiel sei hier ein gut wärmeleitender Siliziumträger für mehrere Wärmetauscher und Kanäle genannt. Deshalb sollen nachfolgend Wärmeübertragungsmechanismen durch das Kältemittel und durch den begrenzenden Werkstoff dargestellt und bilanziert werden. Die Anteiligkeit der einzelnen Transportmechanismen am gesamten Wärmetransport ist in konventionellen Geometrien im Allgemeinen einfacher zu bestimmen als in mikrosystemtechnischen Größenordnungen. Ein Grund hierfür ist das Verhältnis der Volumina Kältemittel zu Systemgrenze.

Wärmeleitung

Der auf molekularer Ebene stattfindende Wärmetransport innerhalb von Stoffen in Form von intermolekularer Schwingungsübertragung, der durch eine Temperaturdifferenz angetrieben wird, ist Wärmeleitung. Der dabei transportierte Wärmestrom lässt sich wie folgt bestimmen:

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dz} \quad (4.24)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist eine Stoffeigenschaft und bei Gasen und Dämpfen nur in geringem Maße von der Stofftemperatur abhängig. Sie lässt sich mit einem Zusammenhang nach Wagner [107] näherungsweise bestimmen:

$$\lambda = \eta \cdot c_p \cdot \frac{9 - \frac{5}{4} T}{4} \quad (4.25)$$

Bei Metallen wird die Wärmeleitfähigkeit von im Kristallverbund wandernden Elektronen bestimmt. Sie ist vergleichbar mit dem Mechanismus der elektrischen Leitfähigkeit und mindestens drei Größenordnungen höher als bei Gasen. Sie lässt sich wie folgt berechnen:

$$\lambda = \frac{2,45 \cdot \rho \cdot T}{10^8} \quad (4.26)$$

Die höchste Wärmeleitfähigkeit eines Systems ohne Nutzung von Hilfsenergie hat eine Heatpipe mit $\lambda > 20000 \frac{W}{m \cdot K}$, von Dosky [106]. Hier führen jedoch zwei Wärmeübergangsprozesse (Rohrwand – Fluid zur Wärmeübertragung) in Kombination mit einem Akkumulationsprozess (Wärmeaufnahme

durch Phasenwechsel, Wärmetransport durch Druckdifferenz, Wärmeabgabe durch Phasenwechsel) zur hohen Summenwärmeleitfähigkeit.

Konvektion

Bei dieser Form der Wärmeübertragung wird der Wärmeübergang zwischen einem Festkörper und einem Fluid beschrieben. Dies erfolgt nach folgender Formel:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \frac{dT}{dt} \quad (4.27)$$

Die Bestimmung der Wärmeübergangszahl α ist an ausgeführten technischen Geräten stets kompliziert, da sie hauptsächlich von der Geometrie der am Wärmeübergang beteiligten Körperoberflächen sowie der Fluidgeschwindigkeit und -beschaffenheit abhängt. Die Größe praktisch existierender Wärmeübergangszahlen überstreicht einen Bereich von circa fünf Größenordnungen. Sie kann bei Kenntnis der Randbedingungen des Wärmeübergangsproblems mittels CFD-Programmen berechnet werden. Aufgrund unzureichender Detaillierung der Grenzschicht können die Fehler bei diesen Berechnungen einige einhundert Prozent des Berechnungsergebnisses betragen.

Wärmestrahlung

Die Wärmeenergieübertragung durch elektromagnetische Wellen wird als Wärmestrahlung bezeichnet. Sie lässt sich nach Stefan Boltzmann wie folgt berechnen, u.a. Wagner [107]:

$$\dot{Q} = C_{\text{WT,Umg}} \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (4.28)$$

Problematisch bei der Bestimmung des Wärmeübergangs durch Strahlung ist die Ermittlung der Strahlungsaustauschzahl C . In ihr enthalten sind die Stefan-Boltzmann-Zahl, die Emissionsgrade der Materialoberflächen und einige andere Randbedingungen.

4.2. Besonderheiten kleiner Geometrien

Im Allgemeinen und bei guter Näherung kann zunächst davon ausgegangen werden, dass die voran beschriebenen Gesetzmäßigkeiten unabhängig von der Fluidmenge und der Geometrie des betroffenen Bauteils gelten. Für die gesamte Kälteanlage bedeutet dies im Fall der Skalierung zu größeren Geometrien eine Verbesserung des Wirkungsgrades, da immer stärker die Fluideigenschaften die Eigenschaften der gesamten Anlage bestimmen und immer weniger die Einflüsse und Oberflächeneffekte der fluidbegrenzenden Bauteile. Ein Beispiel ist der Einfluss der Rohrwand auf das Kältemittel im Kreislauf. Je größer der Rohrdurchmesser ist, desto günstiger wird bei gleicher Temperatur- und Drucklage das Verhältnis zwischen Fluidvolumen und Festkörpervolumen. Die gewünschten Wärmetransportvorgänge dominieren immer stärker gegenüber parasitären Wärmeleitungsvorgängen der Anlagenteile und Baugruppen. Adäquate Aussagen gelten für die Kreislaufbauteile Wärmetauscher, Kompressor und Entspannungsorgan. Je größer ihre Abmaße sind desto einfacher ist die Herstellbarkeit und desto größer ist der Wirkungsgrad.

Im Zuge der Kälteerzeugung mit Mini- und Mikrokältesystemen muss also von theoretischer Seite mit geringeren Gesamtwirkungsgraden und einer höheren bauteilspezifischen Entropieerzeugung gerechnet werden. Im Grenzfall werden die Maßnahmen zur Kälteerzeugung von parasitären Wärmeströmen egalisiert.

Zur Herstellung von Mikrokältesystemen werden dabei meist andere Technologien verwendet als zur Herstellung konventioneller Kältesysteme. Dieser Umstand und die gewünschte Planarisierung bedingen meist eckige Fluidkanäle im Gegensatz zu runden Rohren bei üblichen Installationen. Als geometrische Basisgröße wird dann der hydraulische Durchmesser berechnet.

$$d_H = \frac{4 \cdot A_{Kan}}{d_B} \quad (4.29)$$

Nach Angaben von White [110] können die Fehler bei der Berechnung dieses Zusammenhangs bei laminarer Mikrofluidströmung bis zu 40% und bei turbulenter Mikrofluidströmung bis zu 15% betragen. Dies ist vermutlich vor allem auf den schwer zu bestimmenden vom Fluid benetzten Durchmesser des Kanals zurückzuführen. Je nach verwendeter Technologie können dann auch dreieckige oder andere Querschnitte entstehen. Der jeweilige hydraulische Durchmesser kann mit Nguyen [72] ermittelt werden.

Bei Fluidkanaldurchmessern <40µm muss damit gerechnet werden, dass die Fluidviskosität vom Kanalquerschnitt abhängig ist. Dies wurde von Gravensen et. al. [34] nachgewiesen. Ebenfalls muss das Verhältnis zwischen Fluid- und Schallgeschwindigkeit beachtet werden, welches in Mikrokanälen hohe Beträge annehmen kann. Sind beide Größen annähernd gleich, gelten die konventionellen Strömungsberechnungen nicht mehr. Fast alle ausgeführten Mikrofluidsysteme, die mit Mikropumpen angetrieben werden, haben essentielle Schwierigkeiten mit der Entstehung und dem Transport von Gasblasen, die Ein- und Ausgänge von Bauteilen blockieren können, Richter [78] und Laser et. al. [57] führten u. a. dazu Untersuchungen durch. Die Probleme entstehen durch die Art und Weise der Befüllung des Systems oder durch das Ausgasen der Flüssigkeit. Als Gegenmaßnahme wird entweder ein Spülen des Systems mit einem Lösungsmittel für Luft oder eine hoher Systemdruck empfohlen, Koch et. al. [53].

Skalierung mittels dimensionsloser Kennzahlen

Ein etabliertes Werkzeug der Berechnung von Systemen ist in der konventionelle Strömungsmechanik die Anwendung dimensionsloser Zahlen, u.a. Nguyen [71]. Beim Vergleich verschiedener Systeme, die ähnliche dimensionslose Kennzahlen haben, herrscht hydrodynamische Ähnlichkeit. Die Verwendung solcher Zahlen hat sich in makroskopischen Maschinen und Anlagen bewährt, weil sie Entwicklungsarbeiten vereinfacht. Die Anwendung dimensionsloser Zahlen wird vor allem im mikrofluidischen Bereich interessant, weil sich die Kraftverhältnisse am fluidischen Kontrollvolumen mit kleiner werdenden Abmessungen erheblich verschieben. Nachfolgend wurde eine Zusammenstellung wesentlicher dimensionsloser Zahlen vorgenommen, die die Skalierung von Kältemaschinen vereinfachen und Möglichkeiten der Gestaltung mikrofluidischer Baugruppen aufzeigen. Die Analyse bekannter Kennzahlen erfolgte auf deren Abhängigkeit von geometrischen

Größen. Aus diesem Grund werden die Ähnlichkeitskennzahlen in einer spezifischen Darstellungsform wiedergegeben. Der jeweilige Skalierungsfaktor wurde berechnet.

Aus dem Gebiet der Strömungstechnik wurden für die Berechnung skaliertes mechatronischer Systeme folgende Kennzahlen extrahiert. Die Mach-Zahl Ma ist das Verhältnis zwischen lokaler Fluidgeschwindigkeit und Schallgeschwindigkeit. Die Mach-Zahl sollte maximal 0,1 betragen, um die konventionelle Strömungsmechanik auf die jeweilige Entwicklungsfragestellung anzuwenden. Die Größe der Mach-Zahl entscheidet ebenfalls darüber, ob kompressible oder inkompressible Berechnungsansätze zu wählen sind.

$$Ma = \frac{\text{Fluidgeschwindigkeit}}{\text{Schallgeschwindigkeit}} = \frac{\dot{m} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{A}}{c} \quad (4.30)$$

Der Skalierungsfaktor der Mach-Zahl bei konstantem Massenstrom ist $Ma \propto SF^1$.

Als Verhältnis zwischen Trägheitskraft und Reibkraft im Fluidkontrollvolumen wird die Reynoldszahl Re definiert. Sie gilt auch als Indikator, ob mit laminarem oder turbulentem Strömungsmodell gerechnet werden muss. Sie wird bei der Vorbereitung numerischer Berechnungen zur Wahl des Turbulenzmodells herangezogen.

$$Re = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{viskose Reibkraft}} = \frac{\dot{m} \cdot d_H}{\eta \cdot A} \quad (4.31)$$

Bei der Betrachtung langer Rohre mit glatten Wänden und steigendem Massenstrom ist das Strömungsprofil in Näherung laminar bis zur kritischen Reynoldszahl von $Re_{krit}=2300$. Bei genauerer Betrachtung steht der hydraulische Durchmesser im Verhältnis zur Rohrlänge. Bei $L/d_H < 80$ kann sich Re_{krit} verkleinern. In Mikrokanälen kann oft mit laminarer Strömung gerechnet werden. Bei konstantem Massenstrom ist der Skalierungsfaktor durch die Reynoldszahl $Re \propto SF^{-1}$.

Die Euler-Zahl Eu ist als Verhältnis zwischen Druckabfall und Trägheit definiert.

$$Eu = \frac{\text{Druckverlust}}{\text{Trägheit}} = \frac{\Delta p}{\dot{m}^2 \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{1}{A}\right)^2} \quad (4.32)$$

Wegen der Reibungskraft ist der Druckverlust in Mikrokanälen im allgemeinen groß gegenüber der Trägheit. Deshalb ist in der Mikrofluidik mit kleinen Euler-Zahlen zu rechnen. Der Skalierungsfaktor ist bei konstantem Massenstrom $Eu \propto SF^2$.

Das Verhältnis zwischen Trägheitskraft und Oberflächenspannung ist als Weber-Zahl We definiert. Diese Zahl ist ein wichtiger Vergleich in der Mikrofluidik, weil bei kleiner werdenden Geometrien die Oberflächenspannungen stark an Bedeutung gewinnen.

$$We = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Oberflächenspannung}} = \frac{\dot{m} \cdot \eta \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{A}}{\sigma} \quad (4.33)$$

Bei konstantem Massenstrom ist der Skalierungsfaktor $We \propto SF^2$.

Die Bond-Zahl Bo ist das Verhältnis zwischen Schwerkraft und Oberflächenkraft. Sie ist zur Beurteilung von Kapillarkräften auf das Systemverhalten von Bedeutung.

$$Bo = \frac{\text{Schwerkraft}}{\text{Oberflächenspannung}} = \frac{\rho \cdot g \cdot (d_H)^2}{\sigma} \quad (4.34)$$

Auch an diesem Term ist ersichtlich, dass bei abnehmendem hydraulischen Durchmesser die Bond-Zahl stark reduziert wird. Der Skalierungsfaktor ist bei konstanter Oberflächenspannung $Bo \propto SF^4$.

Das Verhältnis zwischen Trägheitskraft und Schwerkraft für ein Fluid mit einer freien Oberfläche wird als Froude-Zahl Fr bezeichnet.

$$Fr = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Schwerkraft}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}\right)^2}{g \cdot d_H} \quad (4.35)$$

Wichtig ist die Anwendung der Froude-Zahl in offenen Kapillaren. Bei hermetischen Kältemittelkreisläufen mit verhältnismäßig hohem Druckniveau und hohem Massenstrom im Vergleich zur Kanalgeometrie ist der Einfluss der Schwerkraft meist zu vernachlässigen. Darüber hinaus ist der Skalierungsfaktor durch die Froude-Zahl bei konstantem Massenstrom $Fr \propto SF^{-3}$.

Zur Überprüfung, ob die Annahme eines Strömungskontinuums als Berechnungsgrundlage zulässig ist, wurde die Knudsen-Zahl Kn als Verhältnis zwischen freier Weglänge und charakteristischer Geometrie eingeführt.

$$Kn = \frac{\text{freie Molekül – Weglänge}}{\text{charakteristische Geometrie}} = \frac{\lambda}{d_H} \quad (4.36)$$

Wenn $Kn < 0,01$, kann die jeweilige Strömung als viskose Kontinuum-Strömung angesehen werden. Eine Betrachtung der Molekularströmung braucht dann nicht vorgenommen zu werden. Der Skalierungsfaktor dieser in der Mikro- und Nanofluidik äußerst wichtigen dimensionslosen Zahl ist $Kn \propto SF^{-1}$.

Auch in der Thermodynamik sind dimensionslose Kennzahlen weit verbreitet, Köhler [55], Wagner [107] u.a.. Ähnlich den grundsätzlichen Verhältnissen der Strömungsmechanik bedeuten gleiche Zahlen zweier thermodynamischer Systeme eine thermodynamische Ähnlichkeit. Bei der Entwicklung mechatronischer Kältemaschinen spielt der Einsatz dimensionsloser thermodynamischer Zahlen eine

wesentliche Rolle. Sie sind teilweise eng verknüpft mit den dimensionslosen strömungstechnischen Zahlen.

Die Reynolds-Zahl Re wurde bereits bei den strömungstechnischen dimensionslosen Zahlen vorgestellt. Da sie auch mit dem Bereich der Grenzschichtströmung eng verknüpft ist, ist die Reynolds-Zahl ein Indikator für laminaren oder turbulenten Wärmeübergang in der Strömungsgrenzschicht.

Die Prandl-Zahl Pr ist das Verhältnis zweier Fluideigenschaften und erlaubt Aussagen über den Zustand der thermischen Grenzschicht.

$$Pr = \frac{\text{kinematische Viskosität}}{\text{Temperaturleitfähigkeit}} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.37)$$

Der Skalierungsfaktor ist unabhängig vom Massenstrom und anderen geometrischen Eigenschaften und beträgt $Pr \propto 1$.

Die Nußelt-Zahl ist das Verhältnis zwischen einer charakteristischen Bauteillänge und der thermischen Grenzschichtdicke.

$$Nu = \frac{\text{charakteristische Länge}}{\text{Grenzschichtdicke}} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = \frac{\sqrt{Re}}{5 \cdot \sqrt[3]{Pr}} = \frac{\sqrt{\frac{\dot{m} \cdot d_H}{\eta \cdot A}}}{5 \cdot \sqrt[3]{\frac{\eta}{\alpha \cdot \rho}}} \quad (4.38)$$

Sie dient dem Vergleich ähnlicher wärmetauschender Bauteile und Oberflächen untereinander. Unter der Voraussetzung einer laminaren Kanalströmung mit konstantem Massenstrom lässt sich zeigen, dass bei konstanter Wandtemperatur Nu ca. 3,7 und bei konstanter Wärmestromdichte Nu ca. 4,4 beträgt. Der Skalierungsfaktor beträgt $Nu \propto SF^{-\frac{3}{2}}$.

Die Grashof-Zahl Gr charakterisiert den Wärmeübergang bei freier Konvektion. Sie wird vergleichend angewendet an Wärmetauschern, die vom wärmeabführenden Fluid frei umströmt werden.

$$Gr = \frac{\text{temperaturabhängige Schwerkraft}}{\text{kinematische Viskosität}} = \frac{g \cdot L^3 \cdot \frac{\Delta T}{T}}{\nu^2} \quad (4.39)$$

Kleine räumliche Abmessungen können kaum durch große Längen kompensiert werden und führen zu sehr niedrigen Grashof-Zahlen. Der Skalierungsfaktor beträgt $Gr \propto SF^3$.

Die Übertragungszahl Number of Transfer Units NTU ist das Verhältnis zwischen dem durch das Fluid verursachten Wärmeeintrag und dem Wärmeabgang über die Fläche des Wärmetauschers.

$$NTU = \frac{\text{flächenbezogener Wärmeabgang}}{\text{fluidbezogener Wärmezugang}} = \frac{\alpha \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (4.40)$$

Bei konstantem Massenstrom ist der Skalierungsfaktor $NTU \propto SF^2$.

Die ausgeführten Kennzahlen wurden für die Skalierung der in dieser Arbeit betrachteten mechatronischen Kältemaschinen hin zu miniaturisierten Abmessungen verwendet.

5. Entwurf und Modellierung, Simulation und Skalierung von Kaltdampf-Kältemaschinen

Zur Verdeutlichung der Funktionszusammenhänge in einer Kaltdampf-Kältemaschine werden mit unterschiedlichen Modellierungsmethoden mikrofluidische Modelle entstehen. Diese Modellierung hat zum Ziel, kritische mechanische, strömungstechnische und thermodynamische Parameter ausfindig zu machen, um die reale Anlage zu konstruieren oder zu verbessern. Weiterhin ist sie die Grundlage für die skalierenden Betrachtungen dieser Arbeit. Es war das Bestreben, mechatronische Kriterien im Entwicklungsprozess zu berücksichtigen. Mit den Modellen werden verschiedene Berechnungen durchgeführt und die Ergebnisse sowie die Modelle insgesamt bewertet.

5.1. Die Kaltdampf-Kältemaschine als System

Zur physikalisch-technischen Analyse der Kaltdampf-Kältemaschine ist die Definition der Maschine als System von zentraler Bedeutung, um Massenströme, Energieströme und Informationsströme zu kanalisieren und zu quantifizieren. Nach DIN 66201 ist ein System ein abgegrenzter Teil eines größeren Ganzen, der sich aus mehreren, in Wechselwirkung zueinander stehenden Komponenten zusammensetzt, die durch Materie-, Energie- oder Informationsfluss miteinander verknüpft sind.

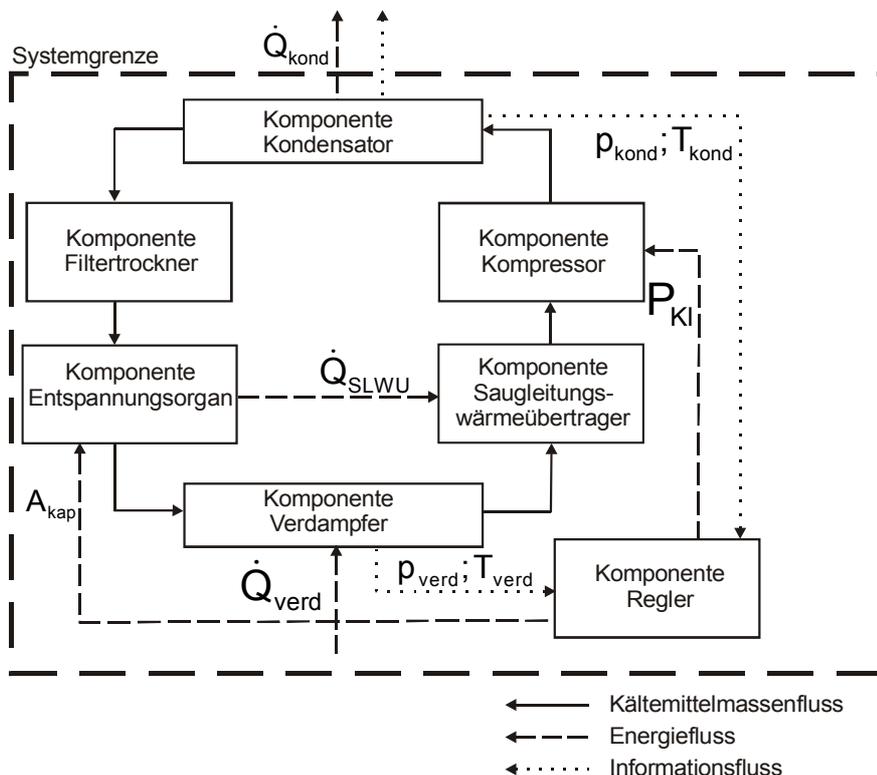


Bild: 5.1 Das System mechatronische Kaltdampf-Kältemaschine

Das System der mechatronischen Kaltdampf-Kältemaschine präsentiert sich dem Analysten als räumlich stark komprimierte Integration von mechanischen und elektronischen Komponenten. Im Vergleich zu konventionellen Kaltdampf-Kältemaschinen ist die Komponente „Regler“ Bestandteil des Systems. Sie ermöglicht in ihrer Funktion die Realisierung einiger herausragender Eigenschaften des Systems. Diesbezüglich ist aber auch eine Modifikation einiger Komponenten des Kältemittelkreislaufs notwendig.

Die Verdampfertemperatur wird im Regler mit einer Solltemperatur verglichen. Wird ein Wärmestrom in den Verdampfer eingekoppelt und vergrößert sich dessen Temperatur, wird eine der Regelabweichung proportionale Klemmenleistung auf den Kompressor geschaltet. Dadurch wird flüssiges Kältemittel bei niedrigem Druck aus dem Verdampfer abgesaugt, wobei es verdampft und Wärme aufnimmt. Im Saugleitungswärmeübertrager wird ein Teil des Entspannungsorgans mit kaltem Dampf beaufschlagt. Im Kompressor wird Druck und Temperatur des Dampfes erhöht und dieser in den Kondensator gepumpt. Dort gibt das Kältemittel Wärme an die Umgebung ab und unterschreitet dadurch bei konstantem Druck die Taupunkttemperatur, es kondensiert. Im Filtertrocknergefäß werden eventuell vorhandene Feuchtigkeit und Schmutzpartikel absorbiert. Im nachfolgenden Entspannungsorgan wird der Druck des flüssigen Kältemittels verringert, bis dessen Verdampfung einsetzt. Dabei wird im Saugleitungswärmeübertrager die Temperatur des sich entspannenden Kältemittels erhöht, um den beginnenden Phasenwechsel zu verlangsamen. Als Zweiphasengemisch gelangt das Kältemittel in den Verdampfer, in dem es bei niedrigem Druck vollständig verdampfen und wiederum Wärme aufnehmen kann.

Gleichzeitig werden Verdampfungs- und Kondensationsdruck gemessen und gegebenenfalls die Klemmenleistung begrenzt, um eine maximale Kälteleistung bei korrespondierender Verdampfungstemperatur zu gewährleisten. Um einen konstanten Kältemittelvolumenstrom zu ermöglichen, muss durch Verwendung eines aktiven Entspannungsorgans bei konstantem Druckverhältnis der Volumenstrom an die Fördermenge des Kompressors anpassbar sein.

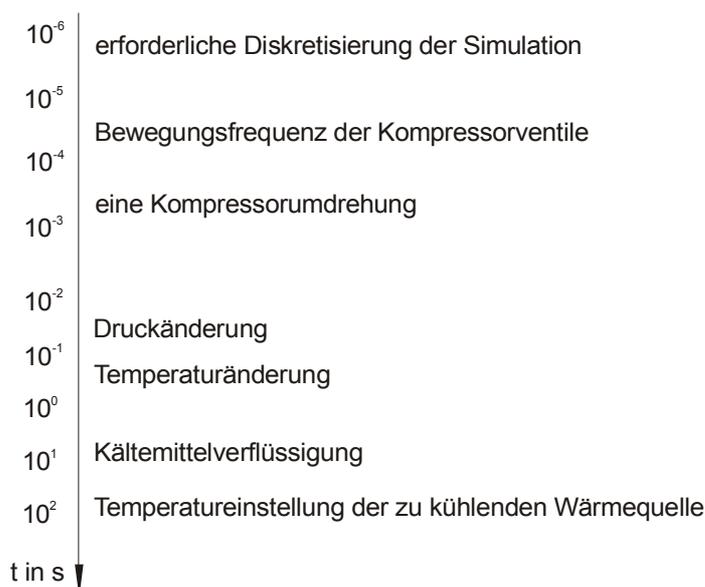


Bild 5.2: Intervalle von Zustandsänderungen in Kaltdampf-Kältemaschinen

Die in den nachfolgenden Betrachtungen beschriebenen physikalisch-technischen Zusammenhänge sind meist stationärer Art. Die impliziten thermodynamischen Größen des Kältemittels sind räumlich konstant. Dennoch bewirken Änderungen der Randbedingungen Zustandsänderungen und -verschiebungen des Fluids. Bei mechatronischen Kältesystemen mit implementierter Regelung muss ein Temperatur- und Leistungsband anhand der zu erwartenden Lastfälle beschrieben werden.

5.2. Modellierung der Systemkomponenten der Kaltdampf-Kältemaschine

Das Ziel bei der Entwicklung einer mechatronischen Kältemaschine besteht primär in der Reduktion der äußeren Geometrie bei Aufrechterhaltung der Funktion und des Wirkungsgrades. Dazu ist die Aufstellung eines Gütekriteriums interessant, anhand dessen die Abhängigkeit der strömungstechnischen und thermodynamischen Funktionen von sich ändernden Abmessungen bewertet werden kann.

Zu der Analyse von Kältesystemen und deren Prüfung auf mechatronische Tauglichkeit gibt es verschiedene Strategien und technische Möglichkeiten. Als wichtige Vergleichsmöglichkeit untereinander hat sich die Modellbildung bewährt. Hier stehen im wesentlichen die blockorientierte Programmierung und die gestaltorientierte Finite-Elemente-Methode zur Disposition. Ergänzt werden die Betrachtungen durch eine grafische Kreisprozessanalyse und eine vergleichende Methode mit dem Ziel der Minimierung der Entropieerzeugung. Alle Methoden unterscheiden sich in wesentlichen Punkten.

5.2.1. Das Kältemittel

Signifikant für den jeweiligen Prozess und ein bestimmtes Verhältnis Verdampfertemperatur / Kälteleistung ist das Kältemittel, welches im Kreislauf zirkuliert, komprimiert und entspannt wird und ganz oder teilweise die Phasenwechsel dampfförmig / flüssig / dampfförmig vollzieht. Kältemittel sind Arbeitsstoffe und damit Träger der zu transportierenden Wärmeenergie in den Kreislaufprozessen der Kältemaschinen. Bei Kaltdampfmaschinen nimmt das Kältemittel unterhalb der Umgebungstemperatur Wärme durch Verdampfen auf und gibt oberhalb der Umgebungstemperatur Wärme durch Verflüssigen wieder ab. Die Voraussetzungen für die notwendige Änderung der Enthalpie des Kältemittels werden durch die mechanischen Komponenten der Kälteanlage geschaffen.

Kältemittel sollten folgenden Anforderungen gerecht werden, die im Umfeld der konventionellen Kältetechnik formuliert wurden: Ungiftig, nicht brennbar, nicht korrosiv, thermisch und chemisch stabil, hohe Kälteleistung bei geringem Arbeitsenergieaufwand, niedriges Druckverhältnis, niedrige Kompressionsendtemperatur und preisgünstig. Bei sehr kleinen Kältekreisläufen relativieren sich einige der genannten allgemeinen Forderungen und andere treten in den Vordergrund. Durch das Vorhandensein kleiner Mengen Kältemittel ist die Giftigkeit weniger relevant. Die Brennbarkeit spielt ebenfalls eine untergeordnete Rolle, einzig in unzureichend evakuierten Kreisläufen könnte durch Funken an den Kohlebürsten des Kompressormotors ein Brand ausgelöst werden. Die Korrosivität ist in hermetischen Kreisläufen vom Vermögen der Schädigung der das Kältemittel begrenzenden

Materialien abhängig. In mechatronischen Kaltdampf-Kältemaschinen sollten vor allem Kältemittel mit einem niedrigen Druckverhältnis und einer hohen volumetrischen Kälteleistung eingesetzt werden. Diese Forderung ergibt sich vor seitens des Mikrokompressors, der im Vergleich zu konventionellen Maschinen geringere Druckerhöhungen und Volumenströme ermöglicht. Kältemittel, die allen diesen oben genannten Kriterien genügen, sind nicht bekannt, stellt Sharaf fest [83].

Kältemittel werden einheitlich mit R für Refrigerant und einer Zahl bezeichnet. Kältemittel lassen sich aufgrund ihrer Eigenschaften und unter mechatronischen Aspekten in unterschiedliche Kategorien einordnen:

Halogenierte Kohlenwasserstoffe als organische Kältemittel

Durch Variation der chemischen Zusammensetzung kann mit diesen Kältemitteln ein breites Spektrum an Eigenschaften erschlossen werden. Sie können als nichtgiftige und nichtbrennbare Stoffe hergestellt werden, haben jedoch mitunter ein erhebliches Potenzial für den Ozonabbau. Heutzutage werden vor allem teilhalogenierte oder unhalogenierte Kohlenwasserstoffe eingesetzt, beispielsweise Butan (R600), Isobutan (R600a) oder Propan (R290), die jedoch brennbar sind. In Tabelle 5.3 sind technisch bedeutende Kältemittel und ihre prozessrelevanten Eigenschaften analysiert.

Methanverbindungen R21 und R22

Wegen seiner thermodynamischen Eigenschaften scheint das Kältemittel R21 gut geeignet, es ist jedoch bei üblichen Kondensationstemperaturen nicht ausreichend chemisch stabil. Daher ist das thermodynamisch schlechter geeignete R22 vorzuziehen. Jedoch ergeben sich in einem Kältekreislauf ähnlich hohe Drücke wie mit Ammoniak, ca. 1500 kPa bei 40°C. Wegen der niedrigen kritischen Temperatur von 96°C bei R22 ist die Verdampfungsenthalpie vergleichsweise gering, sie beträgt ca. 15% der von NH₃. Dies erfordert den Transport höherer Kältemittelmengen, was für mechatronische Anwendungen ungünstig ist.

Ethanverbindungen R123a und R133a

Diese beiden Kältemittel haben gegenüber R22 den Vorteil geringerer Anlagendrücke. Bei 40°C beträgt der Dampfdruck nur 150 kPa.

Azeotrope Gemische

Dies sind Kohlenwasserstoffgemische, die aus mehreren Kältemitteln bestehen. Ein azeotropes Gemisch verhält sich wie ein Reinstoff, es hat nur einen Siede- und Kondensationspunkt. Die Zusammensetzungen der Flüssigkeits- und Dampfphase sind jedoch verschieden. Deshalb sollten Anlagen mit der Flüssigkeit befüllt werden, da nur sie das korrekte Verhältnis der Gemischkomponenten sicherstellt. Kommt es zu Leckagen, müssen sowohl die gesamte Kältemittelmenge als auch der Schmierstoff ausgetauscht werden. Für bauraumkleine Anlagen bieten sich vor allem die Kältemittel R404A und besonders R410A wegen ihrer hohen Sauggasdichte an.

Anorganische Kältemittel

Aus dieser Stoffgruppe eignen sich Ammoniak R717, Wasser R718, Luft R729 und Kohlendioxid R744 als Kältemittel für bestimmte Temperaturbereiche. Vor allem R744 scheint gut für bauraumkleine Anlagen geeignet, obwohl für den energetisch günstigen transkritischen Prozess vergleichsweise hohe Druckverhältnisse realisiert werden müssen.

Nachfolgend ist eine Zusammenstellung thermodynamischer Kenngrößen häufig benutzter Kältemittel vorgenommen worden. Die Randbedingungen für die Betrachtungen sind folgende:

- Einfacher Kältekreislauf mit isenthalper Entspannung und isobarer Verdampfung
- Temperaturniveau: $T_{\text{verd}} = -10^{\circ}\text{C}$ / $T_{\text{kond}} = 35^{\circ}\text{C}$
- Kältemittelvolumenstrom = $0,1 \frac{\text{l}}{\text{min}}$
- isentroper Kompressorwirkungsgrad $\eta_{\text{is}} = 0,7$
- Kompressor-Wärmeverlustfaktor $f_Q = 10\%$
- Saug- und Druckgasüberhitzung = 2K
- kein Sauggaswärmeübertrager

Kältemittel	p_{verd} in kPa	p_{kond} in kPa	Δp	Q_{verd} in W	Q_{kond} in W	$T_{\text{Komp,ad}}$ in $^{\circ}\text{C}$	COP
R22 Chlorodifluormethan	354	1354	3,8	4,1	5,2	77	3,3
R290 Propan	348	1218	3,5	3,5	4,5	53	3,3
R404A azeotropes Gemisch	434	1608	3,7	4,1	5,4	51	3,0
R410A azeotropes Gemisch	572	2130	3,7	6,1	7,8	35	3,2
R600a Isobutan	109	463	4,3	1,3	1,6	46	3,3
R717 Ammoniak	291	1354	4,7	4,3	5,5	142	3,4
R744 Kohlendioxid	2649	6892	2,6	19	25	75	2,8

Tabelle 5.3: Eigenschaften technisch bedeutender Kältemittel bei exemplarischer Kältemaschinen-Anlagengeometrie

Man könnte nun die volumetrische Kälteleistung errechnen. Sie gibt Auskunft über die Kältemittelmenge, die zum Erreichen einer bestimmten Kälteleistung im Kreislauf zirkulieren muss. Sie bestimmt ebenso wie das Druckverhältnis maßgeblich die Geometrien der im Kältemittelkreislauf

verbauten Komponenten. Eine hohe volumetrische Kälteleistung und ein geringes Druckverhältnis sind bei mechatronischen Kältemaschinen anzustreben. Ein geringes Druckverhältnis vermindert Rückexpansionsverluste und den Bedarf an Antriebsenergie und erhöht den Liefergrad des Kompressors. Für mechatronische Kältemaschinen sind vor allem die Kältemittel R404A, R410A und R744 vorzusehen. Dabei erscheint die Verwendung von R744 im transkritischen Prozess als thermodynamisch günstig aber technisch schwer umsetzbar, weil dabei ein Kondensationsdruck von $p_{\text{kond}}=740\text{kPa}$ überschritten werden muss. Hinsichtlich einfacher Anwendbarkeit für Laboruntersuchungen sind R600 und R600a optimal geeignet. Sie lassen sich bei Umgebungsbedingungen ohne aufwendige Armaturen zur Befüllung verarbeiten und sind in Kleinstgebinden erhältlich. In Laboruntersuchungen wurde ausschließlich der höchste Reinheitsgrad verwendet, wie von Danfoss gefordert [19].

5.2.2. Die Wärmetauscher

5.2.2.1. Der Kondensator

Das Modell eines Verflüssigers besteht aus einer Wand mit Wärmeübergang und dem Bilanzvolumen für das Kältemittel. Wird ein Bilanzvolumen verwendet, gilt folgende vereinfachte Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \dot{m}_{\text{ein}} - \dot{m}_{\text{aus}} \quad (5.1)$$

Der Energieerhaltungssatz wird wie folgt formuliert:

$$\frac{\partial(m \cdot h)}{\partial t} = (m \cdot h)_{\text{ein}} - (m \cdot h)_{\text{aus}} - \dot{Q}_{\text{kond}} - V \frac{\partial p}{\partial t} \quad (5.2)$$

Der Kondensationswärmestrom beträgt:

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \alpha_a \cdot L \cdot U_a \cdot (T_{\text{Umg}} - T_w) \quad (5.3)$$

Im dynamischen Betrieb hat das Kältemittel im Kondensator verschiedene Zustände. Nach dem Einschalten wird überhitzter Dampf vom Kompressor in den Kondensator gepumpt. Dieser kondensiert und nach einer bestimmten Zeit befindet sich eine gewisse Menge flüssigen Kältemittels am Kondensatorausgang und wird in das Kapillarrohr getrieben. Im stationären Zustand verkleinert sich dadurch der Gasraum. Ist das Kapillarrohr richtig ausgelegt befinden sich im stationären Systemzustand ca. 3 bis 5% der Kältemittelfüllmenge in flüssiger Phase. Die Länge des Kondensationsgebiets kann man nach Jakobsen [47] wie folgt ermitteln:

$$\delta = \frac{L \cdot (\rho - \rho')}{\rho' - \bar{\rho}_s} \quad (5.4)$$

Nach dem Abschalten des Kompressors verlagert sich der größte Teil des Kältemittels aufgrund der Druckdifferenz durch das Kapillarrohr hindurch in den Verdampfer bis Druckausgleich stattgefunden hat.

