

Spritzgießwerkzeuge temperiert mit strukturintegrierten Heatpipes

zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Paderborn

vorgelegte
DISSERTATION

von
Stephan Kartelmeyer, M.Sc.
geboren in Bünde (Westf.)

Tag des Kolloquiums: 14.02.2024
Referent: Prof. Dr.-Ing. Elmar Moritzer
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Christoph Jaroschek

Kurzfassung

Zur Temperierung von Spritzgießwerkzeugen wird zumeist Wasser mit dem Ziel einer gleichmäßigen Kavitätstemperatur eingesetzt. In langen und schmalen Werkzeugbereichen wird dieses Ziel häufig verfehlt und es entstehen zyklus- und qualitätskritische Hot Spots. Weiter ist diese Temperierung sehr energieintensiv und benötigt externe Geräte. Zudem ist die Konstruktion und Fertigung dieser Kanäle komplex und kostenaufwendig.

Zur Problemlösung werden in dieser Arbeit Werkzeugkerne als Heatpipe (auch Wärmerohr oder Wärmeleitrohr) entwickelt. Heatpipes transportieren in einem geschlossenen Behälter Wärmeenergie mittels Zweiphasen-Wärmeübergang von Wasser. Der Behälter ist das Werkzeugelement. Da Wasserdampf sehr viel Wärme aufnehmen kann, sind Heatpipes extrem leistungsfähig. Zum Erreichen der Zieltemperaturen in der Kunststoffverarbeitung wird der Siedepunkt des Wassers durch Unterdruck reduziert.

Auf Basis einer eingehenden Analyse von Heatpipes in Standardbauformen, werden Werkzeugkerne mit strukturintegrierten Heatpipes entwickelt. Deren Funktionsnachweis kann im realen Prozess erbracht und die Überlegenheit gegenüber konventionellen Methoden anhand des Vergleichs zu Wasser dargestellt werden. Weiter wird eine Methode zur Simulation mit Heatpipes vorgestellt und sowohl im Labor als im Realprozess validiert.

Abstract

For the temperature control of injection moulds, water is usually used with the aim of achieving a uniform cavity temperature. In long and narrow mould areas, this goal is often missed and cycle- and quality-critical hot spots occur. Furthermore, this temperature control is very energy-intensive and requires external equipment. In addition, the design and manufacture of these channels is complex and costly.

To solve this problem, mould cores are developed as heat pipes in this thesis. Heat pipes transport thermal energy in a closed container by means of two-phase heat transfer from water. The container is the mould element. Since water vapour can absorb a lot of heat, heat pipes are extremely efficient. To achieve the target temperatures in plastics processing, the boiling point of the water is reduced by negative pressure.

Based on a detailed analysis of conventional heat pipes, mould cores with structurally integrated heat pipes are being developed. Their function can be proven in the real process and the superiority compared to conventional methods can be demonstrated by comparing them to water. Furthermore, a method for simulation with heat pipes is presented and validated both in the laboratory and with the real process.

Danksagung

Zunächst gilt mein besonderer Dank Prof. Dr.-Ing. Christoph Jaroschek von der Hochschule Bielefeld, der mir die Gelegenheit, das Vertrauen und die Geduld gegeben hat, dieses Thema zu bearbeiten und auszubauen. Auch bedanke ich mich für die Betreuung beim Verfassen dieser Arbeit sowie für die kritische Durchsicht. Nicht nur als Leiter der Arbeitsgruppe, vielmehr als Mentor hat Prof. Dr.-Ing. Jaroschek mich immerzu unterstützt, mir viele Freiheiten eingeräumt und mich persönlich gefördert. Weiter bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Elmar Moritzer vom KTP der Universität Paderborn für das Referat und die Gelegenheit diese Arbeit an der Fakultät für Maschinenbau einreichen zu können.

