



Jun.-Prof. Dr.-Ing. Jens Meinert, Dipl.-Ing. Sven Synowzik,  
Dipl.-Ing. Jens Haupt

## **Applizierung des elektrokinetischen Wirkprinzips zur Bewegung von Fluiden in Mikrokühlsystemen**

**Abschlussbericht zum Forschungsprojekt, gefördert unter dem Az. 24321  
von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU)**

Dresden, 01. Juli 2008



**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>24321</b>	Referat	<b>21/0</b>	Fördersumme	<b>110.250,00 €</b>
<b>Antragstitel</b>	Applizierung des elektronischen Wirkprinzips zur Bewegung von Fluiden in Mikrokühlsystemen				
<b>Stichworte</b>	Verfahren, Kühlung				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
<b>28 Monate</b>	<b>15.12.2005</b>	<b>14.04.2008</b>	<b>9</b>		
Zwischenberichte:	alle 6 Monate Kurzbericht				
<b>Bewilligungsempfänger</b>	Technische Universität Dresden Institut für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung Helmholtzstr. 14 01069 Dresden			Tel	<b>0351 / 463 34741</b>
				Fax	<b>0351 / 463 37105</b>
				Projektleitung	Jun.-Prof. Dr.-Ing. Jens Meinert
				Bearbeiter	Dipl.-Ing. Synowzik / Haupt / Xu
<b>Kooperationspartner</b>	keine				

### **Zielsetzung und Anlass des Vorhabens**

Die Kühlung Wärme erzeugender elektronischer Baugruppen in Computern oder anderen Bürogeräten (Fax, Kopierer) erfolgt heute in der Mehrheit der Fälle direkt durch Nutzung von Umgebungsluft. Dabei ist eine Belastung dieser Kühlluft mit innerhalb der Geräte emittierten Schadstoffen unvermeidlich. Dies führt zur Beeinträchtigung des Arbeitsklimas und vermehrtem Lüftungs- und damit Heizungsbedarf.

Eine Alternative besteht im Einsatz eines geschlossenen Zweiphasen-Kühlkreislaufes bestehend aus Pumpe, Mikroverdampfer und Kondensator, wobei die Umgebungskühlluft – separat geführt – nur mit dem Kondensator in Kontakt kommt und das Gerät ohne Schadstoffbelastung wieder verlassen kann.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

Die Entwicklung eines geschlossenen Zweiphasen-Kreislaufes für die Kühlung elektronischer Bauteile erfordert verschiedene Arbeitsschritte: die Auswahl einer geeigneten Pumpe, die Auslegung eines Mikroverdampfers zum Wärmeabtransport am Bauteil, die Konstruktion eines kompakten Kondensators zur Übergabe der Wärme an die Umgebungsluft und das Studium des Gesamtsystemverhaltens.

Hinsichtlich der Pumpe wird das elektrokinetische Wirkprinzip favorisiert, da diese Pumpen ohne mechanisch bewegte Teile arbeiten und dadurch eine sehr hohe Lebensdauer aufweisen. Die Eignung dieses neuartigen Pumpentyps wird anhand detaillierter experimenteller Untersuchungen getestet.

Die Nutzung des Phasenüberganges für die Wärmeabfuhr reduziert die Menge des umzuwälzenden Kühlmittels erheblich, so dass hochgerechnet auf die Betriebsdauer eines solchen Kühlsystems eine enorme Einsparung hinsichtlich der Antriebsleistung erzielt wird. Die Entwicklung geeigneter Verdampfer erfordert jedoch zunächst die experimentelle Untersuchung des Blasensiedens in Mikrokanälen. Da der Einsatz von Wasser als Kühlmittel aus umweltrelevanten Gründen und wegen der für elektrokinetische Pumpen benötigten Leitfähigkeit erforderlich ist, muss im System zur Gewährleistung der benötigten Siedetemperatur ein Unterdruck herrschen.

Pumpe, Verdampfer und Kondensator arbeiten in einem geschlossenen Kreislauf zusammen, dessen instationäres (dynamisches) Verhalten im Detail untersucht werden muss. Auf der Basis entsprechender Experimente wird eine Modellierungssoftware entwickelt, die – validiert mit Messergebnissen – zur Auslegung verschiedenartiger Zwangsumlauf-Mikrokühlsysteme verwendet werden kann.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Die detaillierte experimentelle Untersuchung der elektrokinetischen Pumpe (Prototyp) zeigte, dass dieses Prinzip grundsätzlich zur Förderung von Fluiden geeignet ist. Erreichbare Masseströme und Druckerhöhungen korrelieren mit den Erfordernissen für den Einsatz in Mikrokühlsystemen. Grundvoraussetzung ist das Vorhandensein elektrischer Ladungsträger im Fluid, die beim Einsatz von Kältemitteln zugesetzt werden müssten. Hinsichtlich der Langzeit-Laufeigenschaften weisen diese Pumpen extreme Nachteile auf, die einen derzeitigen Einsatz zur Fluidförderung in Kühlkreisläufen ausschließen. Dazu gehören insbesondere die ungelösten Problemstellungen der Rekombination der entstehenden Synthesegase und der Vermeidung des Verschmutzens des Glasfilters.

Bei der Entwicklung von Mikroverdampfern wurden im Resultat der Projektarbeiten beachtliche Fortschritte erzielt. Dazu zählen zum einen die Entwicklung bzw. Validierung empirischer Beziehungen zur Berechnung von Wärmeübergang und Druckverlust in Mikrokanälen bei einer Zweiphasenströmung. Es wurden Modellkanäle mit unterschiedlichem Strömungsquerschnitt gefertigt und mit allen benötigten Sensoren bestückt. Andererseits erfolgte die Konstruktion, Fertigung und Vermessung konkreter Mikroverdampfer-Prototypen. Diese wurden in einen Modellkühlkreislauf implementiert und unter variablen Randbedingungen (Wärmezufuhr, Kühlmittel Wasser oder Kältemittel SES36) getestet. Dabei kamen auch innovative Technologien wie z. B. der Einsatz von offenzelligen Metallschäumen im Verdampfer zur Anwendung. Die Untersuchungen zeigten, dass die thermische und hydraulische Auslegung eines Verdampfers vielseitig und anspruchsvoll ist, die im Projekt geschaffenen empirischen Werkzeuge eine wichtige Hilfestellung zur Erreichung dieses Zieles leisten.

Zur Vorhersage des instationären Verhaltens eines Mikrokühlkreislaufes nach der sprunghaften Änderung einer Randbedingung (z. B. der plötzlichen Erhöhung der Wärmezufuhr) wurden sowohl experimentelle als auch schwerpunktmäßig programmiertechnische Arbeiten durchgeführt. Hierbei besteht das Ziel darin, die durch die vorhandenen Wärmekapazitäten im Kreislauf geprägte zeitliche Veränderung der CPU-Temperatur vorherzubestimmen. Zur Validierung des Berechnungsalgorithmus wird eine Messdatenbasis benötigt, die mit Hilfe eines Modellkühlkreislaufes erstellt und vervollständigt wurde und wird. Der Berechnungsablauf an sich ist sehr anspruchsvoll, da alle Bauteile des Kreislaufes hydraulisch und thermisch modelliert werden müssen (hier fließen Gleichungen ein, die aus obigen Messdaten abgeleitet wurden). Die vielschichtige Verknüpfung der Bauteileigenschaften untereinander kann unter Zuhilfenahme von Gesetzmäßigkeiten aus der Elektrotechnik (Knoten, Maschen) modelliert werden, schlussendlich muss ein nichtlineares Gleichungssystem mathematisch behandelt und einer konvergenten Lösung zugeführt werden.

Besonderes Augenmerk wurde auf die Schaffung einer universellen, benutzerfreundlichen und mit Sicherheitstests ausgestatteten Bedienoberfläche des Programmsystems gelegt. Da diese Arbeiten in einer Dissertationsschrift münden sollen erfolgt deren Ausführung – ebenso wie die experimentelle Untersuchung der Zweiphasenströmung – auf einem promotionswürdigen wissenschaftlichen Niveau. Die Vervollständigung der messtechnischen Datenbasis als auch die algorithmische und programmier-technische Verfeinerung des Berechnungsmoduls werden im Anschluss an das von der DBU geförderte Projekt aus eigenen Mitteln der TU Dresden weitergeführt.

Die während des Projektes erreichten wissenschaftlichen Ergebnisse korrespondieren im Nachhinein nur wenig mit dem Titel des Projektes, da das elektrokinetische Wirkprinzip nicht appliziert werden konnte. Dies war jedoch in der Phase der Antragstellung nicht einschätzbar. Aus diesem Grund wurde der Schwerpunkt der Projektarbeiten auf die Entwicklung anderer Komponenten des Kühlkreislaufes und die Modellierung dessen Betriebverhalten verlagert. Damit tragen die Resultate maßgeblich zur Entwicklung von Mikrokühlkreisläufen mit Phasenübergang zur Elektronikkühlung bei – wenn auch mit alternativen Pumpenkonzepten. Den umweltrelevanten Zielen dieser Bemühungen konnte damit im Rahmen der Möglichkeiten dieses Forschungsprojektes in vollem Umfang entsprochen werden.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Einreichung einer Diplomarbeit und einer Dissertationsschrift an der Fakultät Maschinenwesen der TU Dresden, eine weitere Dissertation in Arbeit (2009), Teilnahme an Ausstellungen (Präsentationsmodell), Vorträge auf Tagungen zum Thema Wärmeübertragung

## **Fazit**

Die im Rahmen dieses Projektes bearbeiteten Problemstellungen dienten dem Ziel, thermodynamisch effektive, geschlossene Kühlsysteme für Wärme erzeugende elektronische Bauteile zu entwickeln. Deren Vorteil liegt bei massenhaftem Einsatz in einer Senkung des Energieverbrauches für das Kühlsystem und einer Verbesserung der Arbeitsbedingungen in Gegenwart von Bürogeräten. Zur Erreichung beider Ziele konnten wesentliche Schritte getan werden, eine Fortführung der Arbeiten ist aufgrund der Komplexität der Materie unerlässlich. Besonders erfreulich ist, dass die Qualifizierung wissenschaftlichen Nachwuchses mit dem Projekt erfolgreich befördert werden konnte.

# Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	vii
Zusammenfassung	ix
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Studien zur elektrokinetischen Pumpe</b>	<b>4</b>
2.1 Einleitung und Zielstellung	4
2.2 Ausgewählte Versuchsergebnisse	6
2.2.1 Einfluss der elektrischen Spannung $U$	6
2.2.2 Einfluss der elektrischen Leitfähigkeit $\sigma$	6
2.2.3 Einfluss der Filterstärke $s$	7
2.3 Abschließende Beurteilung der Pumpe und Fazit	8
<b>3 Entwicklung eines Mikroverdampfers</b>	<b>11</b>
3.1 Grundlagen	11
3.2 Versuchsaufbau	11
3.3 Untersuchte Mikroverdampfer-Prototypen	13
3.4 Auswahl des Versuchsmediums	14
3.5 Versuchsergebnisse	15
3.5.1 Versuchsmedium Wasser	15
3.5.2 Versuchsmedium Solkatherm SES36	17
3.5.3 Zusammenfassung und Ausblick	18
<b>4 Entwicklung eines mathematischen Kreislaufmodells</b>	<b>19</b>
4.1 Grundlagen	19
4.2 Die hydraulische Modellierungsebene	20
4.3 Thermodynamische Modellierungsebene	25
4.4 Implementierung des Modells	26
4.4.1 Programmfunktionen	26
4.4.2 Die grafische Benutzerschnittstelle	28
<b>5 Modellversuchsanlagen</b>	<b>30</b>
5.1 Modellkühlkreislauf	31
5.1.1 Systemkonfiguration	31
5.1.2 Messtechnik	31
5.1.3 Messergebnisse	32
5.2 Präsentationsmodell	34
<b>6 Fazit</b>	<b>36</b>
<b>A Anhang</b>	<b>39</b>
A.1 Weitere Abbildungen	39

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung eines Kühlkreislaufes . . . . .	1
2.1	Elektrokinetische Versuchspumpe . . . . .	4
2.2	Pumpenkennlinie . . . . .	5
2.3	Max. Gegendruck bei unterschiedlicher Spannung $U$ . . . . .	6
2.4	Max. Volumenstrom bei unterschiedlicher Spannung $U$ . . . . .	7
2.5	Skalierte Pumpenkennlinie . . . . .	8
3.1	Versuchsstand Mikroverdampfer . . . . .	12
3.2	Vergleich der Mikroverdampfer . . . . .	16
3.3	Vergleich der Mikroverdampfer . . . . .	17
4.1	Modellierung des instationären Kreislaufverhaltens . . . . .	19
4.2	Eigenschaften eines Netzwerks . . . . .	21
4.3	Arbeitspunkt simpler Strang . . . . .	22
4.4	Definition thermodynamischer Einzelsysteme am Beispiel eines Rohres . . . . .	26
4.5	Ansicht des Simulationstools . . . . .	28
5.1	Der Laborversuchsstand . . . . .	30
5.2	Zeitlicher Verlauf der CPU-Temperatur bei wechselnden Wärmeleistungen . . . . .	33
5.3	Präsentationsmodell . . . . .	34
A.1	Klassenhierarchie . . . . .	39
A.2	Risse im Ausgleichsbehälter . . . . .	40
A.3	Untersuchte Mikroverdampfer Prototypen . . . . .	41

# Symbolverzeichnis

## Variablen

Symbol	Bedeutung	Einheit
$A$	Fläche	$m^2$
$B$	Bauteil	-
$c$	Geschwindigkeit	$m/s$
$d$	Durchmesser	$m$
$f$	Funktion von	-
$GS$	Gleichungssystem	-
$I$	elektrische Stromstärke	$A$
$i$	Index, Laufvariable	-
$K$	Faktor	-
$L, l$	Länge	$m$
$LGS$	lineares Gleichungssystem	-
$\dot{m}$	Massestrom	$kg/s$
$N$	Anzahl	-
$P$	Leistung	$W$
$p$	Druck	$Pa$
$pH$	pondus Hydrogenii ( $pH$ -Wert)	-
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$s$	Wandstärke, Filterstärke, Abstand	$m$
$T$	Kelvin-Temperatur	$K$
$U$	elektrische Spannung	$V$
$V$	Volumen	$m^3$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$ml/min$
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2 K)$
$\Delta$	Differenz	-
$\eta_P$	Pumpen-Wirkungsgrad	-
$\lambda$	Rohrreibungszahl	-
$\mu$	Mobilität	$m^2/(Vs)$
$\nu$	Wanderungsgeschwindigkeit	$m/s$
$\rho$	Dichte	$kg/m^3$
$\sigma$	elektrische Leitfähigkeit	$\mu S/cm$
$\tau$	Zeit	$s$
$\zeta$	Druckverlustbeiwert	-

### Tiefgestellte Indizes

Symbol	Bedeutung
0	Bezugszustand
<i>ep</i>	elektrophoretisch
<i>Fl</i>	Fluid
<i>Ka</i>	Kante
<i>Kn</i>	Knoten
<i>Ma</i>	Masche
<i>max</i>	maximal
<i>u</i>	Umgebung
<i>zu</i>	zugeführt

### Hochgestellte Indizes

Symbol	Bedeutung
'	siedende Flüssigkeit
"	trocken gesättigter Dampf

## Zusammenfassung

Das im vorliegenden Abschlussbericht zusammengefasste Projekt hatte ursprünglich zum Ziel, das elektrokinetische Wirkprinzip zur Entwicklung einer Pumpe für Mikrokühlsysteme zu applizieren. Nicht zuletzt bedingt durch die Tatsache, dass im Ergebnis der durchgeführten Untersuchungen ein Einsatz dieses Prinzips zum heutigen Zeitpunkt als eher unwahrscheinlich eingeschätzt werden muss, wurden die Arbeiten auf andere Forschungsschwerpunkte ausgedehnt. Dies betrifft insbesondere die zur Entwicklung derartiger Kühlkreisläufe benötigten Mikroverdampfer und die zuverlässige Modellierung des instationären Systemverhaltens.

Zur Applizierung des elektrokinetischen Wirkprinzips wurden eine detaillierte Literaturstudie und umfangreiche experimentelle Untersuchungen mit dem Prototyp einer solchen Pumpe durchgeführt. Dabei zeigte sich zunächst, dass die Pumpe wie erwartet funktioniert und grundsätzlich zum Transport eines über elektrische Ladungsträger verfügenden Fluids ohne mechanisch bewegte Teile – und damit geräuschlos – geeignet ist. Die wichtigsten Betriebsparameter wurden variiert und deren Abhängigkeit von den maßgeblichen Einflussfaktoren mittels empirischer Beziehungen modelliert. Ein Langzeiteinsatz derartiger Pumpen scheitert jedoch – wie auch von anderen Forschergruppen dokumentiert – an einigen Problemen, die insbesondere mit der Entstehung von Elektrolysegas und dem Verschmutzen des benötigten Glasfilters zusammenhängen. Die Ergebnisse sind ausführlich in einer Diplomarbeit [7] zusammengefasst.

Hinsichtlich der Entwicklung von Mikroverdampfern konnten im Rahmen des Projektes wesentliche Fortschritte erreicht werden. Dies betrifft speziell die wissenschaftliche Untersuchung der Problematik des Strömungssiedens in Kanälen geringer Abmessung, die bisher kaum behandelt wurde. Mit Hilfe einer geeigneten experimentellen Ausrüstung wurden detaillierte Arbeiten zur Erfassung des Wärmeüberganges und des Druckverlustes in derartigen Kanalstrukturen durchgeführt, ausgewertet und systematisiert. Darauf basierend erfolgte die Fertigung verschiedener Verdampfer-Prototypen und deren Test in einem Komplettkreislauf unterschiedlichen Kühlmitteln. Alle Untersuchungsergebnisse zur elektrokinetischen Pumpe und dem Verdampferdesign mündeten in einer an der Fakultät Maschinenwesen der TU Dresden eingereichten Promotion [8].

Einen weiteren wichtigen Schwerpunkt der Projektarbeiten stellt die mathematische Modellierung des instationären Kreislaufverhaltens dar. Dies ist für den zuverlässigen Betrieb eines Mikrokühlsystems auch bei sprunghafter Änderung der Wärmezufuhr von enormer Wichtigkeit. Zahlreiche Messungen der Zustandsgrößen (Druck- und Temperaturverlauf) in einem im Labor errichteten Modellkühlkreislauf unter variablen Randbedingungen liefern die Datenbasis zur Validierung eines anspruchsvollen numerischen Lösungsalgorithmus der die physikalischen Vorgänge beschreibenden Differenzialgleichungen. Die programmiertechnische Umsetzung erfolgt in Form einer universell bedienbaren, menügeführten Oberfläche zur Berechnung beliebiger Kreislaufstrukturen. Auch diese Arbeiten werden schließlich in einer Promotionsschrift dokumentiert.

Aufgrund des extrem hohen wissenschaftlichen Anspruches sowohl der messtechnischen als auch der theoretischen Beschäftigung mit Zweiphasenströmungen ergab sich häufig die Notwendigkeit der Anpassung der ursprünglichen Planungen an den tatsächlichen Arbeitsfortschritt. Grundsätzlich kann jedoch festgestellt werden, dass die wichtigsten Ziele des Projektes erreicht wurden, außerdem werden die Arbeiten unter Verwendung eigener Ressourcen der TU Dresden fortgesetzt. Ein direkt quantifizierbarer ökonomischer Nutzen erwächst aufgrund des stark wissenschaftlichen Grundlagencharakters der Projektarbeiten noch nicht. Zweifelsfrei wurde ein wichtiger Beitrag zur Entwicklung umwelt- und nutzerfreundlicher Mikrokühlkreisläufe geleistet.



## 1 Einleitung

Die spezielle **Umweltrelevanz** dieser Arbeiten lässt sich verdeutlichen, wenn man den zukünftigen, massenhaften Einsatz derartiger Kühlsysteme in PCs für den Büro- und Privatbereich in Erwägung zieht. Derzeit verfügt ein PC i. d. R. über je einen Lüfter für die drei wichtigsten Wärmequellen: den Hauptprozessor, den Grafikkarten-Prozessor und das Netzteil, mit einer jeweiligen elektrischen Leistungsaufnahme und einem emittierten Geräuschpegel.