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\alpha_{KM,W} \cdot \pi \cdot d_i \cdot \delta \cdot (T_{KM} - T_w) - \alpha_{W,Umg} \cdot A_a \cdot \eta_{WT} \cdot (T_w - T_{Umg})}{m_w \cdot c_w} \quad (5.5)$$

5.2.2.2. Der Verdampfer

Das Modell eines Verdampfers besteht aus einer Wand mit Wärmeübergang und dem Bilanzvolumen für das Kältemittel. Die Verdampfungsrate des Kältemittels lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q} = \alpha_{KM,W} \cdot \delta \cdot U_i \cdot (T_w - T_{KM}). \quad (5.6)$$

Die Länge des Bereichs, in dem noch flüssiges Kältemittel im Verdampfer vorliegt, ergibt sich aus der Masse der flüssigen Phase und dem mittleren Gasvolumenanteil zu:

$$\delta = \frac{m'}{(1 - \varepsilon) \cdot A_q \cdot \rho'}. \quad (5.7)$$

Für den Verdampfer gilt normalerweise $\delta \leq L$, so dass immer überhitztes Kältemittel abgesaugt wird.

Der Wärmestrom zur Überhitzung des Kältemittels wird direkt von der Kühllast abgegeben. Die Energiebilanz für die Verdampferwand lautet:

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\alpha_{W,Umg} \cdot A_a \cdot \eta_{WT} \cdot (T_w - T_{Umg}) - \dot{Q}}{m_w \cdot c_w}. \quad (5.8)$$

Daraus lässt sich die gesamte zur Verfügung stehende Kälteleistung ermitteln:

$$\dot{Q}_{verd} = U_a \cdot \delta \cdot \alpha_{Umg,W} \cdot \eta_{WT} \cdot (T_w - T_{Umg}) + \dot{Q}_{UH}. \quad (5.9)$$

Die Ermittlung des Verdampfungsdruckes erfordert die Kenntnis des Volumens des gekapselten Kompressors.

5.2.3. Der Filtertrockner und die Verbindungselemente

Der Filtertrockner befindet sich im Kältekreislauf zwischen Kondensator und Kapillarrohr. Je nach Filterkapazität variiert seine Baugröße zwischen blasenförmiger Verdickung des Kältemittelrohres und Behälterbauform. Er besteht in konventionellen Kaltdampf-Kältemaschinen aus mechanischen Sieben und einem vorgelagerten Trockenmittel. Die Aufgabe des Filtertrockners in Kältekreisläufen besteht zum einen in der kontinuierlichen Filtrierung des Kältemittels. Mechanischer Abrieb aus dem Kompressor soll in diesem Bauteil absorbiert werden. Gleiches gilt für das poröse Trockenmittel. Er soll verhindern, dass Partikel mit dem Kältemittel in das Kapillarrohr gespült werden und dieses

verstopfen. Gleichzeitig wird das Kältemittel von etwaigen Wasserteilchen getrocknet, um ein Zueisen des Entspannungsorgans zu verhindern. Als Trockenmittel wird meist ein Molekularsieb verwendet. Die Menge des einzubringenden Siebes schätzt Phillip [74] mit einem empirischen Zusammenhang ab.

Der Filtertrockner ist von seiner Kapazität meist für die gesamte Lebensdauer der Kaltdampf-Kältemaschine ausgelegt. In strömungstechnischer und thermodynamischer Hinsicht beeinflusst er das Verhalten des Kältekreislaufs kaum, er wird deshalb in theoretischen Betrachtungen als Bauteil vernachlässigt. Jedoch muss das innere Volumen in Berechnungen berücksichtigt werden.

5.2.4. Das Entspannungsorgan

Ein weiteres Bauteil des Kältekreislaufs ist das Entspannungsorgan. Die theoretisch gewünschte Funktion ist die isentrope Expansion des verflüssigten Kältemittels. Es stellt damit das funktionelle Gegenteil des Kompressors dar. Folgende Betriebscharakteristiken können in Abhängigkeit des Entspannungsorgans gewählt werden.

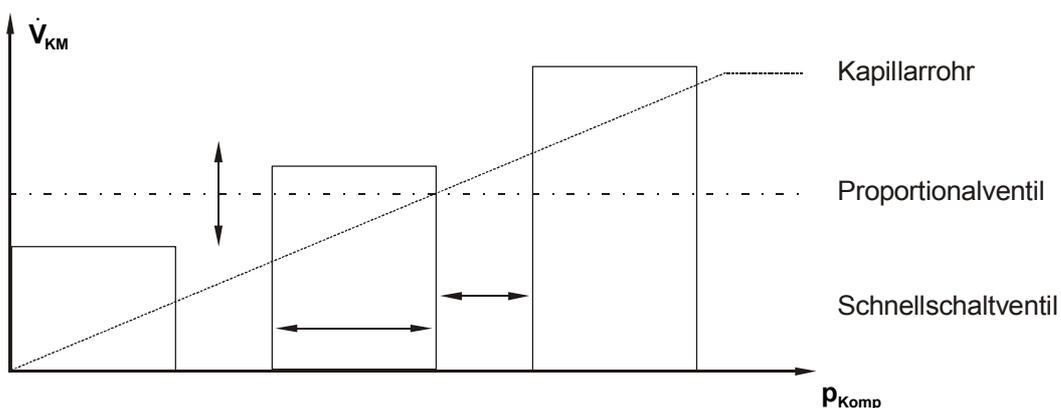


Bild 5.4: Exemplarische Betriebskennlinien verschiedener Entspannungsorgane

5.2.4.1. Das Kapillarrohr als passives Entspannungsorgan

Zur Entspannung des komprimierten Kältemittels kann ein dünnes langes Rohr dienen, das Kapillarrohr. Es ist das technisch am einfachsten zu realisierende Entspannungsorgan. Es ist robust durch die Verschleißfreiheit und das Fehlen bewegter Teile. Alle anderen möglichen Ventile regelbarer oder fester Druckdifferenz sind aufwendiger im Aufbau und aufgrund bewegter Teile bei oftmals großen Temperaturdifferenzen über der Bauteillänge weniger zuverlässig im Betrieb. Theoretisch und auch praktisch ist ein Kapillarrohr nur für einen Betriebszustand der Kältemaschine ausgelegt, der durch stationäre Drucklage und Volumenstrom des entsprechenden Kältemittels charakterisiert wird. Die Dimensionierung erfolgt durch Einstellung eines Durchmesser-/Längenverhältnisses L/d . Abweichungen dieser Parameter durch Anpassung an sich ändernde Randbedingungen, im beschriebenen Modell nur durch Änderung der Kompressor Drehzahl möglich, führen stets zu ungünstigen L/d Verhältnissen. In Grenzbereichen wird bei zu niedrigem Massenstrom entweder das Kältemittel nicht mehr verflüssigt oder bei zu hohem Massenstrom der kritische Betriebszustand des

Kapillarrohrs erreicht, Zhang [123]. Hierbei kann eine maximale Kältemittelmenge, angetrieben durch die Druckdifferenz von Verdampfungs- zu Kondensationsdruck, das Kapillarrohr passieren. Eine Erhöhung dieser Druckdifferenz führt nicht mehr zur Erhöhung des Kältemittelmassenstroms und nicht zu mehr Kälteleistung.

Ein übliches Kapillarrohr ist ein im Anlagenbetrieb unveränderbares Bauteil. In der Mikrotechnik jedoch können beispielsweise piezokeramische Kapillarrohre unterschiedliche Durchmesser annehmen und somit bei veränderbaren Kompressordrehzahlen einen konstanten Massenstrom einstellen. Dies führt im Idealfall zu einer konstanten Drucklage des Kältekreislaufs.

In praktischen Ausführungen zeigen Kapillarrohre nahezu isenthalpes Verhalten, so dass gilt:

$$\frac{\partial \left(h + \frac{1}{2} \cdot G^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho} \right)^2 \right)}{\partial L} = 0 \quad (5.10)$$

und

$$\frac{\partial G}{\partial L} = 0. \quad (5.11)$$

Im folgender Abbildung sind der Druckverlauf und die Phasenlage des Kältemittels in einem Kapillarrohr dargestellt.

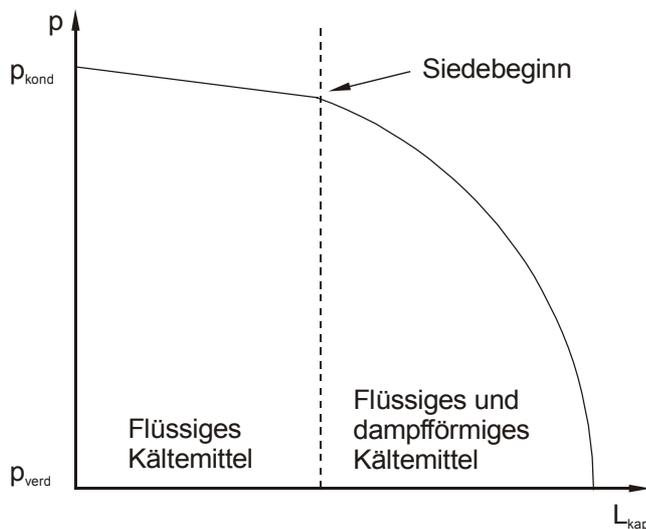


Bild 5.5: Druckverlauf im Kapillarrohr

Folgender Zusammenhang verdeutlicht die Funktionsweise:

$$-\partial p = G^2 \partial v + \frac{s}{2 \cdot d_h} \cdot G^2 \cdot \partial dL. \quad (5.12)$$

Zunächst fällt der Druck des Kältemittels linear bis zum Siededruck ab. Das Kältemittel verdampft im weiteren Verlauf des Kapillarrohres und der Druckverlust je Längeneinheit steigt mit zunehmendem Dampfgehalt an.

Mit den Methoden der klassischen Strömungsmechanik kann das Kapillarrohr überschlägig dimensioniert werden. Es wird zunächst der laminare Volumenstrom berechnet:

$$\dot{V}_{\text{lam}} = \frac{\pi \left(\frac{d_H}{2} \right)^4 \cdot \Delta p}{8 \cdot \eta \cdot L}, \quad (5.13)$$

und daraus die Reynoldszahl ermittelt:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{\text{lam}} \cdot \rho}{\pi \cdot d_H \cdot \eta \cdot L}. \quad (5.14)$$

Mit der mittleren dynamischen Viskosität in der Größenordnung $10^{-6} [\text{Pa} \cdot \text{s}]$, dem hydraulischen Durchmesser in der Größenordnung $10^{-4} [\text{m}]$ und einer Länge im Bereich $10^0 [\text{m}]$ im Nennerterm liegt in allen untersuchten Kapillarrohren die Reynoldszahl weit im turbulenten Bereich. Zur Plausibilitätsbetrachtung ist es sinnvoll, die Dicke der Grenzschicht zu bestimmen:

$$\delta = \frac{34,2 \cdot d_H}{(0,5 \cdot \text{Re})^{0,875}}. \quad (5.15)$$

Liegt die Reynoldszahl im Dimensionsbereich zwischen 10^4 und 10^6 , kann mit einem Zusammenhang von Bohl u.a. [12] der turbulente Kältemittelvolumenstrom in einem Rohr berechnet werden:

$$\dot{V}_{\text{turb}} = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_H}{L \cdot \rho \cdot (0,0032 + 0,221 \cdot \text{Re}^{-0,237})}}. \quad (5.16)$$

Bei Verwendung dieses Ansatzes zur Berechnung des expandierenden Kältemittel-Volumenstromes besteht grundsätzlich die Schwierigkeit der Wahl der Dichte und der Viskosität des Fluides. Werden Mittelwerte benutzt, erhält man tendenziell zu hohe Massenströme. Die Berechnungsergebnisse sind im Kapitel 8 dokumentiert und evaluiert.

Für genauere Berechnungen haben sich spezielle empirische Ansätze, die speziell für Kapillarrohrentspanner ermittelt wurden, bewährt. Allerdings wurden diese nur für minimale Kapillarrohrdurchmesser von 0,7mm erprobt, Zhang [123]. Dies ist auch der derzeit minimale praktisch benutzte Durchmesser, zum Beispiel bei Haushaltskühlgeräten. Ein wesentlicher Grund dafür ist die Betriebssicherheit, es besteht Gefahr der Blockade kleiner Kapillarrohre durch Fremdkörper im Kreislauf oder der Zueisung durch im Kältemittel gelöstes Wasser. In ausgeführten Kältemaschinen kleinerer Leistung kommen Aspektverhältnisse bei Kapillarrohren als L/d – Quotienten von 4000 bis 8000 zum Einsatz bei Massenstromdichten zwischen 1000 bis 4000 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$. In der Literatur beschriebene Modelle mit einem L/d – Verhältnis > 2000 berücksichtigen den Schlupf zwischen flüssiger und gasförmiger Phase des Kältemittels nach dem Siedepunkt nicht. Bei thermodynamischem Gleichgewicht kann von der Ausbildung einer homogenen Zweiphasenströmung

ausgegangen werden. Kapillarrohre kleinerer Kältemaschinen werden meistens durch das Sauggas temperiert, sie sind mit dem Saugrohr koaxial mechanisch verbunden. Dadurch erhöht sich der Massenstrom. Wird das gesamte Kapillarrohr bei einer konstanten Temperatur gehalten, kann der Massenstrom um ca. 40% erhöht werden, Phillip [74]. Zur Vermeidung einer instabilen Betriebsweise des gesamten Kältekreislaufs und somit praktisch üblich ist jedoch die Anordnung des so genannten Saugleitungswärmeübertragers in der zweiten Hälfte des Kapillarrohres. Damit wird der Kältemittelmassenstrom um ca. 20% erhöht und die Gefahr der Verpfropfung des Entspannungsorgans verringert. Diese Konfiguration sollte auch in mikrotechnischen Anwendungen eingesetzt werden. Bei einer planaren Anordnung der Strömungskanäle sollten Saugkanal und Kapillarrohrkanal dicht beieinander geführt werden, um trotz vergleichsweise niedriger Reynoldszahlen akzeptable Wärmeübergänge zu erzielen.

Die geometrischen Auslegung ist komplex und basiert auf empirischen Modellen. Es wird vorausgesetzt, dass im stationären Zustand das Entspannungsorgan Kapillarrohr ausgehend vom Kondensator zunächst mit flüssigem Kältemittel und nach Erreichen des Siededrucks mit homogenem Zweiphasengemisch befüllt ist. Durch Valladares et. al. [98] wird ein iteratives Berechnungsmodell für die Auslegung von Kapillarrohren benutzt. Zhang zeigt in [123] einen empirischen Gleichungssatz zur direkten Berechnung. Darauf aufbauend wurde folgendes Berechnungsschema zur Auslegung von Kapillarrohren erarbeitet, welches im mikrotechnischen Bereich erprobt wurde. Teile des Gleichungssatzes fanden Anwendung.

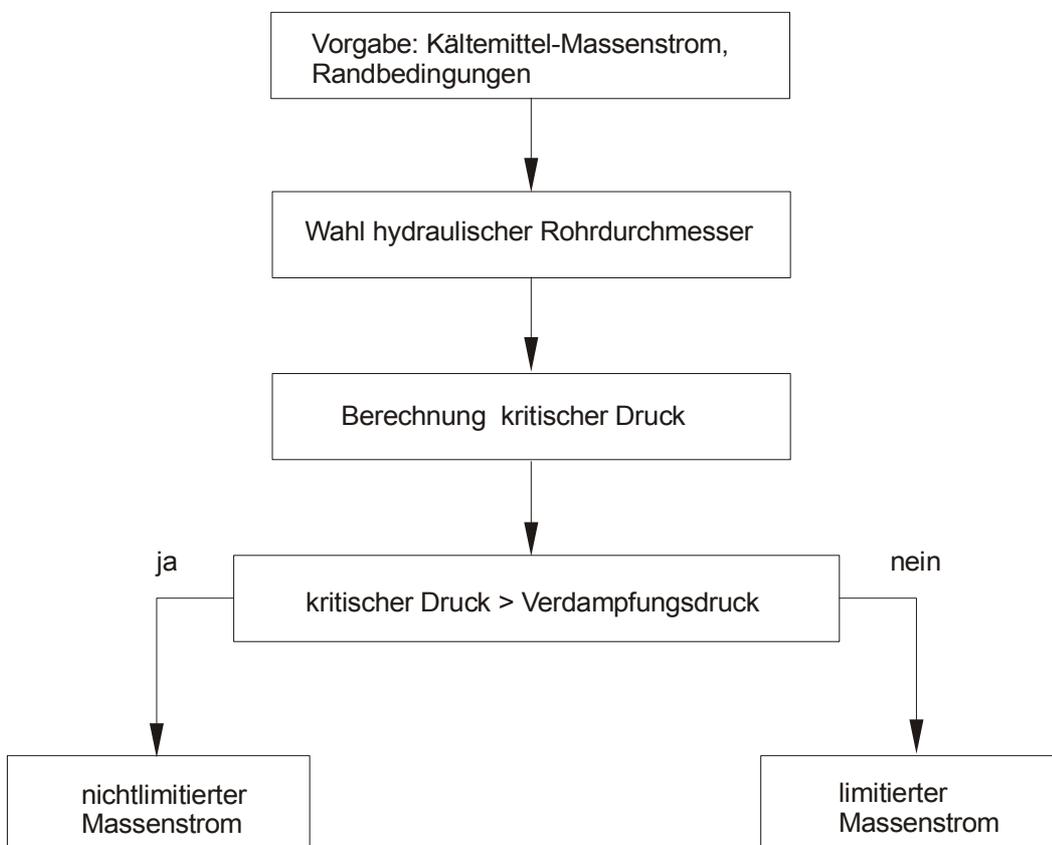


Bild 5.6: Schema der direkten Kapillarrohrberechnung

Im Fall des nichtkritischen Betriebs, das heißt wenn nicht die maximal mögliche Kältemittelmenge durch die Kapillare strömt, kann die Länge des reinen Flüssigkeitsbereichs berechnet werden zu:

$$L_{\text{liqu}} = \frac{2 \cdot d_H \cdot \Delta p}{G^2} \quad (5.17)$$

Ist das Kältemittel auf Siededruck entspannt, beginnt der Zweiphasenbereich. Die weitere Entspannung pro Längeneinheit geschieht schneller, die Darstellung der Vorgänge ist komplex und empirisch geprägt. Köhler erarbeitet in [55] einen Ansatz für Rohre von mehreren Millimetern Durchmesser. Von praktischem Interesse ist jedoch im Anwendungsbereich der Flüssigkeitsentspannung die Korrespondenz von Druck, Volumenstrom und Geometrie des Kapillarrohres. Untersuchungen am Entspannungsorgan eines konventionellen Haushaltskühlschranks unter Nutzung der Zweiphasenströmungsmodelle von Premoli und Hughmark wurden von Phillip in [74] durchgeführt. Gleichzeitig wurde die Wirkung des Saugleitungswärmeübertragers determiniert.

Im Berechnungsschema, welches in dieser Arbeit erstellt wurde, wird zur Bestimmung der Länge des Zweiphasenbereichs zunächst ein Faktor bestimmt, der auf der Clausius-Clapeyron-Gleichung und dem Kältemittel beruht, Zhang [123]:

$$\beta = \frac{1,63 \cdot 10^5}{p_{\text{kond}}^{0,72}} \quad (5.18)$$

Außerdem muss unter Kenntnis der Reynolds-Zahl der Schlupf bestimmt werden:

$$s_{\text{zp}} = 0,23 \cdot (\text{Re})^{-0,216} \quad (5.19)$$

Mit folgendem Zusammenhang kann nun die Länge des Zweiphasenbereichs abgeschätzt werden:

$$L_{\text{zp}} = \frac{2 \cdot d_H}{s_{\text{zp}}} \cdot \ln \left(\frac{p_{\text{verd}}}{\beta + (1 - \beta) \cdot p_{\text{verd}}} \right) - \frac{2 \cdot d_H}{s_{\text{zp}} \cdot G^2 \cdot (1 - \beta)} \cdot \left[p_{\text{verd}} - 1 - \frac{\beta}{1 - \beta} \cdot \ln(\beta + (1 - \beta) \cdot p_{\text{verd}}) \right] \quad (5.20)$$

Die gesamte Kapillarrohr- oder Kapillarkanallänge kann dann berechnet werden:

$$L_{\text{kap}} = L_{\text{liqu}} + L_{\text{zp}} \quad (5.21)$$

Bild 5.7 zeigt exemplarisch Berechnungsergebnisse für $d_H=0,4\text{mm}$; $L=0,5\text{m}$ und R600a.

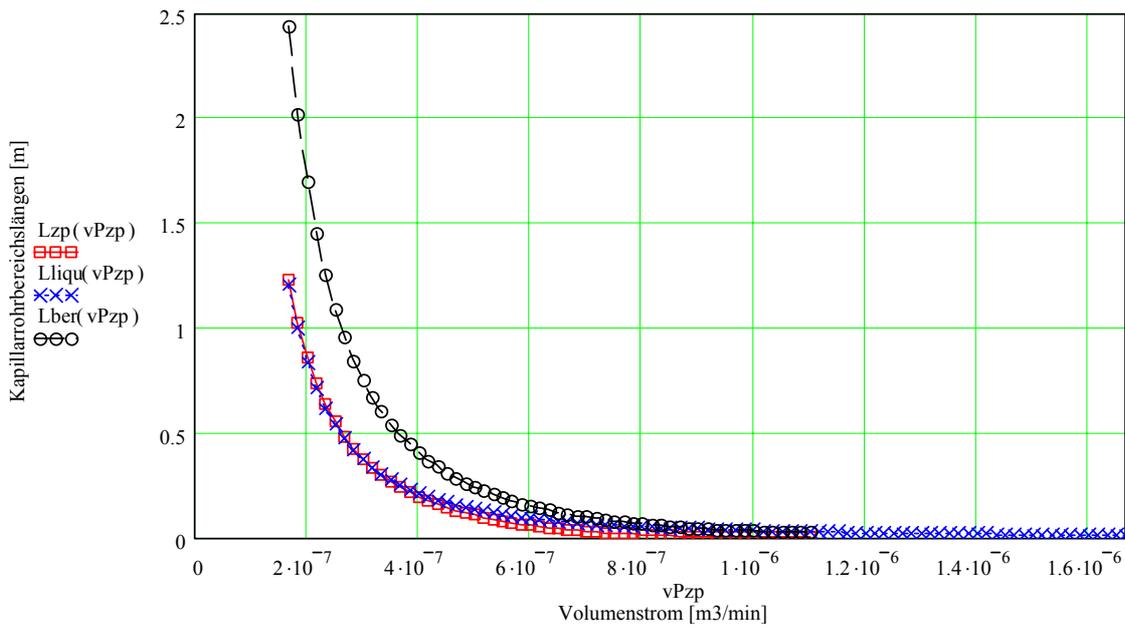


Bild 5.7: Kapillarrohrlänge in Abhängigkeit des Kältemittel-Volumenstroms

Eine andere Möglichkeit besteht in der direkten Berechnung des Volumenstroms durch das Kapillarrohr. Dazu wird zunächst eine Schätzlösung nach folgendem Zusammenhang ermittelt:

$$\dot{V}_{\text{kap,schätz}} = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot \left[\frac{2}{0,23} \cdot \left(\frac{d_H^{1,216}}{L_{\text{kap}}} \right) \cdot \left(\frac{p_{\text{kond}}}{\rho_{\text{KM}} \cdot \eta_{\text{KM}}^{0,216}} \right) \cdot \left[p_{\text{kond}} - 1 + \frac{1 + \beta \cdot (\ln(\beta) - 1)}{(1 - \beta)^2} \right] \right]^{\frac{1}{2 - 0,216}} \cdot \rho_{\text{KM}} \quad (5.22)$$

Der damit ermittelte Massenstrom wird in die folgende Korrekturgleichung eingesetzt:

$$\dot{V}_{\text{kap,korr}} = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{\frac{1}{s_{\text{zp}}} \cdot \left[\frac{p_{\text{verd}} - 1}{1 - \beta} - \frac{\beta}{(1 - \beta)^2} \cdot \ln[\beta + (1 - \beta) \cdot p_{\text{verd}}] \right] \cdot p_{\text{kond}} \cdot \rho_{\text{KM}}}{\frac{L}{2 \cdot d_H} - \frac{1}{s_{\text{zp}}} \cdot \ln \left[\frac{p_{\text{verd}}}{\beta + [(1 - \beta) \cdot p_{\text{verd}}]} \right]}} \cdot \rho_{\text{KM}} \quad (5.23)$$

Bild 5.8 zeigt die mit den Gleichungen exemplarisch berechneten Volumenströme in Abhängigkeit des Kapillarrohrdurchmessers für ein Meter lange Kapillarrohrkanäle.

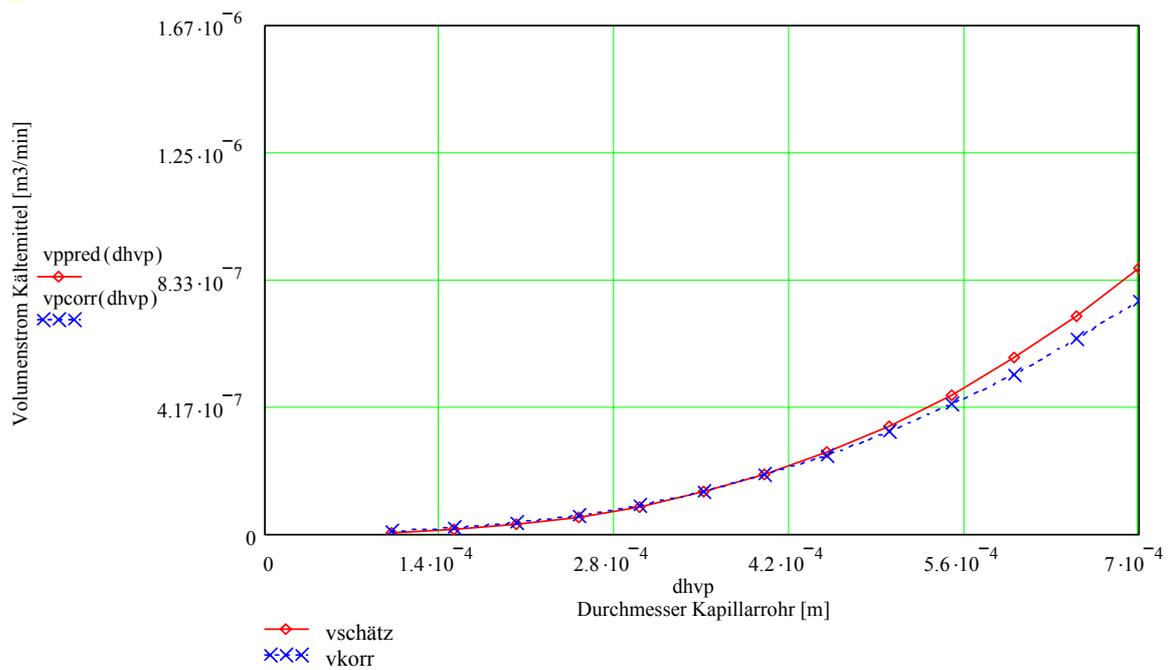


Bild 5.8: R600a Kältemittelvolumenstrom in Kapillarrohren, $dp = 360 \text{ kPa}$

Das Bild macht deutlich, dass im Bereich kleiner Kapillarrohr-Kanaldurchmesser die Schätzlösung wenig von der Korrekturlösung abweicht und dadurch der zweite Berechnungsschritt entbehrlich wird. Das in dieser Arbeit verwendete Schema ist gut geeignet zur Dimensionierung von Kapillarrohr-Entspannungsorganen für miniaturisierte Kaltdampf-Kältemaschinen. Im Kapitel 7 sind diese Kapillarrohrberechnungen an mehreren Beispielen für Mikrokapillare ausgeführt und mit Messwerten verglichen.

5.2.4.2. Das Mikroventil als aktives Entspannungsorgan

Als Alternative zum Kapillarrohrkanal bietet sich der Einsatz eines Proportionalventils oder Schaltventils an. Der Einsatz solcher Ventile in miniaturisierten Kälteanlagen ist bisher nicht untersucht worden, obwohl sich interessante Applikationen erwarten lassen. Interessant ist der Einsatz aktiver Entspannungsorgane aus regelungstechnischer Sicht, zum Beispiel um die Kälteleistung der Kaltdampf-Kältemaschine variabel zu gestalten. So erfordert die Veränderung der Kältemittel-Fördermenge durch den Kompressor auch eine Veränderung der zu entspannenden Kältemittelmenge. Im Vergleich zum Kapillarrohr kann ein aktives Entspannungsorgan durch Anpassung stets sicherstellen, dass sich flüssiges Kältemittel im Kondensator befindet und sämtliches Kältemittel im Verdampfer verdampft. In mikrotechnischen Anordnungen kann ein kompaktes Entspannungsventil kleiner gebaut werden als ein Kapillarrohr. Die Gefahr der Verstopfung des Kanalquerschnitts ist wesentlich geringer als bei einer Kapillare.

Im Bereich der Mikrosystemtechnik wurden viele aktive und passive Mikroventile entwickelt, hergestellt und untersucht. Ein klassisches Beispiel ist das Druckregulierventil für den Manschettendruck in Blutdruckmessgeräten.

Aus konstruktiver Sicht kann man zwischen Proportional- und Schaltventilen unterscheiden. Den strukturellen Aufbau im Vergleich zeigt Bild 5.9.

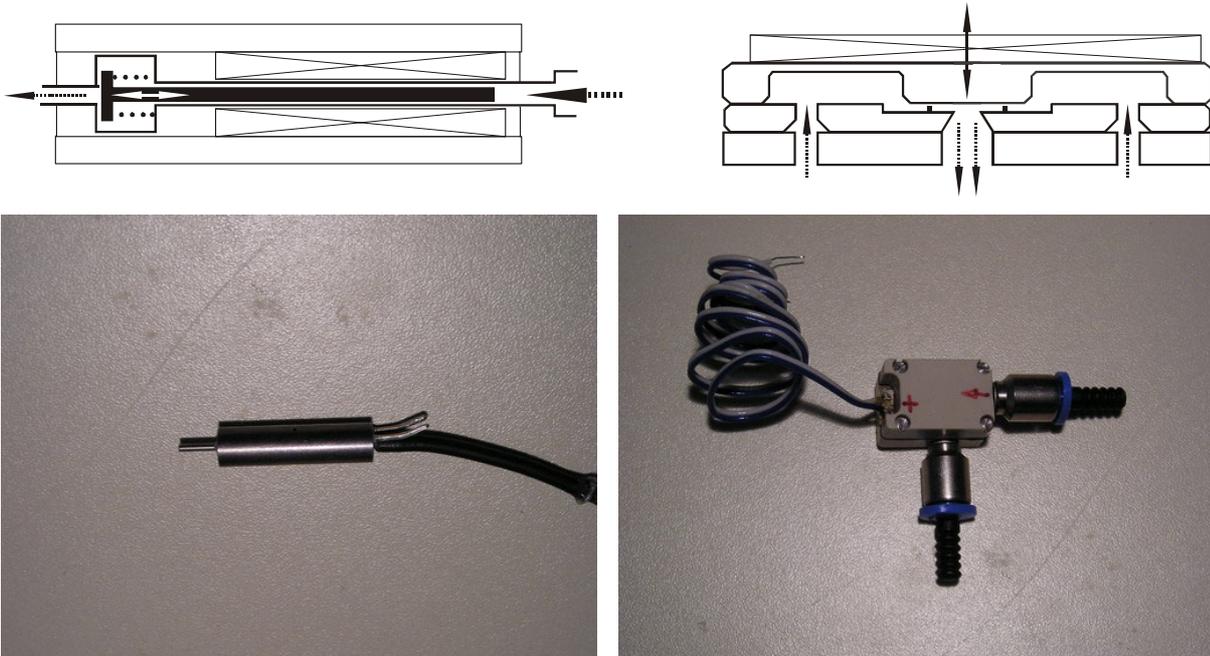


Bild 5.9: Schnellschaltventil und Proportionalventil zur Anpassung des Kältemittelmassenstroms

Das in dieser Arbeit untersuchte Mikrofluid-Schnellschaltventil, Typ INKA, der Firma Lee wird elektromagnetisch angetrieben und arbeitet mit einer Schaltfrequenz von maximal 1kHz. Es ist vorgesehen zur Mikrodosierung diverser Flüssigkeiten. Bei der Untersuchung dieses Ventils ist vor allem die Eignung des Ventilsitzes zu untersuchen, an dem unter Umständen unmittelbar die Verdampfung eines Teiles des Kältemittels auftritt. Die dadurch erzeugten hohen Temperaturgradienten müssen vom Sitzmaterial und vom Ventilantrieb toleriert werden.

Das ebenfalls untersuchte Mikro-Proportionalventil wurde prototypisch vom Fraunhofer-Institut für Zuverlässigkeit und Mikrointegration gebaut. Es wird piezoelektrisch angetrieben und ist vom Hersteller bisher nur für die Dosierung von Luft bei geringen Überdrücken erprobt worden. Es wurden bisher weder Flüssigkeiten dosiert noch Druckdifferenzen $>300\text{kPa}$ erprobt. Die Ventilmechanik ist in Silizium-Mikrotechniken hergestellt und im Gegensatz zum labormusterartigen Gehäuse aus Kunststoff mit Gummidichtring für hohe Druckdifferenzen ausgelegt. Problematisch bei diesem Ventil könnte die direkte Kopplung von Aktor und Sitz im mechanischen Aufbau sein, bei der hohe Wärmeströme fließen können. Nach Herstellerangaben [115] zeigen Piezokeramiken bei einer Temperaturabsenkung von 30K gegenüber der Umgebungstemperatur bis zu 15% geringere Hübe bei gleicher Betriebsspannung. Da das untersuchte Ventil im spannungslosen Zustand offen ist, wird mit einem signifikanten Leckage-Kältemittelmassenstrom gerechnet. Ebenfalls kann durch im Kältemittel enthaltene Partikel der Piezo-Aktor kontaminiert und damit einzelne Schichten überbrückt werden. Dies vermindert ebenfalls dauerhaft die Auslenkung des Ventils in den Sitz.

5.2.5. Der Kompressor

In jeder Kaldampf-Kältemaschine ist der Kompressor der hauptsächliche Verbraucher meist elektrischer Energie. Deshalb muss dessen konstruktive Auslegung an den konkreten Parametern der Kälteanlage erfolgen. Der Verdampfer muss beispielsweise eine Mindestgröße haben, so dass kein flüssiges Kältemittel in einen Hubkolbenkompressor gelangen kann. Die Kompression sollte möglichst isentrop erfolgen. Totvolumina im Zylinderkopf sollten minimiert werden, beispielsweise durch Umschließung der Ventile durch den Kolben. Der Ventiltrieb sollte so ausgelegt sein, dass ein in etwa konstanter Verdichtungsenddruck unabhängig von der Drehzahl möglich ist. Weitere Randbedingungen sind eine ausreichende Motorleistung für einen Anlauf unter Gegendruck, hermetische Kapselung, Wartungsfreiheit und Schwingungsarmut. Diese Anforderungen sind Teil der mechatronischen Kriterien, die Entwicklung miniaturisierter Kältemaschinen-Kompressoren ist eine mechatronische Entwicklung.

5.2.5.1. Bauarten

Zur Umsetzung eines mechatronischen Kältemittelkompressor gibt es prinzipiell die Möglichkeit, konventionelle Kompressoren zu miniaturisieren, regelbar zu gestalten und kompatibel zu den anderen mikrotechnisch hergestellten Bauelementen des Kältemittelkreislaufs zu machen. Die folgende Tabelle zeigt funktionale Grundbauformen einsetzbarer Systeme.

	Wir- kungs- grad	Mini- aturi- sier- bar- keit	Integration von Kompo- nenten	Reduktion von Bewe- gungs- elementen	Kom- pa- tibi- lität	Steuer- barkeit	War- tungs- armut	Ge- räusch- belas- tung
Kolbenkompressor	+	++	+	+	+	++	+	+
Scrollkompressor	+	+	+	-	+	+	-	-
Schrauben- kompressor	+	-	+	-	+	+	-	--
Thermischer Kompressor	-	+	++	++	-	-	+	++
Elektrothermisches Element	--	++	++	++	-	++	+	++

Tabelle 5.10: Vergleich von Kompressoren

Elektrothermische Elemente vereinigen alle zur Kühlung notwendigen Teile in einem Korpus ortnah. Der Wirkungsgrad dieser Kälteelemente in ihrem bisher bekannten Aufbau ist jedoch bei relevanten Temperaturabsenkungen sehr gering.

Die anzutreffenden Größenverhältnisse und die Eigenschaften von Kolbenkraft- und Arbeitsmaschinen sind in hohem Maße variabel, obwohl ihre Grundfunktionalität ähnlich ist. In der konventionellen Kältetechnik werden im niederen Leistungsbereich vor allem Tauchkolbenkompressoren eingesetzt. Die Ein- und Auslasssteuerung erfolgt über selbsttätige Lamellenventile im Zylinderkopf. Die Kurbelwelle des Kompressors ist meist ein gemeinsames Bauteil mit dem Anker des elektrischen Antriebsmotors und doppelt gelagert.

Das Miniaturisierbarkeitspotential von Kolbenmaschinen ist hoch. Dies zeigen unter anderem die weite Verbreitung von Modellmotoren, auf deren Basis in dieser Arbeit Kompressoren ausgelegt und umgesetzt werden. Alle aufgeführten Kompressoren sind hoch integrierte Maschinen, ausgenommen halbhermetische Kolbenkompressoren.

Die Steuerung von durch Gleichstrom betriebenen Kompressoren sollte bei mechatronischen Systemen durch stufenlose Anpassung der Motordrehzahl bis zu einer bestimmten Mindestdrehzahl erfolgen, um den dynamischen Erfordernissen des Hubkurbeltriebes zu entsprechen. Andere aufwendigere Methoden wie Umschaltung der Polpaare oder Bypassschaltungen im Kältemittelstrom sind auch möglich. Thermische Verdichter reagieren durch die nötige Beheizung von Volumenelementen mit Wärmekapazitäten träger auf Lastwechsel als die mechanische Beschleunigung von Volumenelementen bei mechanischen Kompressoren. Außerdem ist der Kühlbetrieb quasi diskontinuierlich bzw. erfordert mehrere separate Kompressorschaltungen oder verschiedene Reaktionsgefäße.