Weiter bedanke ich mich bei Dennis Kraemer und Vincent Hüttemann für die gute Zusammenarbeit und weitreichende inhaltliche Unterstützung. Außerdem danke ich Johannes Brikmann für seine Unterstützung im Labor und der Experimentierhalle sowie bei Alexander Heide, der in seiner Bachelorarbeit grundlegende Inhalte erarbeiten konnte. Auch geht mein Dank an Prof. Dr. rer. nat. Lars Fromme für seine Hilfe bei der Software Comsol Multiphysics. Es wurden ca. 80 Master-, Bachelor- und Projektarbeiten zu diesem Thema durchgeführt, rund 150 Studentinnen und Studenten waren involviert. Jeder beteiligten Person danke ich für ihren Einsatz. Deren Einfluss auf diese Arbeit ist nicht zu geringzuschätzen.

Ebenso gilt mein besonderer Dank Herrn Thielke von der Firma Grohedal Sanitärsysteme für die immerwährende Unterstützung und Bereitstellung des Hülsenwerkzeuges, an dem elementare Ergebnisse erzielt werden konnten. Auch gilt mein Dank Herrn Nacke von der Firma SNW Schirneker & Nacke Werkzeugbau, Frau Harnischmacher von der Harnischmacher Löttechnik sowie Herrn Korbach von sk-Werkzeugbau für die Unterstützung und Zusammenarbeit. Weiter danke ich der Firma voestalpine Additive Manufacturing Center sowie der Firma Krause DiMaTec für die Bereitstellung additiv gefertigter Kerne.

Auch möchte ich mich bei Dr. Kirsten Bergmann bedanken, die immer Zeit für einen Austausch und besonders zur Unterstützung von Forschungsanträgen hatte. Ihre Rolle ist nicht hoch genug zu bewerten, da die Antragsstellung von Drittmitteln elementarer Teil unserer täglichen Arbeit ist. Sie sichern die Bearbeitung der Forschungs- und Entwicklungsfragestellungen und den Erhalt der Arbeitsgruppe. In diesem Zuge möchte ich mich auch bei den entsprechenden Projektträgern und Ministerien bedanken, welche unsere Projekte finanziert haben.

Außerdem bedanke ich mich bei meiner Freundin Monique für ihr Verständnis und ihre Geduld in dieser Zeit sowie für ihre Korrektur. Auch bedanke ich mich bei Leona Straube und Dr. Stephan Cludius-Brandt für die kritische Durchsicht und Korrektur.

Hier zuletzt, aber am allermeisten, möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mich immerzu unterstützt und mir alle Türen offengehalten haben. Dies ist die wesentliche Grundlage und gab mir erst die Möglichkeit, ein Studium zu absolvieren und eine Dissertation zu verfassen.

Liste der Veröffentlichungen

- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V. & Jaroschek, C., 2017. No Cool Werkzeuge - richtig gerechnet. *Kunststoffe* 107 (8), pp. 44-48
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V. & Jaroschek, C., 2017. No Cool Molds - Properly Simulated. *Kunststoffe international* 107 (8), pp. 30-33
- Kartelmeyer, S., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2018. Temperieren ohne Wasser - Einsatz von Heatpipes in Spritzgießwerkzeugen. *VDWF im Dialog* 2. 20-25.
- Kartelmeyer, S., Fromme, L., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2018. Thermal Simulation of a Heat Pipe Tempered Injection-Mould Tool. *Conference Proceedings Comsol Conference, Lausanne, Schweiz.*
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2019. Werkzeugkonstruktion mit Heatpipes. *Plastverarbeiter* 5, pp. 48-51.
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2019. Spritzgießwerkzeuge mit Heatpipe-Temperierung. *Conference Proceedings Technomer, Chemnitz, Deutschland.*
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2019. Simulation and Testing of a Heat Pipe Tempered Injection-Mold vs. Conventional Water-Based Cooling. *Conference Proceedings SPE Antec, Detroit, Mi, USA.*
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2020. Injection Mold Cooled with Additive Manufactured Heat Pipe Core. (*Accepted for Presentation at Society of Plastics Engineers ANTEC® 2020 (Not presented because of COVID 19)*).
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2020. Additive Manufactured Heat Pipe Injection Mould Element. *Conference Proceedings Fraunhofer DDMC Virtual Edition.*
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Schöttler, J., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2021. A Methodology for Qualification and Simulation of individually Heat Pipes for the Design of Injection Moulds. *Conference Proceedings 20th IHPC and 14th IHPS, Gelendzhik, Russia.*
- Hüttemann M. V., Lührmann, M., Kartelmeyer, S., Fromme, L., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2020. Simulative Development of a Convectively Cooled Heat Sink for a Heat Pipe Mould-Element. *Conference Proceedings Online Comsol Conference 2020.*
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2021. Kühlen mit dem Wärmerohr. *Kunststoffe* 111 (3), pp. 64-67.
- Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2021. Cooling with Heat pipes. *Kunststoffe international* 111 (3), pp. 32-35.
- Kartelmeyer, S., Kraemer, D. Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2023. Hotspot ade – ohne Extra-Energieaufwand. *Kunststoffe* 113 (5), pp. 64-67.
- Kartelmeyer, S., Kringe R. Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2023. Konturnah kühlen für wenig Geld. *Kunststoffe* 113 (8), pp. 56-59.
- Kartelmeyer, S., Kraemer, D. Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2023. Goodbye Hot Spots – With No Extra Energy Expenditure. *Plastic Insights* 113 (7), pp. 38-41.
- Kartelmeyer, S., Kringe R. Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2023. Conformal cooling for little money. *Plastic Insights* 113 (8), pp. 44-47