Im Gegensatz dazu veranschaulicht Abbildung 1.1 auf der linken Seite alternativ die Implementierung eines Kühlkreislaufes in ein genormtes PC-Gehäuse. Unmittelbar auf die Wärmequelle wird der Verdampfer (1) installiert, wobei ein optimaler thermischer Kontakt zwischen beiden gewährleistet werden muss. Eine Pumpe (2) sorgt für den (Zwangs-) Fluidumlauf innerhalb des Rohrsystems.<sup>1</sup> Die vom Fluid im Verdampfer aufgenommene Wärme wird so zum Kondensator (3) transportiert und dort an die Umgebung abgegeben. Das Kondensat wird für einen neuen Umlauf im Ausgleichsbehälter (4) gesammelt.

Wie im rechten Teil der Abbildung zu sehen, besteht der große Vorteil eines solchen Kühlsystems darin, dass mehrere Wärmequellen auf dieselbe „Übergabestelle“ an die Umgebung (Kondensator) gekoppelt werden können und damit nur ein Lüfter benötigt wird. Dies senkt die Investitionskosten sowie die aufgenommene Leistung zur Belüftung des PC und reduziert außerdem den Geräuschpegel. Damit ergibt sich eine nicht unwesentliche Verbesserung des Arbeitsklimas in Gegenwart elektronischer Geräte. Außerdem kann die Zu- und Abfuhr der Kühlluft über einen vom Gehäuseinneren separierten Strömungskanal (5) erfolgen, so dass keine eventuell aus der Elektronik ausgasenden Komponenten in die Umgebungsluft gelangen.

Ein weiteres Potenzial zur Energieeinsparung ergibt sich aus der Tatsache, dass die für die Pumpe (2) benötigte Antriebsleistung im Vergleich zu einem Lüfter niedriger ist. Dies ist darin begründet, dass bei Ausnutzung des Phasenüberganges ein vergleichsweise geringer Kühlmittelmassenstrom benötigt wird, da die „Energieaufnahmefähigkeit“<sup>2</sup> des Fluids dann wesentlich höher ist als im einphasigen Zustand. Außerdem emittiert eine Flüssigkeitspumpe dieser Größenordnung nahezu keine, bei Einsatz des elektrokinetischen Wirkprinzipes überhaupt keine Geräusche.

Das tatsächliche Einsparpotenzial aller dieser unterschiedlichen Aspekte lässt sich natürlich nur bei Hochrechnung auf entsprechende Vertriebszahlen von derartig ausgerüsteten Bürogeräten ermesen. Zu den **Teilprojekten** bei der Entwicklung eines Zwangskühlkreislaufes mit Phasenübergang gehören:

- die Entwicklung einer material- und energieeffizienten Mikropumpe im geforderten Volumestrombereich und mit der benötigten Lebensdauer (Nutzung des elektrokinetischen Wirkprinzipes),
- das Design von Mikroverdampfern, wobei das Aufstellen zuverlässiger Berechnungsmethoden für Strömung und Wärmeübergang in Mikrokanälen die wichtigste Voraussetzung darstellt,
- die Auslegung eines luftgekühlten kompakten Kondensators (diesbezüglich existieren Berechnungswerkzeuge) und
- die Modellierung insbesondere des instationären Verhaltens des Gesamtkreislaufes, um bspw. den Temperaturverlauf an der Wärmequelle nach einer sprunghaften Erhöhung der Wärmeleistung vorhersagen zu können.

Der vorliegende Abschlussbericht fasst alle im Projektzeitraum durchgeführten Arbeiten und deren wesentliche Ergebnisse zusammen.

<sup>1</sup>Alternativ existieren Schwerkraft getriebene Kreisläufe, die jedoch eine bestimmte Positionierung des Gerätes erfordern.

<sup>2</sup>Mit derselben Wärmemenge, die zum vollständigen Verdampfen eines Gramms Wasser benötigt wird, könnte man dieselbe Wassermenge im flüssigen Zustand - wenn dies möglich wäre - um  $\Delta T = 500 \text{ K}$  erwärmen.

## 1 Einleitung

Zunächst werden die durchgeführten Studien zu einem neuartigen Pumpenkonzept - dem elektrokinetischen Wirkprinzip - vorgestellt. Dieses ohne mechanisch bewegte Teile arbeitende Fluidförderprinzip erweckte große Hoffnungen bezüglich der erreichbaren Lebensdauer. Der Prototyp einer solchen Pumpe wurde in einem dafür errichteten Versuchstand detaillierten Messungen mit variablen Randbedingungen unterzogen. Es zeigte sich, dass die elektrokinetische Pumpe im jetzigen Entwicklungsstadium kaum praxistauglich ist. Es existieren jedoch alternative Mikropumpenkonzepte (Membran-, Zahnradpumpen), die zur Ausrüstung eines solchen Kühlkreislaufes eingesetzt werden können.

Weiterhin wurden schwerpunktmäßig experimentelle Untersuchungen zur Strömung und zum Wärmeübergang in Mikrokanälen mit Phasenübergang durchgeführt, deren Erkenntnisse grundlegend für die Entwicklung kompakter Hochleistungsverdampfer sind. Mittels eines Modellverdampfers gelang die Variation verschiedener Einflussparameter (Wärme- und Massestromdichte, Kanalform) und die Erfassung des Einflusses auf den Druckverlust und den Wärmeübergangskoeffizienten, alle Ergebnisse konnten systematisiert und für spätere Auslegungsrechnungen dokumentiert werden. Zum Aufbau eines Labor-Modellkühlkreislaufes erfolgten die Entwicklung, Fertigung und der Test unterschiedlicher Prototypen von Mikroverdampfern.

Bedingt durch die bereits angedeuteten negativen Ergebnisse hinsichtlich der Langzeitfunktionalität der elektrokinetischen Pumpe wurde beim Modellverdampfer und -kreislauf auf eine Zahnradpumpe zurückgegriffen. Da die geometrischen Dimensionen des Modellkreislaufes zur Ermöglichung der Bestückung mit Sensoren nicht denen einer praxistauglichen Variante zur Implementierung in ein PC-Gehäuse entsprechen konnten, wurde zusätzlich ein Präsentationsmodell (siehe Abbildung 5.3) gebaut. Messdaten, die mit Hilfe des Modellkreislaufes gesammelt wurden, dienten als Grundlage zur Validierung eines Berechnungsalgorithmus, mit dessen Hilfe sich das instationäre Verhalten eines solchen Kühlsystems vorausberechnen lässt. Der Umfang der bisher durchgeführten Messungen entspricht noch nicht dem ursprünglich geplanten.

Vielmehr wurden vermehrte Anstrengungen auf die Entwicklung des Berechnungsalgorithmus für das instationäre Verhalten eines Mikrokühlsystems mit Phasenübergang gerichtet. Dabei erfolgt zunächst eine Verknüpfung aller benötigten Kreislaufkomponenten, die sich an aus der Elektrotechnik bekannten Prinzipien (Kirchhoffsche Gesetze, Maschen, Knoten) orientiert. Des Weiteren müssen alle Bauteile thermisch und hydraulisch beschrieben werden, wobei im Falle des Verdampfers oder der Verbindungsleitung Verdampfer/Kondensator die oben erwähnten eigenen Ergebnisse bezüglich der Zweiphasenströmung Eingang finden. Schließlich ergibt sich aus den umfangreichen Kopplungen zwischen den einzelnen Bauteilen die Notwendigkeit der mathematisch äußerst anspruchsvollen Lösung eines nichtlinearen Gleichungssystems. Außerdem wurden und werden große Bemühungen auf die Programmierung einer universellen, leicht bedienbaren Systemoberfläche fokussiert.

## 2 Studien zur elektrokinetischen Pumpe

### 2.1 Einleitung und Zielstellung

Resultierend aus der Erkenntnis, dass aktuell verfügbare Mikropumpen hinsichtlich maximaler Pumpenparameter und Lebensdauer noch keinen befriedigenden Entwicklungsstand erreicht haben, stellte die Untersuchung eines innovativen Pumpenprinzips einen weiteren wichtigen Entwicklungsschritt im Gesamtprojekt dar.

Die Idee besteht in der Ausnutzung von zwei elektrochemischen Phänomenen, der Elektrophorese und dem elektrophoretischen Fluss (kurz *EOF*) [1, 4]. Die Elektrophorese beschreibt allgemein die Bewegung geladener Teilchen in einem flüssigen Medium unter dem Einfluss eines elektrischen Feldes. Aus der Summe vieler Einflussfaktoren, wie z. B. Ladungsdichte eines Moleküls, Teilchenradius, Reibungswiderstand u. a., setzt sich die elektrophoretische Mobilität  $\mu_{ep}$  zusammen, die letztendlich die Wanderungsgeschwindigkeit  $\nu_{ep}$  eines Teilchens bestimmt.

Neben der elektrophoretischen Teilchenwanderung stellt sich – vor allem bei der Verwendung von Glaskapillaren – ein weiterer Effekt ein, der auch an der Ionenbewegung beteiligt ist: der *elektroosmotische Fluss*. Hierunter versteht man die Bewegung einer Elektrolytlösung relativ zu einer geladenen Oberfläche unter dem Einfluss eines elektrischen Feldes [4]. Der pH-Wert hat hierbei einen maßgeblichen Einfluss auf die elektroosmotische Mobilität  $\mu_{eof}$  der Teilchen. Die Kombination beider Effekte soll schließlich die Förderung des Kühlfluids ermöglichen.

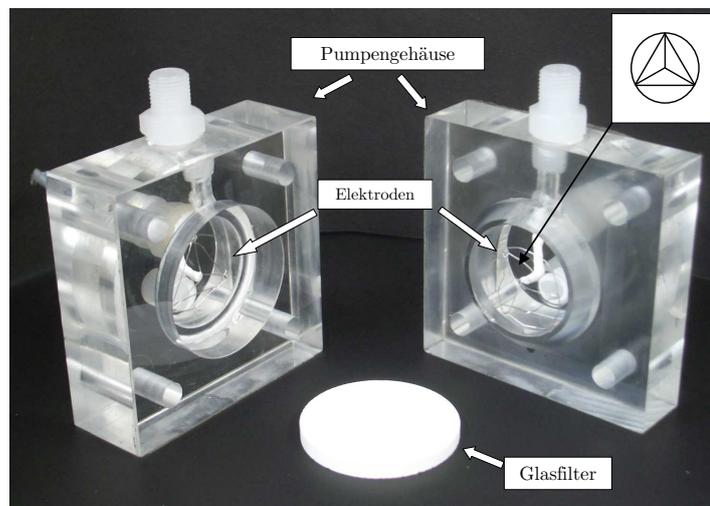


Abbildung 2.1: Elektrokinetische Versuchspumpe

Bewegte Bauteile sind dazu nicht notwendig, was bezüglich Lebensdauer und Kostenaufwand auf ein viel versprechendes Pumpenkonzept hoffen ließ. Im Rahmen einer Diplomarbeit [7] wurde geprüft, inwiefern sich dieses innovative Pumpenprinzip für den Einsatz in einem geschlossenen Kühlkreislauf eignet. Hauptaugenmerk der Arbeit lag dabei auf der experimentellen Ermittlung grundlegender Zusammenhänge. Es wurden die wesentlichen Einflussgrößen auf den Prozess und die Leistungsfähigkeit der Pumpe analysiert.

## 2 Studien zur elektrokinetischen Pumpe

Für die Durchführung der Versuchsreihen stand ein von Dautert [3] konzipierter Versuchsstand inklusive Versuchspumpe am Institut für Thermodynamik und TGA zur Verfügung. Das Konzept konnte bis auf geringe messtechnische Modifikationen am Prüfstand für die Experimente übernommen werden. Eine fotografische Abbildung der verwendeten Versuchspumpe ist in Abbildung 2.1 gegeben. Eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus und Erläuterungen zur Versuchsdurchführung enthält [7].

Aus dem Spektrum an Publikationen über experimentelle Arbeiten mit elektrokinetischen Pumpen konnte geschlossen werden, dass sich besonders Deionat mit einem Zusatz an  $\text{Na}^+$ -Ionen<sup>1</sup> als Arbeitsmedium für dieses Pumpenprinzip gut eignet [2, 9, 11]. Die freien Ladungsträger werden in Form der Borax-Pufferlösung  $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$  dem Deionat zugegeben, wodurch sich neben einer Steigerung der elektrischen Leitfähigkeit  $\sigma$  gleichzeitig ein gleichbleibender pH-Wert von  $\text{pH} \approx 9,2$  einstellt. Bei diesem Wert ergibt sich eine hohe Mobilität  $\mu$  der Ladungsträger [10], was sich positiv auf die Leistungscharakteristik der Pumpe auswirkt.

Hinsichtlich der wichtigsten Parameter maximaler Durchfluss  $\dot{V}_{max}$  und maximaler Gegendruck  $\Delta p_{max}$  wurden die Einflussfaktoren elektrische Spannung  $U$ , Filterstärke  $s$  und elektrische Leitfähigkeit des Fluids  $\sigma$  analysiert. Für die Gestaltung der Elektroden fanden die Ergebnisse aus [3] Berücksichtigung.

Die wichtigsten Ergebnisse der Untersuchungen werden im folgenden Abschnitt auszugsweise vorgestellt und diskutiert.

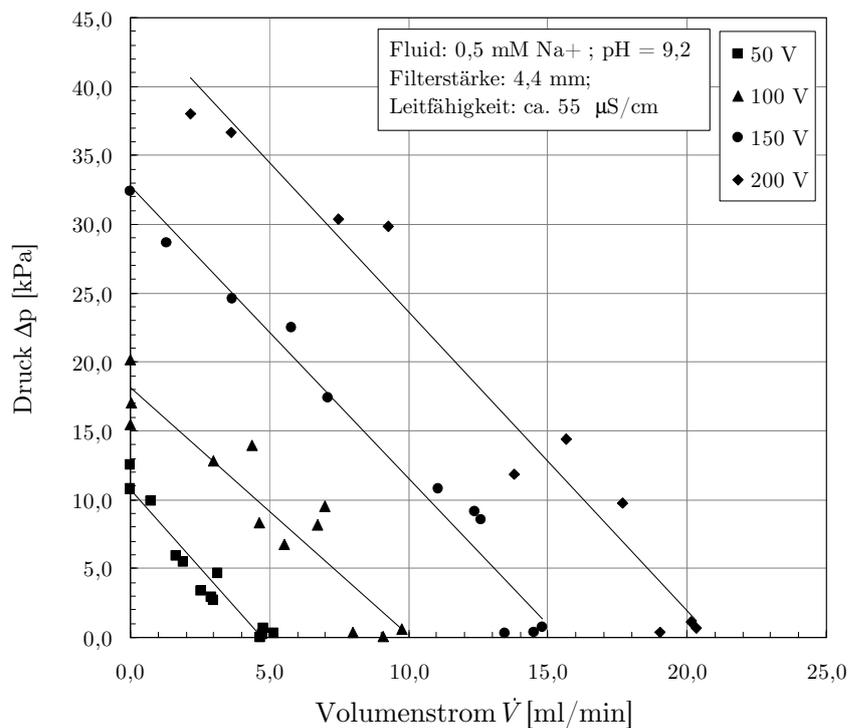


Abbildung 2.2: Pumpenkennlinie

bei unterschiedlicher Spannung  $U$ ; Leitfähigkeit  $\sigma \approx 55 \mu\text{S}/\text{cm}$ ; Filterstärke  $s = 4,4 \text{ mm}$

<sup>1</sup>Die Konzentration an Ionen wird in mM = Millimol angegeben. Eine 0,5 mM Lösung bedeutet, dass 0,5 Millimol in einem Liter Lösung enthalten sind.

## 2.2 Ausgewählte Versuchsergebnisse

### 2.2.1 Einfluss der elektrischen Spannung $U$

Abbildung 2.2 zeigt beispielhaft die charakteristische Pumpenkennlinie bei verschiedenen Spannungen für eine 0,5 mM Pufferlösung. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Steigerung der angelegten Spannung zu einer Zunahme der Förderparameter führt. Erwartungsgemäß resultiert aus einer höheren Spannung ein erhöhter Stromfluss; entsprechend wird der Pumpe mehr elektrische Leistung  $P_{zu}$  zugeführt.

### 2.2.2 Einfluss der elektrischen Leitfähigkeit $\sigma$

Um den Einfluss der elektrischen Leitfähigkeit  $\sigma$  auf die Förderparameter der Pumpe zu analysieren, wurden dem Arbeitsmedium unterschiedliche Mengen an  $Na^+$ -Ionen zugesetzt.

Die Auswertung einzelner Kennlinien für unterschiedliche Ionenkonzentrationen (siehe [7]) zeigt, dass durch die Erhöhung der elektrischen Leitfähigkeit  $\sigma$  die Förderparameter erkennbar verbessert werden können.

Ein Vergleich der maximalen Pumpenparameter Gegendruck  $\Delta p_{max}$  und Förderstrom  $\dot{V}_{max}$  ist in Abhängigkeit der angelegten Spannung  $U$  für eine Leitfähigkeit von  $\sigma \approx 55$ ,  $\sigma \approx 104$  und  $\sigma \approx 153$   $\mu S/cm$  in den Abbildungen 2.3 und 2.4 dargestellt. Die Messwerte bestätigen, dass die elektrische Leitfähigkeit  $\sigma$  als wichtiger Einflussfaktor zu bewerten ist. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die maximalen Werte durch Extrapolation aus den sich ergebenden Ausgleichsgeraden ermittelt werden. Die entsprechenden Werte für eine Filterstärke von  $s = 2,0$  mm können [7] entnommen werden.

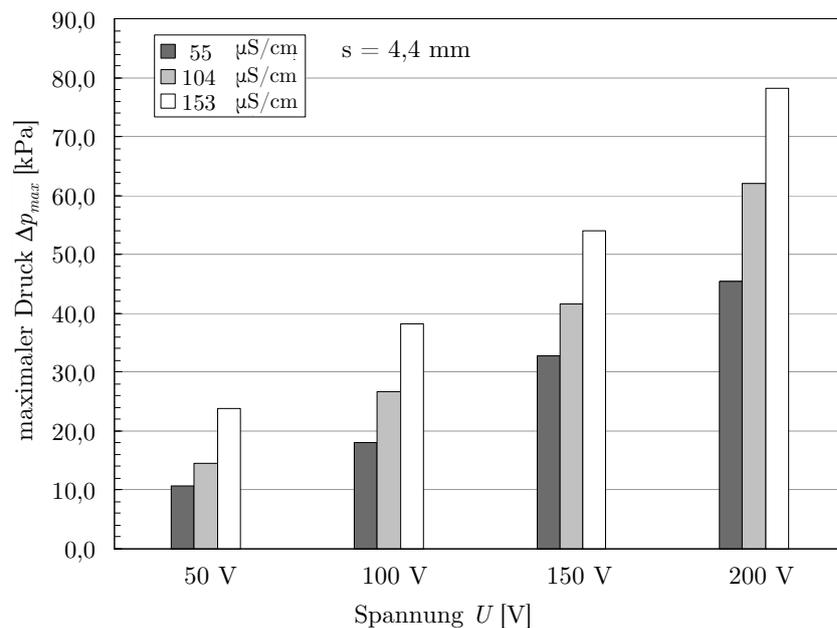


Abbildung 2.3: **Max. Gegendruck** bei unterschiedlicher Spannung  $U$   
Vergleich:  $\sigma \approx 55$ ; 104 und 153  $\mu S/cm$

Die Gegenüberstellung des maximal erreichbaren Gegendrucks  $\Delta p_{max}$  für die einzelnen Konzentrationen zeigt, dass sich durch die Erhöhung der freien Ladungsträger für alle angelegten Spannungsfelder eine deutliche Verbesserung erreichen lässt (siehe Abbildung 2.3).

Im Fall des maximalen Volumenstroms  $\dot{V}_{max}$  bietet sich beim Vergleich zwischen den einzelnen Konzentrationen ein unterschiedliches Bild (siehe Abbildung 2.4). Die Erhöhung der Leitfähigkeit von  $\sigma \approx 55 \mu\text{S}/\text{cm}$  auf  $\sigma \approx 104 \mu\text{S}/\text{cm}$  bewirkt ebenfalls eine Steigerung des Förderstroms. Allerdings ist die Verbesserung nicht so deutlich ausgeprägt wie beim Gegendruck. Sie liegt etwa im Bereich von 15-25 %. Eine weitere Zunahme der Leitfähigkeit auf  $\sigma \approx 153 \mu\text{S}/\text{cm}$  führt sogar zu einer geringfügigen Verschlechterung des Volumenstroms  $\dot{V}$ .