Die Geräuschbelastung möglicher Kompressoren schwankt stark. Sie ist unter anderem davon abhängig, wie periphere Komponenten gleichzeitig zur Geräuschreduktion genutzt werden, wie die Umspülung des Zylinderkopfes von Kolbenkompressoren durch Kältemittel und Öl oder die federnde Aufhängung des Kompressorblockes.

Mikrotechnische Kompressoren zur Kältemittelverflüssigung sind in der Technik nicht bekannt. Die kleinsten derzeit erhältlichen Modelle haben einen Hubraum von ca. $2,5\text{cm}^3$. Sie sind mechanisch äußerst robust ausgelegt, um Kältemittel mit hohem volumetrischen Kälteleistungen wie Ammoniak (R717) zu komprimieren. Die äußeren Abmessungen der Kompressorkapsel korrespondieren mit denen anderer konventioneller Hermetikkompressoren.

Eine andere Möglichkeit zur Herstellung eines mechatronischen Kältemittelkompressors ist die Anpassung einer Mikropumpe. Über nunmehr fast 25 Jahre werden Mikropumpen entwickelt, deren Funktionalität entscheidend an die Möglichkeiten, Technologien und Kompatibilitäten der Mikrosystemtechnik gekoppelt sind. In dieser Zeit sind über 200 wissenschaftliche Veröffentlichungen publiziert worden. Im Bereich der Mikromechanik wurden zunächst alle Pumpen in Siliziumtechniken und direkt kompatiblen Prozessen hergestellt. Die erste Mikropumpe von Smits [87] diente zur automatischen Insulininjektion. Das Ziel ist dabei das Fördern kleiner Volumenströme bei einer hohen Dosiergenauigkeit. Darüber hinaus haben sich viele interessante Anwendungsfelder aufgezeichnet, beispielsweise als Gasversorgung für Ionenantriebe. Für beispielsweise ein Miniraumschiff mit einer Masse von 1 bis 5 kg wird eine Gasversorgung von ca. 1 ml/min benötigt, Micci et. al. [64]. Es wurden im Zusammenhang mit anderen mikromechanischen Entwicklungen eine Vielzahl von adaptierbaren Antrieben hervorgebracht. Dennoch haben diese Pumpen das Laborstadium meist nicht überdauert. Der hohe Preis und mangelnde Robustheit im Betrieb unter Feldbedingungen führten bisher nicht zum

Durchbruch. Bemühungen zur Verbesserung der praktischen Eigenschaften von Mikropumpen sind zahlreich, einige fundamentale Aussagen enthält Richter [78].

Die am Markt befindlichen Mikropumpen haben eine höhere Typenvielfalt als Pumpen in konventionellen Geometrien. Zum Antrieb von Fluiden in Röhren und Kanälen mit geringen Drücken findet man im wesentlichen Pumpen mit Membranantrieb und passiven Ventilen für Gase und Flüssigkeiten. Eine serienmäßige Produktion unterhält derzeit nur thinXXS [65]. Zahnringpumpen werden zur Bewegung für Flüssigkeiten und zur Erzeugung hoher Drücke eingesetzt. Auch hier gibt es nur einen Anbieter, HNP [67]. Erstaunlicherweise sind beide Produkte keine siliziumbasierten Mikropumpen. Zur Herstellung der Komponenten dieser Mikropumpen werden Fertigungsverfahren eingesetzt, wie sie auch aus der konventionellen Fertigungstechnik bekannt sind. Sie wurden allerdings den Miniaturgeometrien angepasst.

Eine Übersicht der bis zum jetzigen Zeitpunkt zumindest labortechnisch untersuchten Mikropumpprinzipien zeigt folgende Grafik, eine umfassende Darstellung ist durch Laser et. al. in [57] erarbeitet worden.

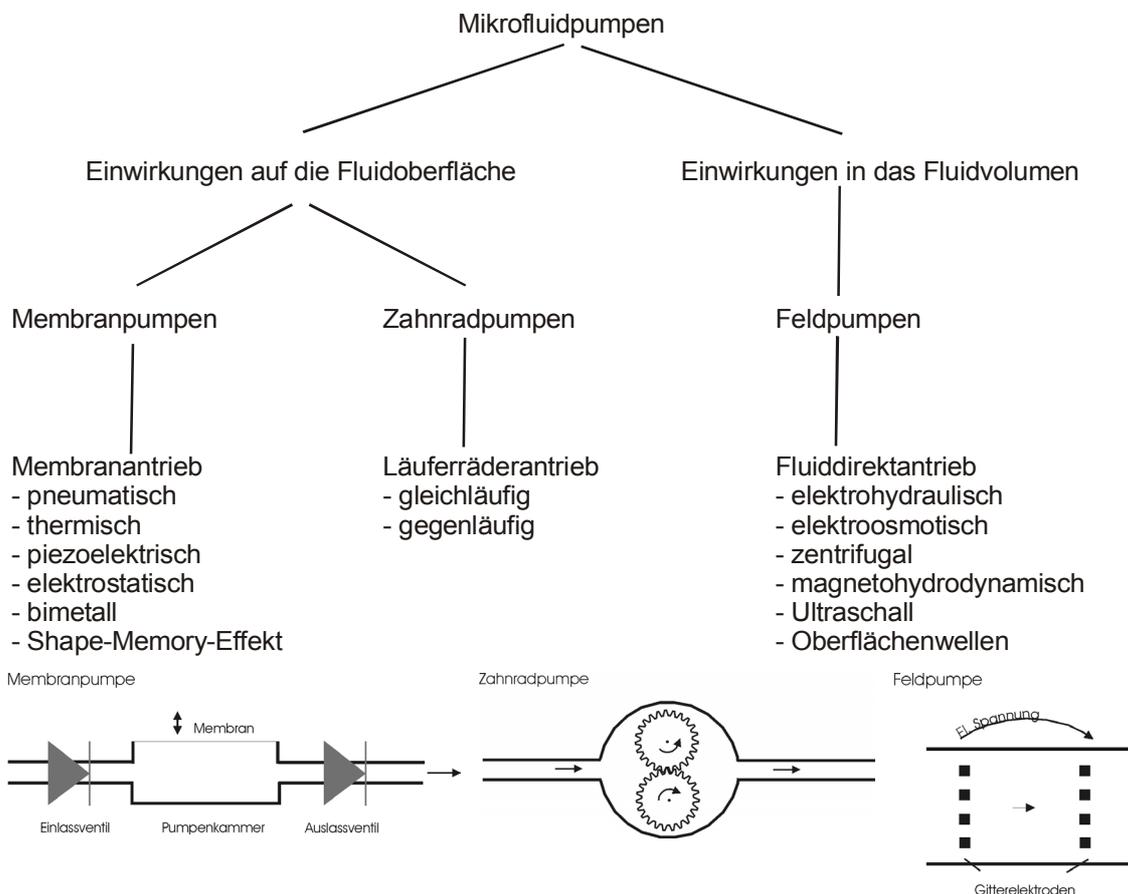


Bild 5.11: Einteilung und symbolische Darstellung von Mikrofluidpumpen

Die meisten in diese Übersicht einordnbaren Pumpen sind zum Transport von Fluiden in flüssiger Phase entworfen und umgesetzt worden. Mikrogaspumpen oder Pumpen für Dämpfe sind bisher nur wenige bekannt geworden. Für einige für Flüssigkeiten entwickelte Mikropumpen wurden allerdings Messergebnisse für den Gastransport veröffentlicht, die in folgender Tabelle dargestellt sind.

Antrieb	Ventile	Material	Bau- volumen in mm ³	Membran- dicke in mm	Betriebs- spannung in V	f in Hz	dp in kPa	\dot{V} in ml min	Autor und Jahr
piezo- elektrisch lateral	Düse / Diffusor	Messing	2500	0,2	20	6000	0,8	35	Stemme 1993
piezo- elektrisch lateral	Flutter- ventile	Polycarbonat	500	0,15	-	-	50	3,5	Kamper 1998
piezo- elektrisch lateral	Düse / Diffusor	Silizium	-	-	10 bis 200	bis 10000	-	0,25	Wurmus 1995
piezo- elektrisch lateral	Flutter- ventile	Silizium	-	0,04	-	300	-	1,4	Richter 1998
piezo- elektrisch lateral	Düse / Diffusor	Silizium	120	0,07	190	3400	-	0,7	Schab- müller 2002
thermopneu- matisch	Flutter- ventile	Polymer	-	0,0025	15	5	4	0,05	Schom- burg 1994
elektro- magnetisch	Flutter- ventile	Kunststoff	1000	0,2	5	400	-	40	Bohm 1999

Tabelle 5.12: Eigenschaften ausgeführter Mikro-Druckpumpen

Unter anderem in [41] wurde durch Heinze et. al. gezeigt, dass auch ventillose Membranpumpen signifikante Druckerhöhungen und Volumenströme erzielen können. Theoretisch ist es also denkbar, acht Pumpen von Kamper et. al. in Reihe zu schalten, um R600a zu verflüssigen bei einem Volumenstrom von 3,5 ml/min und einem Bauraum von 5 cm³. Ähnliches erreicht man jedoch mit dem in dieser Arbeit entwickelten G43 Kompressor mit wesentlich reduziertem technischen Aufwand und Kosten.

Zusammenfassend ist jedoch damit zu rechnen, dass prinzipiell nur oszillierende Verdrängerpumpen mit Ventilen in miniaturisierten Kältesystemen einsetzbar sind, um Kältemittel zu verflüssigen. Alle bekannten mikromechanischen Antriebe zur Gas- und Dampfkompensation haben ein ungünstiges Verhältnis zwischen Auslenkung und Geschwindigkeit, die mit Problematiken der Reibung überlagert sind. Dabei sind große Hübe des Verdrängers Voraussetzung für eine Kompression, so dass durch das Wirken der Verdrängeroberfläche das Volumen des Kältemittels in der Pumpe signifikant verkleinert wird. Das Verhältnis zwischen den Abmaßen der Kolben und Membranen zum Hub muss auch in geometrischer Skalierung dem klassischer Kompressor entsprechen. Mikrosystemtechnische

Pumpen und das Ziel der Gasverflüssigung sind nach derzeitigem Kenntnisstand inkompatibel, so dass externe Gasantriebe benötigt werden.

Dies zwingt zur Überlegung, ob aufgrund der Kompatibilität alle Komponenten des Kältekreislaufs diskret realisiert werden sollten. Die Werkstoffauswahl bei der Größentransformation ist unkritisch, die Qualität der Materialien hinsichtlich dessen Gefüge ist jedoch wesentlich wichtiger. Da in Mikrosystemen kein Abrieb durch Verschleiß geduldet werden kann sollten an Tribopaaren Oberflächenveredlungen durchgeführt werden.

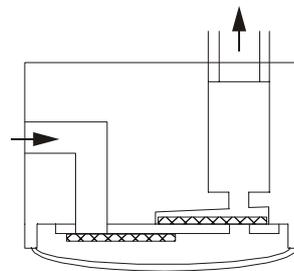
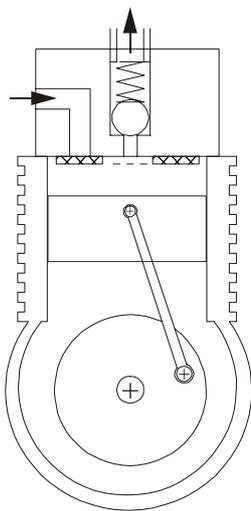
Die hermetische Ummantelung der einsetzbaren Pumpen, beim Arbeiten ohne Wellendichtring müssen Pumpe und Motor gemantelt werden, führt zu einem ungünstigen Verhältnis zwischen Saug- und Druckvolumen, da im ausgeschalteten Zustand in der Pumpenkapsel Saugdruck herrscht und im eingeschalteten Zustand sich nur eine sehr geringe Menge Kältemittel auf Kondensatordruckniveau befindet. Insgesamt entspricht die Bauform eher der eines verkleinerten konventionellen Kompressors als der einer Mikropumpe.

5.2.5.2. Entwicklung eines Miniaturkompressors

Die Kombination aus den mechanischen Grundelementen eines konventionellen Kolbenkompressors und der Entwicklungsmethodik von Mikropumpen ermöglicht die Umsetzung eines mechatronischen Kältemittelkompressors, die Übersicht in Bild 5.13 zeigt Transformation von Komponenten und Eigenschaften.

Pumpenskalierung aus konventionellen Abmaßen und Technologien
in Mikrotechniken

konventionelle Pumpen	→	Mikropumpen
Volumenbauweise	→	planare Bauweise
Kolben	→	oszillierende Systemgrenze
Kolbenringe / Öl	→	Membran
Reibung	→	Dehnung
Steuerventilfedern / -platten mit definierter Öffnungskraft	→	passive oder aktive Mikroventile, Düse-/Diffusorstrukturen
digitale Ventile	→	analoge Ventile



Antrieb wenig bedeutend,
etablierte Möglichkeiten zur
Erzeugung großer
translatorischer Wege



Antrieb primärer Pumpenbestandteil,
funktionsbestimmendes Element, bisher
große Typenvielfalt aber wenig ausgereift

breiter Pumpfrequenzbereich
wesentlich zur Steuerung und Absicherung der Regelbarkeit

Bild 5.13: Vorgänge und Effekte der Skalierung von Verdrängerpumpen

In der linken Spalte des Bildes 5.13 ist die deutlich erkennbar, dass keine planare Anordnung der Pumpenbauteile realisiert werden kann, wie dies für Mikropumpen notwendig ist. In einer Koordinatenrichtung sind Antriebsmotor und Kurbelwelle angeordnet. In der zweiten Raumrichtung

wird die rotatorische in eine translatorische Bewegung gewandelt, um das Gasvolumen flächig mit relevanten Kräften zu beaufschlagen. Die Möglichkeit einer signifikanten Oszillation des Kolbens im Vergleich zu den Schadvolumina am Ventiltrieb ist der wesentliche Vorteil des Hubkolbenkompressors. Diese signifikante Oszillation findet bei einer konventionellen Mikropumpe im Bild rechts nicht statt. Hier handelt es sich um die zyklische Kontraktion einer Membran. Die dabei in das Gasvolumen der Pumpkammer indizierbaren Kräfte sind wesentlich geringer, das Verhältnis zwischen Nutz- und Schadvolumen ungünstig. Das resultierende Kräftekollektiv ist im allgemeinen ausreichend, um ein Fluid variabler Phase in Bewegung zu setzen, nicht aber zu komprimieren. Ein wesentlicher Vorteil einer konventionellen Mikropumpe ist deren Planarität, die Minimierung der Abmaße in eine Raumrichtung zum Beispiel auf die Dicke eines Wafers. Dies ist deshalb gegeben, weil die Membranbewegung kleinste Amplituden im Vergleich zu den Membranabmessungen hat. Auch ein Flatterventiltrieb und die bei Waferintegration nicht notwendigen Rohranschlüsse ermöglichen planaren Aufbau.

5.2.5.2.1. Der Kurbeltrieb

Die unter Laborbedingungen untersuchten Kolbenkompressoren basieren in ihrer Grundgestaltung auf Modellmotoren, die entweder Verbrennungsmotoren oder aber Gasentspannungsmaschinen sind. Es wurden verschiedene Maschinen experimentell untersucht, deren Hubräume sich je circa um eine Größenordnung unterscheiden. Die konstruktiven Anforderungen an einen Kompressor entsprechen im Miniaturformat denen eines Motors mit dem Unterschied, dass bei einer Brennkraftmaschine hohe Verbrennungsdrücke von bis zu 6 MPa vom Kurbeltrieb verarbeitet werden müssen. Die Druckspitzen werden durch die Verbrennung des Kraftstoff-/Luftgemisches erzeugt und treten bei einem Kältemittelkompressor so nicht auf. Die hier entstehenden Drücke sind um circa eine Größenordnung geringer und werden durch die Öffnungskraft des Auslassventils erzeugt. Die Funktion dieses federbelasteten Ventils sorgt für ein vergleichsweise langsames Öffnen, welches geringere Belastungen auf die mechanischen Komponenten erzeugt. Eine hohe Priorität bei der Mikrokompressorentwicklung hat die Abdichtung der Druck- und Saugseite voneinander bei einer im Vergleich zum Modellmotor höheren Betriebsdauer.

Im Folgenden wird die generelle Berechnung eines Hubkolbentriebes beschrieben. Dabei konzentriert man sich auf die Auslegung der bewegten Teile. Dies sind Ein- und Auslassventil sowie der Kurbeltrieb. Zur Bemessung des Kurbeltriebes erfolgt zunächst die Ermittlung des Kräftekollektives.

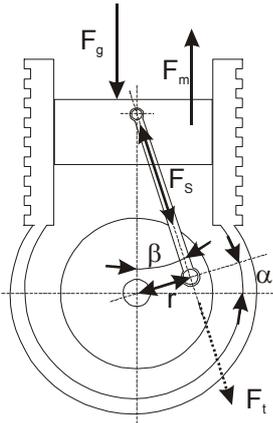


Bild 5.14: Kräftekollektiv am Kurbeltrieb einer Verdrängerpumpe

Die Kraft F_g kann einfach aus den Randbedingungen ermittelt werden:

$$F_g = p_{\text{Zyl}} \cdot A_K \quad (5.24)$$

Danach berechnet man die oszillierende Massenkraft

$$F_{m,osz} = 0,5 \cdot (m_K + m_{\text{Bol}} + 0,5 \cdot m_{\text{Pl}}) \cdot H \cdot \left(1 + \frac{r}{L}\right) \cdot 4 \cdot \pi \cdot n^2 \quad (5.25)$$

und die rotierende Massenkraft

$$F_{m,rot} = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \cdot \cos 2 \cdot \alpha\right) \quad (5.26)$$

Nun kann die Stangenkraft im Pleuel F_S ermittelt werden

$$F_S = (F_g - F_m) \cdot \cos \beta \quad (5.27)$$

Aus dem Geometrieverhältnis

$$\sin \beta = \sin \alpha \cdot \frac{r}{L} \quad (5.28)$$

kann die maximale Tangentialkraft berechnet werden

$$F_{t,max} = F_S \cdot \sin (\alpha + \beta) \quad (5.29)$$

und daraus das maximale Moment

$$M_{max} = F_{t,max} \cdot r \quad (5.30)$$

Im folgenden Diagramm ist der qualitative Vergleich zwischen den wirkenden Tangentialkräften beim Einsatz des Kurbeltriebs ASP990 (Bild 5.31) als Verbrennungsmotor und als Kompressor dargestellt.

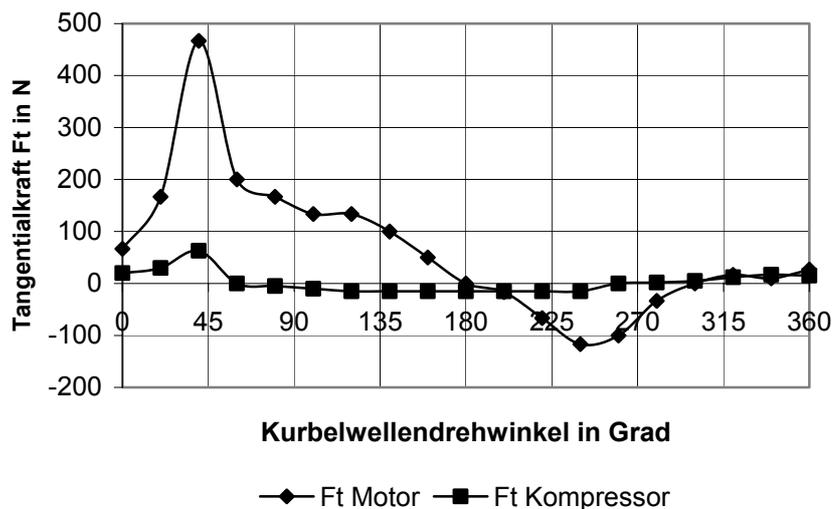


Diagramm 5.15 Tangentialkräfte am ASP990

Als festigkeitsrelevantes Bauteil wird der Durchmesser des Hubzapfens berechnet, Müller et. al. [69]. Dazu werden sowohl geometrische als auch Materialparameter benötigt:

$$d_{HZ} \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{0,5 \cdot R_m \cdot \left(\frac{b_{1\sigma} \cdot b_2}{\beta_K} \right)}} \quad (5.31)$$

Material-/Tabellenwerte

Die Übergangsradien können abgeschätzt werden:

$$r \approx \frac{d}{20} \dots \frac{d}{10} \quad (5.32)$$

Das Kurbelwellenhauptlager wird als Gleitlager ausgeführt. Über die Drehzahl wird die Relativgeschwindigkeit der rotierenden zur stehenden Fläche ermittelt und über $F_{g,max}$ und die Lagerfläche die Flächenpressung des Gleitlagers. Da die Welle aus vergütetem Stahl gefertigt wird kann der Lagerwerkstoff als Tabellenwert des Tribopaars abgelesen werden. Der Wellendurchmesser wird ebenso wie der Hubzapfendurchmesser bestimmt. Dabei muss ein Kompromiss zwischen kleinem Durchmesser und niedriger Relativgeschwindigkeit im Lager gewählt werden. Dies führt in den meisten Applikationen zu einer hohlgebohrten Kurbelwelle.

Kann aus konstruktiven Gründen das Kurbelwellenhauptlager nicht direkt am Kraffteinleitungspunkt, dem Hubzapfen, beginnen, muss die Durchbiegung der Kurbelwelle ermittelt, Holzweißig et. al. [45], und mit der zulässigen Materialverformung verglichen werden:

$$f = \frac{F_s \cdot a \cdot \sqrt{(L^2 - a^2)}}{9 \cdot E \cdot L \cdot \sqrt{3} \cdot d^4 \cdot \frac{\pi}{64}} \quad (5.33)$$

Ebenso sollte die Torsion der Kurbelwelle ermittelt und gegebenenfalls durch Durchmesservergrößerung verringert werden:

$$\varphi = \frac{180^\circ \cdot M_{\max} \cdot L}{\pi \cdot G \cdot d^4 \cdot \frac{\pi}{32}} \quad (5.34)$$

In folgender Tabelle sind die konstruierten Komponenten des Kurbeltriebs mit ihren Hauptabmessungen zusammengefasst.

	ASP990	GM500	G43
Bohrung in mm	11,0	8,6	3,6
Hub in mm	10,4	8,5	4,2
Hubraum in mm ³	990	500	43
Durchmesser Hubzapfen in mm	3,0	2,0	1,2
Übergangsradius in mm	0,3	0,2	0,08
Durchbiegung Kurbelwelle in mm	0,01	0,01	0,01
Torsion Kurbelwelle in °	0,2	0,15	0,2

Tabelle 5.16: Zusammenstellung und konstruktive Bemessung der Komponenten des Kurbeltriebs

5.2.5.2.2. Der Ventiltrieb

Nachdem der Kurbeltrieb in seinen wesentlichen Geometrien definiert ist, kann nun die Bemessung der Ventile erfolgen. Die Ventile steuern beim Kompressor die Richtung des Gasdurchsatzes, beim mechatronischen Kältekompressor sind sie passiv und werden durch die Bewegung der Gassäule gesteuert. Sowohl Einlass- als auch Auslassventil sollten möglichst kraftlos öffnen und bei Richtungsumkehr der Gassäule schnellstmöglich dicht schließen.

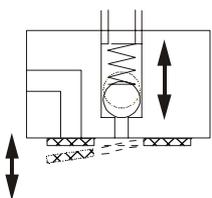


Bild 5.17: Anordnung der Ventile im Zylinderkopf

Bei den vorliegenden Kompressorabmaßen muss der gesamte Zylinderkopf im Zusammenhang mit den Ventilen gestaltet werden. Im Zylinderkopf werden die Ventile eingebaut, das Zylinderrohr nach oben abgedichtet und die Kältemittelleitungen befestigt. Zunächst wird das Auslassventil betrachtet. Sowohl konstruktiv als auch im Laborversuch wurden folgende Varianten untersucht.

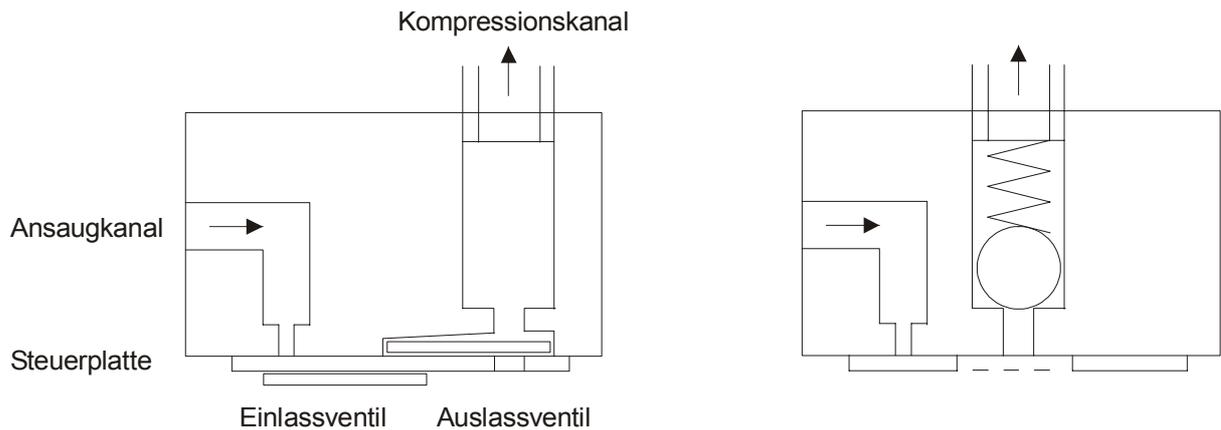


Bild 5.18: Steuerventilvarianten / Zylinderköpfe im Vergleich

In der ersten Variante wird die Gassäule durch zwei federnde Metallplättchen, Flatterventile, gesteuert. Für Ein- und Auslass sind gleiche Flatterventile aus Vergütungsstahl 1.4310 verwendbar, deren Herstellung mit Laserschnitt erfolgte. Es wurden verschiedene Ventildicken von 60 bis 200 μm untersucht. Ein zentrales Problem dieser Anordnung ist die Befestigung der Ventile und die Realisierung der Systemgrenzen zwischen Umgebung, Einlass, Zylinderraum und Auslass. Hier wurden Versuche mit verschiedenen Klebstoffen unternommen. Die Funktion dieser Ventilkonfiguration konnte generell nachgewiesen werden, jedoch war keine Dauerfestigkeit der Klebverbindung zu erreichen. Dies liegt unter anderem darin begründet, dass die Klebstelle hauptsächlich mit Scherkräften beansprucht wird, was normalerweise vermieden werden sollte. Andere Fügeverfahren wie Ultraschallschweißen wurden nicht untersucht.

Somit wurde ein neues Einlassventil und eine spiralfederbelastete Kugel als Auslassventil konstruiert. Zunächst wird die Spiralfeder des Auslassventils betrachtet. Es wird eine geometrisch passende Feder geeigneter Federkraft gewählt, die schon bei geringem Zylinderinnen-Überdruck öffnet, jedoch nur geringe Bewegungen der Kugel zulässt. Hier wäre eine progressive Feder geeignet.

Aufgrund des Federdrahtdurchmessers kann die Federkraft mittels DIN-EN 13906-1 [20]

$$F = \frac{G \cdot d_{\text{WDG,SF}}^4 \cdot L}{8 \cdot d_{\text{DR,SF}}^3 \cdot n} \quad (5.35)$$

und die Federrate

$$R = \frac{G \cdot d_{\text{WDG,SF}}^4}{8 \cdot d_{\text{DR,SF}}^3 \cdot n} \quad (5.36)$$

berechnet werden. Mit Hilfe der statischen

$$\tau_{\text{stat}} = \frac{8 \cdot d_{\text{WDG,SF}} \cdot F}{\pi \cdot d_{\text{DR,SF}}^3} \quad (5.37)$$

kann die dynamische Schubspannung

$$\tau_{\text{dyn}} = \frac{k}{\text{Spannungskorrekturfaktor}} \cdot \tau_{\text{stat}} \quad (5.38)$$

berechnet werden. Nun wird das Verhältnis aus Anpressdruck und Durchmesser bestimmt. Wenn

$$\frac{R}{d} > 0,03 \quad (5.39)$$

müssen die Federenden angelegt und plangeschliffen werden. Nun kann die Summe der lichten Windungsabstände berechnet werden

$$s = \left(0,1 \cdot d_{\text{SF}} + 0,0015 \cdot \frac{d_{\text{WDG,SF}}}{d_{\text{DR,SF}}} \right) \cdot n. \quad (5.40)$$

Aus der Blocklänge

$$L_{\text{BL}} = \underbrace{K_n}_{\text{Windungszahlbeiwert}} \cdot d_{\text{max}} \quad (5.41)$$

berechnet man die zulässige Länge der Feder bei dynamischer Belastung

$$L = L_{\text{BL}} + s + 1,5. \quad (5.42)$$

Schließlich kann mit dem Goodman-Diagramm für den verwendeten Federstahl die Zeithubfestigkeit nachgewiesen werden, DIN-EN 13906-1 [20]. Ist diese nicht gegeben müssen die Schubspannungen durch konstruktive Maßnahmen gesenkt werden.

Für jeden der drei ausgeführten Kompressoren wurde nach den beschriebenen Methoden das Auslassventil entwickelt. Der Skalierungsprozess der Kaltdampf-Kältemaschine wurde ebenso am Auslassventil praktiziert und untersucht. Dazu wurde eine Schwingungsanalyse des Feder-Masse-Dämpfersystems vorgenommen. Die Erregung des Systems erfolgt durch den oszillierenden Kolben, der das Kältemittel im Hochdruckbereich, also Zylinderkopf, Kondensationsleitung und Kondensator, auf Kondensationsdruck komprimiert und zusätzlich erhitzt. Das Auslassventil fungiert hierbei als Rückschlagventil für den Hochdruckbereich. Ist der Zylinderinnendruck größer als der Kondensationsleitungsdruck, hebt sich die Kugel gegen die Kraft der Rückstellfeder aus ihrem Sitz und das Kältemittel umströmt Kugel und Feder.

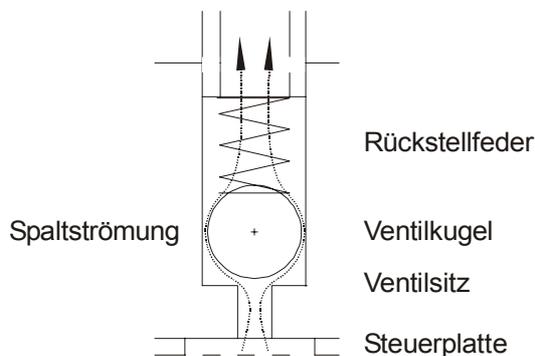


Bild 5.19: Skaliertes Auslassventil

Die Berechnungsergebnisse des skalierten und simulierten Auslassventils sind in folgender Tabelle zusammengefasst. Sie basieren auf einem Druck von $p_{\text{kond}}=600\text{kPa}$, der zur Kältemittelverflüssigung im Kondensator benötigt wird. In der Öffnungszeit des Auslassventils wirkt neben der Feder- und der Gewichtskraft auch der Strömungswiderstand der Kugel als erregende Kraft im skalaren Kräftekollektiv:

$$F_{w,\text{ström}} = \xi_w \cdot \rho \cdot A_{w,\text{Kugel}} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (5.43)$$

Dieser Zusammenhang gilt jedoch nur für die freie Umströmung. Im Bereich der Zylinderköpfe treten bei Kurbelwellendrehzahlen von 10^3 min^{-1} Reynoldszahlen der Größenordnung 10^2 auf. Die Widerstandszahl der Auslassventilkugel liegt in diesem Bereich zwischen 0,5 und 1,2. Weiterhin ist zu beachten, dass zwischen Ventilkugel und Führungsbahn eine Spaltströmung mit verhältnismäßig hohem Druckverlust entsteht. Bohl liefert in [12] einen Ansatz, nach dem die übertragbare Kraft durch das Fluid an die Kugel in einer Spaltströmung abgeleitet werden kann:

$$F_{w,\text{ström}} = \frac{v^2 \cdot A_{\text{Sp}} \cdot \rho \cdot \left(\frac{L_{\text{Sp}}}{2 \cdot b_{\text{Sp}}} + 1,5 \right)}{(\pi \cdot d \cdot b_{\text{Sp}})^2} \quad (5.44)$$

	ASP990	GM500	G43
Durchmesser Ventilkugel in mm	2,0	1,0	0,5
Durchmesser Ventilsitz in mm	3,0	1,8	0,9
geschätzte Kraft auf Ventilkugelfläche im Zylinder, resultierend in N	0,1	0,07	0,02
Masse Kugel in mg	255	33	4
Durchmesser Feder in mm	1,8	0,9	0,4
Blocklänge in mm	5	3	1,5
Masse Feder in mg	77	10	0,5
Federkonstante in N/mm	1,9	3,6	2
Resonanzdrehzahl des Kompressors bezogen auf das Auslassventil, ungedämpft in 1/min	4940	18900	41600
Resonanzdrehzahl des Kompressors bezogen auf das Auslassventil, gedämpft mit Kältemittel-Öl in 1/min	3740	18740	41560

Tabelle 5.20: Zusammenstellung und konstruktive Bemessung der Komponenten der Auslassventile

Bei den Labormustern wurden zur Vergrößerung des Kugelspaltess seitliche Nuten eingefräst, die den Strömungswiderstand erheblich reduzieren.

In den Betrachtungen wurde die Differenzialgleichung für den translatorischen Schwinger gelöst.

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot \dot{x} + c \cdot x = \hat{F} \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (5.45)$$

Zur Dimensionsbetrachtung kann die Gleichung wie folgt normiert werden.

$$\underbrace{\left[\frac{m^*}{\frac{N \cdot s^2}{m}} \right]} \cdot \ddot{x} + \underbrace{\left[\frac{k^*}{\frac{N \cdot s}{m}} \right]} \cdot \dot{x} + \underbrace{\left[\frac{c^*}{\frac{N}{m}} \right]} \cdot x = \hat{F} \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (5.46)$$

Die Dämpferkonstante wurde nach Holzweißig et. al. [45] formuliert:

$$k = \frac{\pi \cdot \eta \cdot L \cdot d_i^2}{(d_a - d_i)^2} \cdot \left(3 + \frac{3}{4} \cdot \frac{d_i}{(d_a - d_i)} \right). \quad (5.47)$$

In dieser Beziehung ist d_i die Länge des Dämpfers, die Viskosität des Kältemittels ist das determinierende Element, wenn die geometrischen Abmessungen des Dämpfers im mm-Bereich oder darunter liegen. Dies ist aus Vorstellungen über das schwingende System so gewünscht. Die Federkonstanten der verwendeten Miniaturspiralfedern liegen im Bereich $c = 10^3 \frac{N}{m}$. Die Viskosität des Kältemittels R600a ist temperatur- und druckabhängig und für den entsprechenden Arbeitsbereich im folgenden Bild dargestellt.

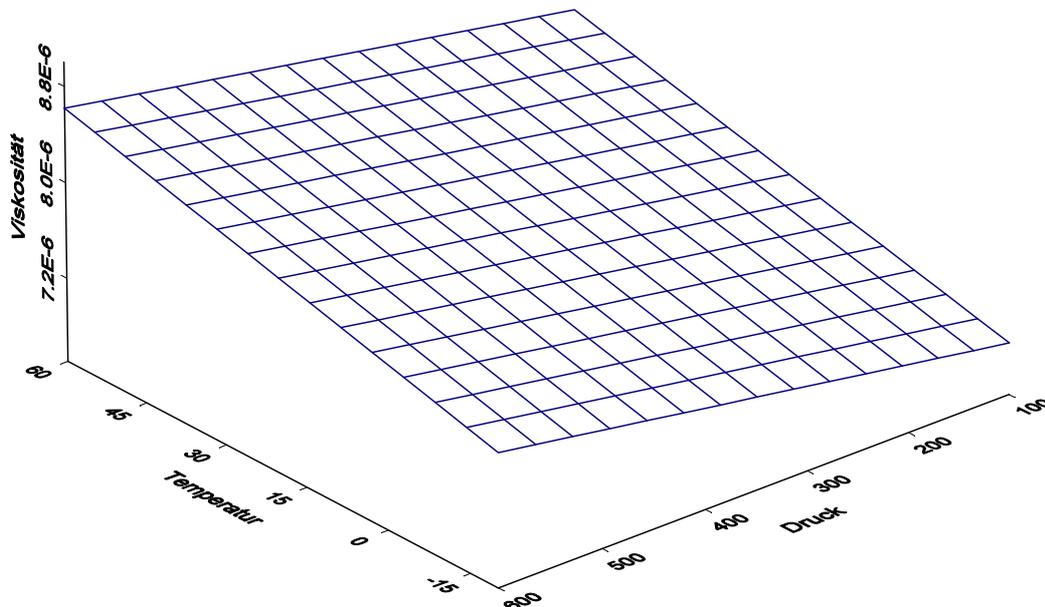


Bild 5.21: Viskosität von R600a in Pa·s, Temperatur in °C und Druck in kPa

Die Viskosität liegt im Bereich $k = 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$. Die verwendeten Kugeln mit ihren Massen bewegen sich ebenfalls im Bereich $m = 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$. Hier ist klar zu erkennen, dass mit kleiner werdender Geometrie die Dämpfung des Ventils durch das vorbeiströmende Kältemittel beachtet werden muss. In den untersuchten Beispielen ist diese noch nicht signifikant. Folgendes Diagramm im Bild 5.22 zeigt die Schwingungsverläufe der drei untersuchten Kompressorauslassventile mit Dämpfung durch Kältemittel.

