Untersuchung des Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe bei unterschiedlichen Beheizungsarten

Bernd Bierling, Fabian Schmid, Klaus Spindler

bierling@itw.uni-stuttgart.de

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Kurzfassung

Am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) wurde eine Diffusions-Absorptionskältemaschine (DAKM) im Leistungsbereich von ca. 400 Watt entwickelt. DAKMs benötigen keine mechanische Pumpe, da der Lösungsumlauf mittels einer Thermosiphonpumpe erfolgt, und arbeiten demzufolge geräuscharm und verschleißfrei. Zum Antrieb benötigt eine DAKM thermische Energie.
Im Rahmen der Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die Beheizungsart, also der Ort des Wärmeeintrags, einen großen Einfluss auf die Kälteleistung der DAKM hat. Mit einem Laborprüfstand wird das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe bei einer punktuellen und einer flächigen Beheizung des Förderrohres untersucht. Der Prüfstand ist so aufgebaut, dass neben der Heizleistung der Förderrohrdurchmesser, die Förderhöhe bei unterschiedlichen Förderrohrlängen und die Temperatur der ins Förderrohr eintretenden Flüssigkeit variiert bzw. eingestellt werden können.
Zudem bietet der Laborprüfstand die Möglichkeit zur Untersuchung eines neuen Konzeptes für die Beheizung bzw. den Antrieb einer DAKM. Zur Beheizung kann ein Plattenwärmeübertrager mit nachgeschaltetem Förderrohr verwendet werden. Die Beheizung und die Förderung der Lösung sind somit voneinander entkoppelt, was eine kompaktere Bauweise sowie eine höhere Förderleistung einer DAKM ermöglicht. Somit können verschiedene Energiequellen, wie Nah- und Fernwärme sowie Solar- und Abwärme, als Antrieb einer zweiphasigen Thermosiphonpumpe genutzt werden.
Es wird der Aufbau der Laboranlage detailliert vorgestellt. Das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe mit dem Arbeitsmedium Wasser wird für die drei verschiedenen Beheizungsarten bei unterschiedlichen Heizwärmeströmen analysiert. Zukünftige Entwicklungsschritte und weitergehende Untersuchungen werden erläutert.

Stichworte*: Thermosiphonpumpe, Arbeitsmedium Wasser, Vertikales Förderrohr, Zweiphasenströmung, Förderverhältnis*

1. Einleitung

Diffusions-Absorptionskältemaschinen (DAKMs) gehören zur Gruppe der thermisch angetriebenen Absorptionskältemaschinen. DAKMs werden hauptsächlich mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak (NH_3) und Wasser (H_2O) sowie einem Hilfsgas (H_2 oder He) betrieben. Wesentlicher Bestandteil einer DAKM ist die Thermosiphonpumpe, die zur Förderung der flüssigen Lösung mittels der eigenen Dämpfe dient [1]. Hierzu wird der Thermosiphonpumpe, die gleichzeitig der Austreiber des Prozesses ist, Antriebswärme zugeführt.
Im kommerziellen Bereich sind DAKMs als Hotel- und Camping-Kühlschränke weit verbreitet, da sie keine beweglichen Teile besitzen und dementsprechend geräuschfrei arbeiten. Bis zum Jahr 2011 wurden von der Dometic GmbH bereits mehr als 10 Millionen Diffusions-Absorptionskühlschränke verkauft [2]. Die Beheizung der Kühlschränke erfolgt entweder elektrisch mittels Heizstab oder mittels Gasbrenner. Dabei wird die Wärme jeweils im unteren Bereich der Thermosiphonpumpe teilflächig eingebracht. Der Diffusions-Absorptionsprozess ist ebenfalls Gegenstand der Forschung. Am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) wurde eine direkt angetriebene solare Kälteanlage (DASKA) entwickelt [3]. Die Beheizung dieser Anlage erfolgt über einen Solarkollektor, in welchem die Thermosiphonpumpe direkt integriert ist [4]. Am ITW hat sich im Rahmen von Untersuchungen gezeigt, dass die Art der Beheizung einen großen Einfluss auf die Kälteleistung der DAKM hat.
Ziel der derzeitigen Forschung am ITW ist die Untersuchung des Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe mit dem Arbeitsmedium Wasser für verschiedene Beheizungsarten. Der zugeführte Heizwärmestrom, der für die partielle Verdampfung des Arbeitsmediums erforderlich ist, wird sowohl im Absolutwert, in der Wärmestromdichte als auch im Ort der Wärmezufuhr variiert.

2. Stand der Technik

Die Förderung durch die Thermosiphonwirkung im senkrechten Rohr wurde bereits im Jahre 1935 von CATTANEO experimentell untersucht [5]. Durch Versuche mit Wasser als Arbeitsmedium und einer teilflächigen Beheizung des Förderrohres konnten Gesetzmäßigkeiten gefunden und physikalisch gedeutet werden. Im Rahmen der Untersuchungen wurde das Förderverhältnis der Thermosiphonpumpe in Abhängigkeit von unterschiedlichen Einflussfaktoren, wie dem Förderrohrdurchmesser, der Förderhöhe, der Zulauftemperatur ins Förderrohr und dem Wärmeeintrag, bestimmt.

Experimentelle Untersuchungen zum Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe wurden ebenfalls von BRENDEL [6] durchgeführt. Dabei wurde neben Wasser auch Ethanol als Arbeitsmedium verwendet. Die Beheizung erfolgte am unteren Ende mittels eines im Förderrohr integrierten elektrischen Heizstabes. Sowohl der Förderrohrdurchmesser als auch der Füllstand im Reservoir wurde variiert. Ähnlich dazu wurde von SHIHAB [7] der Einfluss des Förderrohrdurchmessers sowie des Füllstands im Reservoir auf das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe mit dem Arbeitsmedium Wasser untersucht. Der Wärmestrom der elektrischen Beheizung am unteren Ende des Förderrohrs wurde im Gegensatz zu BRENDEL von außen zugeführt.

Neben den experimentellen Untersuchungen bietet die Literatur eine Vielzahl von Berechnungsmethoden zur theoretischen Untersuchung des Förderverhaltens von Thermosiphonpumpen. Diese unterscheiden sich jedoch aufgrund von verschiedenen grundlegenden Ansätzen und Annahmen stark voneinander. Zusätzlich zu den experimentellen Untersuchungen wurde von Brendel ein Berechnungsansatz, basierend auf GRASSMANN [8], zur Auslegung der Thermosiphonpumpe aufgezeigt. Das Modell von GRASSMANN beruht auf der Impulsbilanz an einem Kontrollvolumen im Förderrohr und dem Zweifluidmodell, wobei Gas und Flüssigkeit getrennt voneinander betrachtet werden.