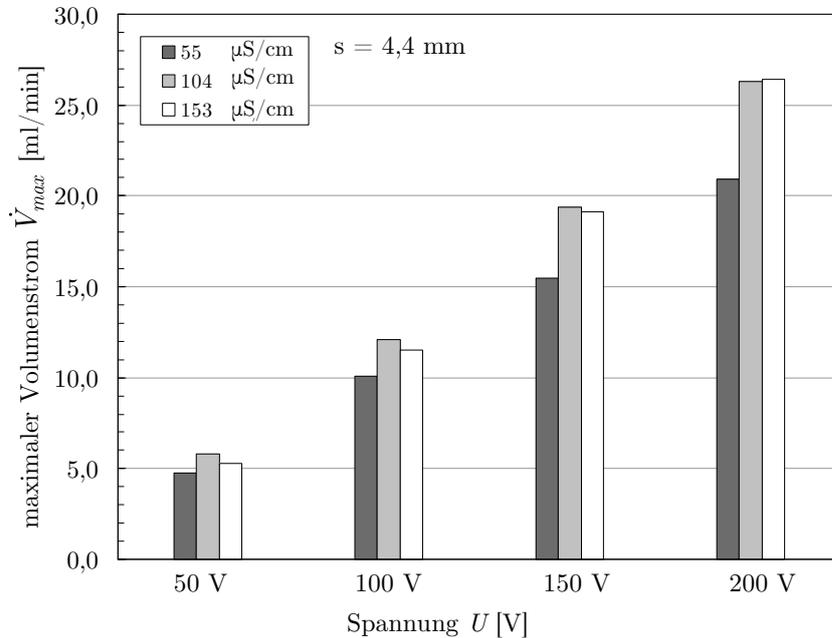


Abbildung 2.4: **Max. Volumenstrom** bei unterschiedlicher Spannung  $U$   
Vergleich:  $\sigma \approx 55$  ; 104 und 153  $\mu\text{S}/\text{cm}$

Höhere Konzentrationen wurden nicht untersucht. Es können daher keine eindeutigen Schlüsse über das Verhalten der Pumpe beim Einsatz eines Fluids mit einer Leitfähigkeit von  $\sigma > 153 \mu\text{S}/\text{cm}$  gezogen werden. Möglicherweise ist im Bereich  $100 \leq \sigma \leq 150 \mu\text{S}/\text{cm}$  ein Optimum für die hier gegebenen Randbedingungen (z. B. Filterstärke, Porosität, Elektrodenform, Pumpengeometrie) zu finden. Diese Vermutung kann jedoch anhand der vorliegenden Messdaten nicht eindeutig belegt werden.

### 2.2.3 Einfluss der Filterstärke $s$

Als weitere Einflussgröße konnte die Filterstärke  $s$  identifiziert werden. Bei den Versuchsreihen kamen für unterschiedliche Konzentrationen zwei Filterstärken zum Einsatz,  $s = 4,4 \text{ mm}$  und  $s = 2,0 \text{ mm}$ . Die Porosität der Filter wurde dabei konstant gehalten. Abbildung 2.5 zeigt beispielhaft die Kennlinien für eine 0,5 mM Pufferlösung unter Verwendung der beiden genannten Filterstärken. Für eine übersichtliche Darstellung der Ergebnisse hat sich die Skalierung der Parameter Gegendruck  $\Delta p$  und Volumenstrom  $\dot{V}$  auf die jeweilige Spannung  $U$  als geeignet herausgestellt ( $\rightarrow \Delta p/U = f(\dot{V}/U)$ ).

Als Ergebnis dieser Versuchsreihen konnte folgender Effekt festgestellt werden: Die Reduzierung der Filterstärke  $s$  bewirkt einen deutlichen Anstieg des Förderstroms  $\dot{V}$  bei gleichzeitiger Reduzierung des sich einstellenden Differenzdrucks  $\Delta p$ . Demnach reichen bereits  $s = 2 \text{ mm}$  Filterstärke aus, damit sich das elektrokinetische Wirkprinzip voll ausbilden kann. Die Verwendung eines Fil-

ters mit  $s < 2,0$  mm muss basierend auf den Erfahrungen der durchgeführten Versuchsreihen hinsichtlich Fragen der mechanischen Stabilität als kritisch eingestuft werden.

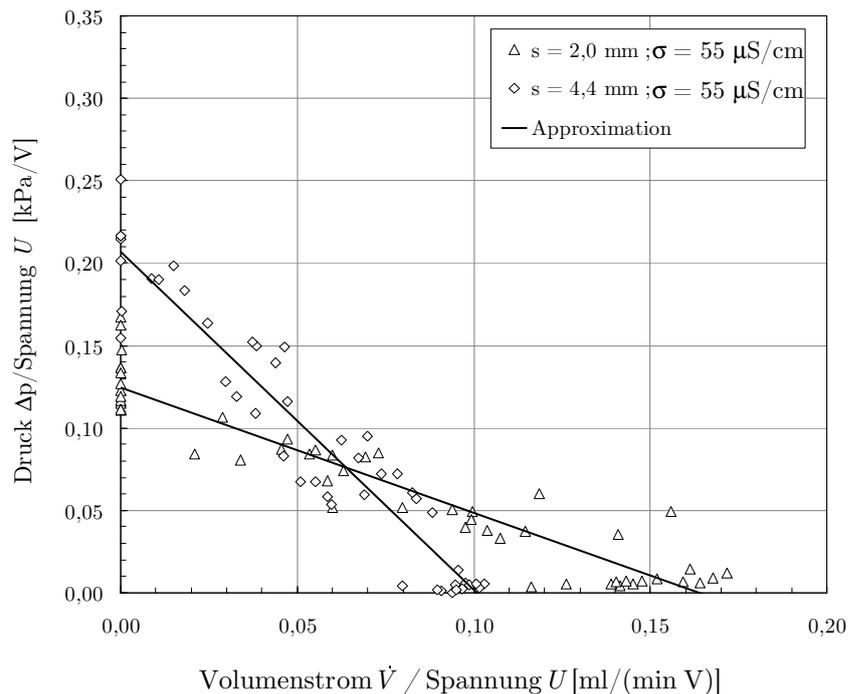


Abbildung 2.5: Skalierte Pumpenkennlinie

Leitfähigkeit  $\sigma \approx 55 \mu\text{S}/\text{cm}$ , Vergleich der Filterstärken  $s = 2,0$  mm und  $s = 4,4$  mm

Die experimentellen Arbeiten haben gezeigt, dass bereits bei  $s = 2,0$  mm das spröde Filtermaterial beim Einsatz in der Pumpe durch eine ungleichmäßig mechanische Belastung leicht brechen kann. Bei der in [9] vorgestellten Versuchspumpe kam u. a. ein Filter mit einer Stärke von  $s = 1,0$  mm zum Einsatz. Allerdings lassen sich die in der Veröffentlichung präsentierten Daten nicht mit den eigenen Messdaten vergleichen. Fehlende Informationen erlauben nur unsichere Rückschlüsse auf maximale Parameter. Gleiches trifft auch auf die Untersuchung der Filterporosität zu.

### 2.3 Abschließende Beurteilung der Pumpe und Fazit

Für eine abschließende Beurteilung sollen die wichtigsten Punkte hinsichtlich des angedachten Einsatzes der elektrokinetischen Pumpe in einem geschlossenen Kühlkreislauf mit Phasenübergang zusammengetragen werden.

#### Pumpenparameter

Anhand der durchgeführten experimentellen Arbeit konnte gezeigt werden, dass die untersuchte Pumpe bezüglich der erreichten Pumpenparameter prinzipiell für den Einsatz in einem geschlossenen Kühlkreislauf mit Phasenübergang geeignet ist. Durch die gezielte Wahl der Filterstärke  $s$ , der Fluidleitfähigkeit  $\sigma$  und einer entsprechenden Spannung  $U$  deckt die Pumpe einen großen Arbeitsbereich ab. Die Realisierung des geforderten Mindestvolumenstroms von  $\dot{V}_{min} \approx 10$  ml/min zur Kühlung der CPU mit Wasser stellt für die Pumpe kein Problem dar. Auftretende Druckverluste in einem geschlossenen Systemkreislauf im Bereich  $0 \leq \Delta p \leq 5$  kPa lassen sich von der Versuchspumpe ohne Weiteres kompensieren.

### Dauerbetrieb

Bei einem Betrieb über einen längeren Zeitraum zeigt das Pumpenkonzept große Schwächen. Eine maximal erreichte Laufzeit von  $\tau_{max} \approx 30$  Minuten ist für den angedachten Anwendungsfall inakzeptabel. Eine Pumpe für die Kühlung eines PCs sollte für etwa 5 Jahre die sichere Förderung des Fluids gewährleisten. Andere Forscher berichten über eine erreichte Betriebszeit bei konstanter Pumpencharakteristik von  $\tau_{max} = 2$  Stunden [2] bzw. 24 Stunden [9], was jedoch immer noch weit von dem gesetzten Anspruch entfernt ist.

### Wirkungsgrad

Durch die Ermittlung eines Pumpenwirkungsgrades  $\eta_P^2$  konnte festgestellt werden, dass nur etwa  $\eta_P \approx 0,05$  % der zugeführten Primärenergie  $P_{zu}$  für die Fluidförderung eingesetzt werden. In Anbetracht dieses äußerst geringen Wertes ist die Fragestellung, ob sich das elektrokinetische Wirkprinzip zur Nutzung in einer Pumpe prinzipiell eignet, durchaus angebracht. Allerdings muss an dieser Stelle angemerkt werden, dass die zugeführte elektrische Leistung ebenfalls sehr geringe Werte annimmt. Um die gestellten Anforderungen an die Pumpe bezüglich der Pumpenparameter  $\Delta p$  und  $\dot{m}$  zu erfüllen, ist – für den Fall von Wasser als gewähltes Kühlfluid – eine elektrische Leistung im Bereich  $1 \leq P_{zu} \leq 2$  W ausreichend (vergleiche Abbildung 2.2  $\rightarrow U = 100$  V;  $\sigma \approx 55$   $\mu$ S/cm). Der schlechte Wirkungsgrad  $\eta_P$  sollte somit nicht als ausschlaggebendes Bewertungskriterium herangezogen werden.

### Elektrolysegasbildung

Ein weiteres großes Problem ist der Umgang mit den entstehenden Gasblasen an den Elektroden. Für einen kurzzeitigen Betrieb wie in den durchgeführten Versuchsreihen wäre dieses Problem durch Vorsehen eines Puffervolumens oberhalb der beiden Arbeitsräume auf Saug- und Druckseite lösbar. Die entstehenden Gasblasen könnten aufsteigen und Flüssigkeit würde von oben nachströmen. Für einen dauerhaften Betrieb ist dies jedoch keine gangbare Lösung. Der Anwender wäre gezwungen, für einen ausreichenden Flüssigkeitsfüllstand in den Puffervolumina zu sorgen, um den Pumpenbetrieb sicherzustellen.

Eine Lösungsvorschlag zur Beherrschung der Gasblasen wird in [9] beschrieben. Die Forscher installieren im oberen Bereich ihrer Versuchspumpe eine für Gase durchlässige PTFE-Membran, die es den  $H_2$ -Molekülen erlaubt, auf die Anodenseite (Saugseite) der Pumpe zu strömen. Ein dort angebrachtes Geflecht aus Platin sorgt für eine Rekombination der Wasserstoff- und Sauerstoffmoleküle zu Wasser ( $\rightarrow$  Katalyse), welches anschließend wieder in den Kreislauf eingespeist wird. Eine durchaus gute Idee, allerdings erscheint die Fertigung einer solchen Pumpe wesentlich aufwändiger und angesichts des eingesetzten Platins auch um einiges kostenintensiver.

### Filterverschmutzung

Kritisch zu beurteilen ist außerdem der notwendige Einsatz eines feinen Glasfilters im inneren Arbeitsraum der Pumpe. Filter dienen in der Regel dazu, das Fluid durch Entfernen kleinster Partikel zu reinigen. Zwar ist die Umfunktionierung des Filters – wie die Experimente gezeigt haben – prinzipiell realisierbar, allerdings bleibt die Hauptaufgabe des Filters – die Reinigung des Fluids – weiterhin bestehen. Dieser Umstand bedingt, dass eine hohe Anforderung an den Reinheitsgrad des Arbeitsfluids gestellt werden muss. Ein Zusetzen der feinen Filterporen würde sich unmittelbar in einer Verschlechterung der Pumpenparameter bemerkbar machen, wie bereits von Dautert [3] berichtet wird. Für die Durchführung der Experimente im Rahmen dieser Arbeit

---

<sup>2</sup>Definition des Pumpenwirkungsgrades:  $\eta_P = \frac{P_{FL}}{P_{zu}} = \frac{\dot{V} \Delta p}{UI}$

kam Labordeionat mit einem hohen Reinheitsgrad zum Einsatz. Zwar wurde beim Wechsel der Filter ebenfalls ein leichter Verschmutzungsgrad beobachtet, eine Auswirkung auf Gegendruck  $\Delta p$  oder Volumenstrom  $\dot{V}$  konnte jedoch nicht festgestellt werden.

Die Situation in einem geschlossenen Fluidkreislauf ist jedoch eine völlig andere. Für diesen Anwendungsfall ist es nahezu unmöglich, das hohe Maß an Reinheit über einen längeren Betriebszeitraum sicherzustellen. Vor allem beim Durchströmen der aus Kupfer gefertigten Bauteile Verdampfer und Kondensator lässt sich eine Beladung des zirkulierenden Fluids mit Schmutzpartikeln nicht verhindern. Ein regelmäßiger Wechsel des Filters wäre unumgänglich.

### Spannungsversorgung

Ein weiterer Nachteil ist die für den Betrieb der Pumpe notwendige sehr hohe Gleichspannung. Für die Bereitstellung eines Mindestvolumenstroms von  $\dot{V} \approx 10$  ml/min mit entsprechendem Gegendruck  $\Delta p$  ist ein Mindestwert von etwa  $U \approx 100$  V Gleichspannung erforderlich. Gängige Rechnermodelle liefern allerdings nur eine Spannung im Bereich  $U \approx 12$  V, was für die Versorgung der Pumpe in jedem Fall deutlich zu gering ist. Grundsätzlich denkbar wäre der Einbau eines Transformators, der den Anschluss der Pumpe an ein Wechselspannungsnetz ermöglicht. Dadurch würden jedoch die Kosten der Pumpe bzw. des gesamten Kreislaufs indiskutabel ansteigen. Hinzu kommt eine nicht unerhebliche zusätzliche Wärmeabgabe des Transformators, die man gerade im Innenraum eines PCs möglichst vermeiden möchte.

### Fazit

Anhand der oben aufgeführten kritischen Punkte muss konstatiert werden, dass eine elektrokinetische Pumpe für den dauerhaften Einsatz in einem Kühlkreislauf derzeit noch nicht qualifiziert ist. Die wesentlichsten zu lösenden Problemstellungen sind

- die Rückumwandlung des entstehenden Synthesegases (Wasserstoff und Sauerstoff bei Wasser als Kühlmittel) zur Gewährleistung eines wartungsfreien Dauerbetriebes,
- die Konstruktion eines Glasfilters mit optimalen Eigenschaften hinsichtlich der Fluidförderung, jedoch einer möglichst geringen Anfälligkeit gegen Verschmutzung,
- die Untersuchung der Möglichkeit der Reduzierung des benötigten Spannungsniveaus (optimaler Weise auf heute gängige Werte), um einen zusätzlichen kosten- und verlustwärmintensiven Transformationsprozess zu vermeiden.

Alle diese Aufgaben konnten im Rahmen dieses Projektes noch keiner Lösung zugeführt werden, da deren fachliche Ausrichtung eher der Elektrochemie denn der Thermodynamik zuzuordnen sind. Aus diesem Grund wurden für weitere Untersuchungen Zahnrad- bzw. Membranpumpen verwendet.

## 3 Entwicklung eines Mikroverdampfers

### 3.1 Grundlagen

Die Geometrie des Mikroverdampfers ist maßgeblich für die sich einstellende CPU-Kerntemperatur verantwortlich. Der Verdampfer muss zur Einhaltung von vorgegebenen Grenztemperaturen einen größtmöglichen Wärmestrom von der Oberfläche der CPU an das Kühlfluid übertragen. Dabei ist nicht nur die thermodynamische Optimierung entscheidend, auch die Druckverluste müssen berücksichtigt werden. Da beide Prozesse oft gegenläufig sind, muss meist eine Kompromisslösung akzeptiert werden.

Die Berechnungsgrundlagen für die thermische und hydraulische Auslegung eines Mikroverdampfers leiten sich aus dem physikalischen Problem der Zweiphasenströmung in Mikrokanälen ab. Als Mini- bzw. Mikrokanäle bezeichnet man üblicherweise Strömungskanäle mit einem hydraulischen Durchmesser  $d_h \leq 3$  mm. Im Ergebnis einer detaillierten Literaturstudie musste festgestellt werden, dass weder zur Berechnung der Druckverluste noch des Wärmeüberganges in Strömungskanälen dieser Größenordnung bei einer Zweiphasenströmung zuverlässige theoretische Ansätze verfügbar sind. Aus diesem Grund wurden diesbezüglich aufwändige experimentelle Grundlagenuntersuchungen durchgeführt, deren Ergebnisse in einer Dissertationsschrift [8] zusammengefasst sind. Aus diesem Grund werden an dieser Stelle keine fachlichen Details, sondern nur einige praxisorientierte Darlegungen präsentiert.

Mit Blick auf die Entwicklung eines optimierten Mikroverdampfers müssen die Ergebnisse der Untersuchungen an speziellen Modellkanälen auf konkrete Verdampfergeometrien übertragen werden. Dies muss wiederum durch Messungen erfolgen, Ziel dieser experimentellen Untersuchung ist das Auffinden von günstigen Verdampfervarianten unter thermo- und hydrodynamischen Gesichtspunkten. Dabei stellt in erster Linie die Temperatur der CPU  $t_{CPU}$  die wichtigste Messgröße zur Bewertung des Mikroverdampfers dar. Aus diesem Grund werden die Messergebnisse in Form der Beeinflussung eben dieser Größe veranschaulicht.

Für die Durchführung der Versuchsreihen wurde am Institut für Thermodynamik und TGA ein Versuchsstand konzipiert und aufgebaut. Der Versuchsstand mit den wichtigsten Komponenten, die untersuchten Modellvariationen des Mikroverdampfers und die daraus abzuleitenden Erkenntnisse werden im folgenden Abschnitt erläutert.

### 3.2 Versuchsaufbau

Abbildung 3.1 zeigt den schematischen Aufbau des konzipierten Versuchsstandes. Das Testfluid wird im unterkühlten Zustand von der Zahnradpumpe (1) aus dem Sammelbehälter (6) angesaugt und gelangt über den Vorwärmer (2) schließlich zum Modellverdampfer (3). Im Vorwärmer kann das Fluid zwecks Variation der Zuströmbedingungen bei Bedarf auf näherungsweise Siedetemperatur  $t_S$  erwärmt werden. Der Verdampferboden ist an eine  $A_{CPU} = 30 \times 30$  mm<sup>2</sup> große Heizfläche gekoppelt, über die mit Hilfe von zwei Heizpatronen ein definierter Wärmestrom  $\dot{Q}_{zu}$  zugeführt werden kann (Simulation des Wärmeeintrages durch die CPU).

Zwischen den Flächen ist Thermoleitpaste aufgetragen, um den Wärmedurchgangswiderstand möglichst gering zu halten. Hinter dem Modellverdampfer strömt der Nassdampf durch einen Kondensator (5), wo die im Fluid gespeicherte Wärme an die Umgebung abgegeben wird und das Fluid im unterkühlten Zustand wieder in den Sammelbehälter gelangt. Dieser Kondensator (vgl.

### 3 Entwicklung eines Mikroverdampfers

auch (3) in Abbildung 1.1) führt im PC die Gesamtwärme aller angeschlossenen Kühlkreisläufe an die Umgebungsluft ab, die wiederum durch einen separaten Kühlkanal durch das rechnergehäuse geleitet wird.

