


Experimentelle Untersuchungen von Wärmerohrsystemen für den Einsatz in elektrischen Arbeitskraftmaschinen

Hendrik Margraf*, Marian Lottis, Mohammad Deeb und Andrea Luke

DOI: 10.1002/cite.202200192

 This is an open access article under the terms of the Creative Commons Attribution License, which permits use, distribution and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Mit dem Ziel die Effizienz elektrischer Arbeitskraftmaschinen durch ein innovatives Kühlsystem zu erhöhen, wird ein Wärmetransportsystem auf Basis von Wärmerohren entwickelt und analysiert. Die Leistungsfähigkeit des Systems bei Variation des Temperaturbereichs und des zugeführten Wärmestroms sowie der Einfluss der Rotation werden experimentell untersucht. Der Wärmewiderstand des Systems wird im Vergleich zu reiner Wärmeleitung um 98 % reduziert. Die Rotation des Systems hat keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmewiderstand, der bis zum Erreichen der Leistungsgrenze konstant ist. Die Leistungsgrenze ist temperaturabhängig und stimmt annähernd mit der Kapillarkraftgrenze überein.

Schlagwörter: Elektrische Arbeitskraftmaschinen, Wärmerohre, Wärmeübertragung

Eingegangen: 25. Oktober 2022; *revidiert:* 21. Dezember 2022; *akzeptiert:* 09. Februar 2023

Experimental Investigations of Heat Pipe Systems for Use in Electrical Engines


A heat transport system based on heat pipes is developed and analyzed. The aim is to increase the efficiency of electrical engines by transferring dissipation-related heat. The system performance is investigated experimentally by varying the temperature range and the supplied heat flow as well as the rotational speed. The thermal resistance of the system is reduced by 98 % compared to pure heat conduction. The rotation of the system has no significant influence on the thermal resistance, which is constant until the power limit is reached. The power limit is dependent on temperature and approximately coincides with the capillary force limit.

Keywords: Electrical engines, Heat pipes, Heat transfer

1 Einleitung

Herkömmliche einphasige Kühlsysteme sind hinsichtlich ihrer Wärmetransportkapazität physikalisch begrenzt und limitieren die Leistungsfähigkeit von Energiewandlungssystemen, wie z. B. elektrischer Arbeitskraftmaschinen. Zunehmende Leistungsdichten bzw. Bestrebungen zur Miniaturisierung erhöhen die thermische Belastung einzelner Komponenten aufgrund unzureichenden Abtransports der dissipationsbedingten Wärme. Insbesondere bei großformatigen elektrischen Generatoren, wie sie z. B. in Windenergieanlagen eingesetzt werden, führen die Temperatursteigerungen bzw. ungleichmäßige Temperaturverteilungen in strukturellen Komponenten zu thermischer Ausdehnung und somit Abweichung von der idealen Geometrie und damit zu einer Verringerung der Effizienz [1, 2]. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein zweiphasiges Wärmetransport-

system auf Basis von Wärmerohren eingesetzt, um die Wärme aus der Dissipation bei der Energiewandlung vom Ort ihrer Entstehung abzutransportieren und Temperaturen innerhalb des Generators zu homogenisieren. Wärmerohre sind geschlossene Systeme mit einer innenliegenden Kapillarstruktur für den Transport des Arbeitsfluids, das im Sättigungszustand vorliegt. Das Arbeitsfluid verdampft lokal bei Wärmezufuhr und kondensiert an anderer Stelle unter Wärmeabgabe. Vorteil dieses Systems ist, dass es einen idealen Wärmeleiter darstellt und keine zusätzlichen Hilfsaggre-

¹Hendrik Margraf  <https://orcid.org/0000-0003-4310-8727> (ttk@uni-kassel.de), ¹Marian Lottis, ¹Mohammad Deeb,

¹Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Andrea Luke

¹Universität Kassel, Fachgebiet Technische Thermodynamik, Kurt-Wolters-Straße 3, 34125 Kassel, Deutschland.

gate benötigt werden, da der Fluidkreislauf ausschließlich durch die Kapillarstruktur bzw. Druckdifferenzen zwischen Wärmesenke und -quelle aufrechterhalten wird. Beim Einsatz im rotierenden Teil einer elektrischen Arbeitsmaschine (Rotor) wirkt auf das Wärmerohr neben der Gravitation zusätzlich die Zentrifugalkraft. Die Richtung der resultierenden Kraft ist abhängig vom momentanen Drehwinkel des Rotors. Eine Zentrifuge mit horizontaler Drehachse für die Untersuchung des Wärmetransportverhaltens wird eingesetzt, um den Einfluss der Rotation auf den Betrieb des Wärmerohrs zu untersuchen. Weitere Kräfte, wie elektromagnetische Kräfte, werden aufgrund ihres geringen Einflusses auf das zu untersuchende System vernachlässigt.