CHAN UND MCCULLOCH [9] unterteilen theoretische Untersuchungen in drei Kategorien und vergleichen diese grundsätzlich unterschiedlichen Ansätze miteinander. Dazu gehören die Ansätze von SRIKHIRIN UND APHORNRATANA [10], DELANO [11] und PFAFF ET AL. [12]. Der Ansatz von SRIKHIRIN UND APHORNRATANA beruht auf der empirischen Methode der Kurvenanpassung (Methode der kleinsten Fehlerquadrate) auf Basis von Messdaten. Grundlegende Merkmale des Modells von DELANO basieren auf der Mammutpumpe. Im Gegensatz zu GRASSMANN bilanziert DELANO jedoch nicht ein Volumenelement im Förderrohr, sondern Massen- und Impulserhaltung entlang der Orte im gesamten U-Rohr, bestehend aus Reservoir, Verbindungsstrecke und Förderrohr. Das Modell von PFAFF ET AL. basiert ebenfalls auf dem U-Rohr-Prinzip, berücksichtigt aber die zyklische Förderung, die ein charakteristisches Merkmal für Thermosiphonpumpen ist.

Ziel von SRIKHIRIN UND APHORNRATANA sowie von DELANO ist die Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus den jeweiligen Modellen auf den Einsatz einer Thermosiphonpumpe in einer DAKM. SRIKHIRIN UND APHORNRATANA haben an einer Mammutpumpe (Luft/Wasser) gemessen. Der Volumenstrom der geförderten Flüssigkeit $\dot{V}_{fl}$ berechnet sich in Abhängigkeit vom Dampfvolumenstrom $\dot{V}_d$ durch ein Polynom vierter Ordnung. SRIKHIRIN UND APHORNRATANA verwenden das ermittelte Polynom zur Bestimmung des Massenstroms der geförderten NH_3/H_2O-Lösung einer DAKM in Abhängigkeit vom Wärmeeintrag am Austreiber. Ein Vergleich von Ergebnissen des Modells mit dem Stoffpaar Luft/Wasser zu dem mit dem Stoffpaar NH_3/H_2O als Arbeitsmittel zeigt jedoch große Abweichungen auf, was u.a. auf die ungleichmäßige Blasenbildung bei

der Thermosiphonpumpe im Vergleich zur Mammutpumpe und unterschiedliche Systemdrücke zurückzuführen ist.

3. Grundlagen der Thermosiphonpumpe

Bei Thermosiphonpumpen wird zwischen Einphasen- und Zweiphasensystemen unterschieden. Im Folgenden wird ausschließlich auf zweiphasige Thermosiphon-pumpen eingegangen, welche Flüssigkeiten durch Eigenverdampfung fördern. Eine schematische Darstellung des Grundprinzips einer Thermosiphonpumpe zeigt Abbildung 3.1. Zwei senkrechte Rohre (Reservoir und Förderrohr) bilden mit einer waagerechten Verbindungsstrecke ein U-Rohr.

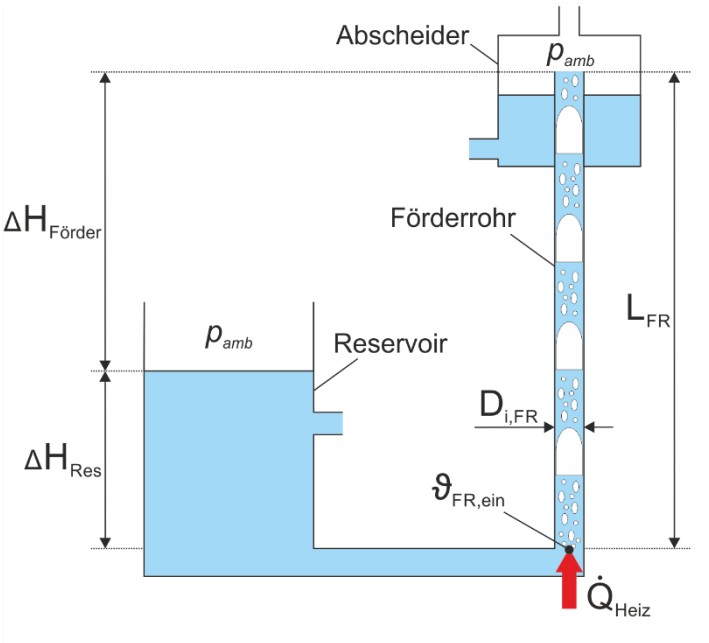

Abbildung 3.1: Schematische Darstellung einer Thermosiphonpumpe

Im Reservoir befindet sich das Arbeitsmedium im flüssigen Aggregatszustand mit der Füllhöhe ΔH_{Res}. Der zugeführte Wärmestrom $\dot{Q}_{Heiz}$, in Abbildung 3.1 beispielhaft am Fußpunkt des Förderrohres dargestellt, bewirkt ein partielles Verdampfen des Arbeits-mittels, sodass sich im Förderrohr ein Zweiphasengemisch mit einer geringen mittleren Dichte $\bar{\rho}_{FR}$ über der Förderrohrlänge bildet. Über das Druckgleichgewicht im U-Rohr ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\bar{\rho}_{FR} = \bar{\rho}_{Res} \cdot \frac{\Delta H_{Res}}{L_{FR}} \qquad 3\text{-}1$$

Unterschreitet die mittlere Dichte im Förderrohr $\bar{\rho}_{FR}$ den Wert des Produktes aus der mittleren Dichte im Reservoir $\bar{\rho}_{Res}$ und dem Verhältnis von der Füllhöhe im Reservoir

ΔH_{Res} zur Länge des Förderrohres L_{FR}, beginnt die Thermosiphonpumpe zu fördern. Das Zweiphasengemisch strömt dann in den Abscheider.
Voneinander unabhängige Einflussfaktoren auf das Förderverhalten von Thermosiphonpumpen sind bei Einstoffsystemen die in Abbildung 3.1 aufgeführten Größen [5]: Länge des Förderrohres (L_{FR}), Füllhöhe im Reservoir (ΔH_{Res}), Innendurchmesser des Förderrohres ($D_{i,FR}$), zugeführter Heizwärmestrom ($\dot{Q}_{Heiz}$) und Zulauftemperatur ins Förderrohr ($\vartheta_{FR,ein}$). Des Weiteren beeinflussen die Stoffeigenschaften des Arbeitsmediums, der Anlagendruck sowie die Oberflächenbeschaffenheit des Förderrohres das Förderverhalten.