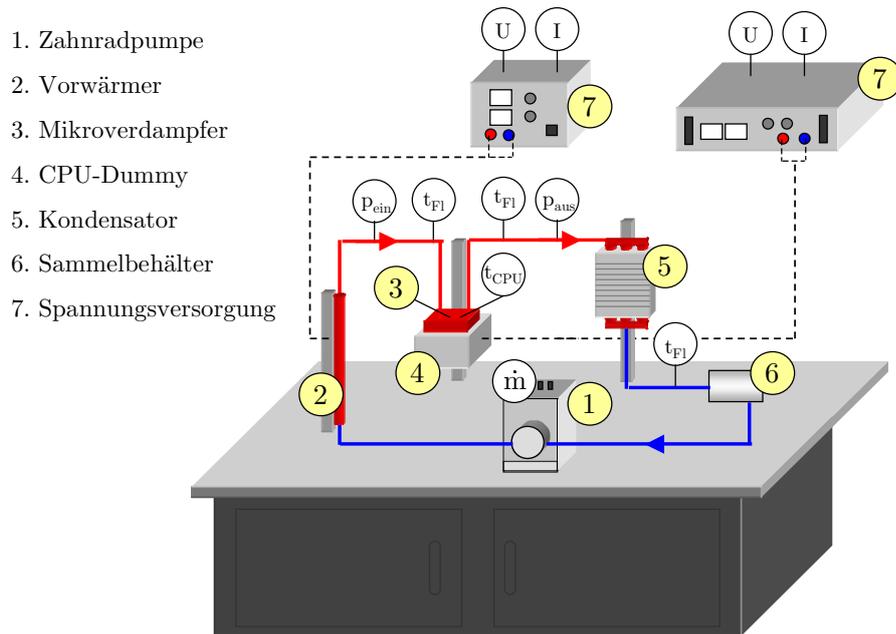


Abbildung 3.1: Versuchsstand Mikroverdampfer

Der **Vorwärmer** besteht aus einem mit einer Heizschnur umwickelten Kupferrohr. Der Innendurchmesser des Rohrs beträgt  $d_i = 8$  mm bei einer Länge von etwa  $L \approx 400$  mm. Mit Hilfe einer Spannungsversorgung lässt sich über die Heizschnur ein Wärmestrom  $\dot{Q}_{HS}$  an das Testfluid übertragen und somit die Vorwärmung auf annähernd Siedezustand realisieren.

Mit Hilfe eines **CPU-Dummy** kann die Verlustleistung einer CPU simuliert werden. Zwei Heizpatronen mit einer jeweiligen elektrischen Leistung von  $P_{el} = 100$  W sind dabei in einen Kuperblock eingebracht und sollen den Wärmestrom über eine  $A_{CPU} = 30 \times 30$  mm<sup>2</sup> große Fläche an den Verdampfer abgeben. Über eine externe Spannungsversorgung kann dem Dummy eine Heizleistung im Bereich  $0 \leq P_{el} \leq 200$  W zugeführt werden. In der Mitte der Heizfläche ist ein Mantelthermoelement ( $d_a = 0,5$  mm) installiert, welches die Messung der CPU-Temperatur  $t_{CPU}$  bewerkstelligt. Zwischen Oberfläche und unterem Kupferblock ist der Querschnitt des Materials auf 1 cm<sup>2</sup> reduziert, was der effektiven Fläche eines Prozessorchips entspricht. Der Dummy ist aus Kupfer gefertigt und in eine Plexiglasbox integriert. Die schlechte Wärmeleitfähigkeit von Luft soll im unteren Bereich des Dummys (innerhalb der Box) eine ausreichende Isolierung zur Umgebung gewährleisten.

Der **Kondensator** besteht aus drei parallel angeordneten Kupferrohren, die durch Aufweitung mit dünnen Aluminiumlamellen verbunden sind. Querliegende Sammelrohre sind am Ein- und Austritt vorgesehen. Im Kondensator erfolgt die Kondensation des Nassdampfes inkl. einer Unterkühlung des Kondensats, um die von der CPU eingetragene Wärme an die Umgebung zu übertragen. Ein handelsüblicher CPU-Lüfter ist direkt an dem Lamellenpaket angebracht und stellt den nötigen Luftvolumenstrom sicher. Über eine externe Spannungsversorgung kann die Lüfterdrehzahl beliebig geregelt werden.

Der **Sammelbehälter** ( $V = 150$  ml) sorgt dafür, dass während der Versuchsreihe stets unterkühlte Flüssigkeit von der Pumpe angesaugt werden kann.

### 3.3 Untersuchte Mikroverdampfer-Prototypen

Alle Verdampferprototypen sind aufgrund des hohen Wärmeleitkoeffizienten  $\lambda_{Cu}$  aus Kupfer gefertigt und besitzen eine Grundabmessung von  $A_{MV} = 42 \times 58 \text{ mm}^2$  sowie eine konstante Stärke des Verdampferbodens von jeweils 2 mm (siehe auch Abbildung ??). Die Modelle unterscheiden sich durch ihre Höhe  $h$ , die Oberflächenrauigkeit  $R_a$  sowie die Anzahl bzw. Geometrie der Kanäle. Eine fotografische Darstellung aller gefertigten Prototypen ist im Anhang in Abbildung A.3 gegeben. Zur visuellen Erfassung der Strömung während des Siedevorgangs ist der Deckel aus Plexiglas gefertigt. Zwei Bohrungen im Deckel realisieren mit Hilfe von Einschraubverschraubungen die Zu- und Abströmung der Kühlflüssigkeit.

Im Laufe der Versuchsreihen ergaben sich mit zunehmendem Kenntnisstand neue Ideen für die Gestaltung eines effektiven Mikroverdampfers. Die charakteristischen Merkmale der untersuchten Varianten sollen im Folgenden kurz erläutert werden. Weitere Details bezüglich Kanalabmessung und Oberflächenrauigkeit sind Tabelle 3.1 zu entnehmen. Eine Skizze mit weiteren Abmessungen ist beispielhaft für Modell 3.0 im Anhang in Abbildung ?? gegeben.

Tabelle 3.1: Mikroverdampfer Prototypen

Modell Nr.	Kanalanzahl $n$ [-]	Kanalabmessungen $b \times h$ [mm <sup>2</sup> ]	Rauigkeit $R_a$ [μm]	Bemerkung
1.0	3	$2 \times 1$	0,27	-
	8	$1 \times 1$	0,27	-
1.1	wie 1.0	wie 1.0	2,56	Oberfläche sandgestrahlt
2.0	1	$24 \times 10$	0,64	-
2.1	1	$24 \times 10$	2,78	Oberfläche sandgestrahlt
2.2	-	-	-	Metallschaumeinsatz
2.3	-	-	-	Metallschaumeinsatz mit reduzierter Höhe
3.0	9	$1,6 \times 5$	0,42	-
4.0	1	$24 \times 5$	12,06	extra raue Bearbeitung der Oberfläche

#### Kanalgeometrie

Aus ersten Modellrechnungen konnte abgeleitet werden, dass ein Verdampfer mit Strömungskanälen  $d_h < 1 \text{ mm}$  im Hinblick auf den Einsatz in einem geschlossenen Kühlkreislauf einen nicht tolerierbaren Druckverlust  $\Delta p$  hervorruft. Auch die Möglichkeit der Steigerung der Kanalanzahl  $n$  bei Verringerung des Strömungsquerschnitts  $A_S$  (ausgehend von einer konstanten, zur Verfügung stehenden Verdampfergrundabmessung  $A_{MV}$ ) kann bei sehr kleinen Kanälen ( $d_h < 0,5 \text{ mm}$ ) dem hohen Druckverlust nur noch sehr bedingt entgegenwirken. Auf die Fertigung eines Verdampfers mit Mikrokanälen wurde daher verzichtet.

#### Oberflächenrauigkeit $R_a$

Die Durchführung erster Versuchsreihen lenkte die Aufmerksamkeit auf ein unerwartetes physikalisches Phänomen. Trotz eines gewissen Verwirbelungsgrades der Flüssigkeit beim Eintritt in den Verdampfer sowie der vorhandenen Oberflächenrauigkeit  $R_a$  durch die mechanische Fertigung konnte in einigen Fällen (besonders bei Modell 2.0) der Effekt des Siedeverzugs beobachtet werden. Die Oberflächentemperatur der CPU  $t_{CPU}$  lag dabei merklich über der Siedetemperatur  $t_S$ ,

ohne dass eine signifikante Entstehung von Dampfblasen festgestellt werden konnte. Aus dieser Erkenntnis resultierte die anschließende Bearbeitung der inneren Verdampferoberfläche durch den Prozess des Sandstrahlens (→ Modell 1.1 und Modell 2.1). Bei Modell 4.0 konnte durch eine erhöhte Vorschubgeschwindigkeit der Bearbeitungsmaschine bereits werkstattseitig eine Steigerung der Oberflächenrauigkeit erzielt werden.

#### Einsatz von Metallschaum

Durch eine Zusammenarbeit des Instituts für Thermodynamik mit dem Fraunhofer Institut für Fertigungstechnik und Angewandte Materialforschung (IFAM) in Dresden entstand die Idee des Einsatzes eines Metallschaums im Inneren des Verdampfers. Der Metallschaum ist aus Edelstahl gefertigt und besitzt eine Porosität von 60 ppi. Die Unterseite des Schaums ist durch ein gut wärmeleitendes Silberlot mit dem inneren Verdampferboden verlötet.

Bedingt durch die scharfkantigen Stege sowie die große innere Oberfläche des Schaums stellte dieser Prototyp zunächst eine vielversprechende Variante dar (→ Modell 2.2). Im Versuch konnten die Erwartungen allerdings nicht erfüllt werden. Die zu kleinen Poren des Schaums verhinderten ein problemloses Abströmen der Dampfblasen, so dass in einem weiteren Modifikationsschritt die Höhe des Schaums auf etwa  $h = 3$  mm reduziert wurde (→ Modell 2.3).

### 3.4 Auswahl des Versuchsmediums

Bei der Wahl eines geeigneten Kühlfluids spielt neben den physikalischen Eigenschaften die Umweltrelevanz eine zentrale Rolle. Ziel ist es, ein Fluid zu verwenden, welches zum einen günstige thermodynamische Eigenschaften aufweist und zum anderen umweltfreundlich ist.

Im Hinblick auf den Einsatz in einem geschlossenen Kühlkreislauf mit Phasenübergang ist vor allem die druckabhängige Siedetemperatur  $t_S$  ein entscheidendes Auswahlkriterium. Um die geforderte Grenztemperatur einer CPU von  $t_{CPU,max} \approx 70$  °C gewährleisten zu können, ist eine Siedetemperatur im Bereich  $45$  °C  $\leq t_S \leq 55$  °C notwendig. Günstigstenfalls sollte sich diese Siedetemperatur bei einem Druck von  $p_S \approx 100$  kPa einstellen. Eine Evakuierung oder Druckbeaufschlagung des Systems wäre damit nicht erforderlich.

Des Weiteren sollte sich das Fluid durch eine hohe Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$  auszeichnen, um möglichst viel Wärme mit einem kleinen Massestrom<sup>1</sup>  $\dot{m}$  – bei gleichbleibender Fluidtemperatur – abführen zu können. Der thermodynamische Zusammenhang zwischen Wärmestrom  $\dot{Q}$ , Massestrom  $\dot{m}$  und Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$  ist über

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta x \Delta h_V \quad (3.1)$$

gegeben. Bei gleichbleibendem Wärmestrom  $\dot{Q}$  gilt demnach: je größer die Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$ , desto geringer ist der notwendige Förderstrom  $\dot{m}$ . Dies gilt zunächst für eine vollständige Verdampfung, was mit einer Änderung des Dampfmassenanteils von  $\Delta x = 1$  korrespondiert. In der Realität wird man – besonders im Hinblick auf die entstehenden Druckverluste und die daraus resultierende Verschiebung der Siedetemperatur  $t_S(p)$  – niemals vollständig verdampfen können ( $\Delta x < 1$ ).

Der Einsatz von Wasser als flüssiges Kühlmedium ist ohne Zweifel die umweltfreundlichste Variante. Zudem zeichnet es sich vor allem auch durch seine im Vergleich zu anderen Flüssigkeiten enorm große Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$  aus. Der günstige Preis sowie die Verfügbarkeit sind weitere Kriterien, die für die Wahl von Wasser sprechen. Jedoch erschwert die hohe Siedetemperatur von  $t_S \approx 100$  °C bei Umgebungsdruck die Umsetzung in einem geschlossenen Kühlkreislauf

<sup>1</sup>zur Minimierung der Pumpenantriebsleistung

erheblich. Der Druck im System müsste deutlich auf  $p_S \approx 12,4$  kPa abgesenkt werden, um eine für die CPU-Kühlung vorteilhafte Siedetemperatur von  $t_S \approx 50$  °C zu erreichen. Dieser Umstand impliziert zum einen hohe Anforderungen an die verwendeten Materialien ( $\rightarrow$  langfristige Dichtigkeit des Systems muss gewährleistet werden) und zum anderen stellt bereits die Evakuierung des Systems eine anspruchsvolle Aufgabe und damit eine Verkomplizierung und Verteuerung des Herstellungsprozesses dar.

Ein alternatives Kühlfluid ist das Kältemittel Solkatherm SES36. Es zeichnet sich durch seinen für den angedachten Anwendungsfall günstigen Siedepunkt aus, ist ungiftig und elektrisch nicht leitend<sup>2</sup>. Eine aufwändige Reduzierung des Systemdrucks wäre nicht mehr notwendig, allerdings müsste, bedingt durch die geringe Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$  gemäß Gleichung (3.1), der Durchfluss des Fluids im direkten Vergleich mit Wasser deutlich erhöht werden.

Tabelle 3.2: Eigenschaften untersuchter Kühlfluide

Kühlfluid	Siedetemperatur $t_S$ [°C]	Siededruck $p_S$ [kPa]	Verdampfungsenthalpie $\Delta h_V$ [kJ/kg]
Wasser	99,8	101	2257
	50,1	12,4	2382
SES36	36,7	101	118

Die wichtigsten Eigenschaften beider Fluide sind in Tabelle 3.2 aufgelistet. Andere Flüssigkeiten, die ebenfalls einen niedrigen Siedepunkt bei Umgebungsdruck aufweisen, sind aufgrund ihrer zum Teil hochgiftigen und umweltschädlichen Eigenschaften nicht geeignet (Methanol  $t_S = 64,2$  °C; Aceton  $t_S = 55,8$  °C; Pentan  $t_S = 34,8$  °C).

## 3.5 Versuchsergebnisse

### 3.5.1 Versuchmedium Wasser

Die Messergebnisse aller untersuchten Verdampfer-Prototypen sind für das Versuchsmedium Wasser in Abbildung 3.2 veranschaulicht. Es ist zu erkennen, dass das Modell 1.0 deutlich schlechter abschneidet als die anderen Varianten. Die sehr ungleichmäßige Durchströmung der einzelnen Kanäle sowie eine Unterdrückung des Blasenwachstums durch die geringe Abmessung der Kanäle sind vermutlich die ausschlaggebenden Gründe für die hohen CPU-Temperaturen. In Übereinstimmung mit Beobachtungen anderer Forscher (vergleiche Peng und Wang [6]) kann konstatiert werden, dass eine Bildung von kleinen Dampfblasen in den Kanälen im Prinzip nicht stattfindet. Vielmehr ist die Entstehung von einzelnen, langgezogenen Dampfblasen über einen Großteil der Kanallänge festzustellen.

Die Folge ist eine lokale Überhitzung der Kanalwand resultierend aus einer fehlenden Flüssigkeitsbenetzung. Außerdem ist das Verhalten der Strömung durch eine ausgeprägte Pulsation gekennzeichnet, was sich ebenfalls mit den Aussagen anderer Wissenschaftler deckt (vergleiche Zhang et al. [12]). Wie weiter aus Abbildung 3.2 hervorgeht, erzielt die Erhöhung der Oberflächenrauigkeit  $R_a$  durch Sandstrahlen eine deutliche Verbesserung bezüglich gemessener Oberflächentemperaturen. Im Vergleich zu anderen Modellen zeigt aber auch Modell 1.1 kein befriedigendes Ergebnis.

<sup>2</sup>Damit wäre es ohne Zusatz von Ionen nicht für eine elektrokinetische Pumpe geeignet, derzeit ist dieses Pumpenprinzip jedoch außerhalb einer praktischen Relevanz (siehe oben).

### 3 Entwicklung eines Mikroverdampfers

Die Gestaltung des Innenraums des Verdampfers ohne Kanäle und die Vergrößerung der Verdampferhöhe sollen ein ungehindertes Wachstum von Dampfblasen begünstigen. Zwar kann mit Modell 2.0 ein deutlich besseres Ergebnis erzielt werden als mit Modell 1.0, allerdings ist entgegen den Erwartungen für das Modell 2.1 trotz erhöhter Oberflächenrauigkeit eine merkliche Verschlechterung des Wärmeübergangs im Vergleich zu Modell 2.0 festzustellen. Ein physikalisch sinnvoller Erklärungsansatz dieser Beobachtung kann an dieser Stelle nicht gegeben werden.

Des Weiteren ist erkennbar, dass sich durch den Einsatz des Metallschaums bei Modell 2.2 bzw. 2.3 für das Medium Wasser die niedrigsten Temperaturen auf der Oberfläche des CPU-Dummys einstellen. Die optische Wahrnehmung der Strömung führte dennoch zu der Vermutung, dass durch die zu engen Poren des Schaums die Dampfblasen am freien Abströmen gehindert werden. Die anschließende Reduzierung der Metallschaumhöhe brachte vor allem im Bereich hoher Heizleistung eine nochmalige Absenkung der CPU-Temperatur um einige Kelvin.

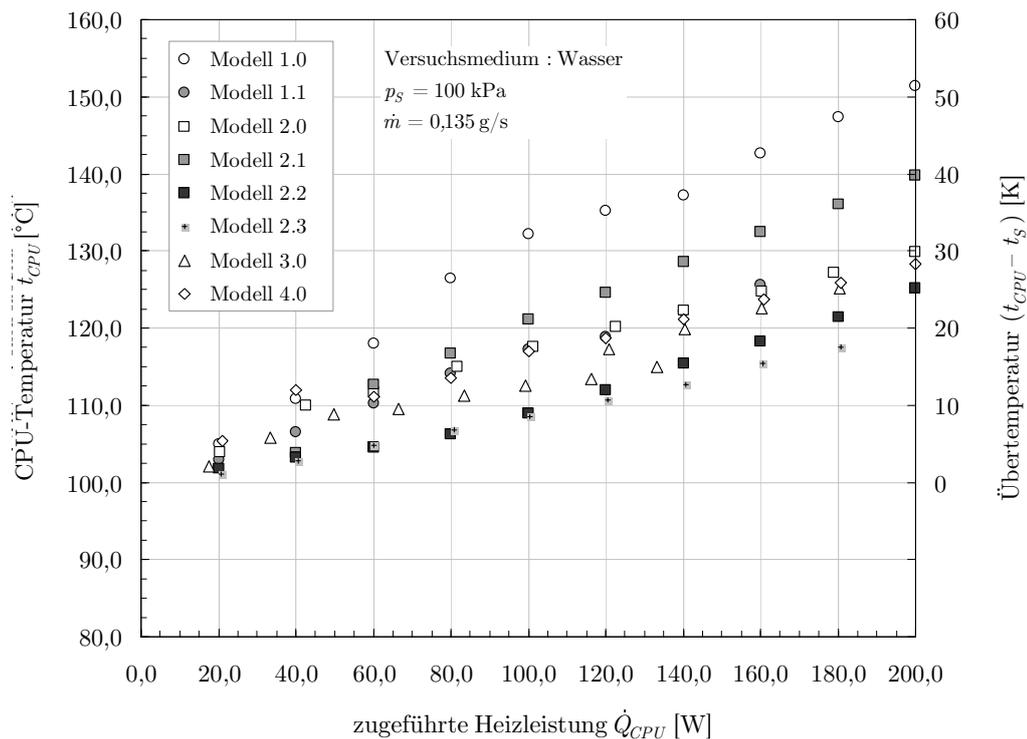


Abbildung 3.2: Vergleich der Mikroverdampfer in Kombination mit Wasser

Die Idee bei Modell 3.0 bestand in der Vergrößerung der Kanalhöhe zur Verbesserung eines ungehinderten Blasenwachstums. Gleichzeitig vergrößert sich die zur Übertragung des Wärmestroms zur Verfügung stehende Fläche  $A_\alpha$ . Wie Diagramm 3.2 darstellt, weist diese Aufbauvariante ein etwas schlechteres Ergebnis als die beiden Modelle mit Metallschaum auf. Gegenüber dem Modell 1.0 ist allerdings eine deutliche Verbesserung zu erkennen. Eine intensive Blasenbildung wurde aber auch hier nicht beobachtet, so dass dieses Modell die Erwartungen ebenfalls nicht zufriedenstellend erfüllen kann.