2 Versuchsaufbau

Das zu untersuchende Wärmetransportsystem besteht aus neun parallel angeordneten Wärmerohren mit einer Länge von 600 mm und einem Außendurchmesser von 10 mm (vgl. Abb. 1 und Tab. 1). Die Wärmerohre sowie die gesinterte Kapillarstruktur sind aus Kupfer, das Arbeitsfluid ist Wasser. Die Wärmerohre werden über Wärmekoppelemente aus Kupfer von einer Seite mit der Wärmequelle und -senke in Kontakt gebracht. Die wärmeübertragende Fläche beträgt beidseitig jeweils 225 cm². Verdampferseitig wird eine konstante Wärmestromdichte mithilfe von elektrischen Heizpatronen, die in die Bohrungen in einer Kupferplatte einbracht sind, zugeführt. Damit werden die tatsächlichen Bedingungen, die in elektrischen Arbeitskraftmaschinen auftreten, abgebildet. Eine konstante Wärmestromdichte ist charakteristisch für die Dissipation in elektrischen Arbeitskraftmaschinen. Kondensatorseitig wird die Wärme über eine flüssigkeitsdurchströmte Kühlplatte aufgenommen und in einem externen Kühlkreislauf an die Umgebung abgegeben. Die Temperatur der Kühlplatte T_K wird durch die Eingangstemperatur des Kühlwassers T_{ein} (vgl. Abb. 2) eingestellt. Die Temperatur des Kühlwassers wird durch die

Tabelle 1. Daten der verwendeten Wärmerohre des Herstellers „Wakefield-Vette“.

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Anzahl Wärmerohre [-]	9	Arbeitsfluid	Wasser
Länge [mm]	600	Material Wärmerohr	Kupfer
Außendurchmesser d_a [mm]	10	Innendurchmesser d_i [mm]	8,4 ^{a)}
Höhe der Kapillarstruktur t_{Kap} [mm]	0,7	eff. Porenradius r_{eff} [μm]	22,9 ^{a)}

a) Vgl. [6].

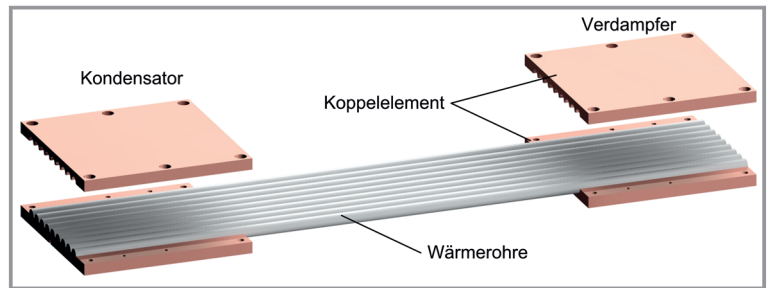


Abbildung 1. CAD-Darstellung des Wärmetransportsystems mit neun parallel angeordneten Wärmerohren und zwei Wärmekoppelementen.

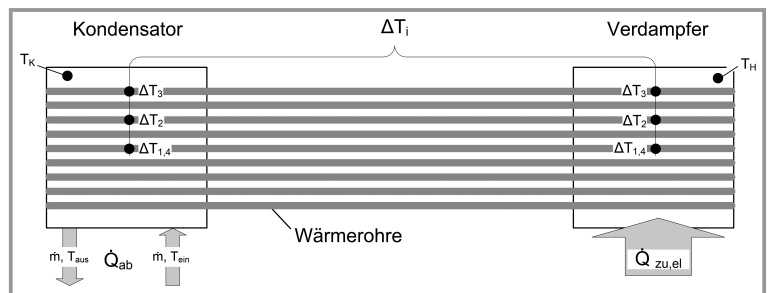


Abbildung 2. Schematische Darstellung des Wärmetransportsystems mit Temperaturmessstellen.

Lüfterdrehzahl des Umgebungs-Wärmeübertragers (Abb. 3) und einen elektrischen Heizer gesteuert.

Auf beiden Seiten der Wärmerohre sind an jeweils vier Stellen Thermoelemente des Typs K zwischen der Außenwand der Wärmerohre und den Koppellementen angebracht. Durch eine Differenzschaltung von jeweils einem Paar wird die Temperaturdifferenz ΔT_i zwischen Verdampfer- und Kondensatorseite gemessen. Daraus ergeben sich vier Messstellen für Temperaturdifferenzen (vgl. Abb. 2). Für die Messung der Absoluttemperatur an der Wärmequelle und -senke sind Platinwiderstands-Temperatursensoren (PT100) in einer Nut zwischen Wärmekoppelement und Wärmequelle respektive Wärmesenke positioniert. Der zugeführte Wärmestrom \dot{Q}_{zu} wird aus dem Produkt des Spannungsabfalls U über den Heizpatronen und der Stromstärke I berechnet. Der abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{ab} wird aus der Energiebilanz für die fluiddurchströmte Kühlplatte berechnet. Für die Reduzierung des (Verlust-) Wärmestroms an die Umgebung, ist das Wärmetransportsystem (adiabate Zone der Wärmerohre, Wärmekoppelemente) vollständig mit alukaschierter Mineralwolle isoliert.