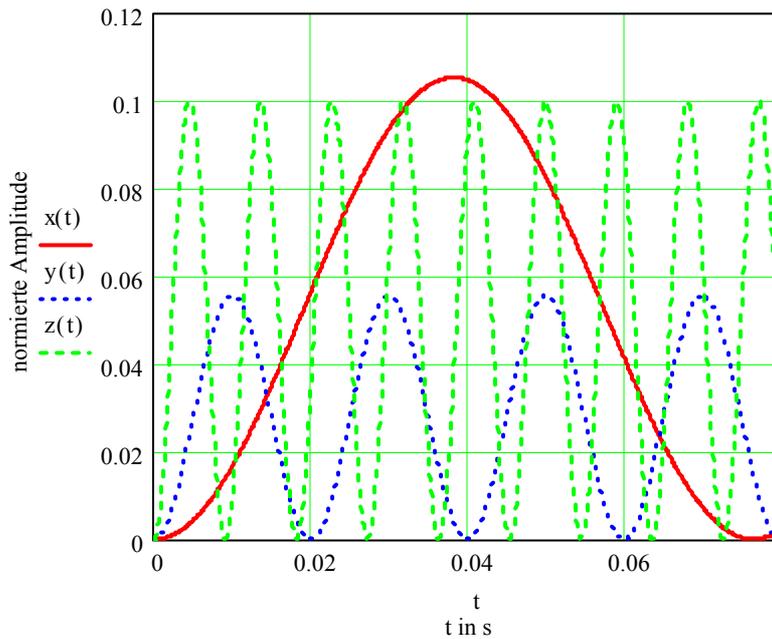


Bild 5.22: Übertragungsfunktion des fremderregten Feder-Masse-Dämpfersystems Auslassventil
 $x(t)$ – ASP990; $y(t)$ – GM500; $z(t)$ – G43

Nun wird zusätzlich berücksichtigt, dass signifikante Mengen Schmieröl im Kältemittel gelöst sind und im Kreislauf zirkulieren. Näherungsweise wird dies als dampfförmiges Stoffgemisch angenommen, welches eine höhere Viskosität als das Kältemittel besitzt. In diesem realen Fall gewinnt die Dämpferkonstante an Einfluss und senkt beispielsweise die Resonanzfrequenz signifikant ab, wie Bild 5.23 zeigt.

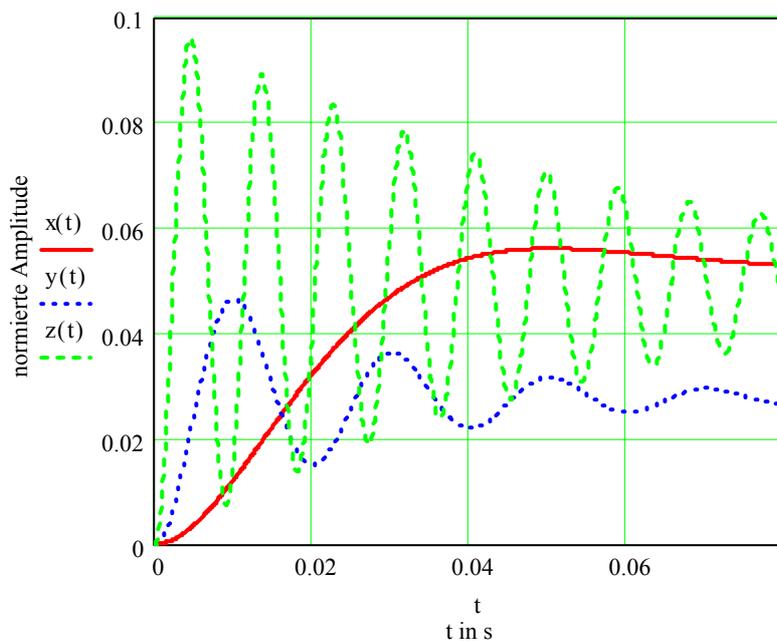


Bild 5.23: Übertragungsfunktion des fremderregten Feder-Masse-Dämpfersystems Auslassventil mit Kältemittel-Öl-Gemisch, $x(t)$ – ASP990; $y(t)$ – GM500; $z(t)$ – G43

Die Einlassventile der Kompressoren wurden analog den Auslassventilen skaliert und die Auswirkungen dieses Prozesses untersucht. Das Einlassventil ist als Flatterventil gestaltet und wird an der Innenseite des Zylinderkopfes appliziert. Da es durch Kleben montiert wird und Scherkräfte auf die Klebestelle wirken sollte eine möglichst große Kontaktfläche erreicht werden. Die Herstellung erfolgte durch Laserschneiden von Blech der Dicke $50 \mu\text{m}$ aus legiertem Stahl 1.4310. Dabei wurde die Wärmezufuhr in das Material minimiert, um Gefügeänderung auszuschließen. Zur Gestaltung der Geometrie wurde zunächst die dynamische Situation an einem vereinfachten Modell analysiert. Dazu wurde zunächst das Widerstandsmoment berechnet:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (5.48)$$

Mit dem Widerstandsmoment kann für den Biegebalken als vereinfachtes Modell die Federkonstante berechnet werden. Jedes Einlassventil hat zwei Federelemente, wie in Tabelle 5.23 dargestellt.

$$c = 2 \cdot \frac{3 \cdot E \cdot I}{b^3} \quad (5.49)$$

Damit lässt sich nun die Eigenfrequenz berechnen.

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{c}}} \quad (5.50)$$

Im folgenden Diagramm sind die ersten Eigenfrequenzen der drei ausgeführten Ventilgeometrien in Abhängigkeit der Blechdicke dargestellt. Deutlich erkennbar ist, dass die Eigenfrequenzen weit überhalb der Umlauffrequenzen der Kompressoren liegen.

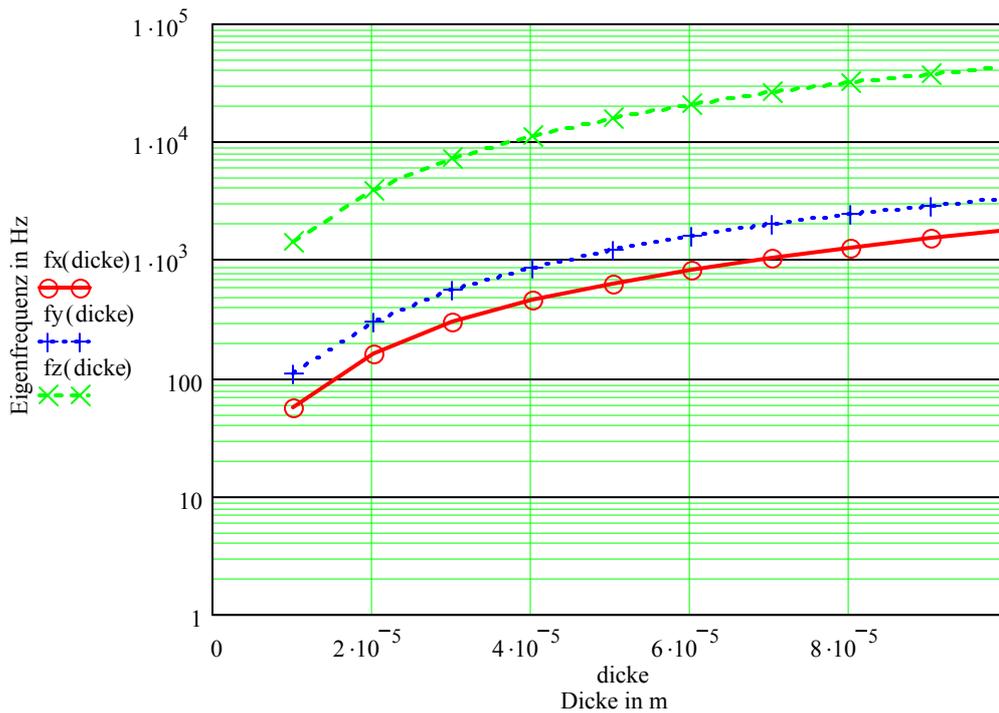


Bild 5.24: Eigenfrequenzen der Kompressor-Einlassventile in Abhängigkeit der Blechdicke, f_x – ASP990; f_y – GM500; f_z – G43

Wegen der relativ komplizierten Geometrie des Blechteils wurden während des Gestaltungsprozesses Modalanalysen mittels FEM zur detaillierten Beurteilung des Schwingungsverhaltens gerechnet und die Geometrie optimiert.

Die ersten vier Schwingungsmoden des Einlassventils des ASP990 sind in folgenden Grafiken dargestellt.

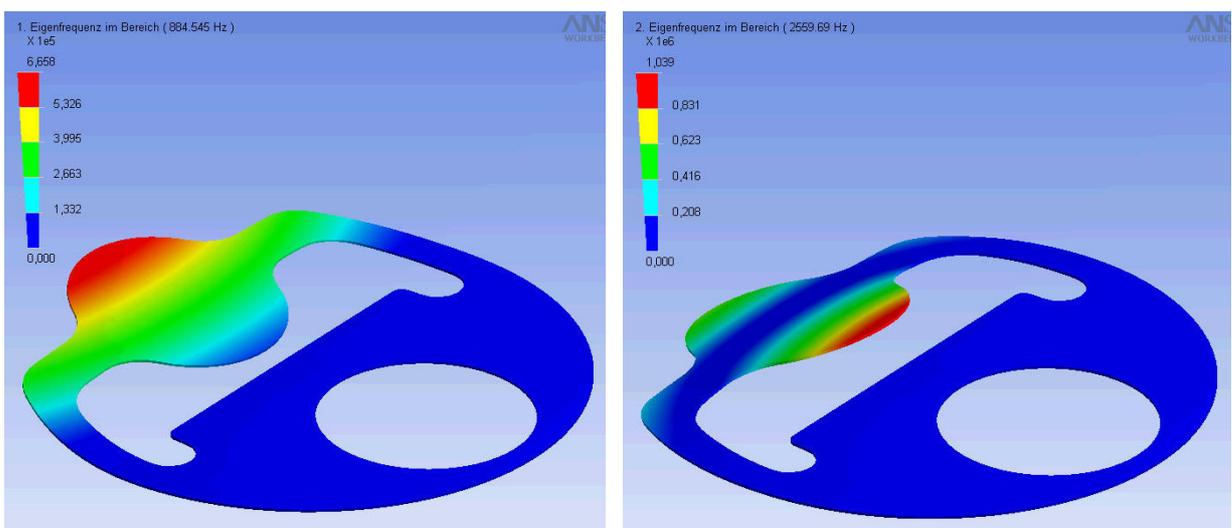


Bild 5.25 - 5.26: Schwingungsmoden des Kompressor-Einlassventils, ASP990, Blechdicke 50 μm

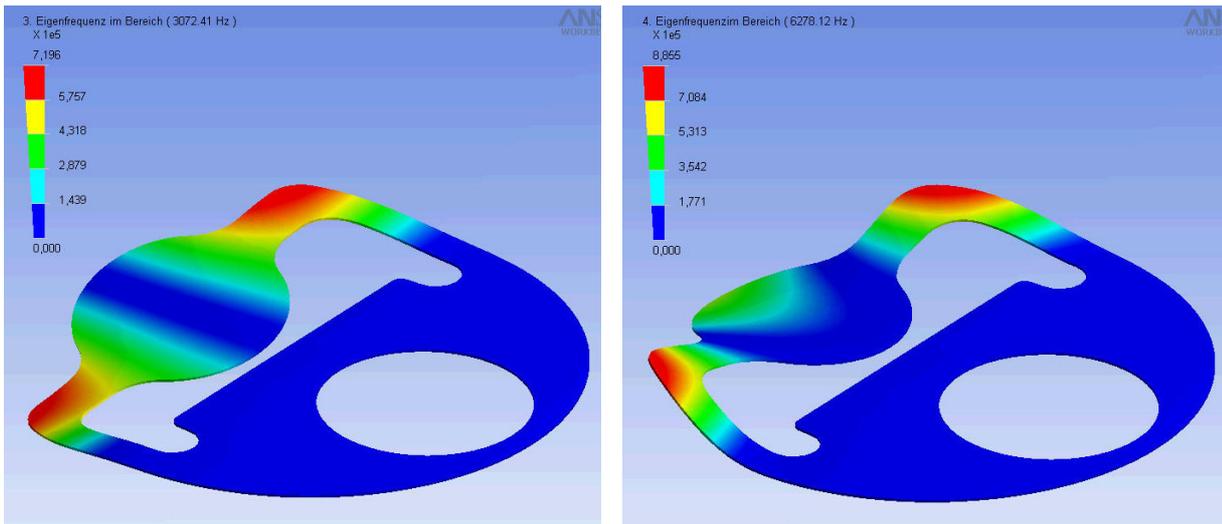


Bild 5.27 - 5.28: Schwingungsmoden des Kompressor-Einlassventils, ASP990, Blechdicke 50 μm

Die Berechnungsergebnisse der Modalanalyse der Einlassventile sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

Eigenfrequenz	ASP990	GM500	G43
1. Mode in Hz	880	1830	9020
2. Mode in Hz	2560	5420	27030
3. Mode in Hz	3070	6380	31370
4. Mode in Hz	6280	13070	64870

Tabelle 5.29: Berechnungsergebnisse Modalanalyse der Einlassventile

Die Bauteile der Zylinderköpfe der untersuchten Kompressoren sind in folgendem Bild dargestellt.

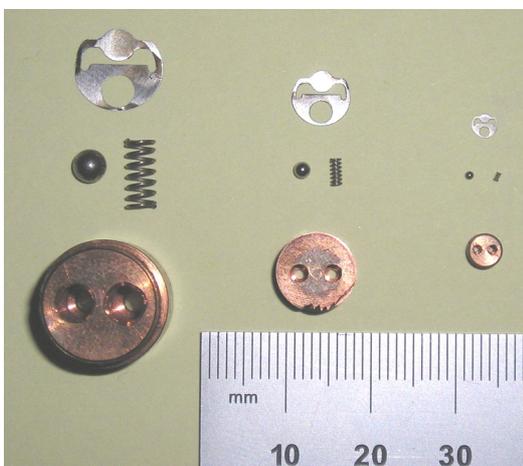


Bild 5.30: Zylinderkopfbauteile der entwickelten Kältemittelkompressoren

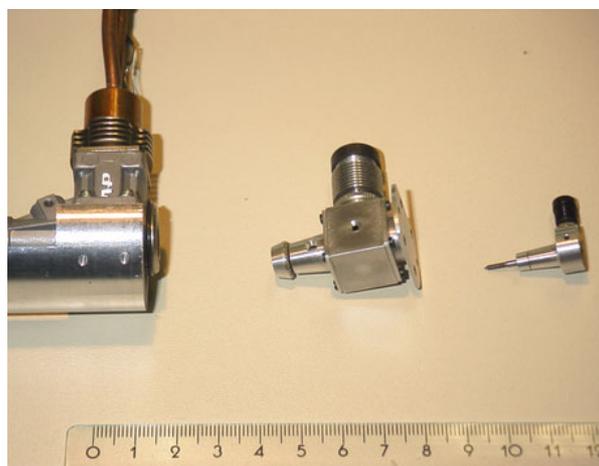
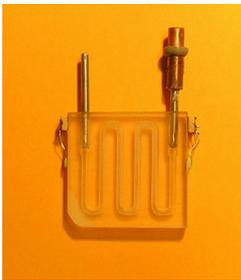


Bild 5.31: Mechatronische Kältekompressoren ASP990, GM550 und G43

In dieser Arbeit wurden drei Kompressoren entwickelt, konstruiert und gebaut, deren Bezeichnungen für den Hubraum in mm^3 stehen, ASP990, GM550 und G43. In den Simulationen und Messungen werden diese Typen mit einem handelsüblichen Kompressor GR4300 mit bekannten technischen Daten verglichen, Danfoss [19]. Die Kompressoren wurden jeweils auf einen Träger gemeinsam mit dem Elektromotor montiert und über eine flexible Kupplung gekoppelt. Zur Hermetisierung wurde eine Hülle aufgesetzt und verklebt.

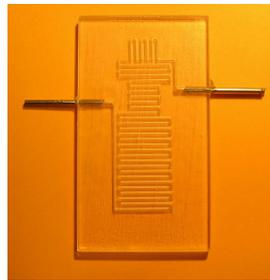
Zum Aufbau verschiedener Kaltdampf-Kältemaschinen wurden mehrere Wärmetauscher realisiert. haben mindestens eine transluzente Oberfläche, um den Phasenwechsel des Kältemittels beobachten zu können. Der Kältemittelkanal zweier Wärmetauscher wurde auf einer Mikrofräsmaschine hergestellt. Als Basismaterial diente Kupfer und Aluminium, der Deckel wurde aufgeklebt. Zwei Wärmetauscher wurden von der Firma Little Things Factory im Masken-Sandstrahlverfahren hergestellt.



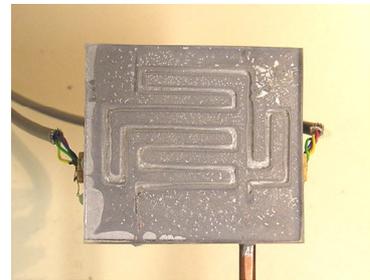
Verdampfer 1



Verdampfer 2



Kondensator 1



Kondensator 2

Bild 5.32 - 5.35: Kältemittel-Wärmetauscher

Jeder Wärmetauscher ist mit je einer Temperaturmessstelle am Ein- und Auslass und einer Druckmessstelle versehen.

5.3. Modellierung des Gesamtsystems als Skalierungsgrundlage

In dieser Arbeit wird nach wissenschaftlich fundierten Möglichkeiten zur Skalierung von Kaltdampf-Kältemaschinen in kleine Geometrien gesucht. In der Literatur haben sich folgende Methoden zur Auslegung von Kaltdampf-Kältemaschinen bewährt:

- Auslegung des Kreisprozesses anhand Kältemittel-Zustandsdiagrammen,
- Blockorientierte Simulationsprogramme für das Gesamtsystem Kreisprozess,
- Entropiemodelle für Komponenten wie Wärmetauscher oder Entspannungsorgan,
- CFD-Modelle für Komponenten und Teile von Komponenten.

Diese vier verschiedenen Modellierungsmethoden wurden in dieser Arbeit so erweitert, dass mit ihrer Hilfe jeweils das Gesamtsystem Kaltdampf-Kältemaschine untersucht werden kann. Aus der Kreisprozessanalyse wurden bei gegebenem Kompressor und Entspannungsorgan Abhängigkeiten zwischen Kältemittel-Massenstrom und Wärmetauschergeometrie erarbeitet, die zur Skalierung dienen. Es wurde ein eigenständiges komfortables blockbasiertes Simulationsprogramm für Kaltdampf-Kältemaschinen programmiert. Hiermit wird dynamisch der Zustand der Kältemaschine an

zehn Punkten des Kältemittelkreislaufs errechnet. Skalierungen können mit dieser Software einfach vorgenommen werden. Ein Entropiemodell wird in dieser Arbeit für das Gesamtsystem Kaltdampf-Kältemaschine erstellt und um Kompressor und Wärmerückkopplung erweitert. Auswirkungen der systematischen Verkleinerung und Werkstoffauswahl werden anhand mehrerer Diagramme dargestellt. Als weitere Skalierungsbasis wird ein CFD-Modell für das Gesamtsystem Kaltdampf-Kältemaschine erarbeitet. Hierbei wird der gesamte Kältemittelkreislauf stark diskretisiert und die Änderung der Abmessungen und Materialien der Komponenten auf die Funktion des Gesamtsystems mit hoher Detailtreue untersucht. Zusätzlich wurde ein möglicher Einsatz von Nicht-Kontinuum-Simulationen geprüft.

Da die Modelle unterschiedliche Ziele verfolgen sind sie nicht miteinander kombinierbar. Jedes Modell zeichnet sich durch signifikante Stärken und Schwächen aus, die im Folgenden dargestellt werden. Es wird erwartet, dass ebenso wie in ihren Abmessungen konventionellen Kaltdampf-Kältemaschinen die Ermittlung der Eigenschaften des Gesamtsystems aus den jeweiligen lokalen Eigenschaften des zirkulierenden Kältemittels folgen. Die Eigenschaften der am Kältemittelkreislauf beteiligten Komponenten müssen es einem Kontrollvolumen Kältemittel ermöglichen, zweimal an definierten Orten den Phasenwechsel zu vollziehen und in einer bestimmten Geschwindigkeit im Kreislauf umzulaufen. Zur Ermittlung der Eigenschaften eines gasförmigen Fluids unter dem Aspekt der geometrischen Skalierung sollten nach Karniadakis [51] prinzipielle Möglichkeiten Verwendung finden, die in folgendem Bild dargestellt sind.

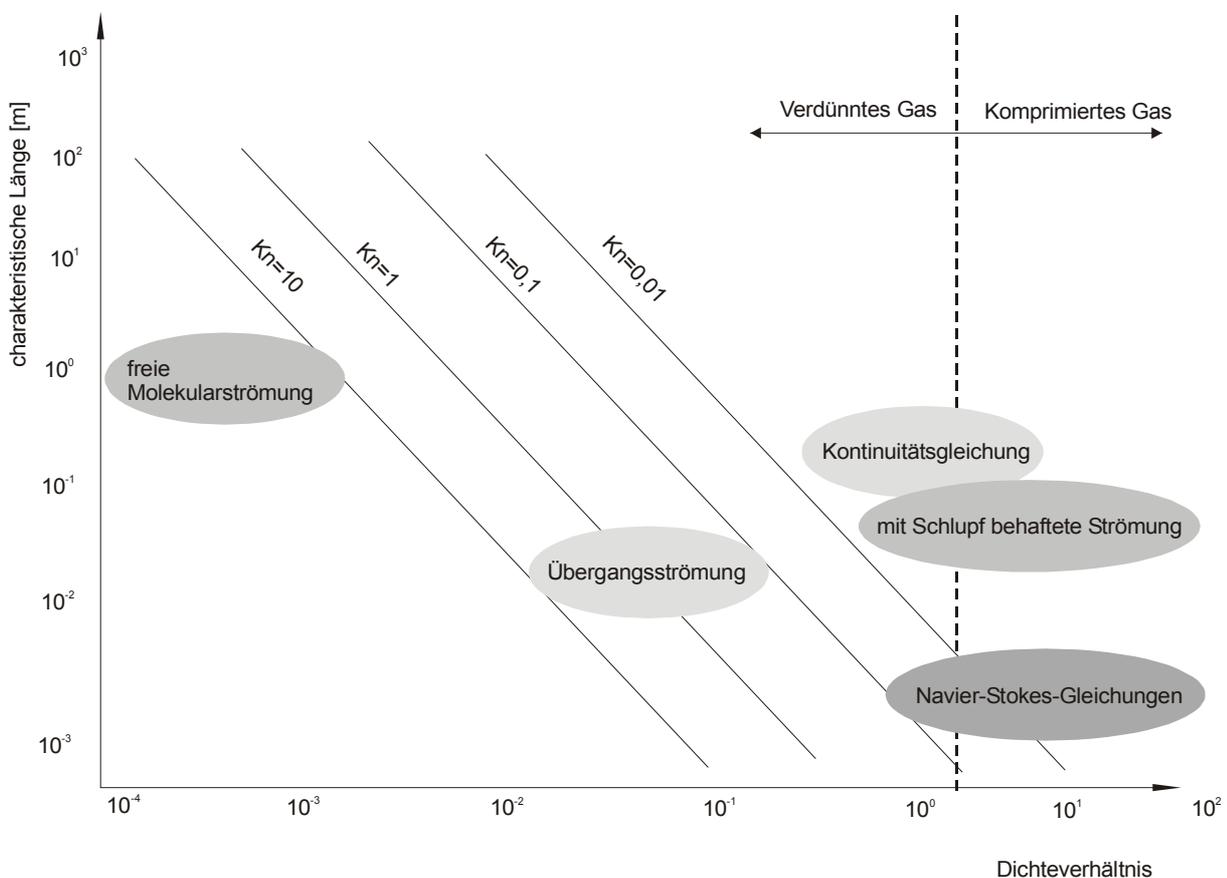


Bild 5.36: Basismodell zur diskreten Modellierung eines Fluids

Es lässt sich leicht erkennen, dass die Ansätze für den kontinuierlichen Fluidfluss noch anwendbar sind. Im Umfeld der Kaltdampf-Kältemaschinen hat die klassische Strömungsmechanik auch im Mikrometerbereich weitestgehend noch ihre Gültigkeit.

5.3.1. Kreisprozessanalyse

Die Planung und Darstellung der Funktion von thermodynamischen Maschinen, insbesondere Kreisprozessen, erfolgt oft mit Hilfe von Diagrammen. Meist sind die Kältemiteleigenschaften als Materialbasis dargestellt. Die Bauteile der Wärme- oder Kältekraftmaschine mit ihren für das jeweilige Diagramm interessierenden Eigenschaften werden als Verbindung mehrerer Zustände des Kältemittels eingezeichnet. In diesem Zusammenhang werden oft das log p-h – Diagramm und das T-s – Diagramm verwendet. In einer einfachen Kreisprozessanalyse wird im Folgenden eine Skalierung für Verdampfer und Kondensator einer Kaltdampf-Kältemaschine exemplarisch gezeigt.

Die Basis der Analyse ist der Zusammenhang:

$$d\dot{Q} = \alpha \cdot \pi \cdot d_H \cdot \Delta T dL = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\frac{dT}{dL} \right) dL . \quad (5.51)$$

Daraus lässt sich

$$\int_0^L \frac{d\dot{Q}}{\Delta T} = \alpha \cdot \pi \cdot d_H \cdot L \quad (5.52)$$

extrahieren. Der Wirkungsgrad eines Wärmetauschers definiert sich zu:

$$\eta = \frac{\alpha \cdot \pi \cdot d_H \cdot L}{\alpha \cdot \pi \cdot d_H \cdot L + \dot{m} \cdot c_p} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\alpha \cdot \pi \cdot d_H \cdot L}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{NTU}} . \quad (5.53)$$

Ab dieser Stelle wird die Größe NTU zur besseren Übersichtlichkeit verwendet. Bei turbulenter Strömung und entsprechendem Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Rohrwand lässt sich näherungsweise nach Bohl [12] formulieren:

$$\alpha \cdot \pi \cdot d_H \cdot L \approx 0,05 \cdot \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\frac{\eta \cdot d_H}{\dot{m}} \right)^{-0,2} \cdot \left(\frac{L}{d_H} \right) . \quad (5.54)$$

Durch die Substitution mit $Re = \frac{\dot{m} \cdot d_H}{\eta \cdot A}$ ergibt sich vereinfacht:

$$NTU = 0,05 \cdot \left(\frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot Re \cdot L} \right)^{-0,2} \cdot \left(\frac{L}{d_H} \right) . \quad (5.55)$$

Der turbulente Druckverlust im Wärmetauscher wird nun formuliert werden zu:

$\Delta p = 2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \frac{L}{d_H} \cdot NTU$ oder bezogen auf den Massenstrom auch:

$$\Delta p = 2 \cdot NTU \cdot \left(\frac{16 \cdot \dot{m}^2}{\pi^2 \cdot \rho \cdot d_H^4} \right) \quad (5.56)$$

Wenn zwei miteinander vergleichbare Zyklen im T-s – Diagramm vorliegen, dann gilt $\Delta h = \text{const.}$ und $\dot{m} \propto \dot{Q}_{\text{Verd}}$. Wenn zusätzlich gilt $p_{\text{kond}} - p_{\text{verd}} = \text{const.}$, dann lassen sich zusammenfassend folgende allgemeingültige Aussagen zur Dimensionierung der Wärmetauscher von Kaltdampf-Kältemaschinen auf Basis des Kältemittelmassenstroms ableiten:

$$d \propto \dot{m}^{0.5} \quad (5.57)$$

$$Re \propto \dot{m}^{0.5} \quad (5.58)$$

$$L \propto \dot{m}^{0.6} \quad (5.59)$$

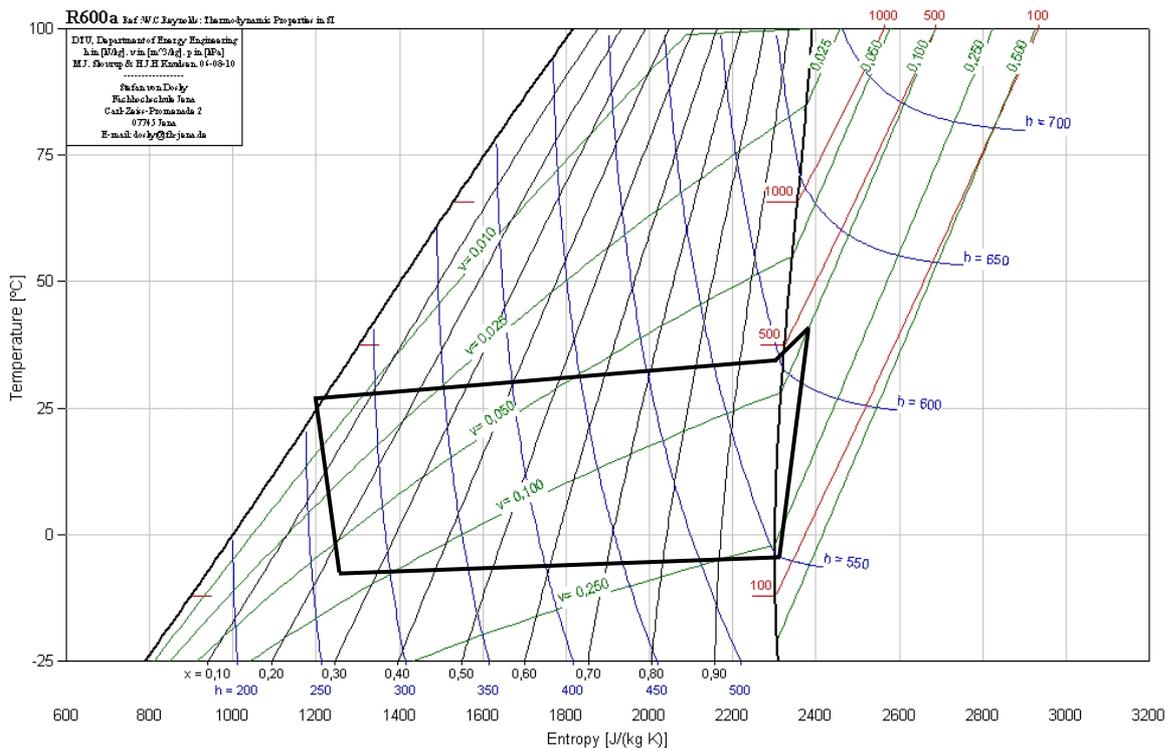


Bild 5.37: Skalierung eines Kältemaschinenkreislaufs im T-s – Diagramm, die Wärmetauscher werden durch die Horizontalen charakterisiert

5.3.2. Blockbasiertes Modell

Zur theoretischen Untersuchung technischer Apparate steht dem Entwickler eine ganze Palette an Software-Werkzeugen zur Verfügung. Einen wichtigen Platz nehmen dabei blockbasierte Programme ein, weil kein Aufwand und Wissen zur Code-Erzeugung durch den Anwender erforderlich ist. Mit solcher Software lässt sich mit einigen Abstraktionen beinahe jede technische Fragestellung untersuchen. Dabei fließen sequenziell Signale durch das Modell, vor jedem Simulationsschritt wird die Simulationszeit um einen Wert erhöht. Blockbasierte Modelle bestehen oft aus Signalquelle, Signalübertrager und Signalsenke. Der Anwender kann hier wie in der praktischen Anwendung zwischen zeitabhängigen und zeitunabhängigen Gliedern wählen, also algebraische Gleichungen und/oder Differenzialgleichungen lösen. Beispielsweise lässt sich mit blockbasierter Simulationssoftware relativ einfach der zeitabhängige Wärmeübergang an einer ebenen Fläche berechnen, weil dieser durch eine Differenzialgleichung beschrieben wird. In dieser Arbeit wird das Simulationsprogramm WinFACT als blockbasiertes Untersuchungswerkzeug benutzt, Kahler [46]. Das Modell einer Kältemaschine ist funktionell in zwei wesentliche Teile geteilt. Der erste Teil ist vom energetischen Niveau höher angesiedelt. Dies betrifft die intensiven Größen Temperatur und Druck. Die Komponenten sind Kompressor, Kondensator und Entspannungsorgan. Der zweite Teil niedrigeren energetischen Niveaus ist der Verdampfer. Das folgende Bild ist ein Screenshot des Simulationsprogramms für Kaltdampf-Kältemaschinen.

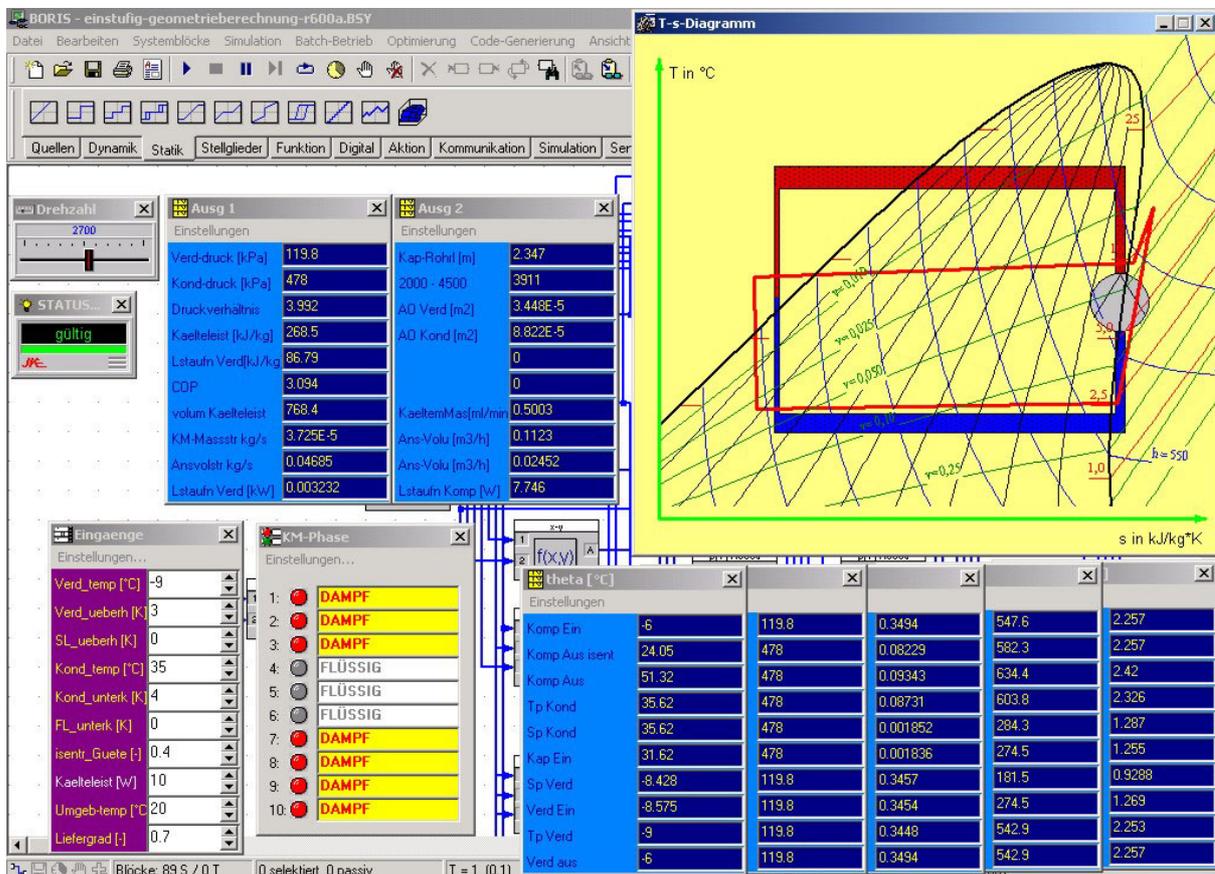


Bild 5.38: Benutzerinterface des blockbasierten Simulationsprogramms für Kaltdampf-Kältemaschinen

Als Kern des Modell wurde eine Materialdatenbank erstellt, die folgende Größen des Kältemittels ermittelt. Die konkreten Materialdaten entstammen NIST [70], sie wurden in Kennlinien und Kennfelder umgerechnet und im Programm hinterlegt. Dabei werden Eigenschaften der Dampfphase und der flüssigen Phase beschrieben: $h = f(p,T)$; $h = f(T)$; $p = f(T)$; $s = f(p,T)$; $s = f(T)$; $T = f(h,p)$; $T = f(p)$; $T = f(p,s)$; $v = f(p,T)$ und $v = f(T)$.

Das Programm berechnet den Zustand der Kaltdampf-Kältemaschine an 10 Punkten des Kältemittelkreislaufs: Kompressor-Saugseite, Kompressor-Druckseite isentrop, Kompressor-Druckseite, Taupunkt Kondensator, Siedepunkt Kondensator, Kapillarrohr-Einlass, Siedepunkt Kapillarrohr/Verdampfer, Verdampfer-Einlass, Taupunkt Verdampfer und Verdampfer-Auslass.

Dort werden folgende Größen formuliert: Temperatur, Druck, Spezifisches Volumen, Enthalpie und Entropie sowie die Phase des Kältemittels. Weiterhin wird der Kältemittel-Massenstrom berechnet und Aufgrund der zu übertragenden thermischen Leistungen die Wärmetauscher dimensioniert. Außerdem sind die Druck- und Temperaturverluste der Kältemittelleitungen erfassbar, es wird das Kapillarrohr als Entspannungsorgan überschlägig ausgelegt und der COP der Gesamtanlage bestimmt. Es können Katalogdaten oder experimentell ermittelte Eigenschaften des Kompressors eingegeben werden. Weiterhin ist es sehr einfach möglich, während der Simulation beispielsweise die Kältelast zu verändern, um das zeitliche Verhalten der Anlage zu untersuchen. Die Simulationsergebnisse werden sowohl als Tabellenwerte berechnet als auch im T-s – Diagramm grafisch dargestellt. Um die Dynamik zu visualisieren, ist das Diagramm animiert. Die Berechnungsdauer für einen Zeitschritt liegt auf einem durchschnittlichen Desktop-PC bei 30ms. Bei der Programmierung sowie der Wahl der Materialdaten wurde auch im Gegensatz zu anderen Simulationsumgebungen vor allem eine hohe Genauigkeit im Kleinstleistungsbereich angestrebt.