Modell 4.0 ist durch seine besonders große Oberflächenrauigkeit  $R_a$  charakterisiert, die durch einen schnellen Vorschub beim spanenden Fertigungsprozess des Verdampfers in der Werkstatt erzeugt wurde. Die scharfkantige Oberfläche soll durch eine Steigerung der Anzahl an Keimstellen die Blasenbildung beim Verdampfungsprozess intensivieren und den Wärmeübergang somit verbessern. Doch auch mit dieser Variante können die Messergebnisse kein überzeugendes

Ergebnis liefern. Zwar wird eine gesteigerte Blasenbildung festgestellt, die Auswirkung auf die Oberflächentemperatur macht sich allerdings nur begrenzt positiv – im Sinne eines verbesserten Wärmeübergangs – bemerkbar.

### 3.5.2 Versuchsmedium Solkatherm SES36

In Abbildung 3.3 sind die Messergebnisse aller untersuchten Verdampfer-Prototypen für das Versuchsmedium SES36 dokumentiert. Vergleicht man die Ergebnisse mit dem Kühlmedium Wasser, so können die im vorhergehenden Abschnitt formulierten Erklärungsansätze offensichtlich nicht in jeder Hinsicht übernommen werden.

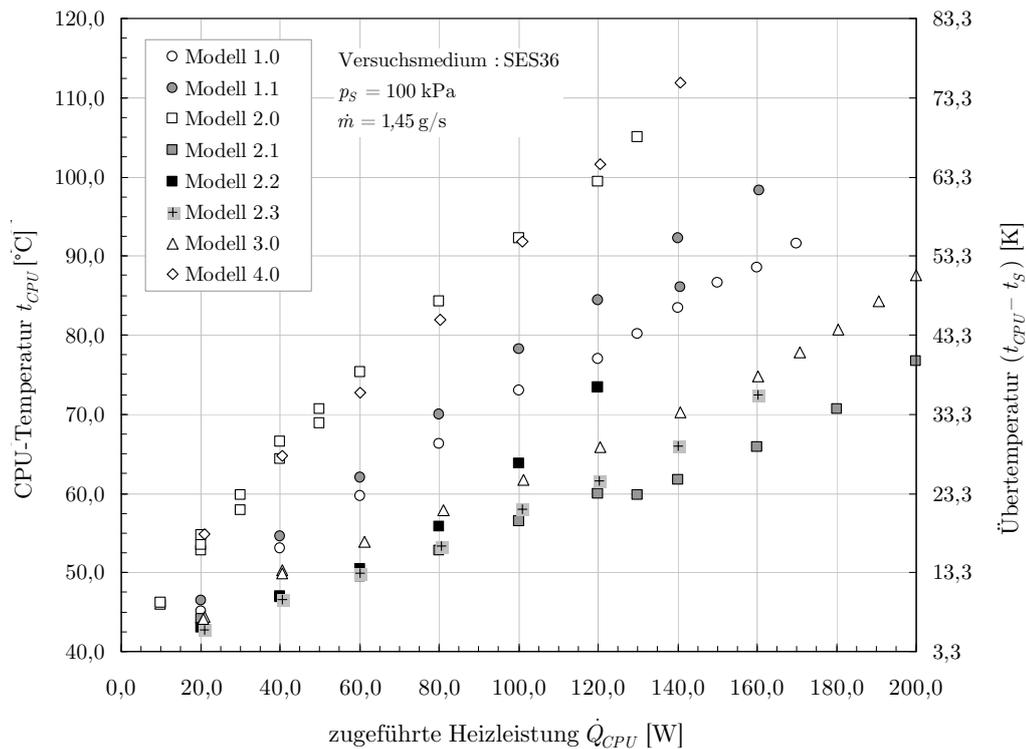


Abbildung 3.3: Vergleich der Mikroverdampfer in Kombination mit SES36

Wie in dem Diagramm ersichtlich ist, weisen Modell 2.0 und 4.0 die höchsten Oberflächentemperaturen auf. Während sich die große Oberflächenrauigkeit bei Modell 4.0 scheinbar negativ auf den Wärmeübergang auswirkt, wird mit Modell 2.1, dessen Oberfläche sandgestrahlt wurde, das beste Ergebnis erzielt. Diese Feststellung gibt einen erneuten Hinweis darauf, dass nicht die Rauigkeit allein, sondern auch die Mikrostruktur der rauen Oberfläche einen Einfluss auf das Siedeverhalten ausübt [5].

Abweichend von den Untersuchungen mit Wasser scheinen beim Kältemittel die relativ glatten Vertiefungen der sandgestrahlten Oberfläche bei Modell 2.0 trotz eines geringeren Rauigkeitswertes  $R_a$  die Blasenbildung deutlich zu intensivieren. Verwunderlich ist daher, dass diese Theorie nicht auf die Modelle 1.0 und 1.1 übertragen werden kann. Offenbar wird die Blasenbildung durch die engen Kanäle so stark unterdrückt, dass die Rauigkeit nur noch eine untergeordnete Rolle spielt. Allerdings deckt sich auch diese Beobachtung nicht mit den Ergebnissen bei Wasser (vergleiche Abbildung 3.2).

Eine Verringerung der CPU-Temperatur  $t_{CPU}$  kann analog zu den Messdaten mit Wasser durch eine Reduzierung der Metallschaumhöhe erreicht werden. Auch hier zeigt die Beobachtung der Strömung, dass die engen Poren des Schaums mit hoher Wahrscheinlichkeit ein Abströmen der Dampfblasen verhindern. Gestützt wird diese Aussage durch das frühzeitige Überhitzen der Oberfläche, was vermutlich aus einem isolierenden Dampfpolster auf dem inneren Verdampferboden resultiert.

#### 3.5.3 Zusammenfassung und Ausblick

Im Ergebnis der Untersuchungen verschiedener Mikroverdampfergeometrien kann festgestellt werden, dass neben den aus Messungen an Modellkanälen abgeleiteten theoretischen Grundlagen (siehe [8]) zahlreiche weitere Faktoren zu beachten sind. Die Verwendung sehr kleiner Kanäle ist zu vermeiden, da damit eine beachtliche Steigerung der Druckverluste einhergeht und sich so die Siedetemperatur verschiebt. Grundsätzlich wurde jedoch nachgewiesen, dass die Erreichung der vom Hersteller geforderten CPU-Temperatur mit Hilfe eines Mikroverdampfers möglich ist.

Bei der Auswahl eines geeigneten Kühlmittels sind Fluide zu bevorzugen, die einen Phasenübergang flüssig/gasförmig bei Normaldruck im gewünschten Temperaturbereich aufweisen. Dies vermeidet die Notwendigkeit der Gewährleistung eines dauerhaften Unterdruckes im Kühlsystem und damit die Gefahr einer Zerstörung der CPU im Falle einer Leckage (steigende Siedetemperatur mit ansteigendem Druck). Zur Erreichung eines optimalen Siedeprozesses muss dafür gesorgt werden, dass

1. ausreichend Keimstellen (Rauigkeiten) zur Initiierung der Entstehung von Gasblasen vorhanden sind und
2. diese Gasblasen durch die Strömung abtransportiert werden können (Vermeidung der Ausbildung eines „Gaspolsters“ über der Heizfläche – Siedekrise).

Jeder für spätere praktische Anwendungen entwickelte Mikroverdampfer muss bezüglich dieser Kriterien intensiven Tests unterzogen werden, da eine rechnerische Voraussage diesbezüglich nicht möglich ist.

## 4 Entwicklung eines mathematischen Kreislaufmodells

### 4.1 Grundlagen

Neben der hydraulischen und thermischen Auslegung der einzelnen Komponenten (Pumpe – Verdampfer – Kondensator – Ausgleichsbehälter) ist deren Zusammenwirken im Gesamtsystem „Kreislauf“ von enormer Wichtigkeit. Dies kann nur im Verbund der Einzelbaugruppen untersucht werden, da es zahlreiche Wechselwirkungen zwischen den Komponenten gibt. Insbesondere muss zwischen **stationärem** und **instationärem** Verhalten unterschieden werden. Ein stationärer Zustand ist durch eine Unabhängigkeit von der Zeit gekennzeichnet (eingeschwungener Zustand, nach Abschluss aller Ausgleichsvorgänge, Temperatur-, Konzentrations-, Kräfte- und Phasengleichgewicht) und kann daher – relativ einfach – ohne Berücksichtigung der Speicherkapazitäten im System berechnet werden. Die Modellierung des instationären (zeitabhängigen) Verhaltens des Systems nach einer sprunghaften Änderung einer oder mehrerer Randbedingungen ist dagegen wesentlich anspruchsvoller.

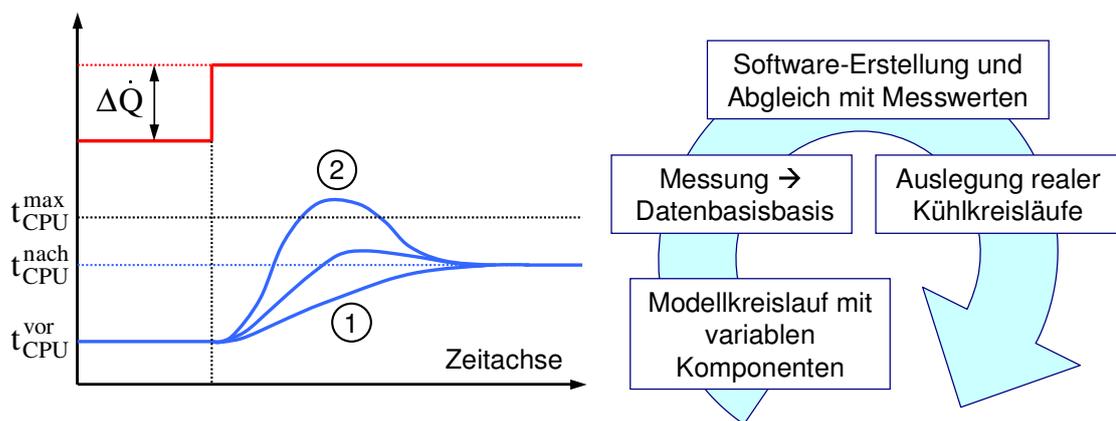


Abbildung 4.1: Modellierung des instationären Kreislaufverhaltens

Links der mögliche Verlauf der Regelgröße CPU-Temperatur  $t_{CPU}$  (Sprungantwort) bei plötzlich steigender Wärmeleistung  $\Delta\dot{Q}$ , rechts die wichtigsten Bearbeitungsschritte des Teilprojektes.

Abbildung 4.1 zeigt im linken Teil eine grafische Darstellung unterschiedlicher Szenarien des instationären Verhaltens der bei der CPU-Kühlung als Regel- oder Zielgröße geltenden CPU-Temperatur  $t_{CPU}$  nach einer sprunghaften Änderung der Wärmezufuhr  $\Delta\dot{Q}$  (Eingangsgröße bzw. Randbedingung). Auch wenn für beide Wärmeströme die stationären CPU-Temperaturen unterhalb der maximal zulässigen liegen, kann während des instationären Überganges ungünstigstenfalls ein Überschwingen (2) über den zulässigen Höchstwert  $t_{CPU}^{max}$  erfolgen. Bestenfalls findet eine asymptotische Annäherung an die neue stationäre Temperatur (1) statt.

Die Vorhersage dieses Verhaltens an praxistauglichen Kühlsystemen ist das schlussendliche Ziel der Entwicklung des hier vorgestellten Berechnungsalgorithmus. In der Regel wird man an derartigen Systemen aufgrund der geometrischen Abmessungen kaum rückwirkungsfrei Messungen

durchführen können, so dass man auf die Berechnungsergebnisse angewiesen ist. Die Arbeiten dazu sind zum derzeitigen Zeitpunkt noch nicht abgeschlossen.

Wie im rechten Teil von Abbildung 4.1 dargestellt sind zur Erreichung dieses Zieles folgende Arbeitsschritte erforderlich:

- Aufbau eines Modellkreislaufes mit variablen Systemkomponenten (z. B. unterschiedlichen Verdampfern bzw. Pumpen) und entsprechender Sensorik (Messung des Druck- und Temperaturverlaufes),
- Durchführung von Messungen unter verschiedenen Randbedingungen zur Schaffung einer Datenbasis für die Validierung des Berechnungsmodells,
- Zusammenstellung aller benötigten Bilanzgleichungen, deren Kopplung in einem geeigneten Lösungsalgorithmus und Umsetzung desselben in einen Programmcode (inklusive einer gut handhabbaren Bedienoberfläche),
- Nutzung des validierten Berechnungswerkzeuges zur Auslegung praxistauglicher Kühlkreisläufe.

Die Entwicklung eines mathematischen Modells zur Simulation eines Kühlsystems baut auf weitest gehend bekannten Methoden auf. Ziel ist es, die Systemkomponenten hinreichend genau zu beschreiben, um vernünftige Aussagen für eine instationäre Systemzustandsentwicklung treffen zu können. Die Modellierung sieht ein System von Standardkomponenten wie z. B. Pumpe oder Rohr vor, welche in beliebiger Kombination verknüpft werden können, um so eine hohe Flexibilität zu gewährleisten. Außerdem wurde ein Großteil der bisherigen Programmierarbeit in die Schaffung einer benutzerfreundlichen Bedienoberfläche investiert, die der anschaulichen Modellierung des Kühlsystems und der Konvergenz aller gesetzten Verknüpfungen und Randbedingungen dienen soll.

Mathematisch sowie algorithmisch ist es notwendig, die Modellierung in zwei Ebenen zu gliedern. Zum einen handelt es sich um die hydraulische Modellierung – die Berechnung aller Masseströme und Druckverluste im Kühlsystem. Die zweite Ebene des Modellierens behandelt das energetische (thermodynamische) Verhalten des Systems und setzt so auf der ersten Ebene auf. In dieser zweiten Ebene werden alle Energieströme im kompletten System erfasst, um daraus das instationäre thermische Verhalten abzuleiten. Details zur konkreten Umsetzung dieses Zwei-Ebenen-Modells werden in den nächsten Kapiteln erläutert.

### 4.2 Die hydraulische Modellierungsebene

Der folgende Abschnitt erläutert die theoretischen Grundlagen, auf denen der Teil des Algorithmus basiert, der sich mit dem strömungstechnischen Verhalten des Systems befasst. Dazu ist es sinnvoll, das System als ein Netzwerk von Bauteilen zu betrachten. Als Netzwerk besteht das System nun nur noch aus Knoten und Kanten. Die Masseströme der Komponenten bewegen sich entlang von Kanten bis sie an einen Knoten gelangen und neu verteilt werden. Um das Verhalten eines Netzwerkes zu beschreiben kommen Gesetzmäßigkeiten aus der Elektrotechnik zur Anwendung. Hier gehört die Berechnung von komplexen Schaltungen zum täglichen Handwerk.

Ein gängiges Verfahren bildet z. B. die Maschenstromanalyse. Sie wird im weiteren Verlauf dazu benutzt, den Massestromvektor  $\vec{m}$  zu bestimmen. Bei der Maschenstromanalyse geht man davon aus, dass eine Potenzialdifferenz (Spannungsdifferenz  $\Delta U$ , Temperaturdifferenz  $\Delta T$ , Druckdifferenz  $\Delta p$ ) einen entsprechenden Fluss hervorruft (Strom  $I$ , Wärmestrom  $\dot{Q}$ , Massestrom  $\dot{m}$ ). Wie dabei der genaue Zusammenhang aussieht, hängt speziell vom Bauteil ab, daher spricht man von Bauteilgleichungen.

#### 4 Entwicklung eines mathematischen Kreislaufmodells

Angewendet auf die Strömungslehre bedeutet dies, dass es an jedem Bauteil einen Zusammenhang zwischen dem Massestrom  $\dot{m}$  und einer Potenzialdifferenz  $\Delta p$  gibt. Bei Pumpen kennen wir dieses Verhalten in abgewandelter Form als Pumpenkennlinie und bei Drucksinken (z. B. Druckverlust infolge Reibung) sind es Zusammenhänge, die oft in der Form

$$\Delta p = f(Re) \quad (4.1)$$

auftreten. Die lokalen Zusammenhänge von Druck und Massestrom an einem hydraulischen Bauteil werden im weiteren Verlauf auch Bauteilgleichung genannt.

Die Kenntnis der Bauteilgleichung reicht jedoch noch nicht aus, das Netzwerk modellieren zu können – weitere Zusammenhänge sind erforderlich. Damit sich der Sachverhalt erschließt, ist eine genauere Betrachtung der Struktur von Netzwerken erforderlich. In Abbildung 4.2 sind die Basiselemente eines Netzwerkes symbolisiert.

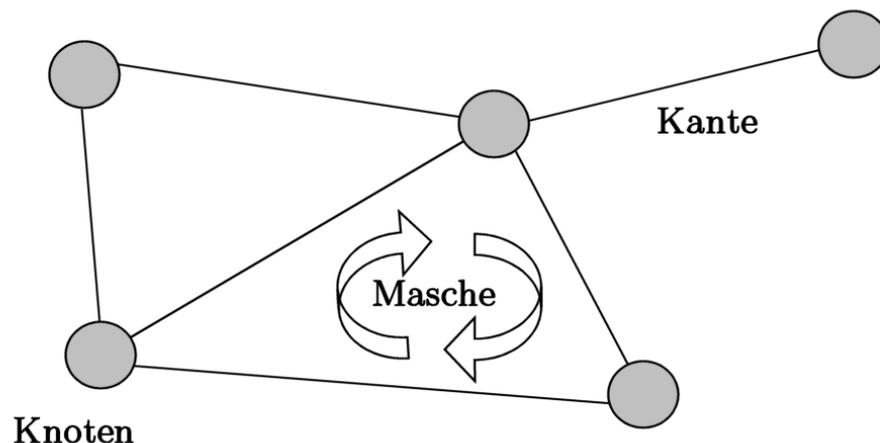


Abbildung 4.2: Eigenschaften eines Netzwerkes

Zu den Basiselementen von Kanten und Knoten kommen Strukturelemente hinzu, die als Maschen bezeichnet werden.

Zu den Knoten und Kanten können noch endlich viele Maschen definiert werden. So wie an einer Kante die Bauteilgleichung gilt, so spricht man an den Knoten von Knotengleichungen – siehe beispielsweise Gleichung (4.2)

$$0 = \sum_i^m \dot{m}_i . \quad (4.2)$$

Die Summe der Masseströme an einem Knoten ist null – damit ist die Knotengleichung hier beispielhaft aus dem Prinzip der Masseerhaltung im physikalisch-klassischen Sinne hergeleitet. Ein Massedefekt im Knoten wird per Definition ausgeschlossen. Zur Modellierung des Speicherhaltens (instationäre Glieder der Berechnung) werden spezielle Speicherbauteile im System benötigt. Grundsätzlich kann Gleichung (4.2) für alle Ströme (elektrische, Wärmeströme) aufgeschrieben werden.

#### 4 Entwicklung eines mathematischen Kreislaufmodells

Eine weitere Gruppe von Gleichungen bilden die Maschengleichungen - Gleichung (4.3). Eine Maschengleichung gilt entlang einer beliebigen Masche und leitet sich aus dem Prinzip der Impulserhaltung her

$$0 = \sum_i^n \Delta p_i . \quad (4.3)$$

Auch dies kann verallgemeinert werden: Die Summe aller Potenzialdifferenzen entlang einer Masche muss gleich null sein. In der Elektrotechnik werden die Maschengleichungen und die Knotengleichungen nach ihrem Entdecker Kirchhoff als Kirchhoffsche Regeln bezeichnet und nur auf elektrische Schaltungen angewendet. Dort liefern sie die gesuchten Zusammenhänge bezüglich der Stromstärke und des Spannungsabfalls über einem Bauteil. Unter einem strömungstechnischen Aspekt betrachtet entspricht diese Potenzialdifferenz der Druckdifferenz, die über den Elementen einer Masche abfällt.