Das Wärmetransportsystem (Abb. 1) bildet eine Einheit, die auf eine Zentrifuge mit horizontaler Rotationsachse montiert ist (vgl. Abb. 3). Die Zentrifuge mit einem Durchmesser von ca. 2500 mm rotiert mit einer Drehzahl von bis zu 30 min⁻¹. Die Drehzahl für die experimentelle Untersuchung ist so gewählt, dass die Beschleunigungskräfte, die auf das Wärmetransportsystem wirken, vergleichbar mit den Zentrifugalkräften in einer großformatigen elektrischen Arbeitskraftmaschine sind. Die Zentrifuge verfügt über drei

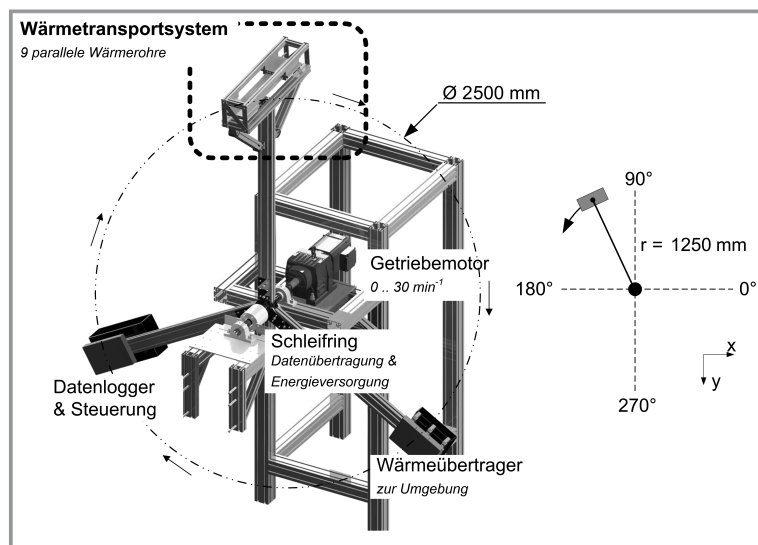


Abbildung 3. Schematische Darstellung des gesamten Versuchsaufbaus mit vertikaler Zentrifuge.

Arme, auf denen neben dem Wärmetransportsystem auch die messtechnische Datenverarbeitung, das Kühlsystem und Ausgleichsgewichte montiert sind. Über einen Schleifring werden Steuerungs- und Datensignale sowie elektrischer Strom für die Energieversorgung übertragen. Die Antriebswelle wird von einem frequenzgesteuerten Getriebemotor angetrieben. Mithilfe dieses Versuchsaufbaus können dem Wärmetransportsystem Wärmeströme bis zu 700 W zugeführt und bei Kühltemperaturen bis zu 70 °C abgeführt werden.

2.1 Versuchsdurchführung

Die Versuchsparameter ergeben sich aus numerisch berechneten Temperaturfeldern thermisch besonders belasteter Komponenten und den Spezifikationen eines elektrischen Generators einer Windenergieanlage. Das Ziel der experimentellen Untersuchung ist die Quantifizierung des Wärmetransports des Wärmerohrsystems sowie die Identifizierung der Leistungsgrenze in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit (Drehzahl n) und der Temperatur T_K der Wärmesenke. Die Kühltemperatur T_K wird an einer Messstelle in dem Wärmekoppelement (vgl. Abb. 1 und 2) erfasst und über die Eingangstemperatur T_e des Kühlwassers eingestellt. Die Rotationsgeschwindigkeiten sind so gewählt, dass die resultierenden Kräfte zwischen den Untersuchungen an der Versuchsanlage und dem realen System vergleichbar sind. Drei Drehzahlen (7,2, 14,4 und 20,0 min^{-1}) und drei Temperaturen (50, 60 und 70 °C) werden untersucht.

Für eine Messung werden die Drehzahl n und die Temperatur T_K am Kondensator konstant gehalten und der Wärmestrom \dot{Q}_{zu} von 0 bis 700 W schrittweise erhöht. Damit ist die Sättigungstemperatur in der Kondensatorzone kon-

stant und die treibende Temperaturdifferenz für den Fluidtransport im Wärmerohr ΔT_i zwischen Verdampfer- und Kondensatorzone steigt mit zunehmendem Wärmestrom.