Die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse wurde mit denen der Software Coolpack [95] verglichen und es wurden lediglich geringe Differenzen ermittelt, die kaum praktische Bedeutung haben.

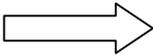
Randbedingungen			Berechnungsergebnisse		
				Coolpack	WinFACT
T_{verd}	-10 °C				
T_{kond}	35 °C		\dot{m} [g/s]	0,039	0,038
ΔT_{verd}	1 K		P_{el} [W]	3,0	2,8
ΔT_{kond}	1 K		COP	3,3	3,6
Kältemittel	R600a		$T_{\text{Komp, is}}$ [°C]	44,9	35,6
Δp_{verd}	0 Pa		$p_{\text{kond}} / p_{\text{verd}}$	4,2	4,1
Δp_{kond}	0 Pa		$A_{\text{a, verd}}$ [cm ²]	-	33
η_{is}	0,7		$A_{\text{a, kond}}$ [cm ²]	-	81
\dot{Q}_{verd}	10 W		$L_{\text{kap}} (d_H = 0,6\text{mm})$ [m]	-	2,4

Tabelle 5.39: Randbedingungen der Simulation und Fehlerbetrachtung mit dem blockbasierten Modell, Berechnungsergebnisse Vergleichsprogramm und Eigenentwicklung

Mit Hilfe des blockorientierten Simulationsprogramms wurden Untersuchungen zur Skalierung von Kältemaschinen durchgeführt. Dies erfolgte mit gezielter Parametervariation. In folgender Tabelle sind einige Berechnungsergebnisse exemplarisch dargestellt.

	GR4300	ASP990	GM500	G43
theoretischer Volumenstrom [m ³ /s] bei 2800 1/min	1,9E-4	4,6E-5	2,5E-5	2E-6
Kälteleistung in W	143	36	19	1,9
Druckverhältnis	4,3	4,2	4,2	4,2
COP	3,3	3,3	3,3	3,3

Tabelle 5.40: Exemplarische Berechnungsergebnisse mit dem blockbasierten Modell

Innerhalb dieser Arbeit hat sich die Funktionalität des blockbasierten Simulationsprogramms bestens bewährt, vor allem zur Vorbereitung und Evaluierung der CFD-Simulationen.

5.3.3. Entropiemodell

Die Entropie ist primär eine thermodynamische Zustandsgröße und eine der zentralen Größen der Thermodynamik und der statistischen Physik. R. Clausius gelangte 1850 zum Entropiebegriff während der Betrachtung reversibler Kreisprozesse. In einem solchen Prozess ist die reduzierte Wärmemenge

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \tag{5.60}$$

immer gleich Null. Daraus lässt sich die Existenz einer Zustandsgröße mit dem vollständigen Differenzial

$$\delta S = \frac{\delta Q}{T} \tag{5.61}$$

ableiten, der Entropie oder der „Verwandlungsinhalt“, Herrmann [44].

Eine Kältemaschine soll die extensive Größe Entropie bewegen um die intensive Temperatur eines zu kühlenden Objekts einzustellen. Als Antrieb für diesen Prozess wird meist elektrische Energie verwendet. Wegen dieser direkten Kopplung und der guten Anschaulichkeit zwischen Temperatur und Entropie zur Beschreibung einer mechatronischen Kältemaschine wird als ein Ziel dieser Arbeit formuliert, bei der geometrischen Skalierung die Entropieerzeugung der Kältemaschine zu minimieren. In [7] wird durch Bejan eine Methode vorgestellt, die zur Minimierung der Entropieerzeugung von thermodynamischen und strömungstechnischen Anlagen und Maschinen verwendet werden kann. Ziel ist die Untersuchung der Komponenten des Kreisprozesses nach ihrer erzeugten Entropie und das Auffinden und Optimieren derjenigen Randbedingungen und Parameter, die die Entropieerzeugung

maßgeblich beeinflussen. Interessant ist in dieser Arbeit das Heranziehen der Entropie als Referenzgröße deshalb, weil ihr Einfluss in den den Kaltdampf-Kältemaschinenprozess tangierenden Disziplinen Thermodynamik und Fluidmechanik gleichermaßen von Bedeutung ist.

Die durch Clausius eingeführte zunächst thermodynamische Zustandsgröße ist gut geeignet zur Beschreibung der Qualität von Zustandsänderungen von Systemen.

$$W_{\text{tot}} = S_{\text{erz}} \cdot T_{\text{bez}} \quad (5.62)$$

Für alle technischen Prozesse ist bekanntermaßen ∂S größer als $\frac{\partial Q}{T}$, so dass die Gesamtentropiebilanz stets einen Zuwachs ausweist. In hermetisch geschlossenen Systemen wie Kaltdampf-Kältemaschinen nimmt somit die Entropie immer zu oder bleibt im günstigsten Fall konstant. In der Strömungstechnik gilt zunächst in allgemeiner Form für jeden durchströmten Kanal:

$$h_{\text{ein}} = h_{\text{aus}}, \quad (5.63)$$

$S = \dot{m} \cdot (s_{\text{aus}} - s_{\text{ein}})$ und natürlich für jeden Stoff die fundamentale Beziehung:

$$\partial h = T \cdot \partial s + V \cdot \partial p. \quad (5.64)$$

Damit kann man schreiben, dass die Entropieerzeugung in turbulenter Strömung proportional zur Druckdifferenz

$$S_p = \frac{m \cdot \Delta p}{\rho \cdot T}. \quad (5.65)$$

und zum Massenstrom ist

$$S = \frac{\dot{m} \cdot \eta}{\rho \cdot T}. \quad (5.66)$$

Es wird erwartet, dass die Entropieerzeugung bestimmter Bauteile die Aufrechterhaltung des thermodynamischen Kreisprozesses bei der Skalierung hin zu kleinen Abmessungen verhindert. Abmaße oder Randbedingungen unterhalb einer Grenze, COP=0, führen vermutlich dazu, dass die Funktion der Kaltdampf-Kältemaschine aufgehoben wird. Diese Kälteleistung wird von der Erzeugerbaugruppe selbst aufgezehrt, die inneren Irreversibilitäten werden stark erhöht. Dies wird im folgenden untersucht.

Einführend soll gegenübergestellt werden, inwieweit die Mechanismen der Thermodynamik und Strömungstechnik die Entropieerzeugung eines kombinierten Systems beeinflussen.

Für Wärmeleitungsvorgänge lässt sich verallgemeinernd schreiben:

$$s = \frac{\lambda \cdot L \cdot \Delta T}{\dot{m} \cdot T}. \quad (5.67)$$

Für Entropieerzeugung durch Fluidreibung gilt in guter Näherung wie bereits beschrieben:

$$s = \frac{2 \cdot \eta \cdot L \cdot v^2}{\dot{m} \cdot T} \quad (5.68)$$

Bilanziert man beide Größen

$$\frac{\text{Fluidreibung}}{\text{Wärmeleitung}} \sim \frac{T}{\Delta T} \cdot \frac{10^{-6} \eta \cdot v^{2 \cdot 10^1}}{10^2 \lambda \cdot \Delta T_{10^1}} \quad (5.69)$$

wird der dominierende Einfluss der Wärmeleitungszahl besonders deutlich.

COP

Zur detaillierten Analyse wird zunächst der Gesamtwirkungsgrad der Kältemaschine COP untersucht. Dieser wird wie folgt formuliert:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{verd}}}{P_{\text{el}}} = \frac{1 - \frac{T_{\text{kond}} \cdot s}{P_{\text{el}}}}{\frac{T_{\text{kond}}}{T_{\text{verd}}} - 1} \quad (5.70)$$

Um deren Funktion Wärmetransport und Kälteerzeugung zu gewährleisten, muss gelten:

$$\text{COP} > 0 \text{ und } \frac{T_{\text{kond}} \cdot s}{P_{\text{el}}} < 1. \quad (5.71)$$

An dieser einfachen Beziehung kann man deutlich erkennen, dass im Nenner bei steigendem Temperaturverhältnis $T_{\text{kond}}/T_{\text{verd}}$ der COP sinkt. Im Zähler wird klar, dass bei einem Verhältnis:

$$\frac{1}{T_{\text{kond}}} > \frac{s}{P_{\text{el}}} \quad (5.72)$$

keine Kälteleistung erzeugt wird. Zusammenfassend ist bei hoher Entropieerzeugung mit niedrigem COP zu rechnen. Ist im Gegensatz der Kältemaschinenprozess reversibel und wird keine Entropie erzeugt wird der COP maximiert.

Kompressor

Nach dem Zusammenhang für die Gesamtbaugruppe ohne geometrische Details wird als nächstes der Kompressor untersucht. In ihm wird Entropie nach folgendem Zusammenhang erzeugt

$$s = \alpha \cdot A_{\text{Komp}} \cdot \Delta T \cdot \frac{\Delta T}{T_{\text{Umg}}(T_{\text{Umg}} + \Delta T)} \quad (5.73)$$

mit der wärmeaustauschenden Zylinderinnenfläche A_{Komp} .

Unter laminaren Strömungsverhältnissen ist die Nußelt-Zahl

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (5.74)$$

konstant. Deshalb erhöht sich die Wärmeübergangszahl α bei Verkleinerung und damit sinkender Länge L und proportional dazu die Entropie s . Da L gleichzeitig Bestandteil von A_{Komp} ist, verläuft eine Verkleinerung in diesem Zusammenhang annähernd entropieneutral.

Vereinfachend kann für die Entropieerzeugung im Kompressor durch Wärmeübertragung geschrieben werden:

$$s = K_1 \cdot L \quad \text{mit} \quad K_1 = \frac{\lambda \cdot \text{Nu} \cdot \Delta T}{T(T + \Delta T)}. \quad (5.75)$$

Weiterhin wird durch Fluidreibung im Kompressor Entropie erzeugt. Einen zur Beschreibung dieses Sachverhalts verwendbaren Zusammenhang nutzt Bejan [6]:

$$s = \frac{2 \cdot \dot{m}^3}{\rho^2 \cdot T} \cdot \frac{r \cdot L}{d \cdot A^2}. \quad (5.76)$$

Die Rohrreibungszahl r für turbulente Strömung, Bohl [12], lässt sich durch die Reynolds-Zahl ersetzen:

$$s = \frac{2 \cdot \dot{m}^3}{\rho^2 \cdot T} \cdot \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{L}{d \cdot A^2}. \quad (5.77)$$

Die für die geometrische Skalierung wesentliche Länge L ist hier sowohl selbst als auch im Durchmesser d und der Fläche A enthalten. Alle geometrischen Größen werden auf L normiert, alle für die Skalierung unwesentlichen Größen der Gleichungen werden in Konstanten zusammengefasst. Es ist bekannt, dass in kleinen Strömungskanälen nur vergleichsweise kleine Reynolds-Zahlen herrschen und dass gilt $\text{Re} \sim L$. Zusammenfassend gilt für die Entropieerzeugung im Kompressor folgender Zusammenhang:

$$s = \frac{K_2 \cdot \dot{m}^3}{L} \quad \text{mit} \quad K_2 = \frac{2}{\rho^2 \cdot T}. \quad (5.78)$$

Dieser Ausdruck lässt zwei analoge Aussagen zu: Mit steigendem Massenstrom steigt die Entropieerzeugung ebenso wie bei kleiner werdenden Geometrien. Dies widerspricht einer sinnvollen Miniaturisierung sowohl von Kompressoren als auch von anderen fluidführenden Bauteilen einer Kältemaschine.

Wärmetauscher

Als nächstes soll die Entropieerzeugung in den Wärmetauschern untersucht werden. Verdampfer und Kondensator sind ebenfalls fluidführende Bauteile mit der Besonderheit, dass nur eine sehr kleine

Temperaturdifferenz zwischen Fluid und der begrenzenden Wand besteht. Durch den Druckverlust im Strömungskanal wird Entropie nach einem erweiterten Ansatz basierend auf Gleichung 6.73 erzeugt, der in [41] beschrieben ist:

$$s = \left[\frac{\left(\frac{\dot{Q}}{L}\right)^2}{4 \cdot T^2 \cdot \dot{m} \cdot c_p} \cdot \frac{d}{Nu} \cdot Re \cdot Pr + \frac{2 \cdot \dot{m}^3}{\rho^2 \cdot T} \cdot \frac{r}{d \cdot A^2} \right] \cdot L \quad (5.79)$$

Vereinfachend kann in dieser Gleichung davon ausgegangen werden, dass sich die Reynolds-Zahl und die Rohrreibung indirekt proportional verhalten. Außerdem ist bei laminarer Strömung die Nußelt-Zahl konstant. Schließlich ergibt sich für die Entropieerzeugung in den Wärmetauschern folgender Zusammenhang:

$$s = \frac{K_3 \cdot L}{\dot{m}} + \frac{K_4 \cdot \dot{m}^3}{L} \quad \text{mit} \quad K_3 = \frac{\dot{Q}^2 \cdot Pr}{4 \cdot T^2 \cdot c_p \cdot Nu} \quad \text{und} \quad K_4 = \frac{2}{\rho^2 \cdot T} \quad (5.80)$$

Aus dieser Zusammenstellung lassen sich folgende allgemeinen Aussagen ableiten: Je kleiner die Fluidleitungslänge im Wärmetauscher, desto größer ist die Entropieerzeugung durch Druckverlust. Je kleiner die Temperaturdifferenz im Wärmetauscher zwischen Fluid und begrenzender Wand desto kleiner die Entropieerzeugung. Deshalb sollten Wärmetauscher in ihrem optimalen Arbeitspunkt ausgelegt werden, der eine minimale Entropieerzeugung gewährleistet. Für die Miniaturisierung von Wärmetauschern entstehen optimale Konstruktionen bei der Verwendung kompakter Oberflächen und kleiner Fluidkanäle, deren Abmessungen jedoch nicht zu stark reduziert werden sollten um den Druckverlust vertretbar zu halten. Funktionsbedingt gehören die Wärmetauscher zu den geometrisch größten Bauteilen einer Kältemaschine, um einen guten Wärmeübergang zwischen Kältemittel und angrenzenden Wärme- bzw. Kälteträgern zu ermöglichen.

Entspannungsorgan

Das verbleibende Bauteil im Kaltdampf-Kältemaschinen-Kreisprozess ist das Kapillarrohr zur Entspannung des Kältemittels auf Verdampferdruckniveau. Der optimale Entspannungsprozess ist eine isentroper Prozess, der jedoch in einer dünnen Kapillare isenthalp umgesetzt wird und dadurch Entropie im Kältemittel erzeugt. Dies kann nach folgender Beziehung näherungsweise ermittelt werden:

$$s = \dot{m} \left[c_p \cdot \ln\left(\frac{T_{\text{verd}}}{T_{\text{kond}}}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_{\text{verd}}}{p_{\text{kond}}}\right) \right] \quad (5.81)$$

In dieser Gleichung befinden sich keine geometrischen Größen, so dass zusammenfassend geschrieben werden kann:

$$s = K_s \cdot \dot{m} \quad \text{mit} \quad K_s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_{\text{verd}}}{T_{\text{kond}}}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_{\text{verd}}}{p_{\text{kond}}}\right). \quad (5.82)$$

Deshalb ist die Entropieerzeugung im Entspannungsprozess nur vom Kältemittelmassenstrom und von anderen kältemittelspezifischen Größen abhängig. Eine geometrische Miniaturisierung beeinflusst diesen Prozessschritt nicht.

Bauteilträger

Letztendlich werden alle Entropiequellen im skalierten Kaltdampf-Kältemaschinenkreislauf verknüpft. Praktisch geschieht dies durch ihre räumliche Anordnung und durch das Verbinden der Fluidleitungen. In größeren Kälteanlagen ist diese Verfahrensweise komplikationslos. Doch der als parasitär betrachtete Wärmestrom zur Kaltseite in kleinen Abmessungen wirkt sich stärker aus als bei großen Anlagen, dadurch die Planarisierung kalte und warme Komponenten auf einem Träger, einem gemeinsamen Fundament, untergebracht sind. Zieht man weiterhin in Betracht, dass ein effektiver Betrieb der Kälteanlage bei niedriger Entropieerzeugung in den Wärmetauschern nur durch hohe Wärmeleitung des Wärmetauschermaterials erzeugt werden kann, scheint absehbar, dass auch in miniaturisierten Geometrien räumliche Materialtrennungen umgesetzt werden müssen. Dies erfordert jedoch den Einsatz aufwendiger mikrotechnischer Aufbau- und Verbindungstechniken zur thermischen Isolation.

Die Entropieerzeugung im realisierten Kältemittelkreislauf wird ergänzt durch die Entropieerzeugung durch Wärmeleitung:

$$s = \lambda \cdot L \cdot \frac{T_{\text{verd}} - T_{\text{kond}}}{A} \cdot \left(\frac{1}{T_{\text{verd}}} - \frac{1}{T_{\text{kond}}} \right). \quad (5.83)$$

Mit der Bildung von Konstanten wird hier deutlich, dass mit sinkender Länge, also zunehmender Miniaturisierung, die Entropieerzeugung steigt.

$$s = \frac{K_6}{L} \quad \text{mit} \quad K_6 = \lambda (T_{\text{verd}} - T_{\text{kond}}) \left(\frac{1}{T_{\text{verd}}} - \frac{1}{T_{\text{kond}}} \right) \quad (5.84)$$

Gesamtbaugruppe

Nun können alle Entropiequellen in einer Kaltdampf-Kältemaschine zusammenfassend dargestellt werden:

$$S_{\text{ges}} = S_{\text{Komp,WL}} + S_{\text{Komp,FR}} + S_{\text{WT,1}} + S_{\text{WT,2}} + S_{\text{Kap}} + S_{\text{BT}} \quad (5.85)$$

$$s_{\text{ges}} = K_1 \cdot L + K_2 \cdot \frac{\dot{m}^3}{L} + K_3 \cdot \frac{L}{\dot{m}} + K_4 \cdot \frac{\dot{m}^3}{L} + K_5 \cdot \dot{m} + \frac{K_6}{L}. \quad (5.86)$$

Die wesentlichen Entropiequellen und somit Einschränkungen bei der Skalierung einer Kaltdampf-Kältemaschine sind im Kompressor die Fluidreibung, die Mischung des Dampfes unterschiedlicher Drucklagen und unerwünschter Wärmetransport an die das Fluid begrenzende Wand. In den Wärmetauschern sind es der Druckverlust durch Fluidreibung und der im Gegensatz zum Kompressor mangelhafte Wärmeübergang zwischen Fluid und Sekundärwärmeträger, zum Beispiel Luft. Durch den eigentlichen räumlich engen mechanischen Aufbau aus einem Trägermaterial wird Entropie durch Wärmübertragung zwischen den Komponenten erzeugt.

Eine Verkleinerung der Kältemaschinenkomponenten-Geometrien führt also immer zu einer Erhöhung der Entropieerzeugung. Durch dieses Zusammenwirken kann unter bestimmten Bedingungen ein negativer COP erzeugt werden, der eine Kältemaschinenfunktion verhindert.

Diesen zunächst rein formalen Betrachtungen folgte ein detaillierte Analyse einer aufgebauten Kaltdampf-Kältemaschine. Dazu wurden folgende Randbedingungen gesetzt, die die Kältemaschine aus Sicht der Entropieerzeugung charakterisieren:

Gesamtbaugruppe / Kältemittel R600a

T_{verd} in K	263		p_{verd} in kPa	115
T_{kond} in K	308		p_{kond} in kPa	478
T_{Umg} in K	293			
ρ_{verd} in kg/m ³	3,2		η_{verd} in Pa · s	$6,5 \cdot 10^{-6}$
ρ_{kond} in kg/m ³	12,3		η_{kond} in Pa · s	$8,1 \cdot 10^{-6}$
$c_{p_{\text{verd}}}$ in J/kg · K	1862		$c_{p_{\text{kond}}}$ in J/kg · K	1552

Kompressor

	GR4300	ASP990	GM500	G43
P_{el} in W	25	4	2	0,5
T_{is} in K	323	323	323	323
ΔT_{Komp} in K	30	30	30	30
n in 1/min	2800	2800	2800	2800
d_K in mm	18	11	8	3,4
Hub in mm	18	10	10	4,6
Skalierungsfaktor		→ 4,7	→ 1,9	→ 11,7
α_{Komp} in W / m ² · K	20	20	20	20

Kondensator mit Druckleitung

	GR4300	ASP990	GM500	G43
d_{DL} in mm	3	2	1,5	0,8
L_{DL} in mm	6130	2900	2700	820
λ_{DL} in W/m·K	50	400	400	400
α_{DL} in W/m ² ·K	10	10	10	10

Verdampfer mit Saugleitung

	GR4300	ASP990	GM500	G43
d_{SL} in mm	5	2	1,5	0,8
L_{SL} in mm	5030	6700	6200	1900
λ_{SL} in W/m·K	230	400	400	400
α_{SL} in W/m ² ·K	10	10	10	10

Bauteilträger, unterschiedliche Materialien wurden an einer Skalierungsstufe untersucht

	GR4300	ASP990	GM500	G43
L_{TR} in mm		100		
A_{TR} in mm ²		150		
λ_{TR} in W/m·K		0,02; 83,5; 398		

Tabellen 5.41: Randbedingungen der Simulation mit dem Entropiemodell

Die Abmessungen der Komponenten wurden durch Skalierung des Bauteilvolumens errechnet. Basis der Skalierung war der Hubraum des Kompressors und somit der potentielle Kältemittelmassenstrom, unabhängig vom Bohrung-Hub-Verhältnis. Aus dieser Konstellation ergeben sich mehrere Möglichkeiten für die Bemessung von Wärmetauschern. Die Rohrlänge beispielsweise wurde dann anhand verfügbarer Röhrchen, Kapillare, Ventildfedern oder Kugeln vorgenommen. Ziel ist hierbei nicht minimaler Druckverlust der Rohrströmung oder guter Wärmeübergang, diese Skalierung bestimmen allein formale geometrische Bedingungen.

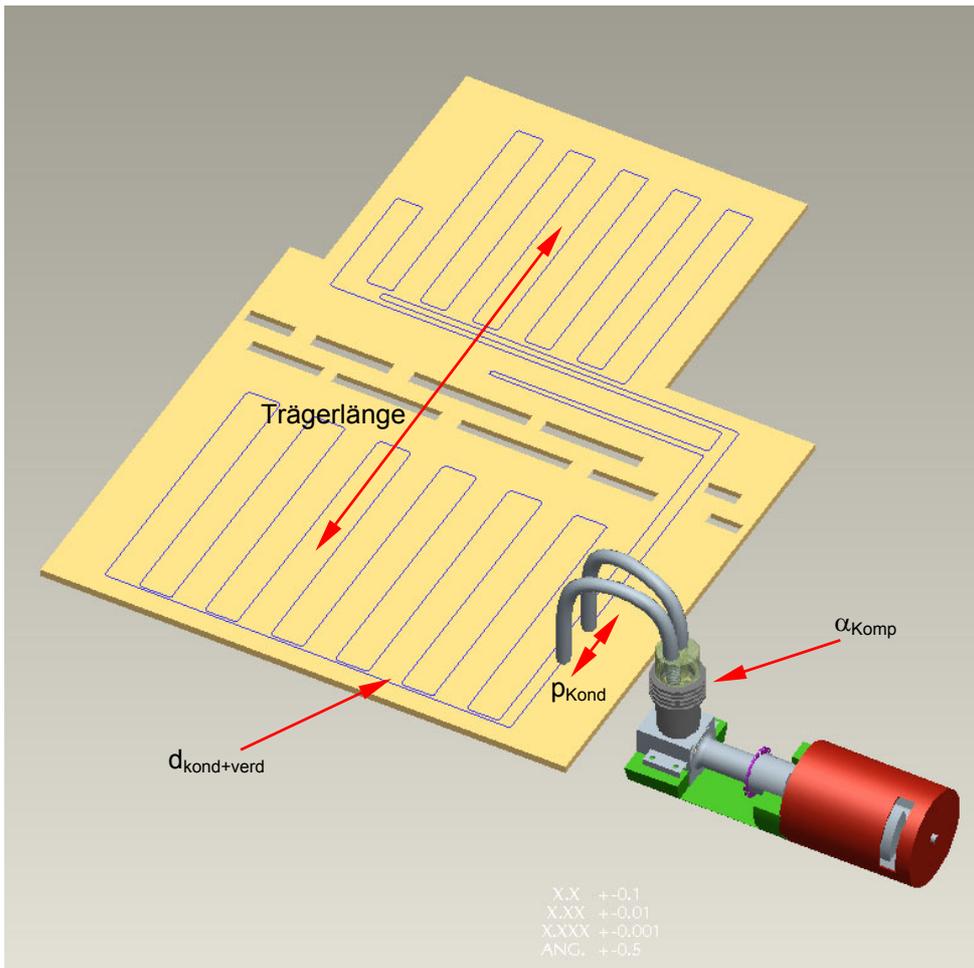


Bild 5.42: Geometriemodell der skalierten Kalt Dampf-Kältemaschine

Exemplarisch wurden vier charakteristische Größen untersucht. Im Einzelnen sind das die Abhängigkeit der Entropieerzeugung von:

- der Trägerlänge,
- dem Kanaldurchmesser des Kondensators,
- dem Kondensationsdruck und
- der Wärmeübergangszahl im Kompressor.

In diesem Beispiel ist die Trägerlänge der mittlere Abstand zwischen Kondensator und Verdampfer.

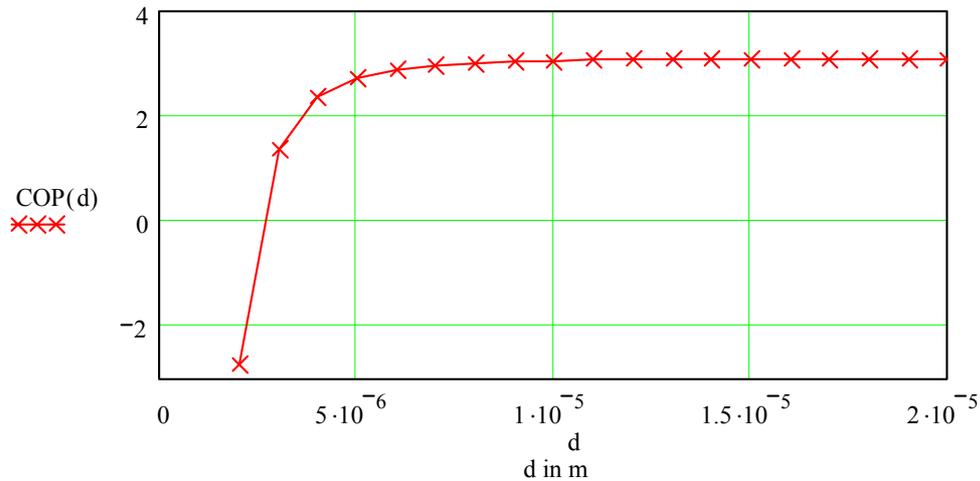


Bild 5.43: Nur bei der Ausführung sehr geringer Leitungsdurchmesser für Saug- und Druckseite sinkt der Gesamtwirkungsgrad signifikant

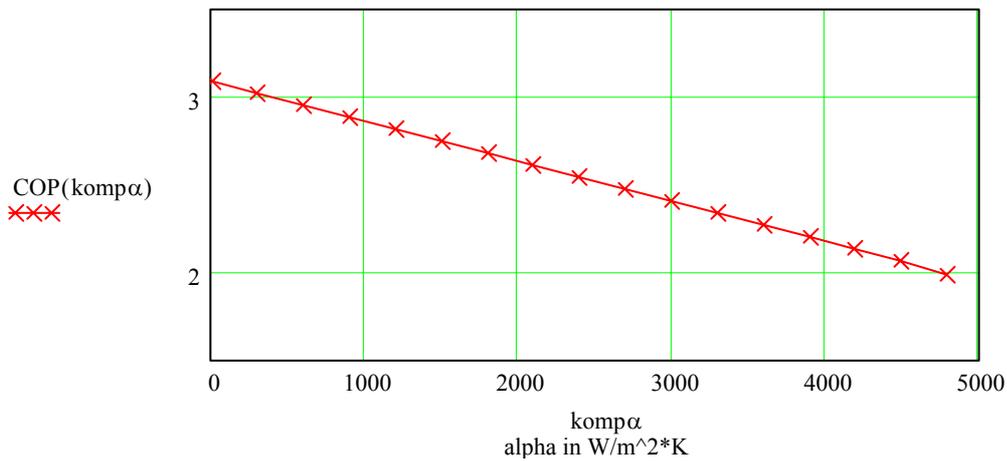


Bild 5.44: Bei hoher Durchmischung von Kalt- und Heißgas im Zylinder sinkt der Gesamtwirkungsgrad

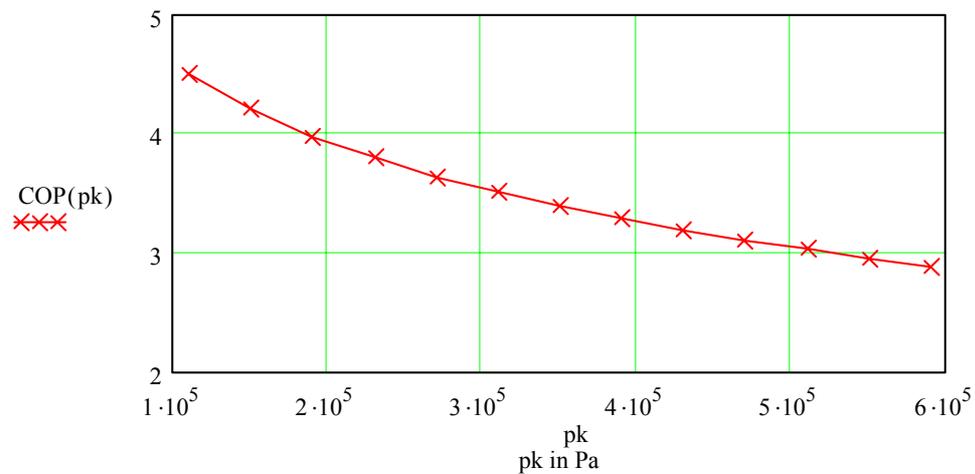


Bild 5.45: Je höher das Druckverhältnis Verdampfer- zu Kondensationsseite desto niedriger der Gesamtwirkungsgrad

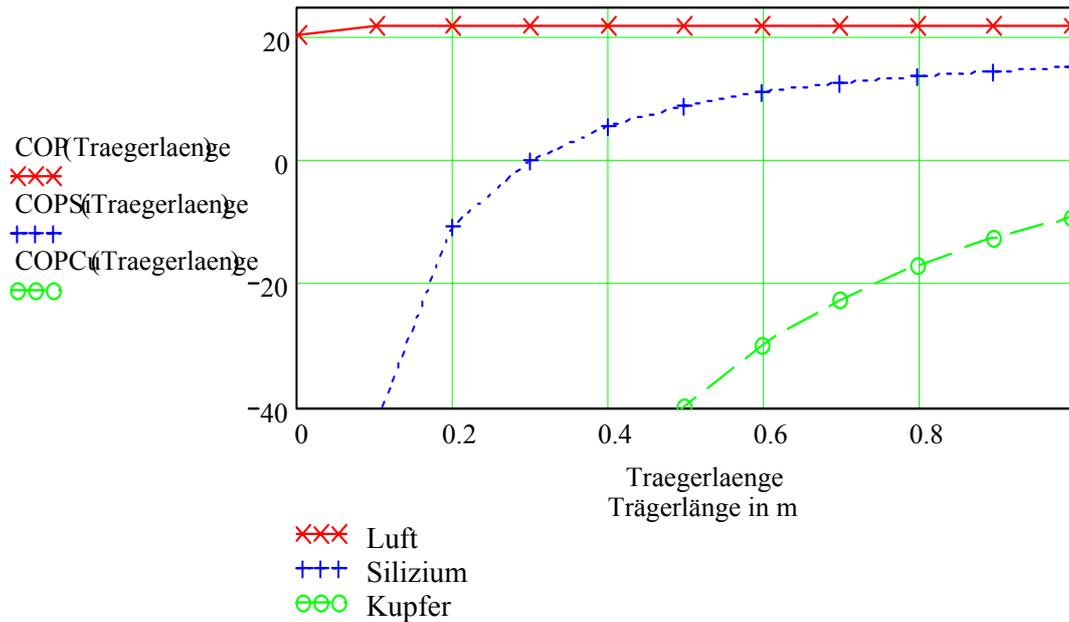


Bild 5.46: Ein thermischer Kurzschluss beeinflusst den Wirkungsgrad stark, wärmeleitende Materialien sind exemplarisch Luft, Silizium und Kupfer, Querschnittsfläche des Trägers 3 dm²

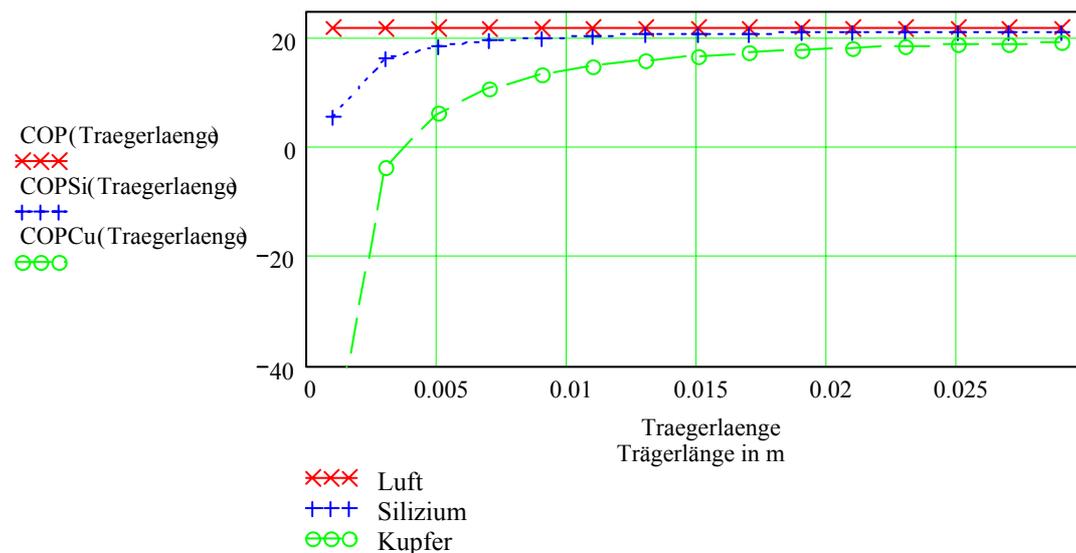


Bild 5.47: Gesamtwirkungsgrad bei einer Querschnittsfläche des Trägers von 75 mm²

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass der thermische Kurzschluss über den Träger die am meisten zu beachtende Größe bei der Umsetzung kleiner Kaltdampf-Kältemaschinen ist, wenn, wie in der Mikrotechnik aus technologischer Sicht zweckmäßig, alle Komponenten auf einem Träger montiert sind. Weiterhin führt die Ausführung von Fluidkanälen mit $d_H < 10\mu\text{m}$ zum starken Anstieg der Entropieproduktion durch Reibung. Dies würde dann auch für das Entspannungsorgan Kapillarrohr gelten, obwohl wie gezeigt die Kältemittelentspannung selbst keine Entropie erzeugt. Aktive Entspannungsorgane wie Schnellschaltventil oder Proportionalventil erzeugen wiederum Entropie durch Fluidreibung bei der Spaltströmung. Als Berechnungsgrundlage kann Gleichung 6.79 Verwendung finden, eventuell muss für den intermittierenden Ventilbetrieb zeitlich differenziert

werden. In kleinsten Geometrien sind aus Sicht der Entropieerzeugung Kapillarrohre als Entspannungsorgane vorzuziehen.

5.3.4. CFD-Modell

Im Gegensatz zu allen anderen Simulationsmethoden, die anhand vereinfachender Annahmen den Zustand einer Anlage an einigen Punkten beschreiben, ist CFD-Software in der Lage, detaillierte Diskretisierungen vorzunehmen und geometrisch untersetzte Untersuchungsergebnisse zu generieren. Die Modellbildung eines kompletten Kältemittelkreislaufs in einem CFD-Programm ist beim derzeitigen Stand der Computertechnik und Software eine große Herausforderung und bisher nicht in der Literatur bekannt. Der Nutzen einer korrekt ausgeführten Simulation mit Parametervariation ist jedoch groß. Solch eine Arbeit liefert überaus interessante, umfassende und wesentliche Angaben über das Betriebsverhalten einer Kälteanlage.

Entwickler und Konstrukteure werden gezwungen, sich mit den genauen Randbedingungen des Betriebs anhand seines geplanten Informationsgewinns auseinander zu setzen. Zukünftig werden wohl sukzessive andere Simulations- und Berechnungsmethoden durch Software verdrängt, die das Bauteil oder die Anlage geometrisch diskretisiert. Die Bedienung solcher Programme ist aber schwierig und bedarf einer langen Einarbeitungszeit. So hat der Nutzer oft selbst anhand einiger mathematischer Parameter, die losgelöst von den physikalischen Eigenschaften des Modells existieren, zu entscheiden, ob Berechnungsergebnisse konvergiert sind oder nicht. Bei realen, wenig vereinfachten Geometrien schränken lange Zeiten zur Modellbildung und Berechnung bis zur Konvergenz den Kreis der Nutzer stark ein. Oft ist zusätzlich einige Erfahrung nötig, um gesicherte Erkenntnisse zu gewinnen. Außerdem wird ein großer Umfang an Berechnungsergebnissen erzeugt, die wiederum interpretiert werden müssen. Hier ist oft ein tiefer Graben zwischen Anwender und Anbieter.