Die Potenzialtheorie liefert in Beziehung mit den Gesetzen von Netzwerken nun eine Möglichkeit, die Druck-Massestrom-Verteilung im Netzwerk zu bestimmen. Die Schwierigkeit beim Betrachten von Netzwerken ist nun in der Tatsache begründet, dass jedes Bauteil einen Einfluss auf jedes andere ausübt. Diese Verknüpfung wird in der Ingenieurwissenschaft gern dadurch umgangen, Knoten im Netz zu vermeiden. Für einfache Stränge ist die Lösung des Problems dann noch grafisch möglich. Dies soll im einem Beispiel verdeutlicht werden.

Eine Pumpe, deren Druck-Massestrom-Kopplung in Abbildung 4.3 als Kurve A gegeben ist, wird mit einem Bauteil (System) verbunden, dessen diesbezügliches Verhalten durch Kurve B wiedergegeben werden kann. Der Arbeitspunkt stellt sich dann im Schnittpunkt der beiden Kurven ein. Das Zusammenspiel von Bauteil I und Bauteil II ergibt inherent das Verhalten des Systems. An diesem Beispiel soll gezeigt werden, dass es z. B. nicht möglich ist, den Massestrom im System vorzugeben, er ist vielmehr eine konfigurationsspezifische Eigenschaft, die sich im Zusammenspiel aller Komponenten ergibt.

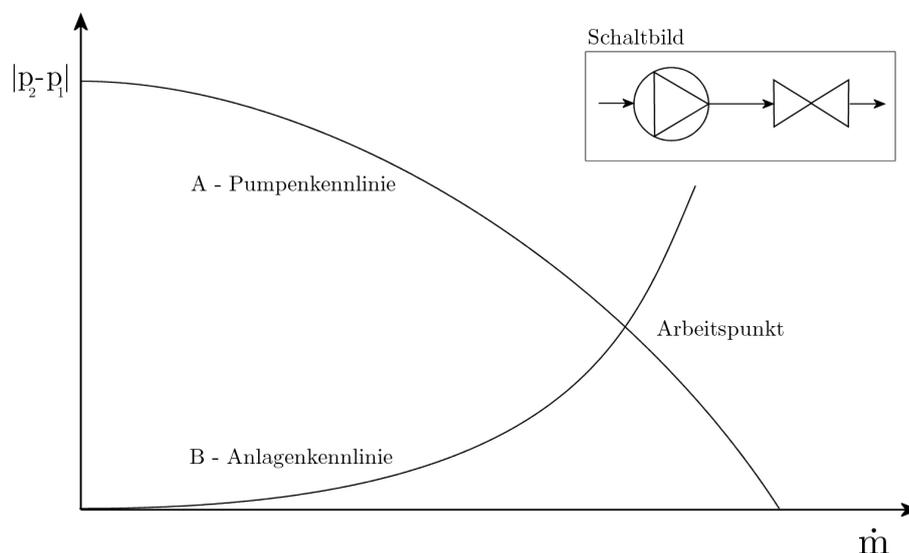


Abbildung 4.3: **Arbeitspunkt simpler Strang**

Eine einfaches pumpenartiges Bauteil wird mit einem System (Druckverlust) verbunden. Der Schnittpunkt beider Linien ist der Arbeitspunkt. An diesem Punkt ist die Summe der Druckverluste über beide Bauteile gleich Null.

#### 4 Entwicklung eines mathematischen Kreislaufmodells

Das Finden des Arbeitspunktes in einem komplexen System ist jedoch nur über eine Netzwerkanalyse möglich. Es ist notwendig genug unabhängige Gleichungen zu erarbeiten, die es ermöglichen, die Drücke an jedem Knoten sowie die Masseströme an jeder Kante berechnen zu können.

Wenn  $N_{Kn}$  die Anzahl der Knoten und  $N_{Ka}$  die Anzahl der Kanten darstellen, gibt es  $N_U = N_{Kn} + N_{Ka}$  unbekannte Variablen in diesem zu untersuchenden Netzwerk, im Konkreten  $N_{Kn}$  Drücke  $p_i$  und  $N_{Ka}$  Masseströme  $\dot{m}_j$ . Die Massebilanzen an den Knoten (Gleichung (4.2)) liefern  $N_{Kn} - 1$  unabhängige Knotengleichungen und die Ringintegrale der Strömungspotenziale (Gleichung (4.3)) liefern  $N_{Ma} = N_{Ka} - N_{Kn} - 1$  unabhängige Maschen.

Um diese Maschen algorithmisch zu erfassen ist es notwendig, einen Baum<sup>1</sup> des Netzwerkes zu erstellen. Dieser Ansatz ist mit einem exponentiellen Aufwand verbunden, wenn es sich um ein größeres Netzwerk handelt, und wird daher nicht weiter verfolgt.

Eine alternative Lösung bietet hier das Knotenpotenzialverfahren. Es umgeht das Erstellen der Maschengleichung und geht von einem Potenzial aus, das an jedem Knoten vorhanden ist. Die Differenz dieser Potenziale  $p_i$  kann als Triebkraft der Masseströme durch die Kanten des Netzwerkes betrachtet werden. Die  $N_{Ka}$  Kanten im Netzwerk liefern so fast genug Gleichungen, um eine Lösbarkeit des Problems zu ermöglichen. Mit  $N_{Kn} - 1$  Knotengleichungen und  $N_{Ka}$  Kantengleichungen fehlt nur noch eine Gleichung. Dieser Fakt ist so zu interpretieren, dass es irrelevant ist, auf welchem Niveau sich der gesamte Strömungsvorgang abspielt. In einem geschlossenen System, das sich ausschließlich durch Druckdifferenzterme beschreibt, ist der absolute Druck irrelevant für die Strömungsbedingungen. Das ändert sich aber, sobald man temperatur- und druckabhängige Stoffwerte zur Berechnung verwendet.

Es ist erforderlich, eine Kopplung der Druckpotenziale unter Verwendung einer zusätzlichen Gleichung einzuführen. In einem offenen System ist das der Umgebungsdruck  $p_U$  (siehe Gleichung (4.4)) und in einem geschlossenen System ist es die Zustandsgleichung für das verwendete Fluid (siehe Gleichung (4.5))

$$p_0 = p_U \quad (4.4)$$

$$p_i = f(T_i, V_i, Fluid) . \quad (4.5)$$

Gleichung (4.5) ist nicht exakt, da ein Knoten theoretisch kein Volumen besitzt. Die Gleichung muss deshalb noch umgeschrieben werden, damit sie auf ein Bauteil anwendbar ist. Mit der Definition, das sich ein Bauteil  $B$  zwischen zwei Knoten  $K_i$  und  $K_j$  befindet ergibt sich

$$p_B = \frac{p_j + p_i}{2} = f(T_B, V_B, Fluid) . \quad (4.6)$$

Durch die Ergänzung des Gleichungssystems ist es nun theoretisch möglich, dieses zu lösen. Es gibt genau so viele Gleichungen, wie es Unbekannte im Netzwerk gibt. Weiter ist nun zu untersuchen, ob das System mit gegebenen Lösungsverfahren für Gleichungssysteme behandelbar ist. Dazu muss zunächst die Linearität der Gleichungen getestet werden. Welche Gleichungen sind linear?

- Knotengleichungen (4.2) sind linear.
- Koppelgleichungen (4.4) und (4.6) sind linear.
- Bauteilgleichungen (4.1) müssen noch genau untersucht werden.

---

<sup>1</sup>Als Baum bezeichnet man ein Gerüst aus Kanten, welches alle Knoten verbindet, wobei kein Knoten zweimal berührt werden darf.

#### 4 Entwicklung eines mathematischen Kreislaufmodells

Da der Algorithmus sehr variabel bezüglich der Bauteile sein soll, ist es unumgänglich, die Einzelheiten der Komponenten unter dem Gesichtspunkt der Linearität ihrer Bauteilgleichungen zu untersuchen. In dem folgenden Unterabschnitt wird das durchgeführt.

##### Druckverlustbauteil

Ein Druckverlustbauteil im Sinne dieser Arbeit ist jedes Bauteil, das von einem Fluid durchströmt wird und dessen Verhalten allgemein durch die Gleichung (4.7) beschrieben werden kann. Die Abhängigkeit von der Reynoldszahl kann in zwei Teilabhängigkeiten zerlegt werden

$$p_2 - p_1 = f(Re) \quad \text{mit} \quad Re = \frac{\rho c L}{\eta} . \quad (4.7)$$

( $L$  ... charakteristische Abmessung, bei Rohren der Durchmesser). Eine Abhängigkeit vom Massestrom  $\dot{m}_B$ , der durch das Bauteil fließt, und eine Abhängigkeit vom Strömungszustand des Fluides. Das spiegelt sich nach mehreren Umformungen in Gleichung (4.8) für den Fall einer Rohrströmung wider

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho c^2}{2} \cdot \zeta_i = \frac{\dot{m}^2}{2 A^2 \rho} \cdot \frac{\lambda L}{d} \quad \text{mit} \quad \lambda = f(Re) . \quad (4.8)$$

Die Gleichung gilt zunächst noch unabhängig von der Strömungsform. Das Rohr soll als Beispiel zur Modellierung dienen, da Rohre aus festigkeitstechnischen Gründen die am meisten verwendeten Bauteile in Kühlkreisläufen sind. Andere strömungstechnische Bauteile (Krümmer, Verzweigungen, Querschnittsänderungen) lassen sich mit dem empirisch zu ermittelnden Druckverlustbeiwert  $\zeta$  beschreiben (in unterschiedlicher Literatur tabelliert). Das Modell ist zwar sehr einfach, weist jedoch große Fehler beim Verlassen des Parameterbereichs der  $\zeta$ -Wert-Definition auf. Druckverlustbeiwerte werden dann verwendet, wenn die Ursache für die Druckverluste weniger in Reibungseffekten zu suchen ist.

Im Falle einer reibungsdominierten Rohrströmung ergeben sich noch weitere Verfeinerungsmöglichkeiten. So ist der Rohrreibungsbeiwert für verschiedene Strömungsformen berechenbar. Für eine laminare Strömung wird er durch die Gleichung 4.9 detaillierter modellierbar

$$\lambda = \frac{64}{Re} . \quad (4.9)$$

Setzt man nun Gleichung 4.9 in 4.8 ein, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$p_2 - p_1 = \frac{128 \eta L \dot{m}}{\pi \rho d^4} . \quad (4.10)$$

Da der Massestrom nun nur noch einmal vorhanden ist, ist diese Gleichung bezüglich der Variablen  $p$  und  $\dot{m}$  linear. Setzen wir also den Druckverlust an einer Kante mit dem einer laminaren Rohrströmung gleich, so ergibt sich ein lineares Gleichungssystem.

Wenn wir jedoch den noch allgemeineren Fall eines Bauteils betrachten, für das nur der Zetawert bekannt ist, ergibt sich für den Druckverlust

$$p_2 - p_1 = \frac{\dot{m}^2}{2 A^2 \rho} \cdot \zeta_i , \quad (4.11)$$

und damit keine Linearität bezüglich des Massestroms  $\dot{m}$ . Selbst wenn kein Zeta-Bauteil im System vorhanden ist, tritt diese Art von Druckverlust immer dann auf, wenn ein Stoffstrom aus der

Umgebung in das System oder aus dem System in die Umgebung strömt ( $\zeta = 1$ ). Ähnliches gilt für turbulente Rohrströmungen, bei denen nach Blasius

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.12)$$

gilt und damit ebenfalls eine deutliche Nichtlinearität in die Gleichungen eingeht.

Es konnte gezeigt werden, dass das entstehende Gleichungssystem einen nichtlinearen Charakter aufweist, so dass dessen Lösung dadurch erschwert wird. Um das Problem in den Griff zu bekommen, wird das Gleichungssystem während eines jedem Berechnungsschrittes linearisiert. Im konkreten Beispiel des Zetawert-Bauteils wird die Linearisierung wie in Gleichung 4.13 vorgenommen

$$p_2 - p_1 = \frac{\dot{m}^2}{2 A^2 \rho} \cdot \zeta_i = \frac{\dot{m} \zeta_i}{2 A^2 \rho} \cdot \dot{m} = K \cdot \dot{m} . \quad (4.13)$$

Dadurch kann der Koeffizient  $K$  durch erneute Berechnung des entstandenen linearen Gleichungssystems immer mehr dem realen Wert angenähert werden. Das Massestrom-Druckverteilungsproblem ist damit gelöst.

### 4.3 Thermodynamische Modellierungsebene

Dieser Teil des Modells befasst sich mit der energetischen Betrachtung des zu simulierenden Systems. Da bisher bereits ein Netz aus Kanten und Knoten vorliegt, kann dieser zweite Teil des Algorithmus direkt anknüpfen. Jede Kante des Systems entspricht einem Bauteil, welches für sich gesehen ein thermodynamisches System darstellt. Da alle Masseströme in und aus diesem System durch den vorherigen Rechenschritt bekannt sind, kann eine Energiebilanz für jedes Bauteil erstellt werden.

Gleichung (4.14) stellt eine allgemeine Form des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik dar, die auf beliebige thermodynamische Systeme anwendbar ist

$$\underbrace{\frac{dE}{d\tau}}_{(1)} = \underbrace{\sum_{i=1}^m \dot{Q}_i}_{(2)} + \underbrace{\sum_{j=1}^n P_j}_{(3)} + \underbrace{\sum_{k=1}^o \dot{m}_k \left( h_k + \frac{c_k^2}{2} + g z_k \right)}_{(4)} . \quad (4.14)$$

In dieser Energiebilanz werden folgende Energieformen berücksichtigt:

- (1) die Änderung der totalen Energie  $E = U + m c^2/2 + m g z$  des Systems (instationäres oder Speicherglied; thermische, kinetische und potenzielle Energie),
- (2) die Summe aller nicht stoffgebundenen Energieströme über die Systemgrenze infolge Temperaturdifferenzen zur Umgebung (Wärmeströme),
- (3) die Summe aller nicht stoffgebundenen Energieströme übertragen durch Wellen, Kolben oder Ähnliches (mechanische Leistung) sowie
- (4) die Summe aller stoffgebundenen Energieströme in Form von thermischer und mechanischer (kinetischer, potenzieller) Energie.

Bei der Energie im Allgemeinen handelt es sich um eine Erhaltungsgröße, d. h. Energie kann weder „erzeugt“<sup>2</sup> noch „vernichtet“, sondern nur von einer Form in eine andere umgewandelt werden. Aus diesem Grund gibt es in einer Energiebilanz kein Quellglied.

<sup>2</sup>Auch wenn der Begriff Energieerzeugung im Sprachgebrauch etabliert ist, so ist doch im eigentlichen Sinne eine Energieumwandlung gemeint.

Mathematisch ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik über der Zeit zu integrieren. Dafür stehen in der Numerik mehrere Methoden zur Verfügung. Die einfachste ist die direkte Integration. Dieses Verfahren wird zunächst verwendet, weil es leicht zu implementieren ist und zudem veränderliche Stoffwerte berücksichtigen kann. Leider ist die Stabilität dieses Verfahrens sehr schlecht, so dass eine sorgfältige Auswahl der Zeitschrittweite erforderlich wird. Die gesamte Berechnung wird stark ausgebremst, sobald ein Bauteil mit sehr geringer Wärmekapazität vorhanden ist.

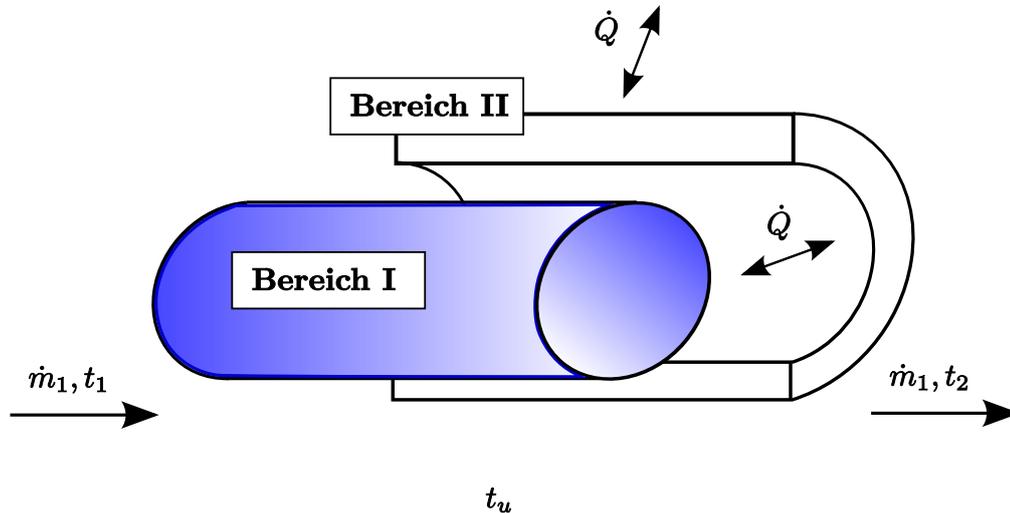


Abbildung 4.4: Definition thermodynamischer Einzelsysteme am Beispiel eines Rohres

Komplexere Bauteile können auf Basis dieses allgemeinen Ansatzes auch als mehrere Systeme betrachtet werden. So ist das Rohr im Programmsystem in zwei thermische Bereiche geteilt – siehe Abbildung 4.4. Der eine beschreibt den Zustand der Flüssigkeit im Rohr und der andere das Rohr an sich. Beide Bereiche sind über ihre Grenzflächen miteinander verbunden. Die Energiebilanz kann für jeden Bereich getrennt angewendet werden.

## 4.4 Implementierung des Modells

Zur Implementierung des mathematisch-physikalischen Modells wurde Delphi als geeignete Entwicklungsumgebung gewählt. Delphi bietet auf Grund seiner umfangreichen IDE einen sehr guten Ausgangspunkt für ein Programmsystem, welches durch ein GUI gesteuert werden kann. Weitere Merkmale des Programms sind die Verwendung der OpenGL-Technik zur Darstellung der zu modellierenden Systeme. Delphi ist eine objektorientierte Variante von Pascal und bietet deshalb eine sehr gute Möglichkeit, die hierarchische Struktur von Kühlsystemen programmieretechnisch zu erfassen. Bauteile können in Klassen organisiert werden und mindern so den Aufwand bei der Erstellung eines neuen Bauteiltyps für das Modellsystem. Dieser Sachverhalt ist in der Abbildung A.1 exemplarisch verdeutlicht.

### 4.4.1 Programmfunktionen

Aus der Zielstellung eine Software zu entwickeln, die es ermöglicht, beliebig komplexe Systeme unter hydraulischen sowie thermodynamischen Gesichtspunkten zu modellieren und deren zeitliches Verhalten zu simulieren, erwachsen verschiedene Funktionen, die von dem Programmpaket unterstützt werden müssen. Die Liste reicht von elementaren Funktionen, wie dem Speichern und

Laden verschiedener Zustände bis zu komplexen Funktionen wie dem Export der Modelldaten in ein Vectorgrafikformat zu Zwecken der Präsentation und der Kompatibilität im Datenaustausch. In den folgenden Abschnitten werden Programmfunktionen, geordnet nach dem derzeitigen Grad ihrer Fertigstellung, kurz beschrieben.

### Fertiggestellte Funktionen

- Die **Speichern- und Laden-Funktion** ermöglicht es, ein erstelltes Kühlsystem in einem proprietären Format auf der Festplatte abzulegen. Diese Funktionalität ist nicht abwärtskompatibel.
- Das **Erstellen von Bauteilen** ist über den Menüpunkt „Bauteil hinzufügen“ möglich. Dieser Menüpunkt ist über das Rechtsklickmenü und über das Hauptmenü erreichbar.
- Das **Rohr** ist ein elementares Bauteil, dessen Druckverlust als Funktion der Reynoldszahl berechnet wird.
- Das **Zeta-Bauteil** ist ein Bauteil, das einen konstanten Druckverlustbeiwert entsprechend des Zetawert-Modells aufweist.
- Der **Verteiler** ist ein Bauteil, das dem Knoten in einem Netz entspricht. Der Verteiler als Bauteil selbst hat keinen Druckverlust.
- Die **Pumpe** ist ein Bauteil, dessen Druckverlust einer Kennlinie  $\Delta p = f(\dot{V})$  entnommen wird. In der Regel ist die Kennlinie so gestaltet, dass die Pumpe als Impulsquelle funktioniert.
- Das **Verknüpfen von Bauteilen** ist unter der Verwendung der Benutzeroberfläche sehr leicht möglich. Es genügt das Drücken der Maustaste und Ziehen einer Verbindungslinie zwischen zwei Bauteilen. Das Programm sorgt intern dafür, dass nicht zu viele oder sinnfreie Verknüpfungen erstellt werden.
- Die Berechnung der **Massestromverteilung** wird mit Beginn der instationären Berechnung in jedem Zeitschritt vorgenommen. Sie ist wiederum eine eigene Iteration, die das nichtlineare Gleichungssystem mittels Linearisierung löst.