3.1 Förderverhältnis als Bewertungsgröße

Maßgebliche Kenngröße für das Förderverhalten bzw. die Effizienz einer Thermosiphonpumpe ist das Förderverhältnis b [5]. Das Förderverhältnis lässt sich durch den Volumenstrom der geförderten Flüssigkeit $\dot{V}_{fl}$ (Nutzen) im Verhältnis zum erzeugten Dampfvolumenstrom $\dot{V}_d$ (Aufwand) darstellen:

$$b_v = \frac{\dot{V}_{fl}}{\dot{V}_d} = \frac{\dot{M}_{fl}}{\dot{M}_d} \cdot \frac{\rho_d}{\rho_{fl}} \qquad 3\text{-}2$$

Unter der Annahme von jeweils konstanten Dichten für den Dampf (ρ_d) sowie die Flüssigkeit (ρ_{fl}) über der Länge im Förderrohr, kann das Förderverhältnis ebenfalls auf die Massenströme bezogen werden:

$$b_v \backsim \frac{\dot{M}_{fl}}{\dot{M}_d} = b_m \qquad 3\text{-}3$$

3.2 Vergleich verschiedener Beheizungsarten

Betrachtet man die Wärmestromdichte, den Dichteverlauf und die Strömungsform im Förderrohr für verschiedene Beheizungsarten unterscheiden sich diese bei punktueller, flächiger und teilflächiger Beheizung (siehe Abbildung 3.2).
Unter der Annahme eines konstanten zugeführten Heizwärmestroms $\dot{Q}_{Heiz}$ ist aufgrund der größten wärmeübertragenden Fläche die Wärmestromdichte bei der flächigen Beheizung am geringsten. Die größte Wärmestromdichte tritt dementsprechend bei der punktuellen Beheizung auf. Je geringer die zugeführte Wärmestromdichte ist, desto geringer ist die benötigte externe Antriebstemperatur. Die mittlere Dichte des Zweiphasengemisches über der Förderrohrlänge ist folgendermaßen definiert:

$$\bar{\rho}_{FR} = \frac{1}{L_{FR}} \cdot \int_0^{L_{FR}} \rho(x)\, dx \qquad 3\text{-}4$$

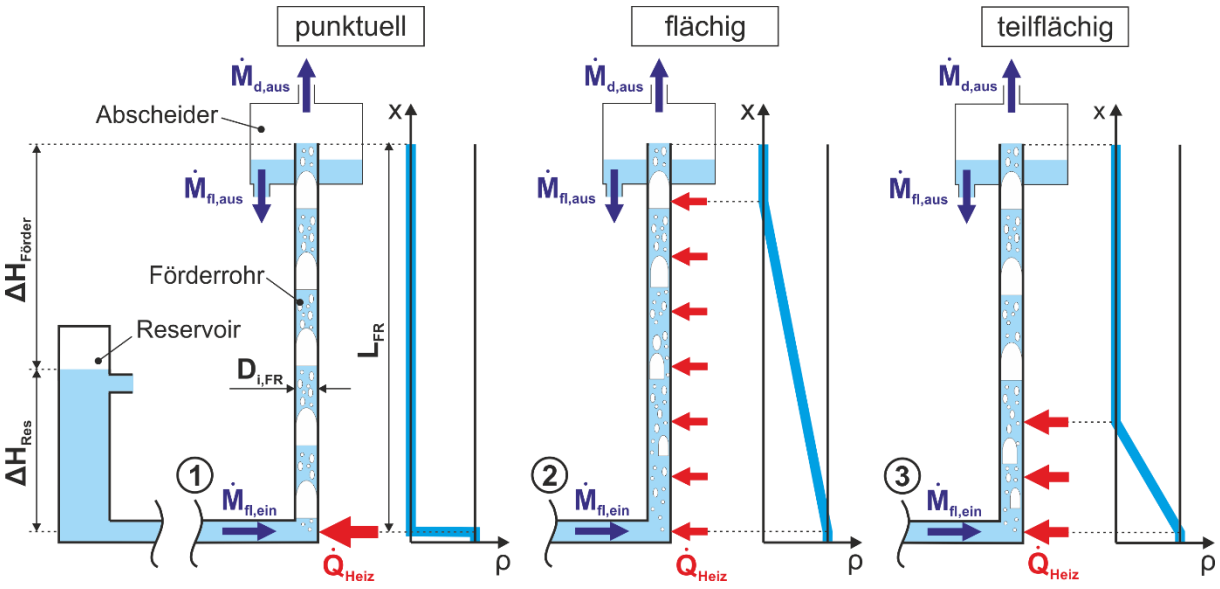

Abbildung 3.2: Hydrodynamik bei unterschiedlichen Beheizungsarten

Die partielle Verdampfung findet bei der punktuellen Beheizung am Fuße des Förderrohres statt. Ideal betrachtet nimmt die Dichte sprunghaft den geringsten Wert im gesamten Förderrohr an. Verglichen mit der flächigen und teilflächigen Beheizung ist damit die mittlere Dichte über der Förderrohrlänge am geringsten. Der Dichteverlauf für alle drei Beheizungsarten ist in Abbildung 3.2 aufgeführt. Je geringer die mittlere Dichte über der Länge des Förderrohres ist, desto höher ist bei konstanten Abmessungen der geförderte Massenstrom der Flüssigkeit ($\dot{M}_{fl}$). Das größte Förderverhältnis bei Thermosiphonpumpen liegt im Förderrohr idealerweise bei der Kolbenblasenströmung vor [5], [13]. Dabei schließen sich entstehende Dampfblasen zu Dampfkolben zusammen, welche nach kurzer Zeit den gesamten Rohrquerschnitt ausfüllen und somit die Flüssigkeit nach oben fördern. Diese Strömungsform liegt bei der punktuellen Beheizung idealerweise direkt am Ort des Wärmeeintrags vor, wohingegen bei der flächigen Beheizung die endgültige Strömungsform örtlich betrachtet erst am Ende des Wärmeeintrags vorliegt.