3 Theoretische Bestimmung der Leistungsgrenzen und des Wärmetransports

Im Vergleich zu einem Wärmeleiter aus Vollmaterial, bspw. einem Kupferstab, wird die Wärme bei einem Wärmerohr durch die Zirkulation eines Arbeitsfluids zwischen Wärmequelle und -senke transportiert. In der elektrisch beheizten Verdampferzone verdampft das Fluid aus der Kapillarstruktur und die Phasengrenzfläche wird durch den sinkenden Flüssigkeitsspiegel gekrümmt. Daraus resultiert die Kapillarkraft, die zu einem Druckunterschied zwischen Verdampfer- und Kondensatorzone innerhalb der Kapillarstruktur führt. Infolgedessen strömt das flüssige Arbeitsfluid von der Kondensatorzone in die Verdampferzone. Aufgrund des Naturumlaufs ist der Transport der Wärme sehr viel effizienter als bei einem Kupferstab, ist jedoch durch sog. Leistungsgrenzen limitiert, die eine Funktion der Fluid- und Materialeigenschaften sind. Der Kreislauf aus Verdampfung, Kondensation und Fluidströmung, der sog. Naturumlauf, wird hinsichtlich des maximalen Massenstroms limitiert. Die zu übertragende Wärmestromdichte eines Wärmerohrs ist somit begrenzt, jedoch bis zur Leistungsgrenze deutlich höher. Die Leistungsgrenze ist überwiegend abhängig von den Fluideigenschaften und somit von der Sättigungstemperatur. Im betrachteten Wärmerohr und mit der verwendeten Kapillarstruktur sind nur die Kapillarkraftgrenze und die sog. Siedegrenze von Bedeutung. Im Folgenden werden daher zwei Leistungsgrenzen vorgestellt, die im untersuchten Temperaturbereich zwischen 50 und 120 °C relevant sind. Die Leistungsgrenzen sind für ruhende System gültig. Für das hier betrachtete rotierende System liegt das Maximum des resultierenden Beschleunigungsvektors bei 11,92 m s^{-2} und das Minimum bei 7,7 m s^{-2} . Aufgrund der geringen Differenz zur Erdbeschleunigung (9,81 m s^{-2}) wird für die Berechnung der Leistungsgrenzen ein ruhendes System angenommen. Zudem ist der Querschnitt des Wärmerohrs rotationssymmetrisch, weshalb die Richtung des resultierenden Beschleunigungsvektors in erster Annäherung keinen signifikanten Einfluss auf die physikalischen Mechanismen Kapillardruck und Strömungsdruckverlust hat.

3.1 Kapillarkraftgrenze

Die Kapillarkraftgrenze limitiert den Massenstrom von der Kondensatorzone in Richtung der Verdampferzone. Über-

steigen die Druckverluste im Naturumlauf den maximalen Kapillardruck, kann der Massenstrom und somit auch der übertragbare Wärmestrom nicht weiter gesteigert werden [4].

Der maximale Kapillardruck [3]

$$p_{k,max} = \frac{2\sigma}{r_{eff,min}} \cos(\theta) \quad (1)$$

ist erreicht, wenn die Phasengrenzfläche bei dem minimalen Krümmungsradius $r_{eff,min}$ maximal gekrümmt ist. Die Benetzung wird über den Randwinkel des Arbeitsfluids Wasser von $\theta = 45^\circ$ [3] berücksichtigt. Für den Strömungsdruckverlust einer gesinterten Kapillarstruktur gilt

$$\Delta p = \frac{\nu_l}{KA_l \Delta h_v} \dot{Q} l_{eff} \quad (2)$$

mit Permeabilität K für Sintermetallstrukturen nach Chi [5], der durchströmten Querschnittsfläche A_l sowie der effektiven Länge des Wärmerohrs l_{eff} . Mit zunehmender Viskosität ν_l bzw. sinkender Sättigungstemperatur steigt der Druckverlust.

Gln. (1) und (2) gleichgesetzt und nach \dot{Q} umgestellt, ergibt:

$$\dot{Q}_{max} = \frac{2\sigma}{r_{eff,min}} \frac{\cos(\theta)}{l_{eff}} \frac{-KA_l \Delta h_v}{\nu_l} \quad (3)$$

Die Längsachse der Wärmeröhre ist jederzeit orthogonal zur Gravitation, weshalb kein Druckunterschied zwischen Kondensator- und Verdampferzone bedingt durch einen Höhenunterschied besteht.

3.2 Siedegrenze

Blasenbildung in der Kapillarstruktur der Verdampferzone führt zu einer Störung des Naturumlaufs und kann somit zur lokalen Austrocknung der Heizfläche bzw. Verstopfung der Kapillarstruktur führen [4]. Die Bestimmung der Siedegrenze basiert auf der Berechnung des kritischen Keimradius beim Blasensieden. Es wird davon ausgegangen, dass Dampfblasen an Keimstellen in der Kapillarstruktur bzw. auf der Heizfläche entstehen. Für das Wachstum einer Dampfblase aus den Keimstellen ist eine Überhitzung

$$\Delta T_{krit} = T_w - T_f = \frac{2\sigma T_v}{\Delta h_v \rho_v} \left(\frac{1}{r_b} - \frac{1}{r_{eff}} \right) \quad (4)$$

der Heizfläche T_w gegenüber der Sättigungstemperatur des Fluids T_f notwendig. Mit zunehmender Sättigungstemperatur des Dampfes T_v sinkt die Oberflächenspannung σ , was die Dampfblasenbildung begünstigt. r_b ist der Keimstellenradius und r_{eff} die effektive Porengröße. Eine Verringerung der effektiven Porengröße reduziert den Druck in der Flüssig-

siphase und somit auch die notwendige Überhitzung gegenüber der Fluidtemperatur. Der Radius potenzieller Keimstellen r_b ist ohne experimentelle Ergebnisse nicht bekannt und wird daher auf Grundlage der Literatur mit einem Wert von $0,1 \mu\text{m}$ angenommen [4].