Kraemer, D., Kartelmeyer, S., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2023. Hot-Spot Kühlung mit strukturintegrierten Heatpipe-Kernen. *Conference Proceedings Technomer, Chemnitz, Deutschland.*

Kartelmeyer, S., Kringe, R. & Jaroschek, C., 2023. Konturnahe Kühlung einfach und günstig konstruieren. *Conference Proceedings Technomer, Chemnitz, Deutschland.*

Kartelmeyer, S., Welling, F. & Jaroschek, C., 2023. Neuartiger Konstruktionsansatz für das Rapid Tooling. *Conference Proceedings Technomer, Chemnitz, Deutschland.*

Kraemer, D., Kartelmeyer, S. & Jaroschek, C., 2024. Injection Molds with near-contour Heat Pipe from the 3D Printer – a new temperature control concept. *Conference Proceedings SPE Antec, St. Louis, Mo, USA*

Kartelmeyer, S., Kringe, R. & Jaroschek, C., 2024. Designing conformal cooling simply and economically. *Conference Proceedings SPE Antec, St. Louis, Mo, USA*

Kartelmeyer, S., Welling, F. & Jaroschek, C., 2024. Cycle time optimization through external cooling of mold inserts during Rapid Tooling. *Conference Proceedings SPE Antec, St. Louis, Mo, USA*

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Problemdefinition	1
1.1	Zielsetzung und Aufgabenstellung.....	3
2	Grundlagen.....	6
2.1	Heatpipes.....	6
2.1.1	Leistungsbeeinflussung unter werkzeugtechnischen Gegebenheiten	10
2.2	Wärmeströme im Spritzgießwerkzeug und Temperierung	14
2.2.1	Wärmeleitung und Einfluss des Bauteil-Kontaktwiderstandes (HTC-Wert).....	15
2.2.2	Die Medientemperierung	17
2.2.3	Strategien zur Kühlung lokaler Wärmehäufungen (Hot Spots)	19
2.3	Stand der Technik von Heatpipes in Spritzgießwerkzeugen	24
2.4	Fazit zum Stand der Technik und Ausblick zur Arbeit.....	28
3	Vermessung von Heatpipes und Simulation.....	29
3.1	Ermittlung und Darstellung der Wärmetransportleistung von Heatpipes.....	29
3.1.1	Diskussion der möglichen Versuchsmethodik.....	31
3.1.1.1	Methode 1) Wärmequelle stationär, Wärmesenke instationär.....	32
3.1.1.2	Methode 2) Wärmequelle und Wärmesenke stationär.....	35
3.1.1.3	Diskussion der Methoden	36
3.1.2	Versuchsdurchführung.....	36
3.1.3	Kennfelderstellung	38
3.1.4	Versuchsauswertung und Diskussion.....	39
3.2	Simulation mit Heatpipes.....	41
3.2.1	Erstellen des Simulationsmodells	44
3.2.2	Simulationsergebnisse und Validierung.....	46
4	Qualifizierung von Heatpipes	48
4.1	Qualifizierung konventioneller Heatpipes in Standardbauform	48
4.1.1	Leistungsvergleich baugleicher, konventioneller Heatpipes in Standardbauform...	48
4.1.2	Leistungsvergleich nach Kapillarstruktur und Einbaulage	51