4. Projektidee

Die Literatur zeigt, dass von verschiedenen Autoren Parametervariationen durchgeführt wurden, um Einflüsse auf das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe zu untersuchen [5], [6], [7]. Eine Vergleichbarkeit der Untersuchungen ist allerdings äußerst schwierig, da durch unterschiedliche Versuchsaufbauten keine einheitlichen Betriebsbedingungen gegeben waren. Die voneinander unabhängigen Einflussfaktoren auf das Förderverhalten (L_{FR}, ΔH_{Res}, $D_{i,FR}$, $\dot{Q}_{Heiz}$, $\vartheta_{FR,ein}$) unterscheiden sich

in den Literaturquellen. Vor allem aber ist die Beheizungsart oft unzureichend charakterisiert, sodass u.a. die zugeführte Heizleistung, die Wärmestromdichte, die beheizte Länge oder auch der Ort des Wärmeeintrags unbekannt sind.
Am ITW wird deswegen der Fokus auf die Untersuchung des Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe bei unterschiedlichen Beheizungsarten gelegt. Aus den in Kapitel 3.2 dargestellten Zusammenhängen wurde ein neues Beheizungskonzept entwickelt. Das Förderverhalten wurde bei den drei verschiedenen Beheizungsarten (punktuell, flächig und teilflächig) bei unterschiedlichen Heizwärmeströmen untersucht. Zusätzlich zu einer nahezu punktuellen Beheizung mittels elektrischem Heizstab und einer flächigen Beheizung mittels elektrischem Heizband wurde eine teilflächige thermische Beheizung am unteren Ende des Förderrohres mit einer großen wärmeübertragenden Fläche bei gleichzeitig geringer mittlerer Dichte über der Förderrohrlänge untersucht. Dazu wurde ein Plattenwärmeübertrager (PWÜ) mit nachgeschaltetem Förderrohr eingesetzt.
Diese Beheizungsart kann als Antrieb in einer DAKM eingesetzt werden, was zu einer Steigerung der Leistungszahl und der Leistungsdichte einer DAKM führen kann. Der PWÜ wird als Austreiber und das nachgeschaltete Förderrohr als Thermosiphonpumpe eingesetzt. Eine kompakte Bauweise der Anlage bei gleichzeitiger Entkopplung von Wärmeübertragung und Förderung sind die Folge. Eine nach diesem Konzept aufgebaute Anlage kann mit verschiedenen Wärmequellen, wie z.B. Nah-, Fern- und Abwärme, beheizt werden. In Verbindung mit Solarwärme ist sogar eine autarke Kälteerzeugung möglich.

5. Aufbau des Thermosiphonprüfstands

Der Prüfstand ist so aufgebaut, dass geometrische Einflussgrößen wie der Förderrohrinnendurchmesser ($D_{i,FR}$) und das Verhältnis ($\Delta H_{Res}/L_{FR}$) von Füllstand im Reservoir bei unterschiedlichen Förderrohrlängen sowie die Temperatur der ins Förderrohr bzw. in den PWÜ eintretenden Flüssigkeit (ϑ_2 bzw. ϑ_3) variiert bzw. eingestellt werden können. Nachfolgend wird der Aufbau der Laboranlage anhand des in Abbildung 5.1 dargestellten Messschemas detailliert vorgestellt.
Das Arbeitsmedium strömt im flüssigen Aggregatzustand vom Ausgang des Reservoirs (I) über zwei Doppelrohrwärmeübertrager zum Förderrohr 1 (II) bzw. zum PWÜ (III). Die Doppelrohrwärmeübertrager dienen zur Vortemperierung des Arbeitsmediums. Die Temperaturen ϑ_2 bzw. ϑ_3 der Flüssigkeit können somit beliebig eingestellt werden. Die Temperaturen ϑ_1 bis ϑ_7 werden mit Mantelthermoelementen des Typs K gemessen, wobei Eiswasser als Vergleichsstelle dient. Die Thermoelemente sind mittels Durchgangsverschraubungen an den Messstellen angebracht, sodass das Arbeitsmedium die Messspitzen umströmt.

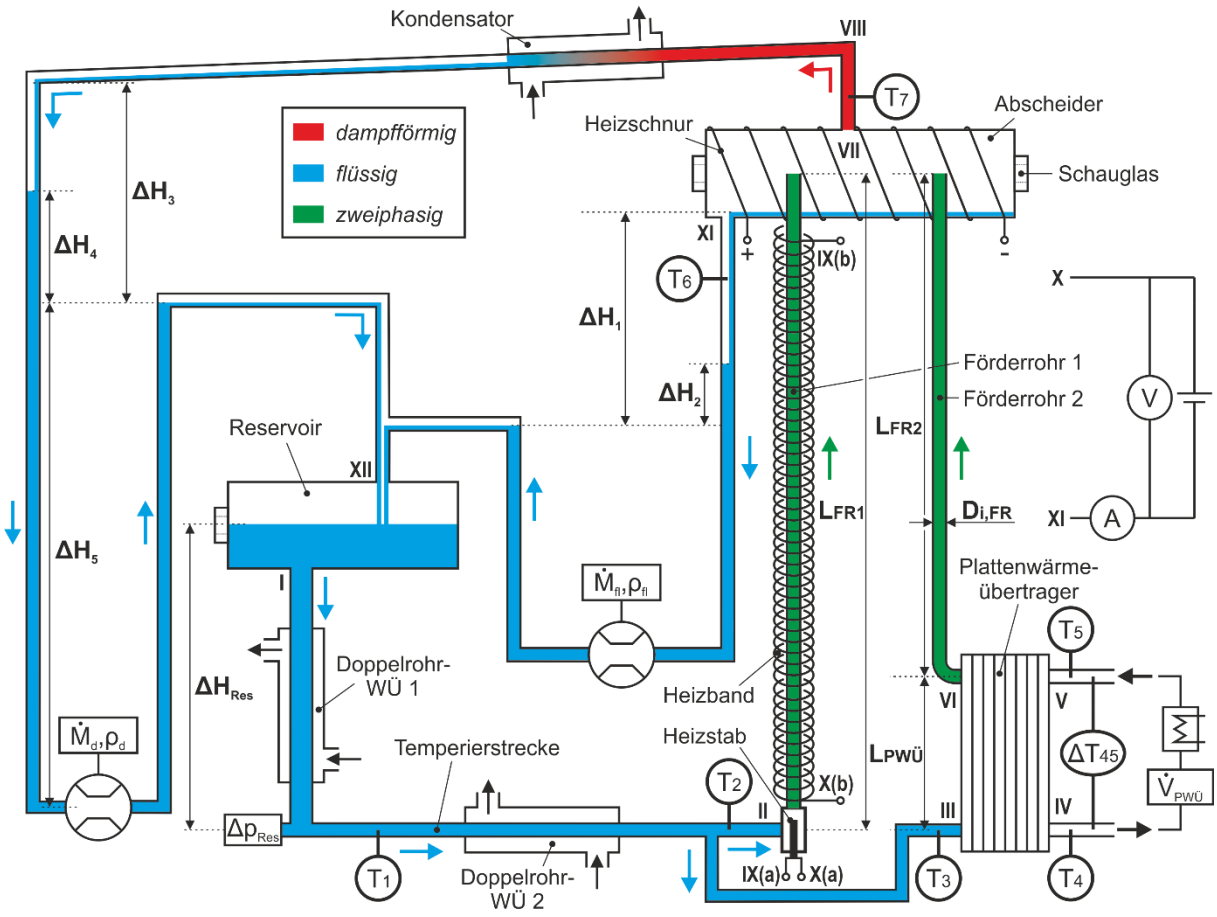

Abbildung 5.1: Messschema des Thermosiphonprüfstands

Förderrohr 1 wird wahlweise entweder punktuell am Fuß mittels elektrischem Heizstab oder flächig über der nahezu gesamten Förderrohrlänge mittels elektrischem Heizband beheizt. Die maximale Leistung des Heizstabes beträgt $P_{Heiz,Stab}$ = 700 W (IX(a); X(a)), die des Heizbandes $P_{Heiz,Band}$ = 500 W (IX(b); X(b)).