Um die Möglichkeiten der Skalierung von Kaltdampf-Kältemaschinen zu erforschen wurde die CFD-Software Fluent [25] in Verbindung mit dem Geometrie-Preprozessor Gambit und dem zusätzlichen Postprozessor Fieldpoint genutzt. In diesem Programm ist es möglich, ein Real-Gasmodell als Fluid einzusetzen. In den durchgeführten Untersuchungen werden die Materialeigenschaften der Kältemittel Isobutan (R600a) und Ammoniak (R717) benutzt. Dabei wird durch das CFD-Programm dynamisch auf Teile der NIST-Datenbank Refprop 7 [70] zugegriffen. Die Modelle unterliegen folgenden Beschränkungen, die jedoch von ausgeführten Kältemaschinen bei weitem nicht tangiert werden.

	R600a	R717
T_{\min}	113,5 K	196 K
T_{\max}	573 K	580 K
p_{\max}	35 MPa	100 MPa
ρ_{\max}	$749 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$901 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Tabelle 5.48: Gültigkeitsbereich der NIST-Modelle von R600a und R717

Als Zustandsgleichung wird für Isobutan die molare Helmholtz-Gleichung von Miyamoto und Watanabe [70] und für Ammoniak die von Tillner-Roth benutzt. Weiterhin enthält die Datenbank ein Gleichungssystem zur Bestimmung der Oberflächenspannung und ein Modell zur Berechnung der Transporteigenschaften des Fluids, also Viskosität und Wärmeleitfähigkeit. Bei großer Gasverdünnung wird auf ein zusätzliches empirisches Neufeld-Modell zurückgegriffen. Im Fluent-Modul können einige Realgase als potentielle Kältemittel benutzt werden, deren Zustandsgleichungen seit Jahrzehnten weiterentwickelt und aktualisiert werden. Die Refprop-Datenbank überzeugt durch die Vielfalt zur Verfügung stehender Fluidmodelle. So sind unter anderem auch Gasgemische und Hilfsfluide der Kältetechnik, wie beispielsweise Salzlösungen und Glykole, implementiert.

Einschränkend ist allerdings, dass das Refprop-Modell keinen Phasenwechsel erlaubt. Das R600a-Modell der regulären Fluent-Datenbank mit Phasenwechsel hat allerdings nur das Verhalten eines idealen Gases. Die Nutzung dieses Phasenwechselmodells in Fluent ist bisher nur für mikroskopisch kleine Gebiete verifiziert worden. So lässt sich beispielsweise das Blasensieden anhand einer Blase dynamisch modellieren. Die Nutzung dieses Modells ist ebenfalls in dieser Arbeit erprobt worden. An dieser Stelle wurde eine benutzerdefinierte Funktion an die Fluidphasen angepasst und in den Programmcode hinein kompiliert. Damit war es möglich, in jedem Kontrollvolumen der Simulation den Massen- und Wärmestrom zwischen flüssiger Phase und Gasphase zu berechnen. Die mikroskopische Untersuchung der Fluideigenschaften beim Phasenwechsel ist mit diesem Modell machbar. Die numerische Lösung eines solchen Sachverhalts ist jedoch extrem aufwändig, da der Phasenwechsel stets dynamisch analysiert wird. Analog Bild 5.2 müssen über ein Intervall von ca. 8 Zeit-Größenordnungen jeweils einzelne stationäre Simulationen, die in sich konvergiert sind, aneinandergereiht werden. In absehbarer Zeit wird dies mit CFD-Software für vollständige Kaltdampf-Kältemaschinenmodelle nicht möglich sein.

Im untersuchten Geometriemodell wurden kaum Vereinfachungen vorgenommen, allein der Kompressor wurde nur als Druck- oder Volumenstromquelle angekoppelt. Das Modell wird primär durch die großen Aspektverhältnisse bestimmt, wie oft üblich in der Mikrotechnik. Rechentechnisch ist diese Modellierung eher ungünstig und führt unter anderem zu einer großen Anzahl von Rechenzellen und langsamer Konvergenz. Normalerweise werden im mikrotechnischen Umfeld nur Bauteilausschnitte diskretisiert und untersucht. Da in dieser Arbeit die Skalierung und deren Auswirkungen selbst im Vordergrund steht, musste dieser hohe Aufwand hingenommen werden. Folgendes Bild zeigt die Grundkonfiguration des Geometriemodells.

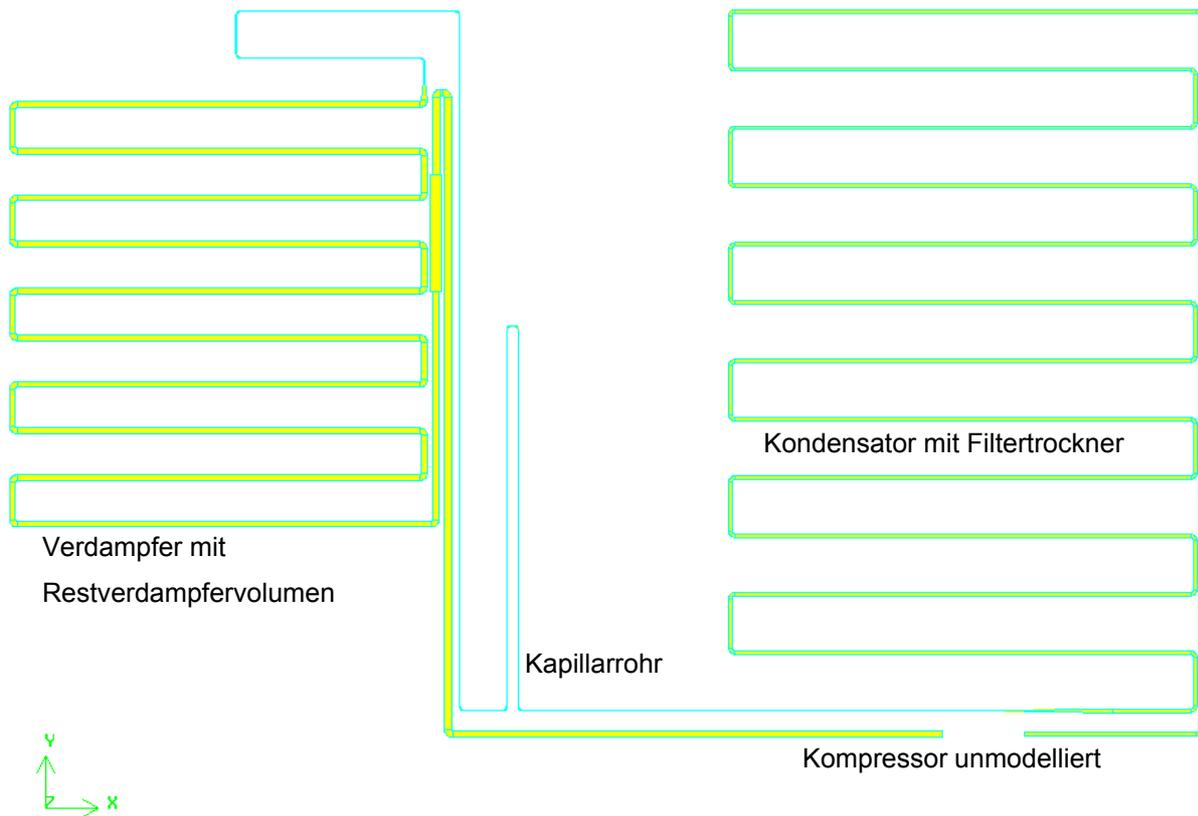


Bild 5.49: CFD-Geometriemodell

Die Abmessungen der Komponenten des Kreislaufs sind in folgender Tabelle zusammengefasst. Der Filtertrockner konnte nicht originalgetreu modelliert werden, weil das Durchmesser Verhältnis zwischen diesem Bauteil und dem sich anschließenden Kapillarrohr 1/20 beträgt und an dieser Stelle das Strömungsfeld numerisch kollabiert.

	GR4300		ASP990		GM500		G43	
	L in mm	d in mm						
Kondensator	6130	3	2830	1,4	2050	1,0	600	0,3
Filtertrockner	100	3	46	1,4	33	1,0	9,6	0,3
Kapillarrohr	2060	0,6	950	0,28	690	0,2	200	0,06
Verdampfer	5040	6	2330	2,8	1690	2,0	495	0,58

Tabelle 5.50: Komponentenabmessungen des CFD-Modells

Im folgenden soll die Entstehung und Handhabung des CFD-Modells kurz erläutert werden, um die Nachvollziehbarkeit der Untersuchungsschritte und Eingriffsmöglichkeiten darzustellen. Die Geometrie wurde vom ursprünglichen CAD-Modell in Pro/Engineer mittels IGES-Schnittstelle nach Gambit exportiert. Da in diesem Fall die Kenntnis der Raumtiefe keinen wesentlichen Erkenntniszuwachs erwarten lies, wurde ein zweidimensionales CFD-Modell mit der homogenen Raumtiefe 1 erstellt. Da jedes Rohrelement mit über der Breite konstanten Zellenzahl vernetzt wurde, konnte ein bricksches Netz mit 4-Knoten-Elementen entstehen, wobei das Aspektverhältnis der Zellen auf maximal 5:1

begrenzt wurde. Im Bereich großer Rohrquerschnittsänderungen, wie beispielsweise im Filtertrockner, wurde das Aspektverhältnis der Zellen noch weiter verringert. Somit wurde die Geometrie des Kältemittelkreislaufs mit circa 650000 Zellen diskretisiert. Die physikalischen Randbedingungen werden ebenfalls im Programm Gambit geometrisch zugeordnet und das so entstandene Netz exportiert. Im folgenden Bild sind Details der Diskretisierung dargestellt.

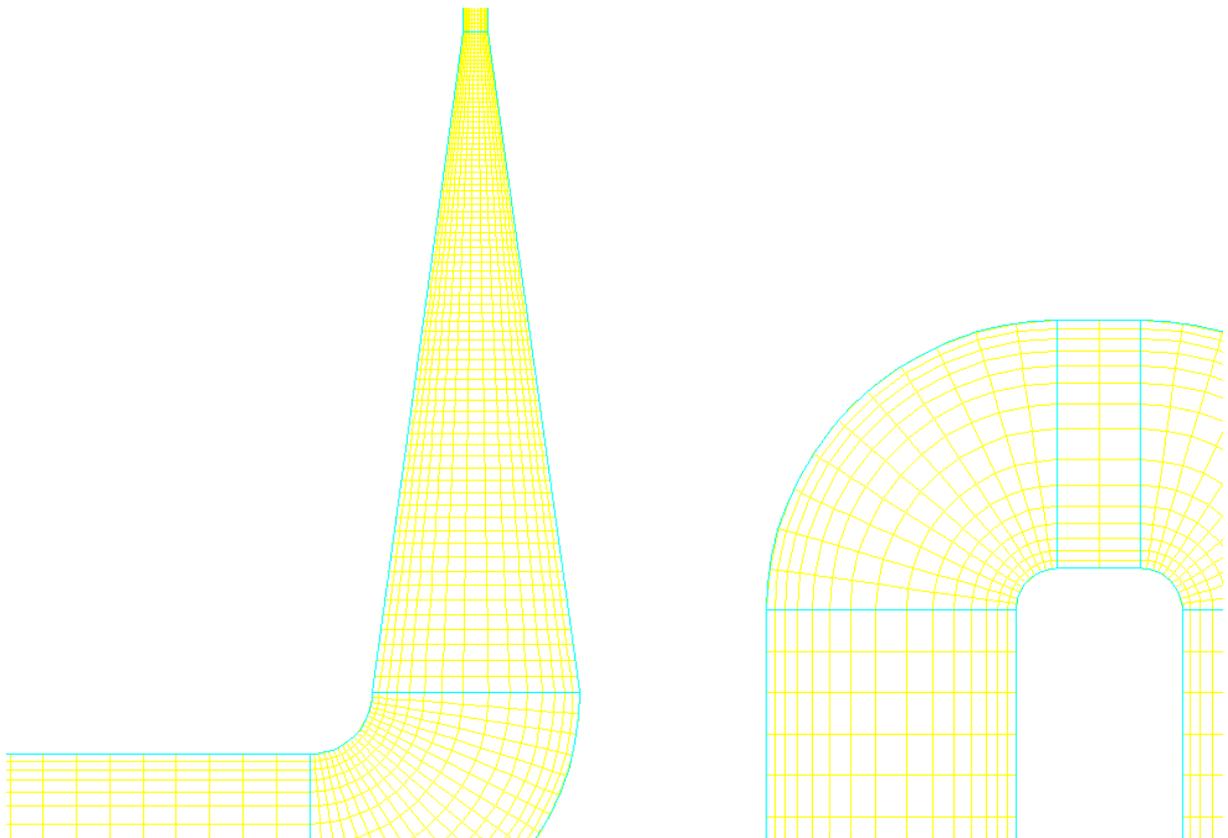


Bild 5.51: Exemplarische Vernetzung des CFD-Modells, alle Geometrien

Im eigentlichen CFD-Programm Fluent wird beim Start der zweidimensionale Double-Precision-Solver gewählt, um der Geometrie mit großen Aspektverhältnissen besser zu entsprechen und numerischer Diffusion entgegenzuwirken. Nach Netzimport und Konsistenzprüfung werden die Randbedingungen zugeordnet, wie in Tabelle 5.22 aufgelistet ist.

Randbedingung	Inhalt	Größe	Einheit
condensation	p_{kond}	460000	Pa
	T_{kond}	333	K
	Turbulence Intensity	5	%
	Hydraulic Diameter	3	mm
suction	p_{verd}	115000	Pa
	$T_{backflow}$	293	K
	Backflow Intensity	5	%
	Backflow Hyd. Diameter	6	mm
fluid	Isobutan	ideal-gas-model	
		NIST-real-gas-model	
wall	Aluminium, Dichte, Wärmeleitfähigkeit, etc.		
	Dicke	2	mm
	Wärmeübergangszahl außen	5	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
	Umgebungstemperatur	293	K
	Rauhigkeit innen	0.5	

Tabelle 5.52: Randbedingungen der CFD-Simulationen, alle Geometrien, R600a

Vorteilhaft bei der Benutzung von Fluent ist die Implementierung von physikalischen Einheiten. Wenn das Berechnungsverhalten des Modells zunächst unbekannt ist, empfiehlt es sich, ein isothermes Strömungsfeld mit geringen Druckdifferenzen und laminarer Strömung zu analysieren. Dabei muss ein Ideal-Gas-Modell und sollte der Segregated-Solver zum Einsatz kommen. Dieser Lösungsalgorithmus für strömungstechnische Fragestellungen berechnet Strömungsfeld und Temperaturfeld nacheinander und ermöglicht nach Erfahrungen einer schnellere Konvergenz des Fluides. Im nächsten Schritt kann dann auch die Energieerhaltungsgleichung in Kombination mit Wärmetransport und -übergang gelöst werden. Das volumenbasierte Diskretisierungsverfahren innerhalb jeder Rechenzelle kann erster Ordnung sein, da ein bricksches Netz zum Einsatz kommt und sich die Strömung im wesentlichen in Zellrichtung bewegt. Dies verringert die Rechenzeit wesentlich.

In der eigentlichen Untersuchung wird das $k-\varepsilon$ - Turbulenzmodell mit Standard-Wandfunktion gewählt. Außerdem wird das NIST-Real-Gas-Modell in Kombination mit dem Coupled-Solver aktiviert. In diesem Berechnungsverfahren werden Kontinuitätsgleichung, Momentengleichung und Energiegleichung gleichzeitig gelöst und die einzelnen Berechnungsschritte bis zur Konvergenz mit einer virtuellen variablen Zeitschrittweite verknüpft. Die Benutzung des impliziten Zeitintegrationsverfahrens erwies sich als vorteilhaft, wobei alle Variablen in allen Zellen zur selben Zeit gelöst werden. Die Initialisierung des Strömungsfeldes ist schwierig und erfolgt mit den mittleren Erwartungswerten der Lösung. Während der iterativen Lösung ist es sinnvoll, mit zunehmender

Konvergenz aller Erhaltungsgrößen die Courant-Zahl als Kennzahl der Zeitschrittweite sukzessive langsam zu vergrößern, um die ohnehin langsame Konvergenz etwas zu beschleunigen. Die formale Konvergenz und damit die Lösung der CFD-Simulation ist erreicht, wenn der Konvergenzmonitor alle Erhaltungsgrößen $< 10^{-3}$ ausweist. Es erwies sich ebenfalls als vorteilhaft, nach Konvergenz bei der First-Order-Diskretisierung den Konvergenzprozess mit der Second-Order-Diskretisierung für alle Erhaltungsgleichungen zu wiederholen. Die Plausibilität der Lösung muss jedoch in jedem Falle überprüft werden. Dies wurde anhand der Massen- und Energiestrombilanzen durchgeführt. Außerdem muss zur korrekten Ausbildung der turbulenten Strömung und deren Rohrwandgrenzschicht überprüft werden, ob der Wandparameter y^+ zwischen 30 und 60 liegt. Ist dieser Parameter an einzelnen Stellen größer, sollte eine Netzverfeinerung in diesem Bereich erfolgen. Insgesamt kann bilanziert werden, dass an dem jeweiligen CFD-Modell umfangreiche Optimierungsmaßnahmen bis zur stimmigen Lösung notwendig sind.

Ausgewählte Berechnungsergebnisse zum CFD-Modell

Zunächst wurden mehrere Berechnungen zur Beurteilung des Strömungsfeldes durchgeführt. Deren exemplarische Ergebnisse sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

p_{kond} in kPa	200	300	400
p_{verd} in kPa	108	104	104
\dot{m} in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	0,085	0,078	0,074
$\rho_{\text{max}} / \rho_{\text{min}}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	7,8 / 5,3	10,5 / 5,2	14,2 / 5,2
ΔT in K	16	16	16
v_{max} in $\frac{\text{m}}{\text{s}}$	30,0	50,8	55,8
y_{max}^+	23	41	56
Courant-Zahl, max.	12	10	10

Tabelle 5.53: Ergebnisse der Orientierungsuntersuchungen des Strömungsfeldes, GR4300

Weiterhin soll untersucht werden, welches Bauteil oder welche Eigenschaft des Kältemittelkreislaufs bei Skalierung dessen weitere Verkleinerung verhindert und was möglicherweise dazu führt, dass aus einem geschlossenen Kältemittel-Carnot-Kreislauf ein offener Prozess wird. Dieser ist aber möglicherweise ohne praktischen Nutzen. Da in dieser Arbeit zwar mit einem R600a-Realgasmodell gearbeitet wird, welches aber praktisch keine Gasverflüssigung ausführt, musste in Ermangelung von Tabellenwerten zunächst die Inversionstemperatur berechnet werden. Dies ist diejenige Temperatur, ab der ein Joule-Thomson-Prozess nicht zur Gasabkühlung sondern zur Gaserwärmung führt. Dazu wurden die Konstanten a und b der Van-der-Waals-Gleichung mit Hilfe der kritischen Größen

$$T_{\text{krit}} = \frac{8 \cdot a}{27 \cdot b \cdot R} \quad (5.87)$$

und

$$p_{\text{krit}} = \frac{a}{27 \cdot b^2} \quad (5.88)$$

berechnet: $a = 0,15 \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^6}{\text{mol}^2}$, $b = 38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{mol}^2}$. Diese Van-der-Waals-Konstanten sind selbst nicht

zwingend konstant, sondern wieder von verschiedenen Materialeigenschaften abhängig [114]. Mit der

Gaskonstante $R = 8,3 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$ kann nun die Inversionstemperatur näherungsweise berechnet werden:

$$T_{\text{inv,R600a}} = \frac{2 \cdot a}{R \cdot b} \quad (5.89)$$

Mit einem Wert von 918K kann trotz der Tatsache, dass sich bei steigendem Druck die Inversionstemperatur vermindert, davon ausgegangen werden, dass bei Expansion des Kältemitteldampfes in einem Kapillarrohr eine Gasabkühlung erfolgt.

Im Folgenden werden nun die Berechnungsergebnisse der prozess- und geometriebasierten Simulationen aufgeführt. Bei der blockorientierten Simulation wurden ebenso wie bei der CFD-Simulation folgende Geometriepunkte als Basis der Skalierung verwendet, die im Bild 5.54 stilisiert dargestellt sind.

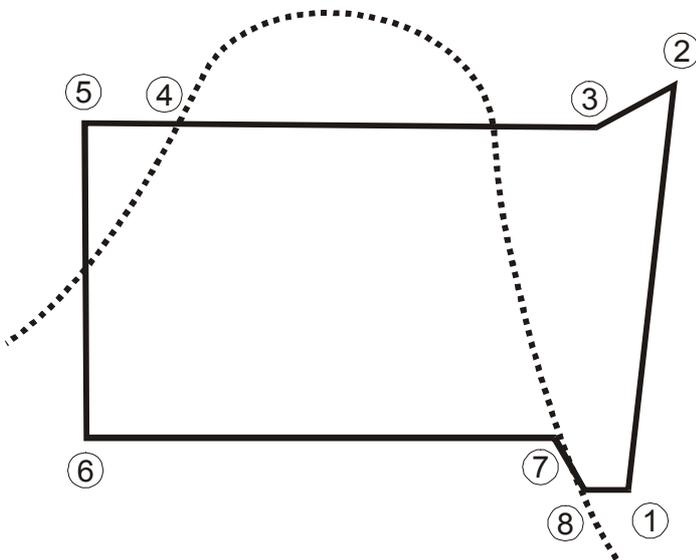


Bild 5.54: Kältemittelkreislauf mit untersuchten Zustandspunkten im stilisierten T-s-Diagramm

Folgende Berechnungsergebnisse in Tabelle 5.55 für R600a liefert das blockorientierte Simulationsprogramm für die Basisgeometrie. Als Vergleich wurden die Ergebnisse für R717 kursiv zusammengetragen.

blockorientiert		Zustand				Prozessgröße		Phase
Zustandspunkt	T in °C	p in kPa	h in kJ/kg	rho in kg/m ³	s in kJ/kg·K	Re	v in m/s	
1	-9,0	108,9	665,7	3,0	2,3	im Kompressor		gasf.
Komp. ein	-9,0	291	1434	2,4	5,8			
2	40,9	463,3	735,1	11,7	2,3			gasf.
Komp. aus	126	1354	1722	7,3	5,9			
3	40,9	463,3	735,1	11,7	2,4	44000	9,9	gasf.
Taup. Kond.	126	1354	1722	7,3	5,9	25000	9,9	
4	35,0	463,3	414,0	538,0	1,3	3560	0,2	flüssig
Kond. aus	35,0	1354	350	587	1,6	2700	0,1	
5	35,0	463,3	414,0	538,0	1,3			flüssig
Kap. ein	35,0	1354	350	587	1,6			
6	-10,0	108,9	414,0	2,8	0,9	1500	0,1	flüssig
Kap. aus	-10,0	291	350	2,4	0,8	1700	0,1	
7	-10,0	108,9	664,2	3,0	1,3			gasf.
Siedep. Verd.	-10,0	291	1434	2,4	5,8			
8	-9,0	108,9	664,2	3,0	1,3	54000	23,5	gasf.
Verd. aus	-10,0	291	1434	2,4	5,8	36000	30,0	
\dot{m} in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$0,28 \cdot 10^{-3}$ $0,064 \cdot 10^{-3}$	P_{el} in W	21,5 20,6					
\dot{Q}_{verd} in W	70 70	COP	3,3 3,4					
\dot{Q}_{kond} in W	91,5 88,6							

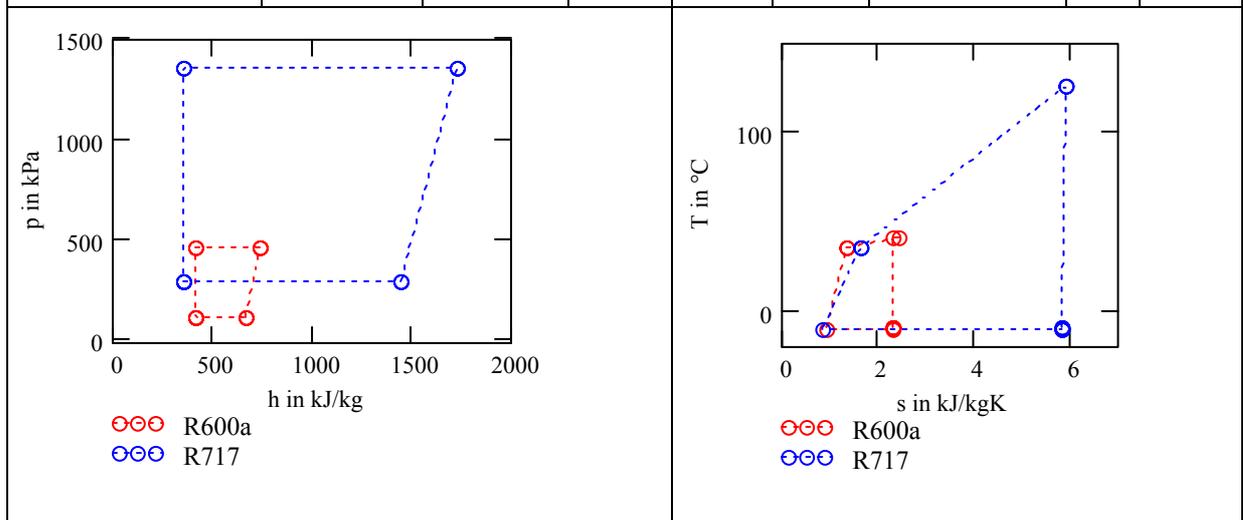


Tabelle 5.55: Berechnungsergebnisse für Zustandspunkte mittels blockorientierter Simulation, Geometrie GR4300, R600a, R717 kursiv, Darstellung im p/h- und T/s-Diagramm

Die Berechnungsergebnisse sind für das CFD-Modell mit der Basisgeometrie GR4300 aufgeführt. Zunächst erfolgte aufgrund besseren Konvergenzverhaltens die Untersuchungen mit dem Ideal-Gas-Modell. Die Kältemittel-Massenströme betragen für R600a 0,27 g/s und für R717 0,073 g/s. Die thermodynamischen Zustands- und Prozessgrößen werden mit diesem Modell allerdings nicht korrekt berechnet. Deshalb wurde weiterhin das Real-Gas-Modell verwendet. Für das Real-Gas-Modell wurden folgende Berechnungsergebnisse erzielt, die in Tabelle 5.56 aufgelistet und grafisch dargestellt sind.

CFD, Real Gas	Zustand						Prozessgröße
Zustandspunkt	T in °C	p in kPa	h in kJ/kg	rho in kg/m ³	s in kJ/kg·K	v in m/s	ṁ in kg/s
1 Komp. ein	-5	115	560	4,4	2,3	3	$1,9 \cdot 10^{-3}$
	15	290	1470	2,1	5,5	6	$19,7 \cdot 10^{-3}$
2 Komp. aus	55	780	630	20,0	2,5	5	
	110	1350	1920	7,6	5,8	11	
3 Taup. Kond.	55	780	630	20,0	2,5	7	
	110	1340	1900	7,5	5,8	11	
4 Kond. aus	35	468	230	12,5	1,4	5	
	35	1320	710	10,1	2,0	11	
5 Kap. ein	35	468	230	12,5	1,4	5	
	35	1320	710	10,1	2,0	10	
6 Kap. aus	-2	150	236	4,1	1,4	72	
	18	296	715	2,2	2,0	80	
7 Siedep. Verd.	-2	150	230	4,1	2,3	3	
	18	291	730	2,1	5,5	8	
8 Verd. aus	-2	150	560	4,1	2,3	3	
	18	290	1470	2,1	5,5	6	

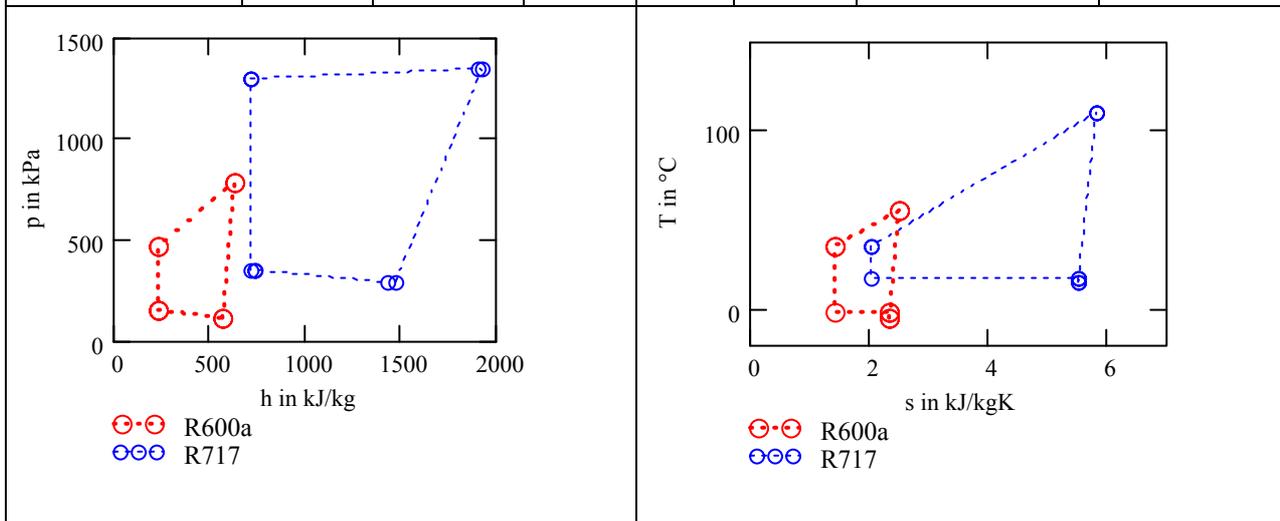
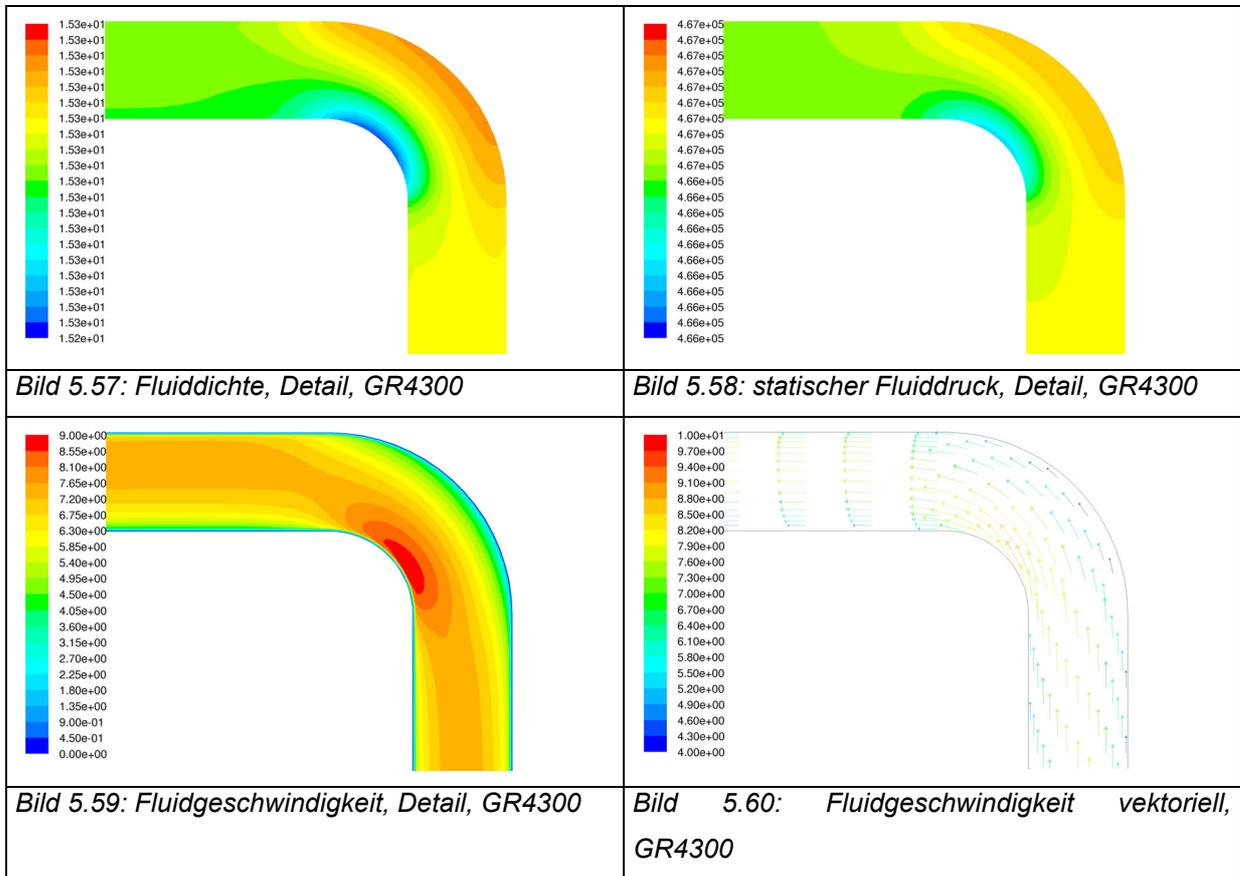


Tabelle 5.56: CFD-Berechnungsergebnisse für Zustandspunkte mit dem Real-Gas-Modell, Berücksichtigung der Phasenwechselenthalpie, GR4300, R600a, R717 kursiv, p/h- und T/s-Diagramm

Im Folgenden wird anhand des exemplarischen Geometrieelements Rohrknies die Detailgüte des CFD-Modells für die energetisch gekoppelte turbulente Rohrströmung mit Wärmeübergang vorgestellt.



In nachfolgender Tabelle sind die Berechnungsergebnisse der CFD-Simulationen mit dem R600a-Realgasmodell zusammengefasst, es wurden jeweils die Randbedingungen der Tabelle 5.52 angewendet.

	GR4300	ASP990	GM550	G43
$T_{\text{Kond}} / T_{\text{Verd}}$ in °C	308 / 301	308 / 301	307 / 301	308 / 300
$p_{\text{Kond}} / p_{\text{Verd}}$ in kPa	474 / 112	468 / 110	473 / 111	470 / 109
$\rho_{\text{Kond}} / \rho_{\text{Verd}}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	15,9 / 5,2	15,9 / 5,1	15,6 / 5,2	15,8 / 5,2
Δh in $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	604 / 588	604 / 588	605 / 590	601 / 589
Δs in $\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	2,4 / 2,2	2,4 / 2,2	2,4 / 2,2	2,4 / 2,2
v_{max} in $\frac{\text{m}}{\text{s}}$	68	59	54	44

\dot{m} in $\frac{g}{s}$	1,9	0,08	0,022	0,0072
\dot{Q}_{Verd} in W	692	29	8	2,6

Tabelle 5.61: Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse, Skalierung einer Kaltdampf-Kältemaschine mittels CFD-Modell, R600a

5.3.5. Nicht – Kontinuum – Simulationen

Die Wirkungsweise dieser Simulationsmethoden auf die Skalierung einer Kaltdampf-Kältemaschine wurde in der Arbeit nicht untersucht, weil nach Bild 6.30 aufgrund des vorliegenden Dichteverhältnisses die Navier-Stokes-Gleichungen direkt zur Anwendung kommen können. Jedoch soll erwähnt werden, dass bei Verkleinerung von Mikrokanälen unter eine bestimmte Größe die vorgestellten Kontinuum-Modelle keine Gültigkeit mehr haben. Dies ist dann der Fall, wenn sich Gase im Bereich freier Molekularkräfte bewegen. Für Flüssigkeiten sollten diese Methoden dann angewendet werden, wenn in einer signifikanten Bauteilgeometrie weniger als 10 Moleküle Platz finden. Diese Verfahren werden also zur Simulation von Nanobauteilen angewendet mit Geometrien <100 nm und Zeitkonstanten <10 ns. Ermitteln lassen sich mit den in der folgenden Übersicht dargestellten Verfahren Grenzflächeneigenschaften, Benetzungseigenschaften und Wärmeübergänge. Eine Kopplung der Simulationen von Nicht-Kontinuum- mit Kontinuum-Modellen ist möglich und zweckmäßig.

DSMC – Direct Simulation Monte Carlo Method	geeignet zur Beschreibung des statistischen Verhaltens einiger Millionen Moleküle unter realen Bedingungen
MD – Molecular Dynamics Method	geeignet zur Beschreibung des Fluidverhaltens bei vorliegenden kleinen Teilchenabständen unter hohen Drücken
Boltzmann – Gleichung	bei geringen Gasdichten anwendbar, Ersatz für Navier-Stokes-Gleichungen oder Kopplung, bei numerischen Simulationen möglich
LBM – Lattice – Boltzmann – Method	Berechnung inkompressibler Strömungen in komplexen Geometrien, Basis ist mikrodynamisches Verhalten einzelner Teilchen

Tabelle 5.62: Bewertete Nicht-Kontinuum-Simulationen

5.3.6. Vergleich der Modellierungsmethoden

Zusammenfassend werden die in dieser Arbeit weiterentwickelten und untersuchten Modellierungsmethoden für den Zweck der Anwendbarkeit bei der Skalierung von Kältdampf-Kältemaschinen bewertet. Dies erfolgt als Übersicht in folgender Tabelle.