Unter der Annahme eindimensionaler Wärmeleitung durch die gesättigte Kapillarstruktur über der Wand wird der maximale Wärmestrom bzw. die Siedegrenze [4]

$$\dot{Q}_{b,max} = \frac{2\pi l_v \lambda_{Kap,eff} \Delta T_{krit}}{\ln\left(\frac{r_i}{r_i - t_{Kap}}\right)} \quad (5)$$

mit der effektiven Wärmeleitfähigkeit der Kapillarstruktur $\lambda_{Kap,eff}$ (Gl. (11)), der Länge des Verdampfers l_v , der Höhe der Kapillarstruktur t_{Kap} und dem Innendurchmesser des Wärmerohrs r_i berechnet.

3.3 Wärmewiderstand

In elektrischen Arbeitsmaschinen dissipiert Wärme bei der Energiewandlung in den Erregerwicklungen. Für die Kühlung der Erregerwicklungen wird die Wärme zu kühleren Bauteilen bzw. an die Umgebung abgeführt. Bei einem Kühlsystem basierend auf Wärmerohren wird die Temperatur der Erregerwicklungen, unter der Annahme einer konstanten Dissipation ($\dot{q}_{ab} = \text{konst.}$) und einer konstanten Umgebungs- bzw. Wärmesenkentemperatur T_K durch den Wärmewiderstand

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{zu}} \quad (6)$$

der Wärmeröhre zwischen Wärmequelle und Wärmesenke bestimmt.

Der gesamte Wärmewiderstand des Systems bestehend aus neun parallelen Wärmerohren

$$R_{ges} = \frac{R_{WR}}{N} \quad (7)$$

ist der Quotient aus dem Wärmewiderstand eines einzelnen Wärmerohrs R_{WR} und der Anzahl Wärmeröhre N .

Der Wärmewiderstand des einzelnen Wärmerohrs

$$R_{WR} = R_{W,Verd} + R_{Kap,Verd} + R_{W,Kond} + R_{Kap,Kond} \quad (8)$$

ist die Summe der Einzelwiderstände für die Rohrwand R_W und die Kapillarstruktur R_{Kap} in Verdampfer- und Kondensatorzone.

Der Wärmewiderstand der Rohrwand für die Verdampfer- und Kondensatorzone

$$R_{W,j} = \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) \frac{1}{2\pi l_j \lambda_W} \quad (9)$$

mit dem Außen- (d_a) und Innendurchmesser (d_i) des Wärmerohrs (vgl. Abb. 4), der Länge l_j der Verdampfer- bzw. Kondensatorzone und der Wärmeleitfähigkeit λ_w der Rohrwand.

Analog wird der Wärmewiderstand der Kapillarstruktur in der Verdampfer- und Kondensatorzone nach

$$R_{Kap,j} = \ln\left(\frac{d_i}{d_i - 2t_{Kap}}\right) \frac{1}{2\pi l_j \lambda_{Kap,eff}} \quad (10)$$

berechnet, mit der Höhe t_{Kap} der Kapillarstruktur und der effektiven Wärmeleitfähigkeit der Kapillarstruktur [4]

$$\lambda_{Kap,eff} = \frac{\lambda_l[(2\lambda_l + \lambda_w) - 2(1 - \varepsilon)(\lambda_l - \lambda_w)]}{(2\lambda_l + \lambda_w) + (1 - \varepsilon)(\lambda_l - \lambda_w)} \quad (11)$$

mit der Porosität ε der Kapillarstruktur und der Wärmeleitfähigkeit des Arbeitsfluids λ_l bzw. der Wand λ_w unter der Annahme eindimensionaler Wärmeleitung und vollständiger Sättigung der Kapillarstruktur.

4 Ergebnisse

Das Kühlsystem auf Basis von Wärmerohren wird durch den Wärmewiderstand R_{ges} (vgl. Gl. (7)) charakterisiert. Das Ziel ist ein geringer Wärmewiderstand, um bei einem konstanten übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{zu} die Differenz ΔT zwischen der Oberflächentemperatur des zu kühlenden Bauteils und der Umgebung bzw. der Wärmesenke zu minimieren. Temperaturen innerhalb der elektrischen Arbeitsmaschine werden homogenisiert und thermische Ausdehnungen struktureller Bauteile angeglichen.

Die untersuchten Einflussparameter T_K und die Drehzahl n werden während einer Messung konstant gehalten und der zugeführte Wärmestrom \dot{Q}_{zu} wird schrittweise erhöht.