### Rudimentäre Funktionen

- Die **Anzeige zeitlicher Verläufe** verschiedener Modellparameter in Form von zweidimensionalen Graphen ist schon vorhanden, jedoch ist die Handhabung noch stark verbesserungsbedürftig. Es fehlt an Optimierung bezüglich der Rechenzeit sowie einer Exportfunktion.
- Der **Export der Pumpenkennlinie** ist zum jetzigen Zeitpunkt in eine Excel-CSV-Datei möglich, wobei hier die Koeffizienten der Splines sowie deren Gültigkeitsbereiche als Zahlen gespeichert werden. Eine zweite Möglichkeit ist der Export der Kennlinie als SVG-Datei. Hier sind die Polynome der kubischen Splines in Form kubische Bezierkurven hinterlegt und lassen sich mit einem modernen Webbrowser plattformunabhängig betrachten.

### Zukünftige Funktionen

- Ein **Speicherbauteil** ist nicht implementiert, gehört jedoch zur Modellierung des instationären Verhaltens eines Kühlsystems unbedingt dazu. Die Implementierung in das Gleichungssystem ist schwierig, sollte jedoch als nächster wichtiger Schritt betrachtet werden.

## 4 Entwicklung eines mathematischen Kreislaufmodells

- **Das Drucken** ist derzeit aus dem Programmsystem noch nicht möglich. Dies wäre zumindest für den Arbeitsbereich jedoch ein sehr sinnvolles Feature.
- **Mit funktionalen Randbedingungen** wäre es möglich, das Kühlsystem realeren Tagesbedingungen auszusetzen. So ist die Umgebungstemperatur aktuell noch eine Konstante, könnte aber einer Funktion oder einer Wertetabelle folgen.

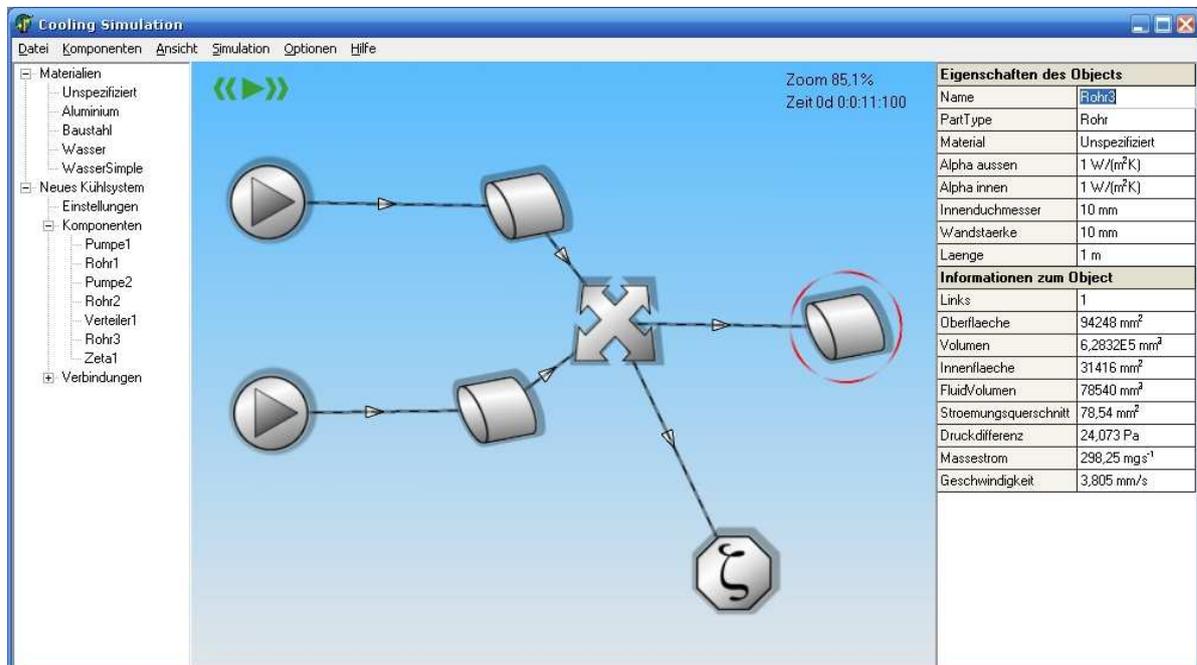


Abbildung 4.5: Ansicht des Simulationstools

Die Oberfläche gliedert sich in drei Bereiche - links eine Baumstruktur - mittig die grafische Ansicht des System - rechts der Objekteditor. Weiter ist eine Menüleiste vorhanden, die die üblichen Optionen enthält.

### 4.4.2 Die grafische Benutzerschnittstelle

Die grafische Benutzeroberfläche, wie sie in Abbildung 4.5 zu sehen ist, teilt sich in drei große Bereiche

- links die Baumstruktur des Systems mit allen Elementen,
- mittig der Arbeitsbereich als grafische Darstellung des Netzes und
- rechts der Objekteditor zur Dateneingabe für die Bauteile.

Die Schnittstelle erlaubt es dem Benutzer der Software, relativ schnell ein Kühlsystem zu erstellen. Hierzu reicht es, ein Bauteil durch die Option „Bauteil hinzufügen“ zu erstellen. Ein Bauteil entspricht zunächst keinem Typ (z. B. Pumpe, Rohr, etc.) und muss deshalb erst spezifiziert werden. Durch Aktivierung des Bauteils mittels eines Links-Klicks werden alle seine Eigenschaften sowie relevanten Informationen im Objekteditor angezeigt.

##### **Eigenschaften**

Bauteilspezifischen Information wie Masse, Volumen, Wärmeübergangskennzahlen oder Druckverlustbeiwerte, welche aktiv durch den Benutzer verändert werden können, werden als „Eigenschaften des Objektes“ bezeichnet. Jedes Bauteil im gesamten Programmsystem muss dadurch thermisch und hydraulisch charakterisiert werden. Der Zugang ist sehr übersichtlich gestaltet, da es im Objekteditor genau diese Aufteilung gibt.

##### **Informationen**

Weiterhin zeigt der Objekteditor im rechten unteren Feld noch weitere „Informationen zum Objekt“ an, die zu dem jeweils aktivierten Bauteil gehören. Diese sind jedoch nicht veränderbar und werden so als „Nur-Lese-Eigenschaft“ betrachtet.

## 5 Modellversuchsanlagen

Im Rahmen des Projektes sind am Institut für Thermodynamik und TGA in einem speziell eingerichteten Labor verschiedene Modellversuchsanlagen ausgelegt und errichtet worden. Dazu zählen

- der Modelleinzelkanal zur Untersuchung von Druckverlust und Wärmeübergang in einer Zweiphasenströmung (dokumentiert in [8]),
- der Versuchsstand zur Untersuchung des Betriebsverhaltens der elektrokinetischen Pumpe (dokumentiert in [7]) und
- ein kompletter Modellkühlkreislauf zur messtechnischen Erfassung aller benötigten Parameter zwecks Validierung des zu erstellenden Berechnungsalgorithmus.

Nachfolgend soll schwerpunktmäßig das Laborkühlsystem, an dem die Messungen zum instationären Systemverhalten sowie die Tests der verschiedenen Verdampfervarianten und Kühlmedien durchgeführt wurden, beschrieben werden. Ein weiteres Kühlsystem, welches direkt in ein PC-Gehäuse integriert wurde, diente der prinzipiellen Veranschaulichung dieser Technologie für Präsentationszwecke (Ausstellungen).

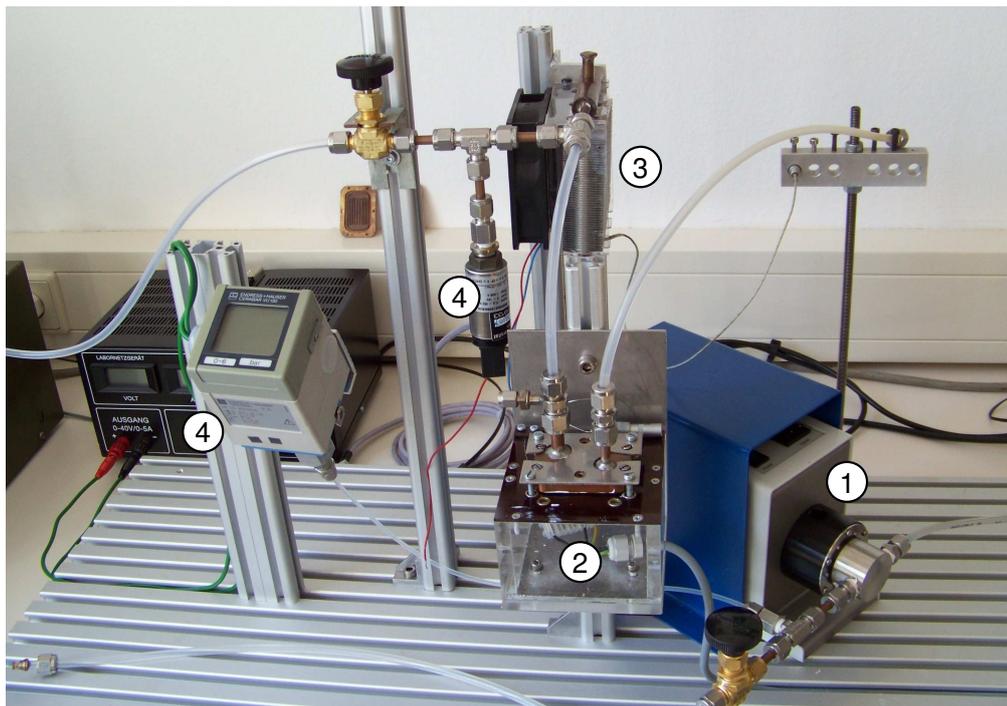


Abbildung 5.1: Der Laborversuchsstand besteht aus regelbaren Zahnradpumpe (1), einem CPU-Simulator mit aufgesetztem Mikroverdampfer (2), einem Kondensator (3) inklusive Lüfter, dem Sammelbehälter (nicht im Bild) und umfangreicher Druck- und Temperaturmesstechnik (4).

## 5.1 Modellkühlkreislauf

### 5.1.1 Systemkonfiguration

Der Modellkühlkreislauf ist ein leicht modifizierbarer Komplex bestehend aus einzeln montierbaren Teilen mit dem es möglich ist, verschiedenste Untersuchungen durchzuführen. Der Versuchsstand besteht aus den Grundkomponenten für ein Kühlsystem (Pumpe, Verdampfer mit Wärmequelle, Kondensator mit Lüfter, Ausgleichsbehälter) und ist aus Gründen der Erreichbarkeit, Flexibilität und Bestückung mit Sensorik großzügig skaliert. Da sich im Zuge dieser Skalierung selbstverständlich andere Speichermassen und Wärmekapazitäten ergeben, können die Messdaten zum instationären Systemverhalten nur der Validierung des Berechnungsmodells<sup>1</sup> dienen, nicht aber direkt auf das Verhalten eines an Praxisbedingungen angepassten Kühlkreislaufes übertragen werden.

Der Modellkühlkreislauf wurde in mehreren Varianten aufgebaut, jeweils dem entsprechenden Zweck der Messungen angepasst. Eine Variante veranschaulicht schematisch Abbildung 3.1. Dabei ist ein zusätzlicher Vorwärmer implementiert, der zur Variation des Eintrittszustandes des Fluids in die unterschiedlichen Verdampfertypen verwendet wurde. Eine Kreislaufvariante zur Untersuchung des stationären und instationären Systemverhaltens zeigt Abbildung 5.1 als fotografische Aufnahme. Dabei sind folgende wesentliche Komponenten zu erkennen:

- die Zahnradpumpe (1), die selbstverständlich ein Vielfaches der Größenordnung der in einem realen Kreislauf einzusetzenden Pumpe aufweist, jedoch aus Gründen der stufenlosen Regelbarkeit des Volumenstromes zum Einsatz kam,
- der CPU-Simulator (Dummy) mit aufgesetztem Mikroverdampfer (2), dessen Wirkungsweise bereits weiter oben beschrieben wurde (Einsatz elektrischer Heizpatronen zur Simulation des Wärmeeintrages einer CPU),
- der Kondensator mit Lüfter (3), wobei hier auf kommerzielle Produkte zurückgegriffen werden kann,
- unterschiedliche Sensorik (4) zur Messung aller für die Validierung des Berechnungsalgorithmus relevanten Zustandsgrößen (Beschreibung siehe nächster Abschnitt).

Zum Modellkreislauf gehört selbstverständlich auch ein Ausgleichs- oder Sammelbehälter, der in Abbildung 5.1 nicht sichtbar ist (zum Entstehungszeitpunkt der Aufnahme demontiert).

### 5.1.2 Messtechnik

Die Messtechnik für den Versuchsstand umfasste Druck-, Temperatur- und Volumenstrommessaufnehmer. Die Ausgangssignale der Sensoren (zumeist Spannungen) wurden mit der ALMEMO 5690-1M Messdatenerfassungsanlage der Firma Ahlborn aufgenommen und mit einem handelsüblichen PC ausgewertet. Die softwaretechnische Verarbeitung der Messdaten erfolgte größtenteils mit dem Programmsystem Excel.

Als **Temperatursonden** wurden Mantelthermoelemente (Nickelchrom/Nickel NiCr/Ni) mit einem Durchmesser von  $d = 0,5 \dots 1$  mm verwendet. Diese Thermoelemente lassen sich bedingt durch den Edelstahlmantel leicht montieren und demontieren. Mit Hilfe spezieller Stecker kann das Ausgangssignal der Thermoelemente direkt in Form einer Temperatur auf dem PC abgespeichert werden. Die korrekte Erfassung der Temperatur eines festen, flüssigen oder gasförmigen Stoffes erfordert die Beachtung wichtiger Regeln.

<sup>1</sup>Im Berechnungsmodell können die thermischen und hydraulischen Speicherkapazitäten des Modellkühlkreislaufes nachgebildet werden.

1. Alle Thermolemente sind inklusive der original Verbindungsleitung und des gesamten Datenerfassungssystems zu kalibrieren. Dies wurde mit Hilfe eines am Institut verfügbaren Temperaturkalibrators realisiert, so dass Messgenauigkeiten von  $\Delta t = \pm 0,1$  K erreicht werden konnten.
2. Bei der Messung einer Wandtemperatur wird das Thermolement i. d. R. nur in der Nähe der Wandoberfläche positioniert. Mit Hilfe des Fourierschen Erfahrungsgesetzes kann die Wandtemperatur aus der gemessenen Temperatur berechnet werden.
3. Besonders anspruchsvoll ist die Bestimmung einer Fluidtemperatur in Kanälen geringer Abmessung. Da das Thermolement durch die Kanalwand in die Strömung geführt wird erfolgt eine teilweise Verfälschung der Temperatur an der Sensorspitze durch Wärmeleitung im Element (Rippenwirkung). Die Installation des Thermolementes muss dieser Tatsache Rechnung tragen.

Bei den **Drucksensoren** kamen sowohl Differenz- als auch Absolutdrucksensoren verschiedener Messbereiche zum Einsatz. Die Wahl verschiedener Messbereichsendwerte ist erforderlich, da die Messfehler in der Regel prozentual auf diesen Wert bezogen sind und damit im unteren Messbereich eine nicht zu verantwortende Größenordnung annehmen. Auch die Differenzdrucksensoren, deren Messergebnisse für die Validierung der Berechnungen von besonderer Bedeutung sind, wurden mit Hilfe eines verfügbaren Druckkalibrators geeicht. Ein besonderes Problem ergab sich aus der Tatsache, dass im Falle einer Zweiphasenströmung stark instationäre Vorgänge<sup>2</sup> auftreten, die eine Pulsation der Strömung und damit auch der Druckmesswerte zur Folge haben. Hier helfen geeignete Mittelwertbildungsverfahren, um verwertbare Resultate zu erzielen.

Der **Volumenstrom** wurde entsprechend der jeweiligen Anwendung auf unterschiedliche Art und Weise bestimmt. Im Falle eines geschlossenen Kreislaufes muss ein Volumenstrom-Messgerät in den Kreislauf implementiert werden. Bei den sehr geringen Volumenströmen im Bereich  $\dot{V} \leq 50$  ml/min kommt dafür ein Coriolis-Durchflussmesser in Frage, der jedoch durch seine enorme Größe des Systemverhalten stark beeinflusst. Aus diesem Grund wurde die Zahnradpumpe, die über eine digitale Durchsatzregelung von 0 bis 100 % verfügt, mit Hilfe des Durchflussmessers quasi kalibriert, so dass jede %-Einstellung einem konkreten Volumenstrom entsprach.

Alternativ kann bei einem offenen System das austretende Fluid aufgefangen, abgewogen und mit Hilfe einer Stoppuhr der Massestrom ermittelt werden.

### 5.1.3 Messergebnisse

Eine typische Darstellung von Messergebnissen zum instationären Kreislaufverhalten ist exemplarisch in Abbildung 5.2 zu sehen. Dabei handelt es sich um den zeitlichen Verlauf der CPU-Temperatur  $t_{CPU}$  (blau) in Abhängigkeit wechselnder thermischer Belastungen (Wärmestrom  $\dot{Q}$ , rot). Die Messungen wurden mit dem Medium Wasser bei Normaldruck durchgeführt ( $p \approx 1$  bar), so dass CPU-Temperaturen im Bereich von  $t_{CPU} \approx 120$  °C und darüber bedeuten, dass an der Wärmequelle eine Zweiphasenströmung vorgelegen hat.

Grundsätzlich zeigen sich deutliche Unterschiede hinsichtlich des zeitlichen Verhaltens: Im Fall (1) erfolgt eine asymptotische Annäherung der CPU-Temperatur an den neuen stationären Wert, ein Überschwingen tritt nicht auf (einphasiger Bereich). Im Fall (2) dagegen überschreitet die CPU-Temperatur zunächst das Niveau der zum veränderten Wärmestrom gehörenden stationären Wertes, um sich dann „von oben“ an diese anzunähern (zweiphasiger Bereich).

---

<sup>2</sup>Dies bezieht sich insbesondere darauf, dass sich Gasblasen unter enormem Volumenzuwachs bilden und teilweise auch wieder zusammenfallen – so entsteht ein Pulsieren der Strömung.

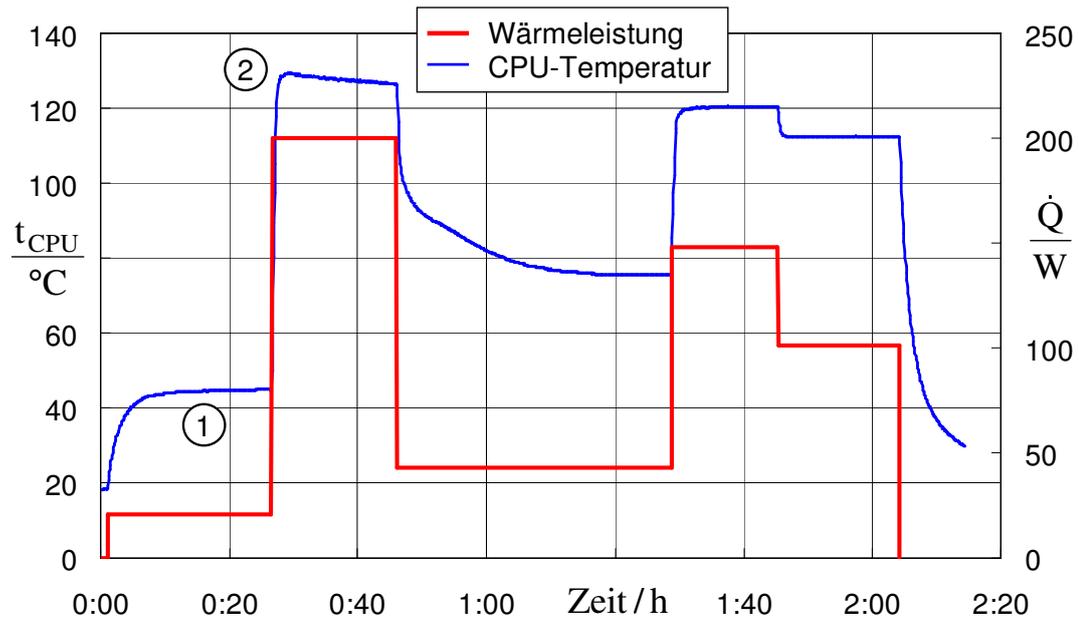


Abbildung 5.2: Zeitlicher Verlauf der CPU-Temperatur bei wechselnden Wärmeleistungen  
 Man erkennt, dass das Annäherungsverhalten der CPU-Temperatur an den zur veränderten Wärmeleistung gehörenden stationären Wert einer unterschiedlichen Charakteristik folgt.