Alternativ zur elektrischen Beheizung des Förderrohres bietet der Prüfstand die Möglichkeit der thermischen Beheizung. Ein PWÜ wird im Gegenstrom über einen externen Heizkreislauf mit dem Wärmestrom $\dot{Q}_{Heiz,PW\ddot{U}}$ beheizt, der sich unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten folgendermaßen berechnet:

$$\dot{Q}_{Heiz,PW\ddot{U}} = \dot{V}_{PW\ddot{U}} \cdot \rho(\vartheta_4) \cdot c_p(\vartheta_{m,45}) \cdot \Delta\vartheta_{45} \qquad 5\text{-}1$$

Der Volumenstrom der Flüssigkeit ($\dot{V}_{PW\ddot{U}}$), in diesem Fall Wasser, wird über ein magnetisch-induktives Durchflussmessgerät ermittelt. Die Dichte $\rho(\vartheta_4)$ wird bei der Temperatur ϑ_4 ermittelt, wohingegen die spezifische Wärmekapazität $c_p(\vartheta_{m,45})$ der Flüssigkeit bei der arithmetisch gemittelten Temperatur $\vartheta_{m,45} = (\vartheta_4 + \vartheta_5)/2$ berechnet wird [13]. Die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{45}$ wird direkt zwischen externem Ein- (V) und Austritt (IV) des PWÜs, ebenfalls mit Mantelthermoelementen des Typs K, gemessen. Förderrohr 2 ist über einen Rohrbogen (VI) mit dem PWÜ verbunden.

Durch die Beheizung am Förderrohr findet eine partielle Verdampfung des Arbeitsmittels statt, sodass ein Zweiphasengemisch entsteht. Dieses strömt in den Abscheider und wird in die Flüssig- und Dampfphase aufgetrennt. Die Flüssigkeit fließt vom Abscheider (XI) zurück ins Reservoir (XII), wobei ein Coriolis-Durchflussmessgerät kontinuierlich den Massenstrom ($\dot{M}_{fl}$) sowie die Dichte der Flüssigkeit (ρ_{fl}) erfasst.
Der aus dem Abscheider strömende Dampf $\dot{M}_d$ (VII) wird im Kondensator verflüssigt. Das entstandene Kondensat fließt über ein Coriolis-Durchflussmessgerät, welches den Massenstrom ($\dot{M}_d$) und die Dichte des Dampfes (ρ_d) kontinuierlich misst, ins Reservoir ab (XII). Ein Kondensieren des Dampfes bereits im Abscheider und eine damit verbundene Verfälschung des Messergebnisses muss verhindert werden. Deswegen sorgt eine Beheizung mittels Heizschnur am wärmegedämmten Abscheider dafür, dass im Inneren des Abscheiders stets Sättigungstemperatur herrscht. Kondensiert der Dampf erst nach dem höchsten Punkt des Prüfstands (VIII) führt dies durch ein Gefälle der Rohrleitung zu keiner Verfälschung des Messergebnisses. Unter der Annahme, dass kein Verlustwärmestrom am Förderrohr auftritt und die Zulauftemperatur ins Förderrohr Siedetemperatur hat, gilt folgender Zusammenhang:

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{M}_d \cdot \Delta h_v(\vartheta_{Siede}) \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{Heiz} \sim \dot{M}_d \qquad 5\text{-}2$$

Ein piezoresistiver Drucktransmitter misst den Relativdruck zur Umgebung (Δp_{Res}) am Boden des Reservoirs. Da es sich um ein offenes System handelt, entspricht der gemessene Relativdruck zur Atmosphäre im Stillstand der durch die Flüssigkeitssäule ausgeübten hydrostatischen Druckdifferenz. Die hydrostatische Druckdifferenz hängt folgendermaßen mit dem Füllstand im Reservoir (ΔH_{Res}) zusammen:

$$\Delta p_{Res} = \bar{\rho}(\vartheta_{Res}) \cdot g \cdot \Delta H_{Res} \qquad 5\text{-}3$$

Die mittlere Dichte $\bar{\rho}(\vartheta_{Res})$ wird über die gemittelte Temperatur $\vartheta_{m,Res} = (\vartheta_1 + \vartheta_6)/2$ ermittelt [13]. Während des Betriebes der Thermosiphonpumpe überlagern sich der statische und der dynamische Druck.

6. Experimentelle Untersuchung

6.1 Versuchsbedingungen

Sämtliche Messergebnisse basieren auf den in Abbildung 6.1 aufgeführten Versuchsbedingungen. Der zugeführte Heizwärmestrom variiert je nach Beheizungsart im Bereich zwischen $\dot{Q}_{Heiz,min}$ = 100 W und $\dot{Q}_{Heiz,max}$ = 700 W. Über den Relativdruck wird die Füllhöhe im Reservoir vor jeder Messung im Stillstand exakt auf ΔH_{Res} = 690 mm

eingestellt. Die Zulauftemperatur ins Förderrohr ($\vartheta_{FR,ein}$) stellt sich abhängig von der externen Eintrittstemperatur in den Doppelrohr-WÜ 2 ein ($\vartheta_{DW\ddot{U}2,ext,ein}$ = 99 °C), die stets knapp unterhalb der Siedetemperatur eingestellt ist, um ein Verdampfen bereits in der Temperierstrecke zu verhindern. Der Betriebsdruck ($p_{Betrieb}$) ist der Umgebungsdruck (p_{amb}), da der Prüfstand offen zur Umgebung ist. Als Arbeitsmedium wird demineralisiertes Wasser verwendet. Beide Förderrohre bestehen aus Kupfer mit einem jeweiligen Innendurchmesser von $D_{i,FR}$ = 8 mm.