Zunächst wird die Abhängigkeit der treibenden Temperaturdifferenz ΔT zwischen Verdampfer- und Kondensatorzone als Funktion des zugeführten Wärmestroms \dot{Q}_{zu} in Abhängigkeit der Kühltemperatur T_K in Abb. 5 dargestellt. Es werden zwei Bereiche identifiziert, die anhand der Steigung der Geraden zwischen den Punkten unterschieden werden. Bei niedrigen Wärmeströmen steigt die Tempera-

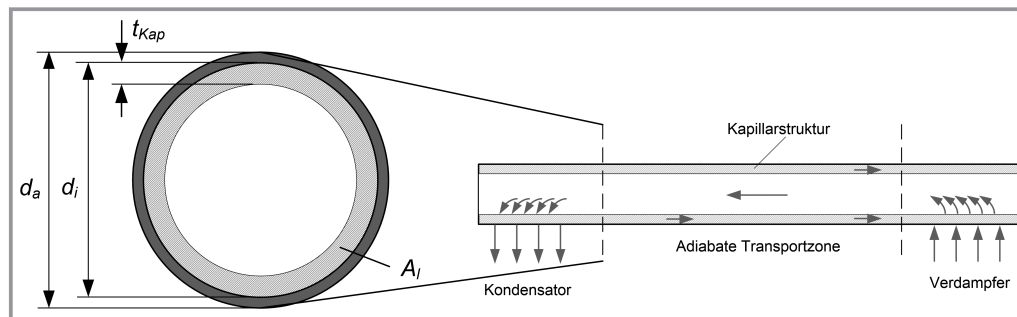


Abbildung 4. Schematische Darstellung des Wärmerohrquerschnitts.

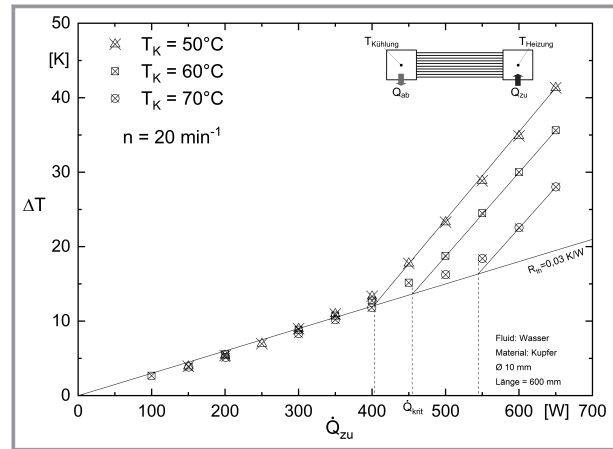


Abbildung 5. Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer- und Kondensatorzone als Funktion des zugeführten Wärmestroms in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmesenke mit $n = 20 \text{ min}^{-1}$.

turdifferenz ΔT linear mit dem zugeführten Wärmestrom \dot{Q}_{zu} an, für alle drei Kühltemperaturen von 50, 60 und 70 °C ist ein Wärmewiderstand von $R_{th} = 0,03 \text{ K W}^{-1}$ charakteristisch. Im Vergleich hat ein Kupferstab einen höheren Wärmewiderstand von $1,59 \text{ K W}^{-1}$, weist jedoch keine Leistungsgrenze auf.

Ein kritischer Wert des Wärmestroms \dot{Q}_{zu} markiert den Übergang zu dem zweiten Bereich. Die Temperaturdifferenz steigt signifikant mit dem Wärmestrom an und der Wärmewiderstand nimmt zu. Diese kritische Wärmestromdichte wird in der Literatur als Leistungsgrenze bezeichnet [4] und ist abhängig von der Kühltemperatur T_K . Das Erreichen der Leistungsgrenze führt zu einem Austrocknen der Verdampferzone, da der verdampfende Massenstrom höher ist als der Kondensatmassenstrom von der Kondensatorzone in die Verdampferzone. Der Grund für den begrenzten Kondensatmassenstrom ist die Kapillarkraftgrenze bzw. die Siedegrenze.

In Abb. 6 sind diese berechneten Grenzen für das betrachtete Wärmetransportsystem als Funktion der Temperatur der Wärmequelle T_H dargestellt. Die Temperatur T_H entspricht näherungsweise der Sättigungstemperatur in der Verdampferzone des Wärmerohrs. Bis zu einer Tempe-

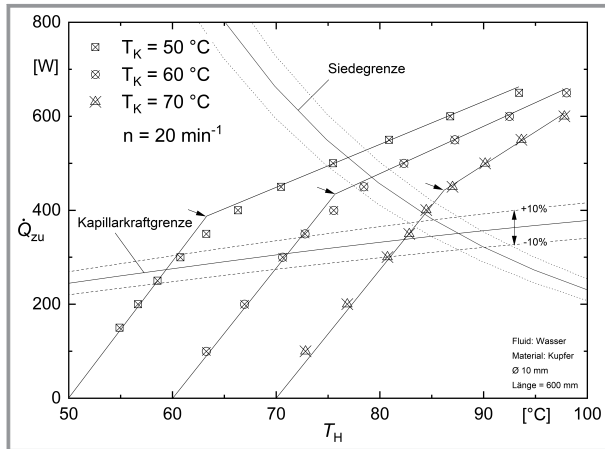


Abbildung 6. Zugeführter Wärmestrom als Funktion der Temperatur der Wärmequelle in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmesenke mit $n = 20 \text{ min}^{-1}$.