Leider konnte in den zurückliegenden Monaten nicht die Anzahl an Messungen wie ursprünglich geplant durchgeführt werden. Es wurde stattdessen großes Augenmerk auf die Programmierung der Benutzeroberfläche des Berechnungsmoduls gelegt. Damit soll zum einen die Bedienfreundlichkeit erhöht und zum anderen die Möglichkeit der Eingabe inkonsistenter Randbedingungen vermieden werden.

Außerdem scheiterte der Aufbau unterschiedlicher Versuchsanordnungen daran, dass die ursprünglich in das Projekt involvierten Praxispartner durch Firmeninsolvenz ausgeschieden sind und damit kein Prototypenbau im ursprünglich angedachten Umfang möglich war. Weitere Erläuterungen dazu sind im Abschnitt Fazit zusammengefasst.

Grundsätzlich ist anzumerken, dass die Arbeiten am Projekt auch nach Ablauf der Förderung durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt aus eigenen Mitteln der TU Dresden fortgeführt werden. Dies betrifft insbesondere

- die Fortsetzung der Schaffung einer experimentellen Datenbasis bezüglich des instationären Verhaltens von Kühlkreisläufen mit Phasenübergang,
- die Weiterbearbeitung des Programmalgorithmus durch Hinzufügen weiterer Bauteile und Validierung der Berechnungsergebnisse mit den verfügbaren Messdaten,
- die Publikation aller Ergebnisse in einer zweiten, durch dieses Projekt inspirierten und geförderten Dissertationsschrift.

## 5.2 Präsentationsmodell

Zur Präsentation bei unterschiedlichen Gelegenheiten wurde ein der Praxis möglichst ähnliches Modell des Kühlsystems gebaut. Wie in Abbildung 5.3 dargestellt, handelt sich um ein Miditower-Gehäuse, in das das Kühlsystem bestehend aus einer kleinen Zahnradpumpe (1), einem Verdampfer (2) mit angeschlossener Wärmequelle (Dummy), einem Standardkondensator (3) mit Lüfter um separatem Luftkanal und einem Ausgleichsgefäß (4) eingebaut ist.

Dieses System verdeutlicht, dass es praktisch möglich ist, einen solchen Kühlkreislauf in ein handelsübliches PC-Gehäuse zu integrieren. Es ist gut zu erkennen, wie die Luft, die den Kondensator durchströmt, direkt aus der Umgebung angesaugt wird. Das ermöglicht die erwähnte Verbesserung der Luftqualität, da hier keine eventuell belastete Gehäuseinnenluft in die Umgebung transportiert wird.

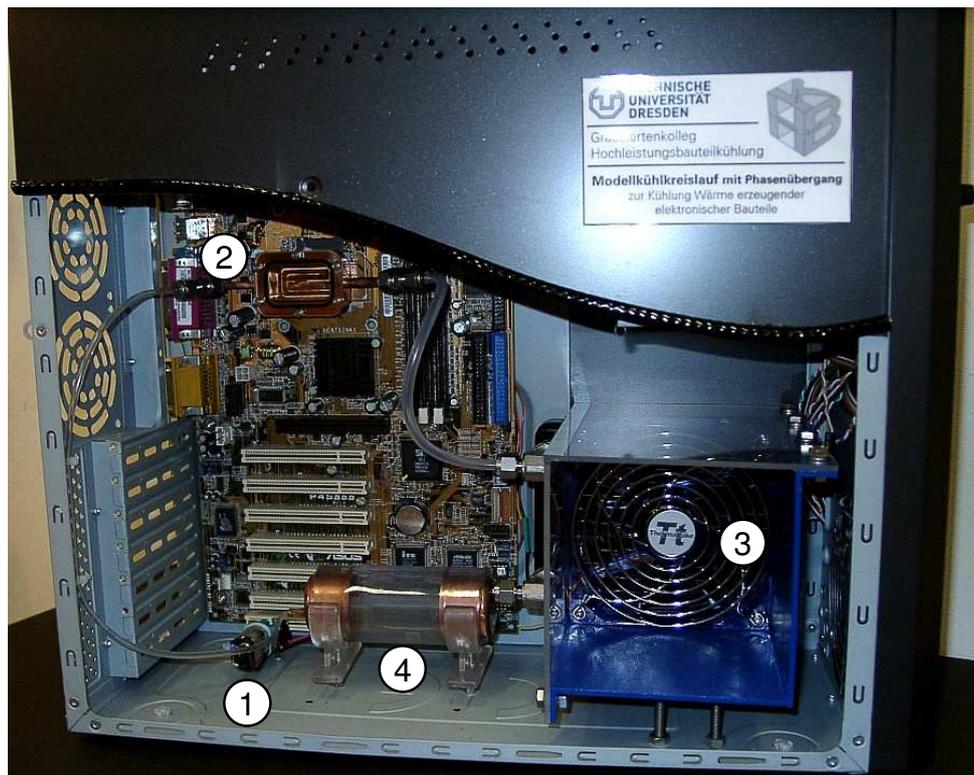


Abbildung 5.3: Präsentationsmodell

Erkennbar sind die Pumpe (1), der Verdampfer (2), der Kondensator (3) und der Ausgleichsbehälter (4). Deutlich sichtbar ist auch, dass die Luft in einem vom Gehäuseinneren separierten Strömungskanal geführt wird.

Das Modellsystem ist in soweit funktionsfähig, als dass die CPU durch eine elektrische Wärmequelle (Heizpatronen im unteren Teil des Verdampfers eingearbeitet) simuliert wird. Die Heizleistung ist über einen Pulsweitenmodulator stufenlos einstellbar. Verschiedene Betriebszustände (Lastfälle) des Systems können so gezeigt werden. Durch die transparente Beschaffenheit der Abdeckung des Verdampfers und die Verwendung von SES36 als Kühlmedium konnte der Zustand der Blasenbildung bei Temperaturen unterhalb 40 °C während der Verdampfung anschaulich gemacht werden. Die seitliche Zu- und Abfuhr des Fluids sorgt dafür, dass sich Flüssigkeit und Dampf im Verdampfer klar separieren, hier wäre eine vertikale Anordnung der Anschlüsse sinnvoller gewesen.

## 5 Modellversuchsanlagen

Durch ein im Verdampferboden eingesetztes Mantelthermoelement und Anzeige dessen Temperatur auf einem Handmessgerät kann potenziellen Interessenten die Wirksamkeit des Kühlsystems anschaulich demonstriert werden. An der Front des Gehäuses sind Regelknöpfe für die CPU-Heizleistung, die Pumpendrehzahl und die Lüfterdrehzahl angebracht.

Beim ersten Zusammenbau des Systems kam es zu Unverträglichkeiten des Kühlmedium SES36 mit den Komponenten des Modells, die zur Visualisierung physikalischer Effekte aus Plexiglas hergestellt wurden. In Abbildung A.2 ist deutlich erkennbar, wie das Kühlmedium den Kunststoff durch eine intensive Rissbildung zerstört hat.

Bei der Fertigung des neuen Ausgleichsbehälters wurde deshalb auf einen gummiartigen Werkstoff umgestellt, der Deckel des Verdampfers wurde aus einer Glasplatte geschnitten (Wasserstrahlschneiden). Nach diesen Änderungen waren die Probleme behoben und die Dichtheit des Systems konnte gewährleistet werden.

## 6 Fazit

Im Folgenden sollen die wichtigsten der im Rahmen dieses Projektes erzielten Resultate zusammengefasst, bewertet und das weitere Vorgehen skizziert werden. Dabei ist insbesondere auf einige Besonderheiten des Projektverlaufes Bezug zu nehmen. Grundsätzlich kann jedoch eingeschätzt werden, dass die Thematik der Entwicklung von Mikrokühlkreisläufen mit Phasenübergang für Wärme erzeugende elektronische Bauteile wissenschaftlich eingehend bearbeitet wurde und damit den Zielen der Förderung – wenn auch mit teilweise angepasster Ausrichtung – in vollem Umfang entsprochen werden konnte.

Das ursprüngliche Ziel der „Applizierung des elektrokinetischen Wirkprinzips zur Bewegung von Fluiden in Mikrokühlsystemen“ konnte schlussendlich nicht erreicht werden. Dies ist darin begründet, dass die detaillierten experimentellen Untersuchungen des Prototypes einer solchen Pumpe eine Vielzahl von Problemen aufzeigten, die einen Masseneinsatz insbesondere über längere Zeiträume mit vertretbarem Aufwand ausschließen. Alle diesbezüglichen Ergebnisse sind in einer Diplomarbeit [7], die im Projektverlauf entstand, veröffentlicht. Hinsichtlich ökonomischer Aspekte kann dieses Pumpenprinzip nicht mit Alternativen wie Zahnrad- oder Membranpumpen konkurrieren. Dies stellt die Entwicklung geschlossener Kühlkreisläufe und damit die Erreichung der im Antrag gesetzten Umweltziele jedoch keineswegs in Frage.

Resultierend aus diesen Erkenntnissen sowie einer Umstrukturierung des Konsortiums der am Projekt beteiligten Partner wurden die Zielstellungen derart angepasst, dass den an der Technischen Universität Dresden vorhandenen Kompetenzen bestmöglich Rechnung getragen werden konnte. Damit ergab sich eine Fokussierung auf das Problem der Strömung und des Wärmeüberganges bei Zweiphasenströmungen in Mikrokanälen und das instationäre Systemverhalten eines Komplettkreislaufes. Zusätzlich wurden – außerhalb des Rahmens dieses speziellen Projektes – Arbeiten zur thermischen und hydraulischen Auslegung kompakter Kondensatoren durchgeführt. Damit konnten in den zurückliegenden Jahren Kompetenzen bezüglich aller wichtigen Komponenten eines Kühlkreislaufes im Graduiertenkolleg Hochleistungsbauteilkühlung versammelt werden.

Bezüglich Wärmeübergang und Druckverlust bei Zweiphasenströmung in Mikrokanälen und damit respektive dem Design von Mikroverdampfern für Kühlkreisläufe wurden neben einer detaillierten Literaturanalyse umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Dabei gelangte zur Gewinnung empirisch beschreibbarer Ergebnisse ein Modellkanal ebenso zur Anwendung wie zahlreiche praxisbezogene Verdampfermodelle. Die Ergebnisse der Untersuchungen mündeten in einer Promotionsschrift [8], die im Verlaufe des Promotionsverfahrens erstellten Gutachten unterstreichen deren hohes wissenschaftliches Niveau.

Die Modellierung des instationären Verhaltens eines geschlossenen Kühlsystems mit Phasenübergang ist noch nicht abgeschlossen. Dies liegt unter anderem daran, dass auch diese Teilaufgabe auf einem promotionswürdigen Niveau bearbeitet wird und damit ein erhöhter Arbeitsaufwand zu verzeichnen ist. Damit wird dem Anliegen des mit Unterstützung der DBU im März 2004 gegründeten Graduiertenkollegs Hochleistungsbauteilkühlung, der Förderung des wissenschaftlichen Nachwuchses, in vermehrtem Umfang Rechnung getragen. Nach Abschluss der Promotion, die aus Mitteln des Instituts für Thermodynamik und TGA der TU Dresden weiter finanziert wird, steht ein hochwertiges Werkzeug zur thermischen und hydraulischen Auslegung solcher Kühlsysteme zur Verfügung.

Damit konnten im Projektverlauf eine Reihe wichtiger Voraussetzungen für die Gestaltung zukünftiger Kühlkreisläufe für verschiedene Anwendungen, hauptsächlich im Bereich der Wärme

erzeugenden elektronischen Bauteile, geschaffen werden. Aufgrund der Vielschichtigkeit der Problematik sind noch weiterführende Arbeiten erforderlich. Dies scheint insbesondere hinsichtlich der ökonomischen Aspekte angezeigt, da ein Masseneinsatz einer solchen neuartigen Technologie nur dann erfolgen wird, wenn diese sich den Gesetzmäßigkeiten des Marktes unterordnet. Bei einem heutigen Systempreis für die Kühlung eines PC von etwa 40 Euro muss diesbezüglich noch sehr viel getan werden. Durch den Wegfall der industriellen Projektpartner konnten im Rahmen des hier dokumentierten Projektes noch keine Schritte in dieser Richtung unternommen werden.

Zweifelsfrei würden die im Antrag formulierten umweltrelevanten Zielstellungen mit der massenhaften Einführung dieser Kühltechnologien in Bürogeräten unterschiedlicher Ausprägung erreicht. Dies betrifft einerseits die Verbesserung der Arbeitsbedingungen in Büroräumen durch hydraulische Abgrenzung der Kühlluftkanäle vom Geräteinneren und andererseits die Einsparung von elektrischer Energie als eine der hochwertigsten Energieformen durch Bündelung der Wärmeübertragung aller Quellen an die Umgebung. Die Arbeiten im Rahmen dieses Projektes haben einen wesentlichen Beitrag dazu geleistet und nicht zuletzt der Qualifizierung des ingenieurtechnischen Nachwuchses auf dem energietechnischen Sektor gedient.

## Literaturverzeichnis

- [1] Adam, T.: *Herstellung, Charakterisierung und Anwendung gepackter Fused-Silica Kapillaren in der Elektro-Chromatographie*. Shaker Verlag, 1998
- [2] Brask, Anders ; Kutter, Jörg ; Bruus, Henrik: Long-term electroosmotic pump with ion exchange membran. In: *Lab Chip* 5 (2005), S. 730–738
- [3] Dautert, Thomas: *Abschlussbericht: Mikrotechnisch basierte Kühlsysteme*. 2006. – (unveröffentlicht)
- [4] Engelhardt, H. ; Beck, W. ; Schmitt, T.: *Kapillarelektrophorese. Methoden und Möglichkeiten*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1994
- [5] Löbl, Stefan: *Wärmeübergang bei der Verdampfung von Kohlendioxid an horizontalen Einzelrohren aus unterschiedlichen Materialien*, Technische Universität Dresden, Diss., 2006
- [6] Peng, X.F. ; Wang, B.X.: Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels. In: *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 36 (1993), S. 3421–3427
- [7] Synowzik, Sven: *Experimentelle Untersuchung des elektrokinetischen Wirkprinzips für die praktische Umsetzung in einer kompakten Fluidförderpumpe*, Technische Universität Dresden, unveröffentlichte Diplomarbeit, 2007
- [8] Synowzik, Sven: *Ein Beitrag zur experimentellen Untersuchung und Modellierung von Wärmeübergang und Druckverlust in einer Zweiphasenströmung in Mikrokühlsystemen*, Technische Universität Dresden, Diss., 2008
- [9] Yao, S. ; Hertzog, D. E. ; Zeng, S. ; J.C., Mikkelsen J. ; Santiago, J.G.: Porous glass electroosmotic pumps: design and experiments. In: *Journal of Colloid and Interface Science* 268 (2003), S. 143–153
- [10] Yao, S. ; Hueber, D. ; Mikkelsen, J.C. ; Santiago, J.G.: A large flowrate electroosmotic pump with micron pores. In: *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2001. – New York
- [11] Yao, S. ; Santiago, J.G.: Porous glass electroosmotic pumps: theory. In: *Journal of Colloid and Interface Science* 268 (2003), S. 133–142
- [12] Zhang, L. ; Koo, J. ; Jiang, L. ; Goodson, K. ; Santiago, J. ; Kenny, T.: Measurement and modeling of two-phase flow in Microchannels with nearly constant heat flux boundary conditions. In: *Journal of Microelectromechanical Systems* 11 (2002), S. 12–18

# A Anhang

## A.1 Weitere Abbildungen

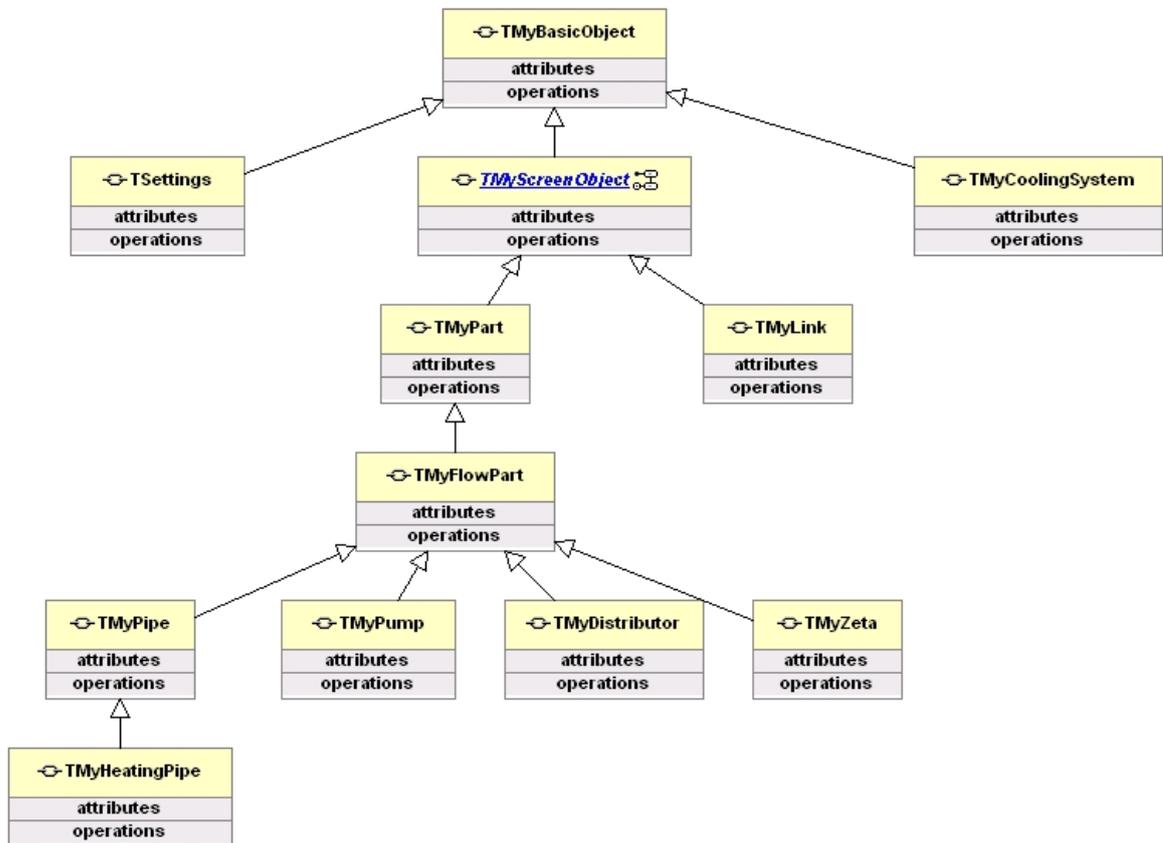


Abbildung A.1: Klassenhierarchie

Das Diagramm bildet die Abhängigkeiten der Klassen ab, die bei der Programmierung der Software verwendet wurden. Es verdeutlicht am Beispiel des beheizten Rohres, dass dieses auf einem einfachen Rohr basiert und nur um die Funktion der Beheizbarkeit erweitert wurde.



Abbildung A.2: Risse im Ausgleichsbehälter  
Die Kombination aus SES36 und Plexiglas führt unweigerlich zu Spannungsrissen.



Abbildung A.3: Untersuchte Mikroverdampfer Prototypen