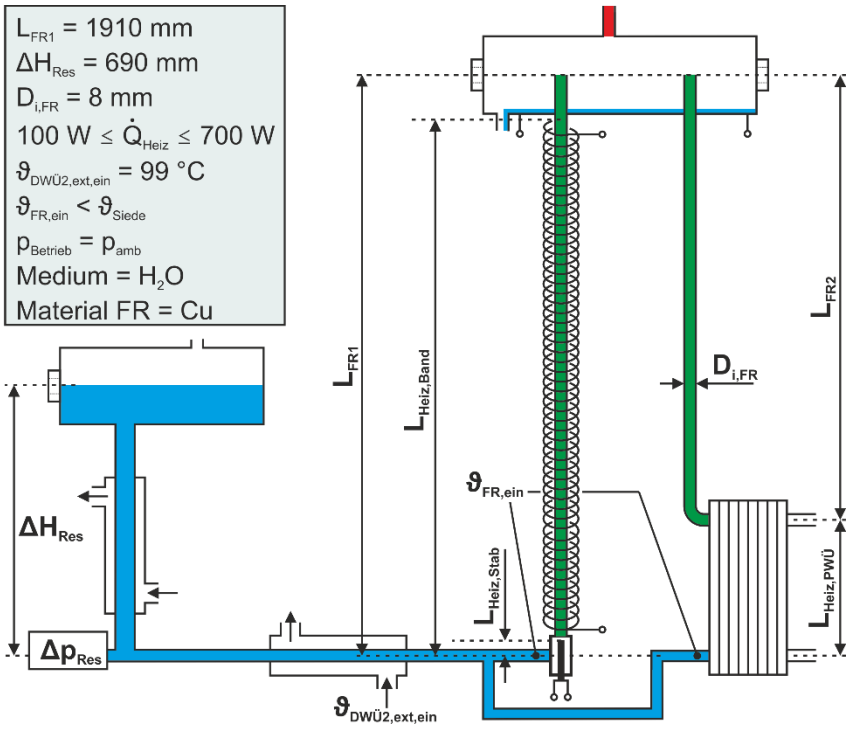

Abbildung 6.1: Versuchsbedingungen der Messungen

Um die Beheizungsarten miteinander vergleichbar zu machen, wird die relative Heizlänge φ verwendet, die sich wie folgt definiert:

$$\varphi = \frac{L_{Heiz}}{L_{FR1}} \qquad 6\text{-}1$$

Die relative Heizlänge beträgt bei der Förderrohrlänge von L_{FR1} = 1910 mm sowie der Beheizung mittels Heizstab φ_{Stab} ≈ 5 % (nahezu punktuell), mittels Heizband φ_{Band} ≈ 92 % (flächig) und mittels PWÜ $\varphi_{PW\ddot{U}}$ ≈ 13 % (teilflächig).
Geometrische Einflussgrößen speziell auf das Förderverhältnis bei der Beheizung mittels PWÜ sind das Verhältnis von der Länge des PWÜs ($L_{Heiz,PW\ddot{U}}$) zur Länge von Förderrohr 2 (L_{FR2}) sowie der Übergang von PWÜ zum Förderrohr. Der PWÜ ($L_{Heiz,PW\ddot{U}}$ = 250 mm) ist aus Edelstahl gefertigt und besitzt zehn Platten (harte Prägung). Fünf Gänge werden mit dem Arbeitsmedium durchströmt.

6.2 Messergebnisse bei Variation der Beheizungsart

Bei den Untersuchungen wurden Messreihen unterschiedlicher Beheizungsart bei steigender elektrischer Heizleistung ($P_{Heiz,Stab}$; $P_{Heiz,Band}$) bzw. steigender externer Antriebstemperatur und dementsprechend steigendem Heizwärmestrom ($\dot{Q}_{Heiz,PWÜ}$) durchgeführt. In Abbildung 6.2 ist der Massenstrom der geförderten Flüssigkeit ($\dot{M}_{fl}$) über dem Dampfmassenstrom ($\dot{M}_d$) bei den drei Beheizungen mittels Heizstab, Heizband und PWÜ dargestellt.

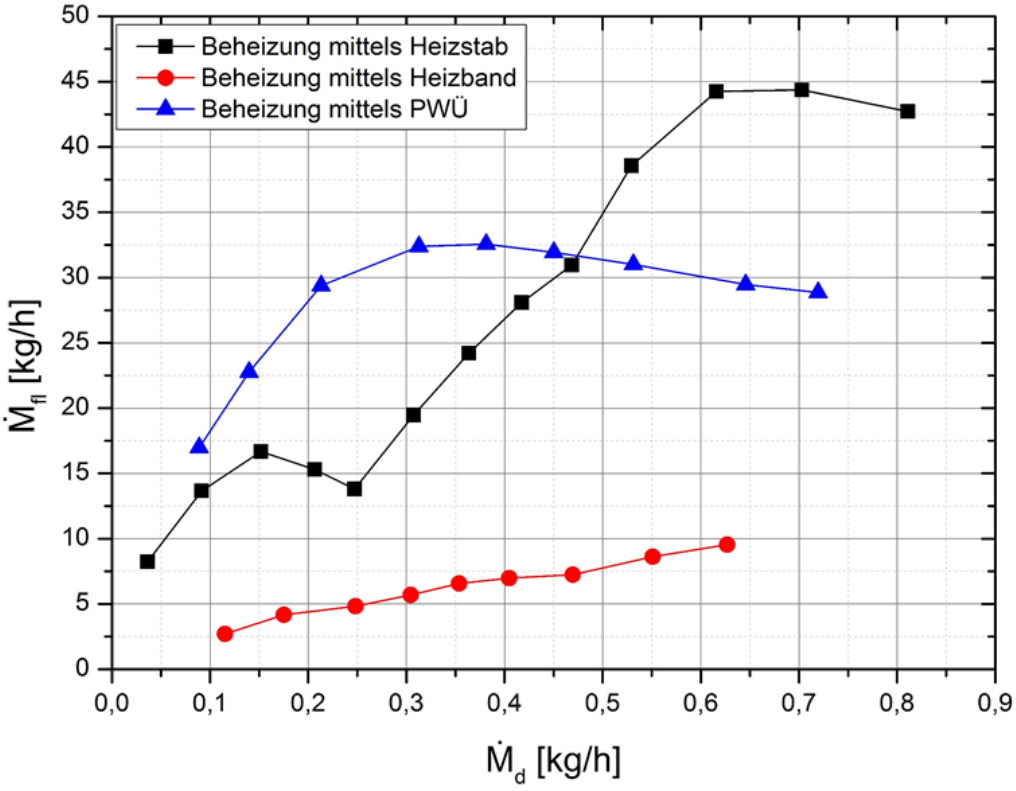

Abbildung 6.2: Geförderter Flüssigkeitsmassenstrom über dem Dampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Beheizungsart

Die drei Kennlinien zeigen einen unterschiedlichen Verlauf auf. Die Kennlinie, die sich durch die Beheizung mittels Heizstab ergibt, erstreckt sich über einen Wertebereich des geförderten Massenstroms der Flüssigkeit von ca. 8 kg/h < $\dot{M}_{fl,Stab}$ < 45 kg/h. Mit steigendem Dampfmassenstrom ($\dot{M}_d$), also mit der Erhöhung der Heizleistung des Heizstabes ($P_{Heiz,Stab}$), steigt zunächst auch $\dot{M}_{fl,Stab}$ an und erreicht ein lokales Maximum. Wird $P_{Heiz,Stab}$ weiter erhöht, sinkt $\dot{M}_{fl,Stab}$ zunächst, um anschließend wieder stark anzusteigen, bis das absolute Maximum erreicht ist. Nach Erreichen dieses Maximums sinkt $\dot{M}_{fl,Stab}$ wieder. Die Untersuchung der punktuellen Beheizung wurde mit Heizleistungen von 100 W ≤ $P_{Heiz,Stab}$ ≤ 700 W in 50 W Schritten durchgeführt.