ratur von 90 °C dominiert die Kapillarkraftgrenze als limitierender Faktor und steigt mit zunehmender Temperatur aufgrund abnehmender Viskosität. Die maximale Leistung liegt hier bei ca. 350 W . Die Siedegrenze hat einen regressiven Verlauf aufgrund abnehmender Oberflächenspannung des Arbeitsfluids Wasser. Eine geringe Oberflächenspannung begünstigt die Dampfblasenbildung aus Keimstellen und führt zu einer niedrigeren notwendigen Überhitzung ΔT_{krit} (vgl. Gl. (4)).

Die Leistungsgrenzen des Wärmerohrsystems in Abhängigkeit der Kühltemperatur T_K werden in Abb. 6 analog zu Abb. 5 durch die Änderung der Ausgleichsgeraden einer Messreihe bestimmt (Pfeile). Die Leistungsgrenze für $T_K = 50 \text{ °C}$ liegt zwischen der Siedegrenze und Kapillarkraftgrenze, während für $T_K = 60$ und 70 °C die Leistungsgrenze unter- bzw. oberhalb der Siedegrenze liegt. Die gedachte Verbindungslinie der Leistungsgrenzen mit zunehmender Temperatur T_H ist parallel zur Kapillarkraftgrenze verschoben.

Zum Abschluss wird die Rotationsgeschwindigkeit für eine konstante Kühltemperatur von 70 °C untersucht (Abb. 7). Für die Drehzahlen $14,4$ und $20,0 \text{ min}^{-1}$ ist ersichtlich, dass kein Unterschied bei niedrigen Wärmeströmen besteht. Bei höheren Wärmeströmen, nach Überschreiten der Leistungsgrenze, ist die Temperaturdifferenz in Abhängigkeit von \dot{Q}_{zu} geringfügig höher. Im Stillstand, d. h. $n = 0 \text{ min}^{-1}$, befindet sich das Wärmerohr am tiefsten Punkt (270° , vgl. Abb. 3). Wärmequelle und -senke sind somit unterhalb der horizontal ausgerichteten Wärmeröhre. Der Wärmewiderstand ist um $0,01 \text{ KW}^{-1}$ erhöht, der kritische Wärmestrom der Leistungsgrenze ist nahezu gleich. Die Erhöhung des Wärmewiderstands durch den Stillstand ist durch fehlende Impulse auf das Arbeitsfluid zu begründen. Der auf das Arbeitsfluid wirkende Kraftvektor ändert während der Rotation periodisch Richtung und Betrag wodurch das Fluid zusätzliche Bewegungen erfährt. Eine bessere Benetzung der Rohrwand und eine höhere Turbulenz

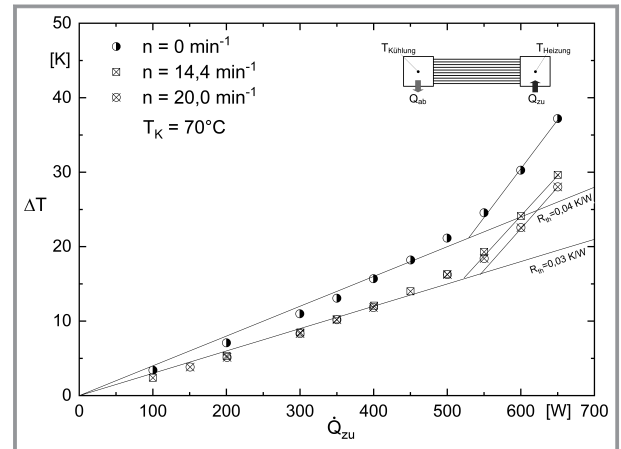


Abbildung 7. Temperaturdifferenz zwischen Kondensator- und Verdampferzone als Funktion des zugeführten Wärmestroms in Abhängigkeit der Drehzahl.

des Fluids in den Temperaturgrenzschichten in der Kondensator- und Verdampferzone sind die Folge. Hierdurch wird der Wärmeübergang begünstigt und der Wärmewiderstand sinkt bei Rotation.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Das Wärmetransportsystem ist für den Einsatz in großformatigen elektrischen Arbeitskraftmaschinen analysiert worden. Zur Demonstration der Funktionsfähigkeit und der experimentellen Untersuchung wird eine Zentrifuge mit einer horizontalen Rotationsachse und einem Radius von 1250 mm aufgebaut. Bei Drehzahlen zwischen $7,2$ und $20,0 \text{ min}^{-1}$ werden durch die Rotation in der vertikalen Ebene periodische Änderungen der wirkenden Kräfte hervorgerufen. Der Einfluss der Rotation auf das Wärmetransportverhalten sowie der Einfluss der Temperatur der Wärmesenke werden untersucht.