Modellierungsmethode	positiv	negativ
Kreisprozessanalyse	einfache Anwendung, Skalierung ohne Computer ausführbar, gute Übersichtlichkeit	nur für Wärmetauscher anwendbar, für Kompressor und Entspannungsorgan gelten Postulate, geringe Detaillierung, Besonderheiten kleiner Geometrien nicht erfassbar
Blockbasiertes Modell	einfache Anwendung, gute Funktionalität beim Skalierungsprozess, Auswirkung des Einsatzes unterschiedlicher Kältemittel ablesbar, alle wesentlichen Prozess- und Zustandsgrößen und Phasenlage des Kältemittels werden berechnet, dynamische Simulationen	empirischer Modellkern, Berechnung vereinfachter Geometrieelemente, Kältemittelkreislauf wird an maximal 10 Stützstellen berechnet
Entropiemodell	einfache Anwendung, gute Bewertung von Skalierungsprozessen möglich, zeigt am besten Grenzen der Miniaturisierung	abstrakte Geometriebeschreibung der Kältemaschine, kaum konstruktive Details der Kältemaschinenbauteile, keine dynamische Simulation
CFD-Modell	hohe Auflösung des Ergebnisses, beinahe beliebige Detaillierung der Geometrie wählbar, ganzheitliche thermodynamisch-strömungstechnische Untersuchungen möglich, Bewertung eines Skalierungsprozesses möglich	für hochwertige Ergebnisse lange Einarbeitungszeit, aufwändige Modellerstellung, lange Rechenzeit, Beurteilung des Konvergenzzustands durch Anwender bringt ungenaue Ergebnisse, Modell nicht parametrisiert

Tabelle 5.63: Bewertung von Modellierungsmethoden

Alle Methoden verknüpfen die thermodynamischen Zustandsgrößen mit den geometrischen Größen. Kreisprozessanalyse und Blockbasiertes Modell sind die von Kältemaschinenentwicklern am

häufigsten angewendeten Methoden zur Beschreibung des Verhaltens von Kältemaschinen. Sie sind vergleichsweise einfach handhabbar und erzielen in konventionellen Geometrien gute Berechnungsergebnisse. Entropiemodelle könnten zukünftig eine wichtige Rolle bei der Entwicklung von miniaturisierten Kaltdampf-Kältemaschinen übernehmen, weil vor allem die Konsequenzen kleiner geometrischer Abmaße für die Funktion klar aufgezeigt werden. Als Vergleichsparameter wird stets der COP gewählt. CFD-Modelle sind auf lange Sicht die Zukunft der Entwicklung mechatronischer Kaltdampf-Kältemaschinen. Mit diesem Modellierungsverfahren sind ganzheitliche Entwicklungsprozesse in fast beliebiger Detaillierung durchführbar. Weiterhin wären mit dieser Methode parallel auch mechatronischer Kriterien modellierbar, wie zum Beispiel Übertragungsverhalten in einem Regelkreis, Verschleiß oder Geräuschemission.

Insgesamt sind generell alle weiterentwickelten und erprobten Modellierungsmethoden dieser Arbeit zur Skalierung von Kaltdampf-Kältemaschinen geeignet. Natürlich können auch Kältemaschinen in konventionellen Geometrien mit diesen Werkzeugen ausgelegt und konstruiert werden.

6. Experimentelle Untersuchungen der Eigenschaften der Systemkomponenten

Zur Evaluierung der Berechnungsergebnisse wurden umfangreiche Laboruntersuchungen durchgeführt. Zunächst wurden die einzelnen Komponenten einer Kaltdampf-Kältemaschine aufgebaut, verschiedenen Funktionstests unterzogen und danach die Eigenschaften der Baugruppe bestimmt.

Konventionelle Kaltdampf-Kältemaschinen werden aus Metallen gefertigt. Das ist notwendig, um die hermetische Ausführung des Kältemittelkreislaufs zu erreichen. Alternativ wurden Kunststoffe beispielsweise zur Kapselung des Kompressors untersucht [30], um Gewichts- und Kostenersparnis zu ermöglichen. Dies erfolgte jedoch mit unzureichendem Ergebnis. Derzeit erhältliche Kunststoffe haben zu geringe Diffusionswiderstände für den Einsatz als Wandmaterial in konventionellen Kältemittelkreisläufen. Eigene Untersuchungen haben gezeigt, dass auch die Kopplung verschiedener Metalle untereinander, wie sie aus Kostengründen beispielsweise in Haushaltskühlgeräten angewendet wird, keine dauerhafte Diffusions- und Leckagedichtheit erzielt. Hierbei treten vor allem thermische Dilatationseffekte negativ in Erscheinung, die bestimmte Verbindungsstellen gasdurchlässig werden lassen. Die meisten Hersteller von Haushaltskühlgeräten geben eine relative Leckagesicherheit mit dem Zweck der Betriebssicherheit der Kühlgeräte von ca. 10 Jahren an.

Mechatronische Kältesysteme mit kleinen äußeren Abmessungen unterliegen nicht dem Zwang zum Einsatz von verschiedenen Metallen im Kältemittelkreislauf aus Kostendruck. In den untersuchten Systemen wurden Kupfer, Aluminiumlegierungen, Edelstahl und Glas als Wandmaterial und als Systemgrenze zur Umgebung eingesetzt. Die Bearbeitung erfolgte mit verschiedenen Verfahren spanend oder spanlos, die Montage durch Diffusionsschweißen und Kleben.

6.1. Untersuchung des Kompressors

6.1.1. Zylinder-Innendruckmessungen

Bevor die konstruierten Kompressoren mit den entwickelten Zylinderköpfen montiert wurden sind die Zylinderinnendrucke bestimmt worden. Diese geben vor allem Auskunft über die Qualität des Tribopaars Kolben / Zylinder. Beim ASP 990 reibt der Leichtmetallkolben direkt im Zylinder, bei GM 500 und G 43 ist zur Abdichtung des Kunststoffkolbens zusätzlich ein Kolbenring aus PTFE montiert. Zur Innendruckmessung wurde ein hochdynamischer, piezoresistiver, temperaturkompensierter Drucksensor der Serie 40PC der Firma Honeywell verwendet und auf den Zylinderköpfen ohne Ventilen montiert. Folgende dynamischen Messergebnisse konnten erzielt werden. Die Amplituden wurden in Druckspitzen umgerechnet und dabei die Totvolumina im Bereich der nicht bestückten Ventile und Rohranschlüsse kompensiert. Die Messergebnisse und die ermittelten Druckspitzen sind in Bild 6.1 dargestellt.

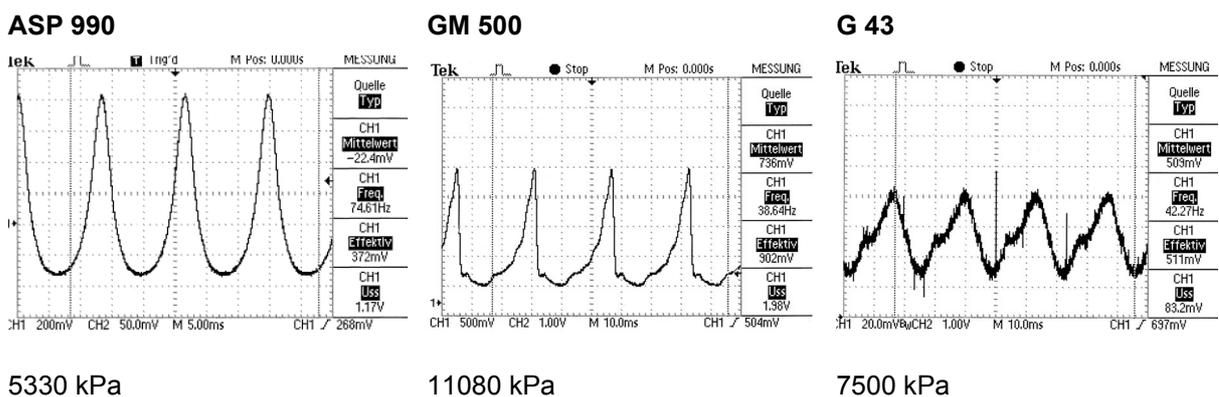


Bild 6.1: Screenshots der Zylinderinnendruckmessungen

6.1.2. Kompressordruck- und -durchflussmessung

Die aufgebauten Kompressoren wurden über eine flexible Kupplung mit je einem geeigneten Elektromotor gekoppelt. Alle Tribopaare wurden mit mineralischem Kältemaschinenöl geschmiert, welches in R600a löslich ist. Dies erfolgt, um Wärme abzuführen, Spalte abzudichten und Verschleiß zu minimieren. Mit Hilfe eines Mass-Flow-Controllers GFC 100 konnte sowohl der Volumenstrom gemessen als auch ein Gegendruck auf der Kompressordruckseite aufgebaut werden. Dieser Druck wurde mit einem Piezo-Drucksensor 40 PC gemessen. Folgende Kompressorkennlinien in Bild 6.2 wurden gemessen.

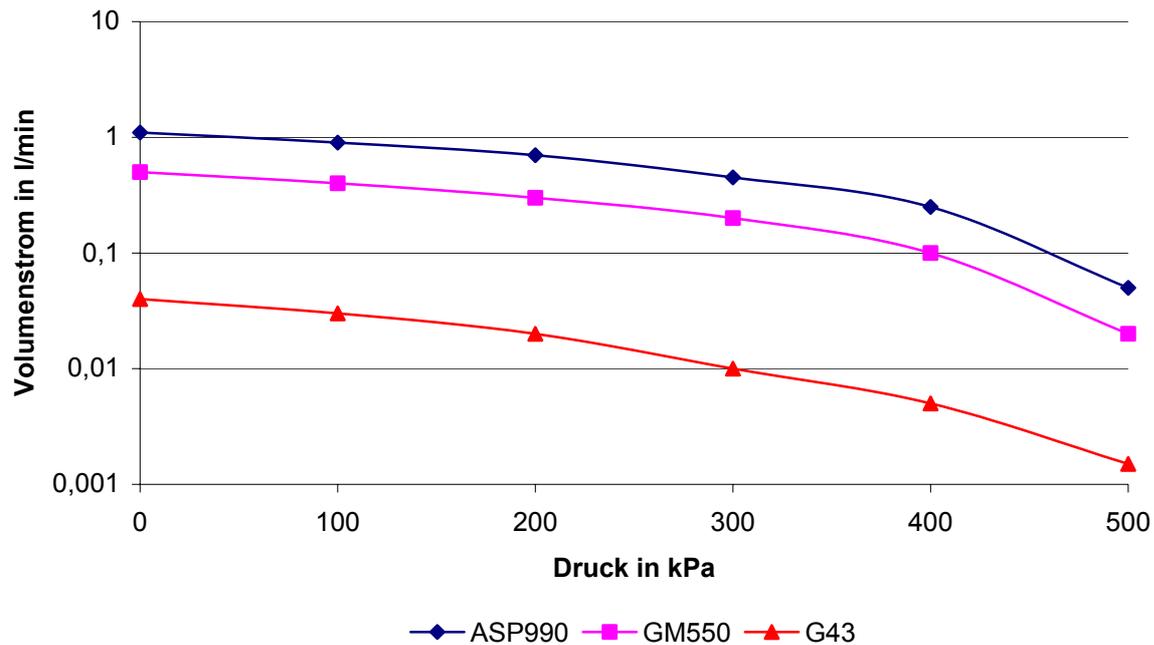


Bild 6.2: Kompressorkennlinien

6.2. Untersuchung der Wärmetauscher

Als praktischer Nachweis dieser Untersuchungen wurden bei konstanten und bekannten Randbedingungen am Laboraufbau Korrelationsmessungen durchgeführt. Die an den Wärmeübertragern umgesetzten Leistungen des Kälteprozesses wurden indirekt gemessen. Es wurden jeweils die Temperaturen des Kältemittels am Ein- und am Austritt des Wärmetauschers erfasst. Mit bekannter äußerer Oberfläche kann unter Kenntnis der Wärmeübergangszahl die ausgetauschte Leistung bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{WT} = \alpha \cdot A_{WT} \cdot \Delta T \quad (6.1)$$

Hier musste vor allem eine konstante bekannte Wärmeübergangszahl gesichert werden. Da während der Laboruntersuchungen die Phase des Kältemittels stets visuell durch transluzente Kanäle beurteilt wurde, war es nicht möglich, die Wärmetauscher thermisch zu isolieren. Als Alternative wurden durch einfache Maßnahmen forcierte Raumströmungen verhindert und natürliche Konvektion einer ebenen Platte als Basis der Auswertung der Messergebnisse angesetzt.

Zunächst wurde auf Basis verschiedener Vereinfachungen [4] die Wärmeübergangszahl mit konventionellem Modell bestimmt. Dazu benötigt man zunächst die Rayleigh-Zahl Ra der Wärmetauscheranordnung:

$$Ra = \frac{1}{T} \cdot dT \cdot g \cdot L^3 \cdot \nu^2 \quad (6.2)$$

Die Strömungssituation in Luft ist laminar, die Rayleigh-Zahl im hier untersuchten Fall hat die Größenordnung 10^4 . Mit dieser Kenntnis lässt sich die Nußelt-Zahl bestimmen:

$$Nu = 0,54 \cdot \sqrt[4]{Ra} \quad (6.3)$$

und daraus schließlich die Wärmeübergangszahl:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad (6.4)$$

Das folgende Diagramm zeigt für den Bereich Differenzbereich Wärmetauscher-temperatur / Umgebungstemperatur die Wärmeübergangszahlen für eine ebene Platte.

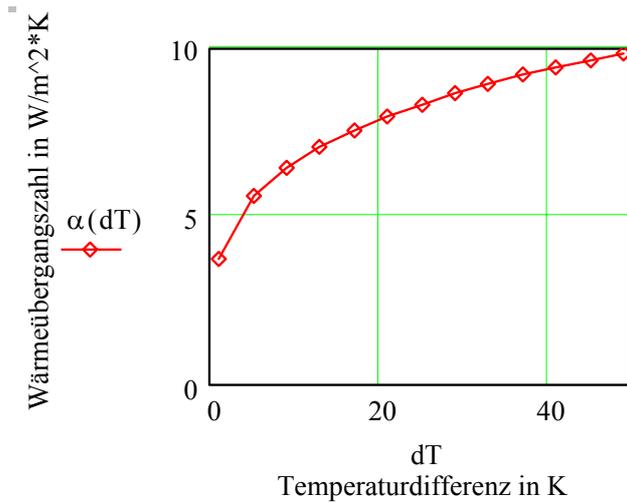
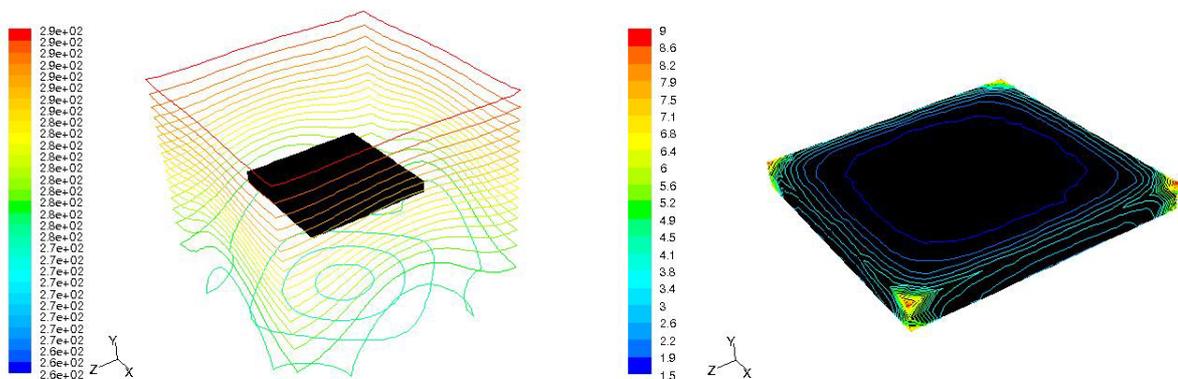


Bild: 6.3 : Wärmeübergang an einer ebenen Platte durch natürliche Konvektion

Um dieses Ergebnis zu validieren und zusätzliche Berechnungssicherheit zu erhalten, wurden die gleichen Untersuchungen mittels CFD-Berechnungen durchgeführt. Es fand das Boussinesq-Modell von FLUENT Verwendung, welches die Berechnung natürlicher Konvektion selbst bei geringen Temperaturdifferenzen und hohen Rayleigh-Zahlen $>10^8$ ermöglicht. Hierbei entstanden folgende Ergebnisse.



Bilder: 6.4 und 6.5 : Wärmeübergang an einer ebenen Platte durch natürliche Konvektion, CFD-Analyse, statische Temperatur und Wärmeübergangszahl

Diese Berechnungsergebnisse, welche die Wärmeübergangszahl lokal auflösen, zeigen tendenziell und integral etwas niedrigere Werte als die konventionelle Berechnung. So wird mit der konventionellen Berechnung für den Verdampfer 2 bei $dT = 30K$ eine Wärmeübergangszahl von ca. $\alpha = 8W / m^2 \cdot K$ berechnet, die CFD-Software ermittelt ca. $\alpha = 6W / m^2 \cdot K$.

Mögliche Fehler bei diesem Ansatz sind in der Ermittlung der Wärmeübergangszahl vorhanden. Diese sind jedoch über die Messzeit relativ gesehen konstant.

6.3. Untersuchung der Entspannungsorgane

Der Kältemittel-Massenstrom wurde in verschiedenen Entspannungsorganen untersucht. Dabei wurde das Kältemittel vom Speicherdruck im flüssigen Zustand auf Umgebungsdruck, der einer Verdampfungstemperatur von ca. $-10^{\circ}C$ entspricht, entspannt. Der Speicherinnendruck wurde über die Speichertemperatur eingestellt. Das Kältemittel R600a wurde für eine bestimmte Zeit durch das Entspannungsorgan geleitet, die Anfangs- und Endgewichte mit einer Laborwaage ermittelt.

6.3.1. Expansion im Kapillarrohr

Es wurden vier verschiedene Kapillarrohre und Mikrokapillare untersucht. Folgende Messdaten wurden ermittelt.

\dot{m} in $\frac{g}{s}$	0,7mm 2,8m	0,7mm 1m	0,5mm 1m	0,25mm 1m	0,18mm 1m
1.	0,23	0,32	0,26	0,04	0,02
2.	0,21	0,30	0,25	0,04	0,027
3.	0,22	0,32	0,24	0,05	0,027
Mittelwert	0,22	0,31	0,25	0,04	0,025

Tabelle 6.6: Kapillarrohrentspannung, Kältemittelspeicher: $25^{\circ}C$, flüssig, 353 kPa, $552 kg / m^3$, $162 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$

\dot{m} in $\frac{g}{s}$	0,7mm 2,8m	0,7mm 1m	0,5mm 1m	0,25mm 1m	0,18mm 1m
1.	0,3	0,36	0,25	0,05	0,037
2.	0,29	0,34	0,24	0,06	0,033
3.	0,26	0,36	0,3	0,07	0,03
Mittelwert	0,28	0,35	0,26	0,06	0,033

Tabelle 6.7: Kapillarrohrentspannung, Kältemittelspeicher: $35^{\circ}C$, flüssig, 468 kPa, $540 kg / m^3$, $147 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$

6.3.2. Expansion im Schnellschaltventil

Als steuerbares Entspannungsorgan wurde ein Schnellschaltventil des Typs Lee INKA 24 222 10 HB untersucht. Es wurde mit einer Spike-and-Hold-Schaltung über einen Frequenzgenerator angesteuert und hat die Schaltzustände offen und geschlossen. Es lieferte folgende Messergebnisse.

\dot{m} in $\frac{g}{s}$	\dot{m}_{max} , Ventil offen	Impulse 1 Hz	Impulse 5 Hz
1.	1	0,09	0,18
2.	0,98	0,11	0,18
3.	0,99	0,08	0,19
Mittelwert	0,99	0,09	0,18

Tabelle 6.8: Entspannung im Schnellschaltventil: Kältemittelspeicher: 25 °C, flüssig, 353 kPa, 552 kg / m³, 162 · 10⁻⁶ Pa · s

\dot{m} in $\frac{g}{s}$	\dot{m}_{max} , Ventil offen	Impulse 1 Hz	Impulse 5 Hz
1.	0,95	0,13	0,12
2.	0,97	0,13	0,14
3.	0,98	0,15	0,13
Mittelwert	0,97	0,14	0,13

Tabelle 6.9: Entspannung im Schnellschaltventil: Kältemittelspeicher: 35°C, flüssig, 468 kPa, 540 kg / m³, 147 · 10⁻⁶ Pa · s

6.3.3. Expansion im Proportionalventil

Es wurde ein Mikro-Proportionalventil des Typs NF8/150 des Fraunhofer-Instituts IZM untersucht. Dieses Ventil wurde mit einer Piezo-Treiberschaltung mit einer Betriebsspannung zwischen –30V und 200V angesteuert. Folgende Messergebnisse wurden erzielt.

\dot{m} in $\frac{g}{s}$	\dot{m}_{max} , 0 V, Ventil offen	40 V	80 V	120 V	160 V	\dot{m}_{min} , 200 V
1.	0,11	0,08	0,08	0,07	0,05	0,04
2.	0,11	0,09	0,09	0,07	0,06	0,06
3.	0,13	0,09	0,07	0,08	0,06	0,05
Mittelwert	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05

Tabelle 6.10: Entspannung im Proportionalventil: Kältemittelspeicher: 25 °C, flüssig, 353 kPa, 552 kg / m³, 162 · 10⁻⁶ Pa · s

\dot{m} in $\frac{g}{s}$	\dot{m}_{max} , 0 V, Ventil offen	40 V	80 V	120 V	160 V	\dot{m}_{min} , 200 V
1.	0,15	0,12	0,10	0,09	0,09	0,07
2.	0,15	0,11	0,09	0,10	0,08	0,06
3.	0,13	0,11	0,09	0,09	0,07	0,06
Mittelwert	0,14	0,11	0,09	0,09	0,08	0,06

Tabelle 6.11: Entspannung im Proportionalventil: Kältemittelspeicher: 35°C, flüssig, 468 kPa, 540 kg / m³, 147 · 10⁻⁶ Pa · s

7. Vergleich der Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen

Zur Evaluierung der Ergebnisse der Simulationen wurden die Messergebnisse mit den Berechnungsergebnissen verglichen und Abweichungen bewertet.

7.1. Baugruppe Kompressor

Im folgenden werden die theoretisch ermittelten Kompressor-Massenströme mit den praktisch erreichten verglichen. Als Orientierung wurden volumetrische Wirkungsgrade handelsüblicher kleiner Kältemittelkompressoren zusammengestellt.

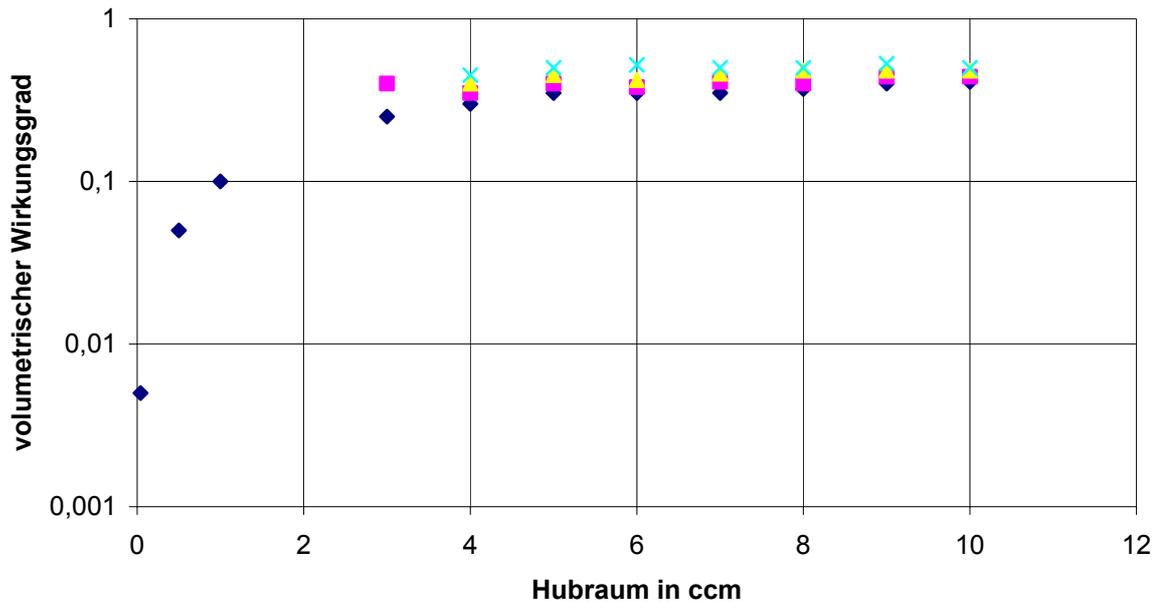


Bild 7.1: Volumetrische Wirkungsgrade kleiner industriell hergestellter Kompressoren, Zusammenstellung von Daten aus Danfoss [19] und Phillip [74], links < 2ccm die Entwicklungen dieser Arbeit

Zur Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades wurde die mit den entwickelten Kompressoren praktisch erzielbaren Fördermengen mit den theoretischen Fördermengen verglichen. Dies kann zunächst mit folgendem einfachen Ansatz

$$\dot{m}_{th} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Zyl}^2 \cdot L_{Zyl} \cdot n \quad (6.5)$$

erfolgen. Durch den Faktor λ werden theoretische und praktische Fördermenge verknüpft.

$$\dot{m}_{real} = \frac{1}{\lambda} \cdot \dot{m}_{th} \quad (6.6)$$

Dieser Faktor wird durch verschiedene Teilfaktoren wie Leckage, Totvolumina und Rückströmung gebildet. In der folgenden Tabelle sind die Messergebnisse mit den gebauten untersuchten Kompressoren zusammengefasst, die Wirkungsgrade und theoretischen Kälteleistungen berechnet.

Kompressormodell	theor. Fördervolumen in l/min bei 2900 1/min	prakt. Fördervolumen in l/min bei $p_{\text{Kond}}=478\text{kPa}$	volumetrischer Wirkungsgrad	mit R600a theor. erzielbare Kälteleistung in W
Danfoss RK5	14,75	5,7	0,39	104
ASP 990	2,3	0,13	0,057	2,4
GM 500	1,6	0,045	0,028	0,8
G 43	0,1	0,003	0,03	0,06

Tabelle 7.2: Vergleich mechatronischer Kältemittel-Kompressoren mit handelsüblichem Modell

Aus diesen Ergebnissen kann unter Zuhilfenahme der gemessenen Klemmenleistung der Gesamtwirkungsgrad COP berechnet werden. Dies setzt voraus, dass der Verdampfer leistungsfähig genug ist, um die gesamte Kältemittelmenge zu verdampfen.

Kompressormodell	Klemmenleistung in W	COP
Danfoss RK5	32	3,2
ASP 990	15,9	0,15
GM 500	9,3	0,09
G 43	1	0,06

Tabelle 7.3: Gesamtwirkungsgrade der untersuchten Kaltdampf-Kältemaschinen

Die Klemmenleistungen der selbstentwickelten Kompressoren sind im Vergleich zu den erzielbaren Kälteleistungen hoch. Deshalb wurde die Leerlaufleistung separat untersucht und der COP korrigiert. Die Ergebnisse zeigt folgende Tabelle. Der Danfoss-Kompressor wurde hier nicht näher untersucht.

Kompressormodell	Leerlaufleistung in W	COP
Danfoss RK5	n.b.	n.b.
ASP 990	4,7	0,21
GM 500	4,4	0,16
G 43	0,75	0,24

Tabelle 7.4: Gesamtwirkungsgrade der untersuchten Kaltdampf-Kältemaschinen, COP korrigiert

Anhand dieser Daten wird deutlich, welches mechanische Entwicklungspotential in diesen Kompressoren liegt. Zur Umsetzung energetisch interessanter Maschinen müssen vor allem Elektromotoren mit höherem Drehmoment und geringerer Leistungsaufnahme im niedrigen Drehzahlbereich eingesetzt werden. Diese standen während dieser Arbeit nicht zur Verfügung. Weiterhin muss die Anzahl der Tribopaare verringert werden, beispielsweise dadurch, dass

Motoranker und Kompressor-Kurbelwelle ein Teil sind. Die Paarung Kolben / Zylinder muss ebenfalls überarbeitet werden. Hier ist vor allem eine bessere Abdichtung notwendig, die Reibungsverluste sind bei PTFE-Kolbenringen eher gering. Ein weiteres Ziel muss die Vergrößerung der Ventilflächen im Zylinderkopf sein, um Druckverlust und Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels im Kompressor zu senken. Ebenfalls muss durch engere Tolerierung und qualitativ hohe Oberflächen die Dichtheit der Ventilsitze verbessert werden.

Eine erhebliche Entropiequelle in einer Kaltdampf-Kältemaschine ist die Vermischung von Kalt- und Heißgas im Zylinder. Deshalb wurde die Kompressionsendtemperatur im stationären Zustand gemessen und mit den theoretischen Werten verglichen. Die Messung erfolgte mit einem PT100-Widerstandsthermometer. Der Miniatorsensor wurde auf die Messstelle mit Wärmeleitklebstoff montiert. Folgende Tabelle fasst die Ergebnisse zusammen.

Kompressormodell	theor. Kompressions- endtemperatur in °C	prakt. Kompressions- endtemperatur in °C
Danfoss RK5	n.b.	n.b.
ASP 990	47	54
GM 500	47	52
G 43	47	48

Tabelle 7.5: Kompressionsendtemperaturen

Diese Ergebnisse vermitteln den Eindruck einer recht guten Korrelation zwischen den berechneten und den gemessenen Temperaturen und somit einer gut einschätzbaren Entropieerzeugung im Kompressor durch Vermischung. Als Fehlerquellen wurden bei dieser Messung die schwierige Applizierbarkeit der Berührungsthermometer erachtet. Insgesamt ist selbst ein Miniatur-PT100 noch recht groß gegenüber den Zylinderköpfen. Es muss also mit höheren Temperaturen im Kompressionsraum gerechnet werden, die auch durch Reibung des Kolbens am Zylinderrohr entstehen. Eine angemessene Berippung der äußeren Oberflächen ist zusätzlich vorzusehen.

7.2. Evaluierung der Wärmetauscher

Die Qualität eines Wärmetauschers ist dann hoch, wenn das Fluid bei der Durchströmung einen geringen Druckverlust erfährt und dabei ein hoher Wärmestrom fließt zwischen Fluid und Wand fließt. In folgender Tabelle sind Messergebnisse zur Evaluierung der in dieser Arbeit verwendeten vier Wärmetauscher aufgeführt. Die Messungen erfolgten bei konstantem Kältemittel-Massenstrom.

Wärmetauscher	Druckverlust, berechnet in kPa	Temperaturen / Bezug in °C	übertragene Leistung in W
Verdampfer 1	3	- 5 / 25	0,6
Verdampfer 2	0,3	-15 / 25	1,2
Kondensator 1	24	33 / 25	1,3
Kondensator 2	0,4	38 / 25	3

Tabelle 7.6: Druckverluste Wärmetauscher bei Massenstrom im Kapillarrohrkanal $L=1m$, $d_H=0,18mm$

Im Beispiel mit den Komponenten Nr. 2 der Tabelle 7.6 wurde eine gute Anpassung Wärmetauscher / Entspannungsorgan / Kompressor durchgeführt. Bei einem Massenstrom von 0,033g/s R600a können maximal 12W Wärme transportiert werden. Da die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen quasi konstant sind, kann nur durch eine höhere Wärmeübergangszahl Wärmetauscher / Umgebung der Wärmetransport erhöht werden. Beim Einsatz forcierter Konvektion kann die Wärmeübergangszahl ohne weiteres vervierfacht werden. Mit den Komponenten Nr. 1 ist die Anpassung jedoch mangelhaft. Hier liegt ein ungünstiges Verhältnis Massenstrom zu Wärmeübergang vor.

Wärmetauscher	Druckverlust, berechnet in kPa	Temperaturen / Bezug in °C	übertragene Leistung in W
Verdampfer 1	347	n.b.	n.b.
Verdampfer 2	37	n.b.	n.b.
Kondensator 1	2700	n.b.	n.b.
Kondensator 2	46	n.b.	n.b.

Tabelle 7.7: Druckverluste Wärmetauscher bei Massenstrom im Kapillarrohrkanal $L=1m$, $d_H=0,7mm$, Phasenwechsel des Kältemittels wird nicht vollständig vollzogen, da zu hoher Massenstrom, deshalb keine Bestimmung der Temperaturen und Leistungen

Insgesamt ist ersichtlich, dass ein hoher Druckverlust zur Entspannung des Kältemittels im Wärmetauscher führen kann. Da dabei jedoch kein adäquater Wärmeübergang realisiert wird, sollte als Handregel gelten, dass der Druckverlust in den Wärmetauschern mindesten zwei Größenordnungen kleiner ist als die Druckdifferenz über Kompressor und Entspannungsorgan.

7.3. Evaluierung der Entspannungsorgane

7.3.1. Evaluierung der Kapillarrohre

Zur Evaluierung der Massenströme in den untersuchten Kapillarrohren wurden die berechneten Ergebnisse mit Messergebnissen verglichen. Dabei ergaben sich folgende Daten für R600a. Als erstes erfolgt die Darstellung für eine Verflüssigungstemperatur von 25°C.

d / L	berechnet klassisch in	berechnet s / k in	gemessen in
	$\frac{g}{s}$	$\frac{g}{s}$	$\frac{g}{s}$
0,7mm / 2,8m	0,61	0,217	0,22
0,7mm / 1m	1,13	0,369	0,31
0,5mm / 1m	0,44	0,156	0,25
0,25mm / 1m	0,026	0,025	0,04
0,18mm / 1m	0,024	0,010	0,025

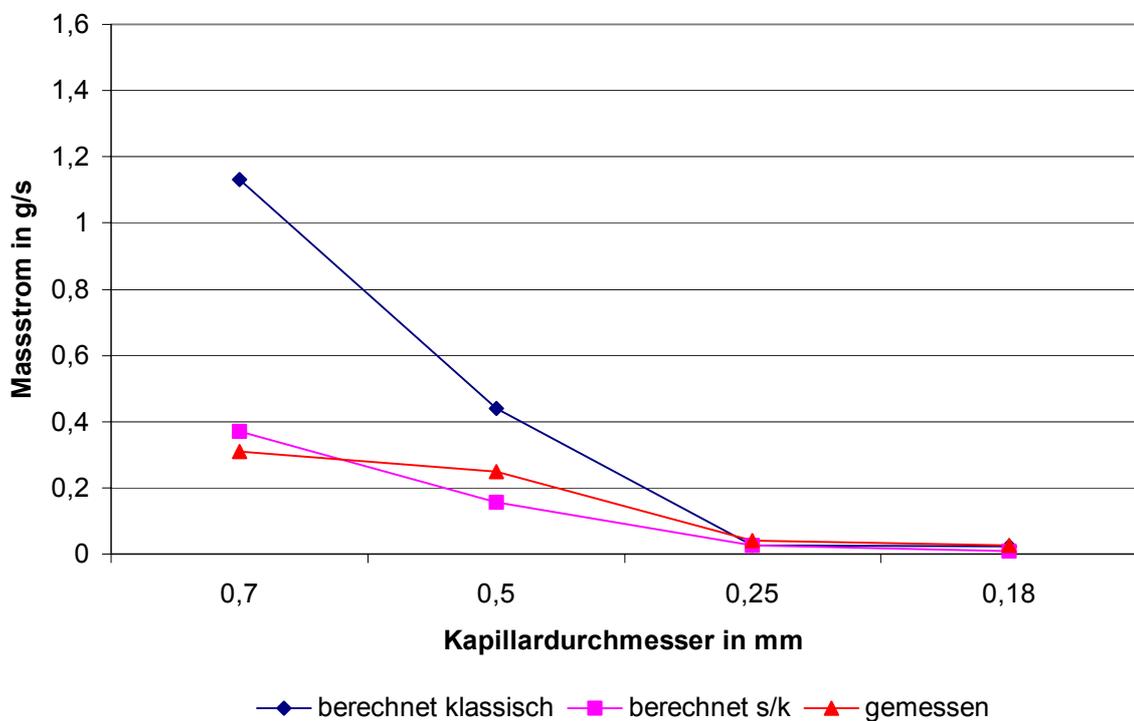


Tabelle 7.8 und Bild 7.9: Vergleich berechneter und gemessener Kältemittel-Massenströme bei der Kapillarrohrentspannung

Ebenso wurden die Massenströme für 35°C Verflüssigungstemperatur ermittelt.

d / L	berechnet klassisch in	berechnet s / k in	gemessen in
	$\frac{g}{s}$	$\frac{g}{s}$	$\frac{g}{s}$
0,7mm / 2,8m	0,77	0,254	0,28
0,7mm / 1m	1,43	0,431	0,35
0,5mm / 1m	0,56	0,181	0,26
0,25mm / 1m	0,08	0,029	0,06
0,18mm / 1m	0,031	0,012	0,033

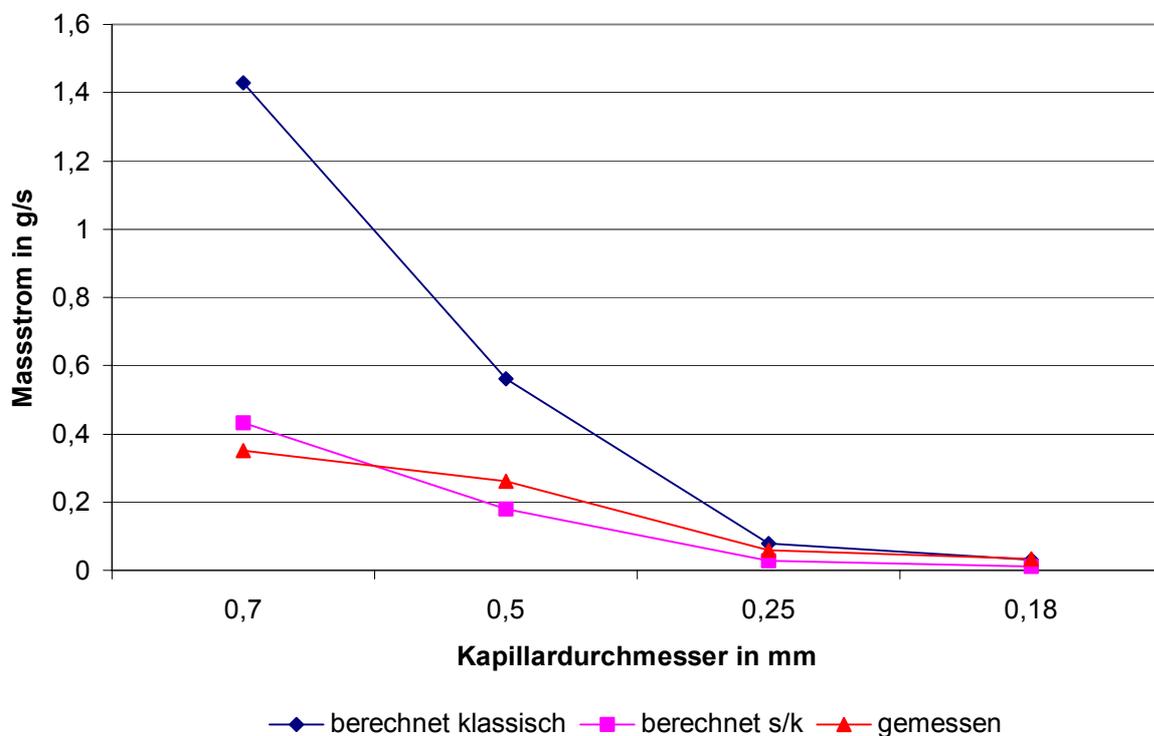


Tabelle 7.10 und Bild 7.11: Vergleich berechneter und gemessener Kältemittel-Massenströme bei der Kapillarrohrentspannung

Die in dieser Arbeit erprobte Berechnung durch Korrektur einer Schätzlösung des Berechnungsschemas im Kapitel 5.2.4.1 ist sehr gut zur Dimensionierung von Mikrokapillaren zur Kältemittelentspannung geeignet. Dagegen liefert die klassische Strömungsmechanik für diese Applikation tendenziell zu hohe Massenströme.