4.1.3	Leistungsoptimierung durch Konturänderung	52
4.2	Temperaturverteilung in der Wärmequelle einer Heatpipe.....	55
4.3	Modifizierbare Heatpipes zur Leistungserfassung im Labormaßstab.....	58
4.3.1	Entwicklung modifizierbarer Heatpipes	58
4.3.2	Leistungsermittlung modifizierbarer Heatpipes.....	62
5	Heatpipes in Spritzgießwerkzeugen	64
5.1	Grundsätzliche Machbarkeit der Temperierung mit konventionellen Heatpipes	64
5.1.1	Ergebnisauswertung.....	66
5.2	Temperierung durch strukturintegrierte Heatpipe-Kerne	67
5.2.1	Funktionsnachweis der Temperierung durch strukturintegrierte Heatpipes	67
5.2.1.1	Ergebnisauswertung.....	68
5.2.2	Funktionsnachweis der Temperierung langer und schmaler Bereiche	70
5.2.2.1	Theoretische Leistungs-Betrachtung	72
5.2.2.2	Versuchsdurchführung und Ergebnisse	75
6	Werkzeugsimulation mit Heatpipes	80
6.1	Berücksichtigung der Heatpipe im Werkzeugmodell.....	81
6.2	Berücksichtigung des thermischen Kontaktwiderstandes.....	82
6.3	Ergebnisauswertung und Abgleich der Simulation mit dem Realversuch.....	84
7	Zusammenfassung, Kritik und Ausblick	87
7.1	Zusammenfassung der Arbeit	88
7.2	Gestaltungshinweise für strukturintegrierte Heatpipes	89
7.3	Kritik und Ausblick.....	90
	Literaturverzeichnis.....	93
	Anhang.....	104
	Lebenslauf.....	Fehler! Textmarke nicht definiert.

1 Einleitung und Problemdefinition

Spritzgießwerkzeuge zur Verarbeitung technischer Kunststoffe benötigen eine Kavitätstemperatur oberhalb von ca. 60 °C. Die Werkzeuge werden mittels durchströmender und aufgeheizter Medien, in der Regel Wasser, in selteneren Fällen Öl, auf Soll-Temperatur gehalten [DEEH12, MMM07]. Jedoch kann es je nach Artikelkontur lokal zu Wärmeanhäufungen (Hot Spots) kommen, welche aufgrund ihrer zu hohen Temperatur zykluskritisch sind und sich verlängernd auf die Zykluszeit auswirken. Hier wirkt die Temperierung wärmeabführend, damit eine möglichst kurze und wirtschaftliche Zykluszeit erreicht wird. Dafür werden zur Heiz- und Pumpenleistung sogenannte Temperiergeräte eingesetzt. Die Temperiergeräte machen beim Spritzgießen technischer Kunststoffe mit durchschnittlich 37 % vom gesamten Energieverbrauch im Spritzgießprozess den größten Anteil aus (Abbildung 1) [SBG17].

Für eine möglichst hohe Wettbewerbsfähigkeit auf dem globalen Markt muss es das Ziel sein, mit geringsten Energie- und Anlagenkosten bei höchster Qualität und maximaler Ausbringung zu produzieren und somit eine profitable Marge zu sichern.

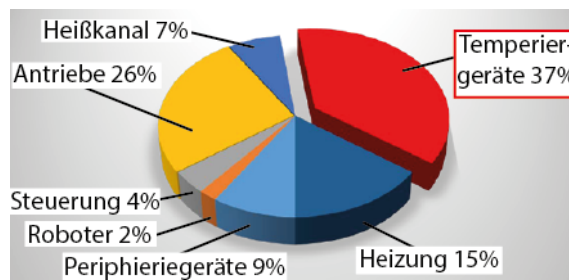


Abbildung 1: Anteile des durchschnittlichen Energieverbrauchs im Spritzgießprozess bei der Verarbeitung technischer Kunststoffe, nach [SBG17]

Hot Spots entstehen in Bereichen des Werkzeuges, in denen kunststoffinduzierte Wärmeenergie auf vergleichsweise wenig Werkzeugmasse trifft. Somit ist das Verhältnis von Wärmeenergie zur Werkzeugmasse deutlich höher als in anderen Bereichen des Werkzeuges. Die Folge ist ein lokales aufheizen. Häufig sind dies beispielsweise Verrippungen oder auch enge und lange Konturen. Diese Konturen sind aufwendig oder gar nicht zu kühlen, da eine Wasserzu- und abfuhr in diesen konstruktiv engen Bereichen wenig Platz findet. Mit steigender Artikelkomplexität nimmt somit auch die Werkzeugkomplexität und der Kühlaufwand zu.