Verglichen mit BRENDEL [6] ist der Verlauf qualitativ ähnlich. Das charakteristische lokale Maximum tritt ebenfalls auf.
Die Messung zur Untersuchung der flächigen Beheizung wurde bei Heizleistungen des Heizbandes zwischen 100 W ≤ $P_{Heiz,Band}$ ≤ 500 W durchgeführt. Der näherungsweise lineare Verlauf der Kennlinie der flächigen Beheizung unterscheidet sich grundlegend von der Kennlinie der punktuellen Beheizung. Der flüssige geförderte Massenstrom liegt bei Werten zwischen ca. 2,5 kg/h < $\dot{M}_{fl,Band}$ < 10 kg/h erheblich niedriger. Bei gleichem aufgebrachtem Dampfmassenstrom ergeben sich durch die punktuelle Beheizung mittels Heizstab 2,5- bis 4,5-fach höhere Flüssigkeitsmassenströme als bei der flächigen Beheizung mittels Heizband.
Der Wertebereich des Flüssigkeitsmassenstroms bei der Kennlinie der teilflächigen Beheizung mittels PWÜ liegt bei ca. 17 kg/h < $\dot{M}_{fl,PW\ddot{U}}$ < 32,5 kg/h. Mit steigendem Dampfmassenstrom ($\dot{M}_d$) steigt zunächst $\dot{M}_{fl,PW\ddot{U}}$ stark an, erreicht ein Maximum und sinkt anschließend wieder leicht ab. Der steigende Dampfmassenstrom wurde durch die Erhöhung des zugeführten Wärmestroms ($\dot{Q}_{Heiz,PW\ddot{U}}$) erreicht, indem die externe Eintrittstemperatur am PWÜ von 105 °C bis 109 °C in 0,5 K Schritten gesteigert wurde (vgl. Messstelle T_5 in Abbildung 5.1). Verglichen mit der punktuellen Beheizung mittels Heizstab ist das Förderverhältnis der Thermosiphonpumpe bei der teilflächigen Beheizung mittels PWÜ bis zu einem Dampfmassenstrom von $\dot{M}_d$ = 0,47 kg/h höher. Im Bereich des lokalen Minimums der Kennlinie mit punktueller Beheizung mittels Heizstab ist das Förderverhältnis bei der Beheizung mittels PWÜ sogar fast doppelt so hoch.

6.3 Förderverhalten bei der punktuellen Beheizung

Im Folgenden wird das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe bei der punktuellen Beheizung mittels Heizstab detailliert betrachtet, um den unstetigen Verlauf der Kennlinie zu untersuchen. Der Relativdruck am Reservoir (Δp_{Res}), die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Doppelrohr-WÜ 2 ($\vartheta_{DW\ddot{U}2,int,ein}$) und der Massenstrom der geförderten Flüssigkeit ($\dot{M}_{fl,Stab}$) sind in Abbildung 6.3 über der Dauer der Messung aufgetragen. Zudem sind die aufsteigenden Heizleistungsstufen ersichtlich, aus denen sich die Messpunkte der Kennlinie für die Beheizung mittels Heizstab in Abbildung 6.2 ergeben haben.
Die zyklische Förderung des Arbeitsmediums ist ein charakteristisches Merkmal einer Thermosiphonpumpe. Anhand der Druckschwankungen um den Mittelwert bei der geringsten Heizleistung (gestrichelte Linie) ist dieses Förderverhalten in Abbildung 6.3 gut ersichtlich. Der arithmetisch gemittelte Relativdruck ($\Delta p_{m,Res,100}$ ≈ 65 mbar) bei der geringsten Heizleistung entspricht dem Druck des Ruhezustandes.