7.3.2. Evaluierung der Mikroventile

Die Massenströme für die Kältemittelentspannung sowohl im Schnellschaltventil als auch im Proportionalventil können nicht mit theoretischen Werten verglichen werden, da diese für

vergleichbare Betriebsbedingungen nicht vorliegen. Beide Ventile wurden außerhalb der durch die Hersteller erprobten und zulässigen Betriebsbedingungen untersucht.

Generell kann zusammengefasst werden, dass die untersuchten aktiven Mikro-Entspannungsorgane zur Kältemittelentspannung in miniaturisierten Kaltdampf-Kältemaschinen geeignet sind.

8. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden mikrotechnische Kältesysteme für mechatronische Anwendungen erforscht und beschrieben. Als Basis wurden zunächst sämtliche physikalische Prinzipien zur Kälteerzeugung mit dem Ziel systematisiert, relevante technische Geräte für eine praktische Miniaturisierung zu extrahieren. Das Miniaturisierungspotential der in der klassischen Kältetechnik eingesetzten Geräte und Anlagen wurde unter Einbeziehung mechatronischer Kriterien bewertet. Die Gruppe der Kaltdampf-Kältemaschinen wurde vor allem aus Sicht der vergleichsweise großen Leistungszahlen COP als ein zur Miniaturisierung lohnenswertes Untersuchungsobjekt erkannt. Dies gilt vor allem vor dem Hintergrund der Entwicklung kleiner Module zur dezentralen Kälteerzeugung für mobile autarke Anwendungen, denen in Zukunft ein großes Einsatzfeld in der Technik eingeräumt werden wird. Diese Module sind prädestiniert für den Transport großer Wärmeströme in kleinen Geometrien, ihre Steuer- und Regelbarkeit muss höchsten Ansprüchen genügen. Solche Module wurden in dieser Arbeit beschrieben, deren Eigenschaften erforscht. Es wurden geeignete Untersuchungsmethoden entwickelt, untersucht und evaluiert.

Zur Veranschaulichung der Zusammenhänge wurde die Funktion der Kaltdampf-Kältemaschine zunächst mathematisch beschrieben. Es wurden Besonderheiten kleiner Geometrien der funktionsbestimmenden Bauteile und geringer Volumina des Kältemittels bei der Miniaturisierung unter stationären und dynamischen Gesichtspunkten herausgearbeitet. Anschließend erfolgte ein detaillierter Entwurf und die Extrahierung der zur Skalierung relevanten Parameter. Nacheinander wurden zunächst die einzelnen Komponenten wie Kompressor, Entspannungsorgan, Wärmetauscher und Verbindungskanäle und dann das Gesamtsystem als Baugruppe untersucht. Die Modellierung des Gesamtsystems erfolgte mit verschiedenen Werkzeugen: Entwicklung einer grafischen Kreisprozessanalyse, Programmierung eines blockbasierten dynamischen Modells mit einer Kältemitteldatenbank, Erarbeitung eines geschlossenen Entropiemodells und Programmierung eines CFD-Modells. Die Funktion der Modelle wurde an mehreren Skalierungsstufen einer exemplarischen Kaltdampf-Kältemaschine untersucht und die Berechnungsergebnisse wurden zusammenfassend evaluiert. Es konnten geometrische Grenzen der Miniaturisierung aufgezeigt werden, die über diese Arbeit hinaus auch für die Auslegung anderer mikrotechnischer Strömungsmaschinen mit thermodynamischer Funktion anwendbar sind.

Es erfolgte die Konstruktion verschiedener miniaturisierter Komponenten von Kaltdampf-Kältemaschinen, die zusätzlich prototypisch gebaut und labortechnisch untersucht wurden. Aus diesen und ausgewählten mikrotechnischen Komponenten wurden Kaltdampf-Kältemaschinen aufgebaut und untersucht.

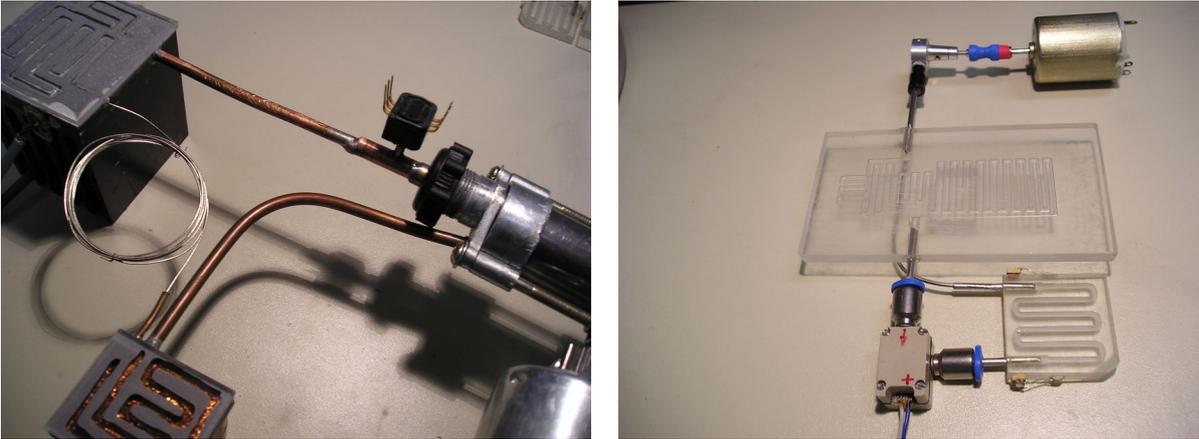


Bild 8.1: Miniaturisierte Kaltdampf-Kältemaschinen in zwei Skalierungsstufen, exemplarisch

Zwei Beispiele dazu zeigt Bild 8.1. Anschließend wurden die Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen verglichen und die Erkenntnisse der Untersuchungen zusammenfassend dargestellt.

9. Formelzeichen und Indizes

Zeichen	Bedeutung	Einheit
Lateinische Buchstaben		
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
a	Abstand Krafterleitungspunkt/Lager	m
b	Breite	m
c	Federkonstante	N/m
c	Schallgeschwindigkeit	m/s
c	Wärmekapazität	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
c_p	isobare Wärmekapazität	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
d	Durchmesser	m
f	Durchbiegung	m
f	Frequenz	1/s
F	Kraft	N
g	Fallbeschleunigung	m/s^2
h	spezifische Enthalpie	J/kg
h	Höhe	m
l	Widerstandsmoment	m^4
k	Dämpferkonstante	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
n	Drehzahl	1/s
n	Windungsanzahl	-
p	Druck	Pa
r	Radius, Kurbelradius	m
r	Rohrreibungszahl	-
s	Schlupf	$\frac{\text{m}/\text{s}}{\text{m}/\text{s}}$
s	spezifische Entropie	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
t	Zeit	s
u	innere Energie	J/kg
v	spezifisches Volumen	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

v	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
x	spezifischer Dampfgehalt	kg/kg
z	Ortskoordinate	m
A	Fläche	m ²
C	Strahlungsaustauschzahl	$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$
E	Elastizitätsmodul	N/m ²
G	Massenstromdichte	$\frac{kg}{m^2 \cdot s}$
G	Torsionssteifigkeit, Schubmodul	N/m ²
H	Hub	mm
K	Konstante	-
L	Länge	m
L	sich durchbiegende Länge der Welle	m
M	Drehmoment	Nm
P	Leistung	W
\dot{Q}	Wärmestrom	W
R	Federrate	$\frac{N}{m}$
S	Entropie	$\frac{J}{K}$
SF	Skalierungsfaktor	-
T	thermodynamische Temperatur	°C
T	absolute Temperatur	K
U	Rohrumfang	m
V	Volumen	m ³
X	Parameter	-

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangszahl	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
α	Kurbelwellendrehwinkel	°
β	Faktor basierend auf der Gleichung von Clausius-Clapeyron	-
β	Winkel zwischen Kolben und Pleuel	°
δ	Länge des Zweiphasengebiets, Grenzschichtdicke	m
ε	Gasvolumenanteil der Zweiphasenströmung	-
ε	Leistungszahl	-

η	dynamische Viskosität	Pa · s
η	Wirkungsgrad	-
φ	Winkel	°
κ	Isentropenexponent	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{W}{m \cdot K}$
λ	Liefergrad	-
λ	freie Weglänge von Fluidteilchen	m
μ	Haftreibungszahl	-
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Oberflächenspannung	N/m
ξ	Widerstandsbeiwert	-

Tiefgestellte Indizes

ε	berechnet mit Gasvolumenanteil
0	Kälte-, Total-
a	Beschleunigungs-
a	außen
ad	adiabat
aus	Auslass-
B	Benetzungs-
bez	Bezug
BL	Federblock-
Bol	Kolbenbolzen-
DL	Druckleitung
DR	Draht-
dyn	dynamisch
ein	Einlass-
el	elektrisch
erz	erzeugt
ges	gesamt
g	Gewichts-
g	Gas
H	hydraulischer
HZ	Hubzapfen
i	innen
inv	Inversions-

is	isentrop
K	Kolben-
kap	Kapillarrohr-
Kan	Kanal-
Komp	Kompressor-
kond	Kondensation-
konv	Konvektion-
korr	Korrekturwert
krit	kritisch
Kl	Klemmen-
KM	Kältemittel-
lam	laminar
liqu	Flüssige Phase
max	maximal
mech	mechanisch
osz	oszillierend
p	druckbezogen
Pl	Pleuel-
q	Querschnitts-
Q	Wärme-
real	real, wirklich, praktisch
S	Stangen-, Pleuelstangen-
schätz	Schätzwert
SF	Spiralfeder
SL	Saugleitung
SLWU	Saugleitungswärmeübertrager
Sp	Spalt
stat	statisch
ström	Strömungs-
t	tangential
th	theoretisch
turb	turbulent
tot	Verlust
TR	Träger
ÜH	Überhitzung
Umg	Umgebung
verd	Verdampfungs-
w	Widerstand
W	Wand
Wq	Wärmequelle
WDG	Windung-

WT	Wärmetauscher
x	x-Raumkoordinate
y	y-Raumkoordinate
z	z-Raumkoordinate
zp	Zweiphasenströmung
Zyl	Zylinder-

Hochgestellte Indizes

'	Verdampfung
''	Taupunkt

Abkürzungen

CAD	Computer Aided Design
FEM	Finite Element Method
CFD	Computational Fluid Dynamics
DGL	Differenzialgleichung
AGL	algebraische Gleichung

Dimensionslose

Vergleichszahlen

Ma	Mach-Zahl	$\text{Ma} = \frac{\dot{m} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{A}}{c}$
Fr	Froude-Zahl	$\text{Fr} = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \right)^2}{g \cdot d_H}$
Bo	Bond-Zahl	$\text{Bo} = \frac{\rho \cdot g \cdot (d_H)^2}{\sigma}$
Kn	Knudsen-Zahl	$\text{Kn} = \frac{\lambda}{d_H}$
Gr	Grashof-Zahl	$\text{Gr} = \frac{g \cdot L^3 \cdot \frac{\Delta T}{T}}{\nu^2}$
Nu	Nußelt-Zahl	$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$
Eu	Euler-Zahl	$\text{Eu} = \frac{\Delta p}{\dot{m}^2 \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{1}{A} \right)^2}$

NTU	Übertragungszahl	$NTU = \frac{\alpha \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p}$
Pr	Prandl-Zahl	$Pr = \frac{\nu}{a}$
Re	Reynolds-Zahl	$Re = \frac{\dot{m} \cdot d_H}{\eta \cdot A}$
Ra	Rayleigh-Zahl	$Ra = \frac{1}{T} \cdot dT \cdot g \cdot L^3}{\nu^2}$
We	Weber-Zahl	$We = \frac{\dot{m} \cdot \eta \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{A}}{\sigma}$

Kältemaschinenspezifische Vergleichszahlen

COP	Coefficient of Performance; Leistungszahl	$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{verd}}}{P_{\text{el}}}$
v	Gütegrad	$v = \left(\frac{T_{\text{kond}}}{T_{\text{verd}} - T_{\text{kond}}} - 1 \right) \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{verd}}}{P_{\text{el}}}$
λ	Liefergrad	$\lambda = \frac{\dot{V}_{\text{real}}}{\dot{V}_{\text{th}}}$
η_{is}	Isentroper Kompressorwirkungsgrad	$\eta_{\text{is}} = \frac{T_{\text{kond,max}}}{T_{\text{kond,is}}}$

10. Literatur

- [1] Ameen, A. et. al.: Numerical Analysis and experimental investigation into the performance of a wire-on-tube condenser of a retrofitted refrigerator. International Journal of Refrigeration, Elsevier, Bangalore, 2005
- [2] Ansys Fluid Flow: The Ansys Theory Reference. Ansys Inc. 2005
- [3] Atkins, P. W.: Physikalische Chemie. 2 Auflage, VCH Verlagsgesellschaft, Weinheim 1996
- [4] Baehr, H. D. / Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Springer-Verlag, Berlin 1994
- [5] Becker, E.: Membranpumpen mit mechanischem Membrantrieb für Gase. 1. Auflage, Vulkan-Verlag, Essen 1998
- [6] Bejan, A.: Entropie generation minimization: the new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. Journal of Applied Physics 1996
- [7] Bejan, A.: Entropy generation minimization. CRC Press, Boca Raton 1996
- [8] Bejan, A.: Entropy generation through heat and fluid flow. First Release, John Wiley and Sons, New York 1982
- [9] Bejan, A.: Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics. Rev Gen Therm 35, Elsevier, Paris 1996
- [10] Bendapudi, S. / Braun, J. E.: A Review of Literature on dynamic Models of Vapour Compression Equipment. Ray W. Herrick Laboratories, Scripts of ASHRAE 2002
- [11] Binneberg, P. / Kraus, W. E. / Quack, H.: Reduzierung des Energieverbrauchs von Haushaltkühlgeräten durch Verwendung drehzahlvariabler Hermetikverdichter. KI Luft- und Kältetechnik, C.F. Müller Verlag, Heidelberg, Ausgabe 11/2002
- [12] Bohl, W.: Technische Strömungslehre. 10. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg 1994
- [13] Bonati, G. et. al.: Ein neues Kapitel der Hochleistungsdiode Laser – Die Technologie des horizontalen Stacks. Jenoptik Laserdiode, Jena 2004
- [14] Bowers, M. B. / Mudawar, I.: High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, West Lafayette 2004
- [15] Breidert, H. J.: Projektierung von Kälteanlagen. 1. Auflage, C.F. Müller Verlag, Heidelberg 1995
- [16] Bryant, A. C.: Refrigeration Equipment. 3th edition, Butterworth-Heinemann Ltd., Oxford 1995
- [17] Burger, C. F. / Holland, H. J. / Elwenspoek, M. / Rogalla, H.: 165 K Microcooler with Sorption Compressor and Micromachined Cold Stage. University of Twente, Faculty of Applied Physics, Enschede 2000
- [18] Dagtekin, I. / Öztop, H. F. / Sahin, A. Z.: An Analysis of entropy generation through a circular duct with different shaped longitudinal fins for laminar flow. International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, Paris 2004
- [19] Danfoss: Praktische Tipps für die Verwendung von Blackstar und Bluestar Verflüssigungssätzen. Tipps für den Monteur. Danfoss GmbH, Offenbach 2004

- [20] DIN EN 13906-1 Berechnung und Konstruktion von Druckfedern
- [21] Dozolme, A. et. al.: HVAC Component Optimization with FLUENT and modeFRONTIER. Fluent Anwender Forum, Bad Nauheim 2005
- [22] Drees, H.: Kühlanlagen. 14. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin 1987
- [23] Dunn, R. / Reay, D.: Heatpipes. Elsevier Science Ltd., Reading / Edinburgh 1994
- [24] Fahrner, W. R. et al.: Mikrokühlsysteme für elektronische Baugruppen. Mikroelektronik, Hanser Verlag, München 1997
- [25] Fluent Inc.: Users Manual and several Tutorials for FLUENT and GAMBIT
- [26] Földi, A.: Untersuchung von CO₂ – und R134a – Fahrzeugkälteanlagen mit geregelter Taumelscheibenverdichter. VDI – Verlag, Düsseldorf 1999
- [27] Fröhlingdorf, H.: Untersuchung zur kompressiblen Strömung und Energietrennung im Wirbelrohr nach Ranque und Hilsch. Shaker Verlag, Aachen 1997
- [28] Garner, T. / Toth, D.: Heat Pipes: A Practical and Cost Effective Method For Maximizing Heat Sink Effectiveness. Thermacore Inc., Lancaster 1998
- [29] Garner, T.: Heat pipes for electronics cooling applications. Thermacore Inc., Lancaster 1998
- [30] Gesprächsnotiz einer Konsultation mit Dr. Schenk, Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden, 12/2003
- [31] Gesprächsnotiz einer Konsultation mit Prof. Quack, TU-Dresden, 10/2003
- [32] Goodson, K. et al.: Electroosmotic microchannel cooling System for Microprocessors. Electronics Cooling, Number 4, Volume 8, Norwood 2002
- [33] Gras, H.: Das Expansionsventil. 1. Auflage, C.F. Müller Verlag, Karlsruhe 1991
- [34] Gravensen, P. / Branebjerg, J. / Jensen, O. S.: Microfluidics – A review. Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol. 3, No. 4, 1993
- [35] Grubb, K.: CFD Modeling of a Therma-Base Heat Sink. Thermacore Inc., Lancaster 2003
- [36] Hahne, E.: Technische Thermodynamik. 3. Auflage, Oldenbourg-Verlag, München 2000
- [37] Harik, V. M. / Luo, L. S.: Micromechanics and Nanoscale Effects. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht 2004
- [38] Heiden, C. / Thummes, G.: Kryosystem zur störarmen Kühlung hochempfindlicher Sensoren. Forschungsbericht, Institut für Angewandte Physik, Universität Gießen 1997
- [39] Heinrich, G. / Krug, W.: Modellierung luft- und kältetechnischer Prozesse. 1. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin 1971
- [40] Heinrich, G.: Kälteanwendung in der Fertigungstechnik. Editorial, KI Luft- und Kältetechnik, C.F. Müller Verlag, Heidelberg, Ausgabe 12/2002
- [41] Heinze, D. / von Dosky, S. et. al.: Intelligentes Gasspurenanalysemessgerät auf Basis eines planaren coulometrischen Sensorsystems zur Online-Spurenfeuchtemessung. Chemie Ingenieur Technik, Wiley-VCH Verlag, Weinheim 2005
- [42] Henning, A. K. / Fitch, J. / Hopkins, D. / Lilly, L. / Faeth, R. / Falsken, E. / Zdeblick, M.: A themopneumatically actuated microvalve for liquid expansion and propotional control. Proceedings Transducers, Chicago 1997

- [43] Henning, G. / Jahr, A. / Mrowka, U.: Technische Mechanik mit Mathcad, Matlab und Maple. 1. Aufl., Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2004
- [44] Herrmann, F.: Physik III – Thermodynamik. Universitätsdruckerei, Karlsruhe 1997
- [45] Holzweißig, F. / Dresig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik. 4. Auflage, Fachbuchverlag Leipzig, 1994
- [46] Ingenieurbüro Dr. Jörg Kahlert, www.winfact.de
- [47] Jakobsen, A.: Dynamic Modelling and Simulation of a Domestic Refrigerator. Proc. of the Int. Congr. of Refrigeration. Den Hague 1995
- [48] JP2002285907 Recovery Refrigeration System of Exhaust Heat for Micro Gas Turbine
- [49] Jungnickel, H. / Agsten, K. / Kraus, E.: Grundlagen der Kältetechnik. 2. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin 1984
- [50] Kahlert, J.: Verfahren zur numerischen Integration (Arbeitstitel). privater Vorabdruck, Eigenverlag, Hamm 2004
- [51] Karniadakis, G. E. / Beskok, A.: Microflows – Fundamentals and Simulation. 1. Auflage, Springer-Verlag, New York 2002
- [52] Klingberg, G. / Mähling, W.: Schaltschrank- und Gehäuse-Klimatisierung bei besonderen Einsatzbedingung. 1. Auflage, Hüthig GmbH, Heidelberg 1999
- [53] Koch, M. / Evans, A. / Brunnschweiler, A.: Microfluidic Technology and Applications. Research Studies Press, University of Wales 2000
- [54] Koch, M. / Evans, A. G. R. / Brunnschweiler, A.: The dynamic micropump driven with a screen printed PZT actuator. Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 8, 1998
- [55] Köhler, J.: Wärme- und Stoffübertragung in Zweiphasenströmungen. 1. Auflage, Vieweg-Verlag, Braunschweig 1996
- [56] Kupsch, R.: Hinweise zur Anwendung der Peltierelemente. Peltron GmbH, Fürth 1998
- [57] Laser, D. J. / Santiago, J. G.: A review of micropumps. Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol. 14, No. 4, 2004
- [58] LG ThermoTechnologies GmbH: Kompaktkältesatz für Haushaltskühlgeräte mit einem neuartigen Isobutan-Hermetikkompressor. DBU-Projekt Datenbank, Osnabrück 2003
- [59] Little, W. A.: Microminiature Refrigeration – Small is better. Seite 2001-2009, North-Holland Publishing Company, 1982
- [60] Maake, W. / Eckert, H.-J.: Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik. 16. Auflage, C. F. Müller Verlag, Karlsruhe 1978
- [61] Mescheder, U.: Mikrosystemtechnik, Konzepte und Anwendungen. B.G. Teubner-Verlag, Stuttgart 2000
- [62] Meunier, F.: Refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression. International Journal of Refrigeration, Elsevier, Paris 2005
- [63] Meyers Neues Lexikon in acht Bänden, VEB Bibliographisches Institut, Leipzig 1962
- [64] Micci, M. M. / Ketsdever, A. D.: Micropropulsion for Small Spacecraft. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston 2000
- [65] micro diaphragm pumps. Informationsmaterial der thinXXS GmbH, Mainz 2004
- [66] MicroPelt MPC Series Thin Film Thermoelectric Cooler Family, Infineon AG, München 2006

- [67] Mikrozahnringpumpen. Informationsmaterial der HNP Mikrosysteme GmbH, Parchim 2004
- [68] Morris, Chr. J. / Forster, F. K.: Low-Order Modeling of Resonance for Fixed-Valve Micropumps Based on First Principles. *Journal of Microelectromechanical Systems*, Vol. 12, No. 3, 2003
- [69] Müller, W. H. / Ferber, F.: *Technische Mechanik für Ingenieure*. Fachbuchverlag Leipzig, 2005
- [70] National Institute of Standards and Technology, www.nist.gov, Manual and Property Models for the Refprop-Database
- [71] Nguyen, N. – T.: Entwurf und Charakterisierung eines mikromechanischen elektrokalorischen Durchflusssensors. Dissertation, TU-Chemnitz 1996
- [72] Nguyen, N. – T.: Entwurf, Herstellung und Charakterisierung von mikrofluidischen Systemen. Habilitation, University of California, Berkeley 2003
- [73] Olayiwola, N. O.: *Boiling in Mini and Micro-Channels*. Georgia Institute of Technology 2005
- [74] Phillip, J.: Optimierung von Haushaltskühlgeräten mittels numerischer Modellierung. Dissertation, TU – Dresden 2000
- [75] Pohlenz, W.: *Pumpen für Gase*. 1. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin 1974
- [76] Ratts, E. B. / Brown, J. S.: A generalized analysis for cascading refrigeration cycles using an entropy generation minimization method. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, Dearborn and Washington 1999
- [77] Riess, A. / Heinze, D. / Möhwald, M. / von Dosky, S.: Automatischer Präzisionsfeuchtluftgenerator mit Taupunktkammer. Projektabschlussbericht, FH-Jena / ConSens GmbH, Jena 2004
- [78] Richter, M.: Modellierung und experimentelle Charakterisierung von Mikrofluidsystemen und deren Komponenten. Dissertation, Universität der Bundeswehr, München 1998
- [79] Rist, D.: *Dynamik realer Gase*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Heidelberg 1996
- [80] Roddeck, W.: *Einführung in die Mechatronik*. B.G. Teubner, Stuttgart 1997
- [81] Seidel, R. / Noack, H.: *Der Kältemonteur: Handbuch für die Praxis*. 8. Auflage, C.F. Müller Verlag, Heidelberg 1998
- [82] Serrano, J. R.: Numerical Simulation and Experimental Validation of Hermetic Reciprocating Compressor. University of Catalunya, 2002
- [83] Sharaf, A. – N.: Untersuchung geeigneter Arbeitsstoffpaare für Absorptionskältemaschinen unter Berücksichtigung der Wärmeprozessoptimierung. Dissertation, TU – Ilmenau 2001
- [84] Shuai, J. / Kulenovic, R. / Groll, M.: Heat Transfer and Pressure Drop for Flow Boiling of Water in Narrow Vertical Rectangular Channels. First International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester 2003
- [85] Sigloch, H.: *Technische Fluidmechanik*. 2. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf 1991
- [86] Skye, H. M. / Nellis, G. F. / Klein, S. A.: Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, Wisconsin-Madison, 2005
- [87] Smits, J. G.: Piezoelectric micropump with 3 valves working peristaltically. *Journal of Sensors and Actuators*, A21 203-6, Elsevier Publishing 1990

- [88] Sobierska, E. / Shuai, J. / Kulenovic, R. / Mertz, R. / Groll, M.: Friction Factor and Pressure Drop Oscillations during Flow Boiling of Water in a Vertical Micro Channel. Institut of Nuclear Technology and Energy Systems, University of Stuttgart 2005
- [89] Steimle, F.: Energiebedarf für Kälteerzeugung. Editorial, KI Luft- und Kältetechnik , C.F. Müller Verlag, Heidelberg, Ausgabe 07/2002
- [90] Steinke, M. E. / Kandlikar, S. G.: Flow Boiling and Pressure Drop in parallel Flow Microchannels. First International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester 2003
- [91] Stoecker, W. F.: Industrial Refrigeration Handbook. II. Title, McGraw-Hill, New York 1998
- [92] Strähle, J.: Peltier-Kühlung für supraleitende Elektronik. Dissertation, Universität Tübingen 2000
- [93] Süß, J.: Wo liegt die untere Leistungsgrenze des transkritischen CO₂ – Kälteprozesses?. <http://www.danfoss.de>, 2002
- [94] Tassou, S. A. / Ge, Y. T. / Datta, D. / Chan, K. Y.: Modelling and control of multi-compressor food retail refrigeration systems. Professional Engineering Publishing, London 1998
- [95] Technical University of Denmark, www.et.dtu.dk/CoolPack.
- [96] Thome, J. R. / Ribatski, G.: State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro- and micro-channels. International Journal of Refrigeration, Elsevier, Lausanne, 2005
- [97] Urbanek, W. / Zemel, J. N. / Bau, H. H.: An investigation of the temperature dependence of Poiseuille numbers in microchannel flow. Journal of Micromechanics and Microengineering, 206 – 208, IOP Publishing, London 1993
- [98] Valladares, O. / Perez, C. D. / Oliva, A.: Numerical Simulation of capillary-tube expansion devices behavior with pure and mixed refrigerants considering metastable region Part I+II. Applied Thermal Engineering, Elsevier, Terrassa 2001
- [99] Vargo, S. E. et. al.: Knudsen Compressor as a micro- and macroscale Vacuum Pump without moving parts or fluids. J. Vac. Sci. Technol. A, 1999
- [100] Verbundprojekt: Miniaturisierter, diodengepumpter Festkörperlaser. Reihe: Innovationen in der Mikrosystemtechnik, VDI/VDE-Technologiezentrum, Teltow 1996
- [101] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas. 7. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf 1994
- [102] von Cube, H. L. / Steimle, F. / Lotz, H. / Kunis, J.: Lehrbuch der Kältetechnik. 4. Auflage, C.F. Müller Verlag, Heidelberg 1997
- [103] von Dosky, S. / Heinze, D.: Mechatronische Kältemaschinen – Modellierung und Laboruntersuchung. Vortrag und Tagungsband zur 6. Nachwuchswissenschaftlerkonferenz, Merseburg 2005
- [104] von Dosky, S. / Heinze, D.: Mechatronische Kältemaschinen – Modellierung und Laboruntersuchung. Vortrag zum Tag der Forschung, Jena 2004
- [105] von Dosky, S.: Modulares Minikühlsystem für die Mechatronik. Vortrag zum Tag der Forschung, Jena 2003

- [106] von Dosky, S.: Theoretische und experimentelle Untersuchung von Minikühlsystemen und deren Erprobung zur Kühlung von Sensoren für industrielle Prozesse. Diplomarbeit, FH-Jena, 1999
- [107] Wagner, W.: Wärmeübertragung. 5. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg 1998
- [108] Walker, G. / Bingham, E. R.: Low-Capacity Cryogenic Refrigeration. First release, Oxford University Press Inc., New York 1994
- [109] Webasto Thermosysteme GmbH: Kälte-Klima Schulungshandbuch. Stockdorf 2005
- [110] White, F. M.: Fluid Mechanics. McGraw-Hill, New York 1999
- [111] WO03073017 Means and Apparatus for Microrefrigeration
- [112] WO2004038308 Active Micro Cooler
- [113] Wurmus, H. / Gerlach, T.: Working principle and performance of the dynamic micropump. Sensors and Actuators A: Physical, Ilmenau 1995
- [114] Wurmus, H. / Gerlach, T. / Schünemann, M.: A new micropump principle of the reciprocating type using pyramidic micro flowchannels as passive valves. Journal of Micromechanics and Microengineering, Ilmenau 1995
- [115] www.physikinstrumente.com
- [116] www.scirus.com
- [117] www.wikipedia.de
- [118] Wylie, D. / Davenport, J. W.: New Refrigerants for Air Conditioning and Refrigeration Systems. The Fairmont Press, Lilburn 1996
- [119] Xie, L. et. al.: The use of Heat Pipes in the Cooling of Portables with High Power Packages. Intel Corporation / Thermacore Inc., Chandler / Lancaster 1998
- [120] Yokohama, Y. et. al.: Active Micro Heat Transport Device using Thermal Pumping System. Mitsubishi Corporation, Proceedings of MEMS IEEE, Kyoto 2003
- [121] Yuen, P. K. / Kricka, L. J. / Wilding, P.: Semi-disposable microvalves for use with microfabricated devices or microchips. Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol. 10, 2000
- [122] Yun, R et. al.: Evaporative heat transfer and pressure drop of R410a in microchannels. International Journal of Refrigeration, Elsevier, Seoul, 2005
- [123] Zhang, Ch. / Ding, G.: Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube. International Journal of Refrigeration, Shanghai 2004
- [124] Zhang, L. / Goodson, K. E. / Kenny, T. W.: Silicon Microchannel Heat Sinks. Springer-Verlag, Berlin 2004

Erklärung

Ich versichere, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet.

Bei der Auswahl und Auswertung folgenden Materials haben mir die nachstehend aufgeführten Personen in der jeweils beschriebenen Weise entgeltlich/unentgeltlich geholfen:

- keine

Weitere Personen waren an der inhaltlich-materiellen Erstellung der vorliegenden Arbeit nicht beteiligt. Insbesondere habe ich hierfür nicht die entgeltliche Hilfe von Vermittlungs- und Beratungsdiensten (Promotionsberater oder anderer Personen) in Anspruch genommen. Niemand hat von mir unmittelbar oder mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ich bin darauf hingewiesen worden, dass die Unrichtigkeit der vorstehenden Erklärung als Täuschungsversuch angesehen wird und den erfolglosen Abbruch des Promotionsverfahrens zur Folge hat.

(Ort, Datum)

(Unterschrift)

Thesen

- Konventionelle Mikropumpen und Dampfkompansion sind inkompatibel. Gründe hierfür sind ungünstige Verhältnisse zwischen Kolben- oder Membranfläche und deren Hub. Geeignete Mikroaktoren zur angemessenen Auslenkung eines Kolbens oder einer Membrane existieren nicht.
- Dämpfe lassen sich nur mit miniaturisierten klassischen Kompressoren komprimieren und verflüssigen, zum Beispiel mit Hubkolbenmaschinen.
- Hubkolbenmaschinen lassen sich nicht planarisieren. Deshalb ist gegenwärtig keine vollständig mikrotechnisch integrierte Kaltdampf-Kältemaschine umsetzbar.
- Die Verhältnisse zwischen Nutz- und Schadräumen werden bei kleineren Abmessungen ungünstiger. Betroffen ist vor allem der Kompressor im Bereich der Ventile und die Abdichtung Kolben / Zylinder. Dieser Umstand tritt ebenso bei unvollständig benetzten Volumina in nicht kreisförmigen Kanalquerschnitten auf.
- Kleine Kompressorsteuerventile haben ein günstiges Eigenschwingungsverhalten, im Bereich gebräuchlicher Kompressor-Kurbelwellendrehzahlen arbeiten Ventile dieser Größenordnung optimal.
- Das Verhältnis zwischen der volumetrischen Menge des Kältemittels und der volumetrischen Menge der Systemgrenze (Rohre, Kanalwände, Zylinderlaufbuchse) beeinflusst die Funktion der Kaltdampf-Kältemaschine wesentlich.
- Die Bedeutung thermischer Kurzschlüsse (beispielsweise Wärmeleitung im Wafer) erhöht sich mit zunehmender Miniaturisierung und wird unterhalb einer bestimmten geometrischen Systemgröße zur dominierenden Eigenschaft. Diese Neben- und Kurzschlüsse verhindern mit zunehmender Miniaturisierung die Aufrechterhaltung des Carnot'schen Kreisprozesses.
- Je Kaltdampf-Kältemaschine können ca. 50K Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator aufgrund des Phasenwechsels des Kältemittels erzeugt werden. Es existiert eine prozessbezogene breite Auswahl an Kältemitteln, die im Vergleich zu anderen Mikro-Kältemaschinen hohe volumetrische Kälteleistungen und COP's ermöglichen.
- Verschiedene Simulationsmethoden und Programme dienen der Auslegung von mechatronischen Kaltdampf-Kältemaschinen: Blockorientierte Programme sind insgesamt einfacher in der Handhabung und liefern präzise Prognosen, die durch Laboruntersuchungen bestätigt wurden. CFD-Software liefert zwar detaillierte aber weniger präzise Ergebnisse, überdies ist die Handhabung vergleichsweise aufwendig. Sie ist jedoch zur Analyse beinahe jeder praktischen thermodynamischen Fragestellung geeignet und zwingt den Entwickler zur vollständigen Auseinandersetzung mit dem Problem.
- Die Menge erzeugter Entropie ist ein Maß für die Güte eines Kälteprozesses. Je weniger Entropie erzeugt wird desto hochwertiger ist der Prozess. Deshalb lässt sich auch die Qualität der Skalierungsmethode und ihrer Ergebnisse anhand der entstehenden Entropie beurteilen.
- Mit der erprobten Kapillarrohrdimensionierungsberechnung wurden Mikrokapillare ausgelegt und Massenströme berechnet. Besonders bei der Anwendung der korrigierten Schätzlösung zeigen Berechnungen und Laboruntersuchungen nur geringe Abweichungen voneinander.

- Aktive Entspannungsorgane wie Schnellschalt- und Proportionalventil sind optimal geeignet, Kältemittel-Massenströme zu steuern und zu verteilen. Überdies kann eine Kälteleistungsanpassung im Zusammenhang mit variabler Kompressordrehzahl erfolgen.
- Die Diskretisierung einer Kaltdampf-Kältemaschine bei der Simulation mittels CFD-Software und geeigneter Modelle ist richtungsweisend. Zukünftige Geometriemodelle von Kältemaschinen beliebiger Größe brauchen nur noch invertiert zu werden, um die Rohr- oder Kanal-Innenvolumina vernetzen, berechnen und das Verhalten des Gesamtsystems simulieren zu können.