Ein Wärmetransportsystem auf Basis von parallel angeordneten Wärmeröhren wird entwickelt und experimentell untersucht. Die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer- und Kondensatorzone wird an vier Messstellen an der Außenwand der Wärmeröhre erfasst. An der Wärmequelle und -senke ist jeweils ein Temperatursensor platziert. Zudem wird die zu- und abgeführte thermische Leistung gemessen.

Die experimentelle Untersuchung ergibt einen temperaturunabhängigen Wärmewiderstand von $R_W = 0,03 \text{ KW}^{-1}$ über der Distanz von 600 mm bis zum Erreichen der Leistungsgrenze des Wärmerohrsystems. Die experimentell bestimmte Leistungsgrenze liegt zwischen der berechneten Kapillarkraftgrenze und der berechneten Siedegrenze. Die Leistungsgrenze wird im Bereich zwischen 400 und 550 W nachgewiesen und ist temperaturabhängig. Die Drehzahl hat keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmewiderstand des Gesamtsystems, lediglich ein Stillstand ($n = 0 \text{ min}^{-1}$) hat

eine Erhöhung des Wärmewiderstands auf $R_W = 0,04 \text{ K W}^{-1}$ zur Folge.

In zukünftigen experimentellen Untersuchungen sollte das Wärmetransportsystem im „Feldtest“ in elektrischen Arbeitskraftmaschinen eingesetzt werden. Die Auswirkung des verbesserten Wärmetransports auf den Wirkungsgrad bei hohen Leistungen wird somit direkt gemessen. Die hohe Flexibilität von Wärmerohren zum Transport von Wärme bei geringer Temperaturdifferenz ermöglicht zudem die Ausweitung des Einsatzgebiets auf andere Komponenten einer elektrischen Arbeitsmaschine. Potenziale für Effizienzsteigerungen in diversen industriellen Anlagen sollten durch die Verbesserung des Wärmetransports beim Einsatz von mehrphasigen Transportsystemen gehoben werden. Die Berechnungsmethode der Siedegrenze mit der Annahme eines Keimstellenradius von $0,1 \mu\text{m}$ [4] ist ungenau und sollte anhand von Oberflächenanalysen von Wärmerohren verbessert werden. Des Weiteren sind systematische Untersuchungen zum Wärmeübergang bei der Verdampfung an Heizflächen mit Kapillarstruktur notwendig, um den Beginn des Blasensiedens bzw. den Onset of Nucleate Boiling zu quantifizieren.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz für die Förderung (FKz 0324326B). Open Access Veröffentlichung ermöglicht und organisiert durch Projekt DEAL.

Formelzeichen

A	$[\text{m}^2]$	Fläche
c_p	$[\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}]$	isobare Wärmekapazität
d	$[\text{m}]$	Durchmesser
h	$[\text{J kg}^{-1}]$	spezifische Enthalpie
K	$[-]$	Permeabilität
l	$[\text{m}]$	Länge
N	$[-]$	Anzahl
P	$[\text{W}]$	elektrische Leistung
\dot{Q}	$[\text{W}]$	Wärmestrom
r	$[\text{m}]$	Radius
R	$[\text{K W}^{-1}]$	Wärmewiderstand
t	$[\text{m}]$	Höhe der Kapillarstruktur

T	$[\text{K}]$	Temperatur
\dot{V}	$[\text{m}^3\text{s}^{-1}]$	Volumenstrom

Griechische Symbole

ε	$[-]$	Porosität
θ	$[\text{°}]$	Benetzungswinkel
λ	$[\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}]$	Wärmeleitfähigkeit
ν	$[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$	kinematische Viskosität
ρ	$[\text{kg m}^{-3}]$	Dichte
σ	$[\text{N m}^{-1}]$	Oberflächenspannung

Indizes

a	außen
b	Blase
eff	effektiv
i	innen
K	Kondensator(-zone)
Kap	kapillar
krit	kritisch
l	flüssig
v	Verdampfung/Dampf
V	Verdampfer(-zone)
W	Wand
WR	Wärmerohr

Literatur

- [1] H. Margraf, F. Theede, M. E. Newton, A. Luke, in *DKV-Tagungsbericht 45*, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V., Ulm **2019**.
- [2] M. Lottis, M. Deeb, A. Luke, *Chem. Ing. Tech.* **2020**, 92, 619–623. DOI: <https://doi.org/10.1002/cite.201900141>
- [3] P. Stephan, in *VDI-Wärmeatlas* (Eds: P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, T. Wetzel), 12. Aufl., Springer, Berlin **2019**, Kap. N5.
- [4] A. Faghri, *Heat Pipe Science and Technology*, Vol. 2, Global Digital Press, Missouri, CO **2016**.
- [5] S. W. Chi, *Heat Pipe Theory and Practice*, McGraw-Hill, New York **1979**.
- [6] A. Luke, Abschlussbericht zum Vorhaben: „Entwicklung alternativer Kühlkonzepte“ des Verbundprojekts: DynaWEA – Von der Dynamik zur Akustik einer getriebelosen Windenergieanlage, 1. Aufl., Verlag Dr. Hut, München **2022**.