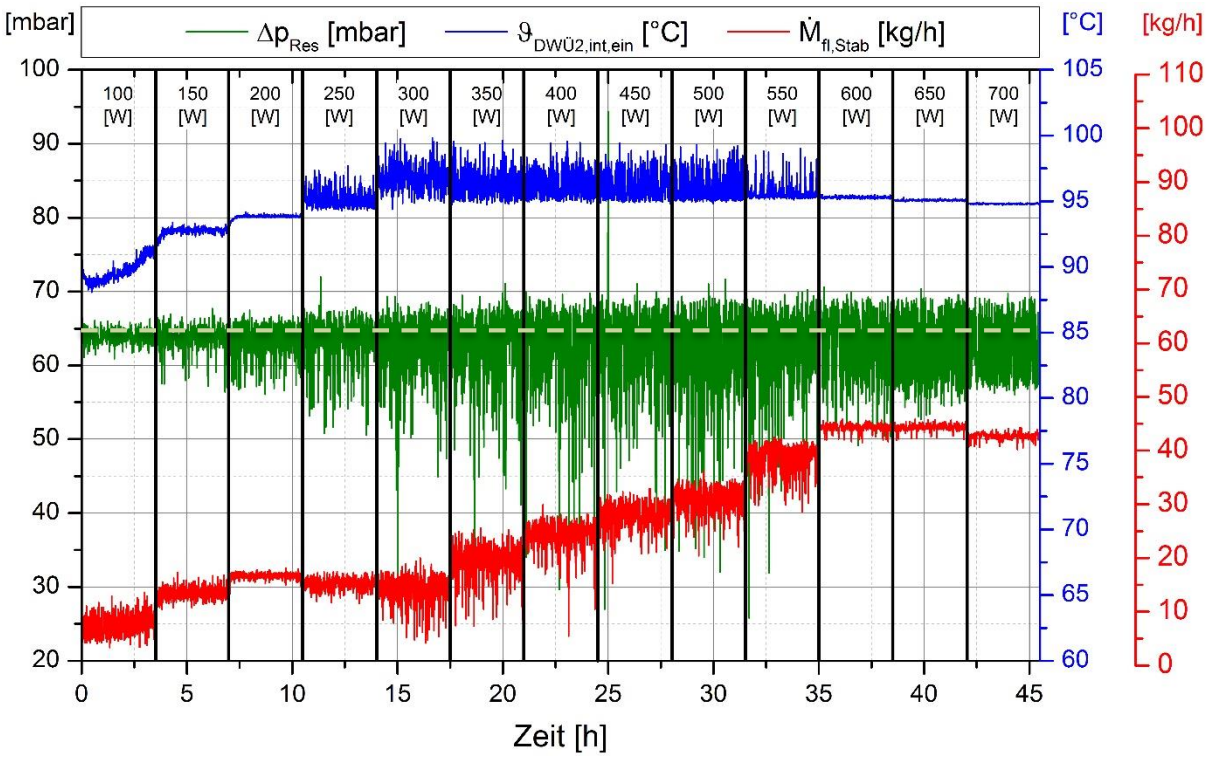

Abbildung 6.3: Detailliertes Förderverhalten bei der Beheizung mittels Heizstab

Bezogen auf die Schwankungsbreite der Größen Δp_{Res}, $\vartheta_{DW\ddot{U}2,int,ein}$ und $\dot{M}_{fl,Stab}$ lassen sich drei Bereiche erkennen:

(1) Geringe Schwankungsbreite bis zum lokalen Maximum von $\dot{M}_{fl,Stab}$ für 100 W ≤ $P_{Heiz,Stab}$ ≤ 200 W

(2) Hohe Schwankungsbreite zwischen lokalem und absolutem Maximum von $\dot{M}_{fl,Stab}$ für 250 W ≤ $P_{Heiz,Stab}$ ≤ 550 W

(3) Geringe Schwankungsbreite nach dem absoluten Maximum von $\dot{M}_{fl,Stab}$ für 600 W ≤ $P_{Heiz,Stab}$ ≤ 700 W

Betrachtet man die Eintrittstemperatur in den Doppelrohr-WÜ 2 ($\vartheta_{DW\ddot{U}2,int,ein}$; vgl. Messstelle T_1 in Abbildung 5.1), erreicht diese in Bereich 2 teilweise sogar Werte über $\vartheta_{DW\ddot{U}2,int,ein}$ = 99 °C. Da jedoch die höchstmögliche Temperatur am externen Eintritt des Wärmeübertragers mit $\vartheta_{DW\ddot{U}2,ext,ein}$ = 99 °C vorliegt (vgl. Abbildung 6.1), muss es in der Temperierstrecke zu starken Rückströmungen des heißen Arbeitsmediums vom Heizstab in Richtung Reservoir kommen. Da in den Bereichen 1 und 3 dieses Verhalten nicht auftritt, ist eine mögliche Ursache ein Umschlag in der Strömungsform.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe wurde bei drei unterschiedlichen Beheizungsarten unter Variation des zugeführten Heizwärmestroms experimentell untersucht. Als Arbeitsmedium wurde Wasser verwendet. Neben einer nahezu punktuellen Beheizung mittels elektrischem Heizstab und einer flächigen Beheizung mittels elektrischem Heizband wurde eine teilflächige thermische Beheizung mittels Plattenwärmeübertrager (PWÜ) mit nachgeschaltetem Förderrohr untersucht. Dieses neue Konzept kann als Antrieb in einer DAKM eingesetzt werden. Dadurch ist es möglich, die Leistungszahl und die Leistungsdichte einer DAKM zu steigern. Erste Messungen zeigen, dass das neue Konzept zur Beheizung einer Thermosiphonpumpe sehr erfolgsversprechend ist.
Ausblickend müssen weitere Versuche mit verschiedenen Beheizungsarten durchgeführt werden. Insbesondere soll die teilflächige Beheizung mittels PWÜ und nachgeschaltetem Förderrohr weiterentwickelt werden, indem die Plattengeometrie, -anzahl und -struktur untersucht wird. Eine aufeinander abgestimmte Dimensionierung von PWÜ und Förderrohr soll gefunden werden. Des Weiteren soll das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe durch das Einbringen des Heizwärmestroms in das Förderrohr bei der punktuellen Beheizung von außen mittels Heizmanschette untersucht und mit der punktuellen Beheizung mittels integriertem Heizstab verglichen werden.

8. Literaturverzeichnis

[1] Plank, R. (Ed.): Sorptions-Kältemaschinen, Handbuch der Kältetechnik, vol. 7, Springer Berlin Heidelberg, 1959.

[2] Dometic GmbH: Aktuelles, [Online], http://www.dometic.com/de/Europe/Germany/Aktuelles/Dometic-feiert-10-Millionen-Dometic-Kuhlschranke-aus-Siegen-rund-um-den-Globus-im-Einsatz/, November 2014.

[3] Schmid, F.; Bierling, B.; Spindler, K.: Entwicklung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine, *KI Kälte - Luft - Klimatechnik*, vol. 49, no. 3, pp. 22–27, 2013.

[4] Schmid, F.; Bierling, B.; Spindler, K.: Leistungssteigerung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins AA.II.1.13,* Würzburg, 2012.

[5] Cattaneo, A.G.: Über die Förderung von Flüssigkeiten mittels der eigenen Dämpfe: (Thermosiphon-Prinzip), *Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie*, vol. 42, no. 1-3, pp. 2–52, 1935.

[6] Brendel, T.; Spindler, K.: Untersuchungen zum Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins AA.II.1.08,* Düsseldorf, 2014.

[7] Shihab, A.S.; Morad, A. M. A.: Experimental Investigation of Water Vapor-Bubble Pump Characteristics and its Mathematical Model Reconstruction, *Eng. & Tech. Journal*, vol. 30, no. 11, pp. 1870–1885, 2012.

[8] Grassmann, P.: Zweiphasenströmung von Gas und Flüssigkeit in Rohren: Vorträge der Fachtagung vom 14. Dezember 1972 in Basel, *Chemische Rundschau*, 1972.

[9] Chan, K.W.; McCulloch, M.: Analysis and modelling of water based bubble pump at atmospheric pressure, *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 5, pp. 1521–1528, 2013.

[10] Srikhirin, P.; Aphornratana, S.: Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 11, pp. 1181–1193, 2002.

[11] Delano, A.: Design Analysis of the Einstein Refrigeration Cycle, *Dissertation, Georgia Institute of Technology*, Atlanta, Georgia (USA), 1998.

[12] Pfaff, M.; Saravanan, R.; Prakash Maiya, M.; Srinivasa Murthy, S.: Studies on bubble pump for a water–lithium bromide vapour absorption refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, no. 6, pp. 452–462, 1998.

[13] Verein Deutscher Ingenieure (VDI) - Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC): VDI Heat Atlas, 2nd ed., *Springer*, Berlin, New York, 2010.