Die Werkzeugkomplexität wird aber auch durch die Temperierkanäle bedingt, da sie quer zum Auswerfersystem verlaufen. Oftmals werden die Positionen und Menge der Auswerfer ohne Rücksichtnahme auf ein optimales Temperiersystem vorgegeben. Die Konstruktion wird aufgrund des mangelnden Platzes somit umso aufwendiger.

Konventionelle Temperiermethoden gewährleisten demzufolge häufig nicht das Ziel einer gleichmäßigen und optimalen Kavitätstemperatur. Eine höhere Zykluszeit wird akzeptiert. Auch führen Temperierkanäle mit komplexen Verläufen und geringen Querschnitten zusätzlich zu einem

Druckverlust. Dies wird durch das Temperiergerät energieaufwendig kompensiert. Auch ist im Austausch mit Anwendern zu erfahren, dass Leckagen, Verunreinigungen im Temperierkanal und Verwechslung von Schläuchen sowie eine verlängerte Werkzeugrüstzeit keine Seltenheit sind. All diese Aspekte haben einen negativen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Produktion.

Die gesellschaftliche Relevanz und Größe des Werkzeugbaus lässt sich an den Marktzahlen ablesen. Die Bundesrepublik Deutschland hat ein Produktionsvolumen von rund 4,1 Mrd. € in 2020, wobei der Anteil der Spritzgießwerkzeuge rund 2 Mrd. € ausmachen. Damit liegt Deutschland auf Platz eins in Europa und auf Platz fünf weltweit. Nahezu die Hälfte des Produktionsvolumens wird exportiert. Damit ist Deutschland weltweit auf Platz drei. Diese Zahlen sind aufgrund der Covid-19 Pandemie eingebrochen. Das Produktionsvolumen lag im Jahr 2018 noch bei 5,6 Mrd. € mit einem Anteil der Spritzgießwerkzeuge von 2,6 Mrd. €. Dies zeigt die eigentliche Größe und das Potential des deutschen Werkzeugbaus. Weiter wird dem deutschen Werkzeugbau die weltweit höchste Kompetenz zugerechnet [WBA22].

Die Produktionsmenge von technischen Kunststoffteilen belief sich im Jahr 2021 auf ca. 3,2 Mio. T. [Sta23a] und verzeichnet einen Umsatz von ca. 18,6 Mrd. € [Sta23b]. Viele Produkte aus technischen Kunststoffen sind Massenartikel mit hoher Qualität und hohen mechanischen Anforderungen sowie ein hohes Maß an Funktionsintegration, beispielsweise in der Elektrotechnik, dem Automobilbereich und der Medizintechnik. Daher ist davon auszugehen, dass ca. 90 % der technischen Kunststoffteile im Spritzgießverfahren verarbeitet werden.

Mit [DEEH12, IK20, SBG17, Sta14, Sta23b, Sta23c, Sta23d] wird errechnet, dass ca. 6,5 TWh zur Temperierung von Spritzgießwerkzeugen aufgewendet werden, was CO₂-Emissionen von ca. 2.500 Tsd. T bedeutet. Dies entspricht ca. 1,5 Mio. 4-Personen-Haushalten (nach [KHMJ21], mit aktuellen Zahlen angepasst). Im Rahmen der deutschen Energiewende ist eine Senkung des Primärenergieverbrauchs gefordert. Damit dieses Ziel erreicht wird, sind Effizienzmaßnahmen notwendig, die u.a. die Industrie in die Pflicht nehmen. Das Produktionsgewerbe und somit auch die Kunststoffverarbeitung nimmt dabei ebenso ihren Platz ein. Das übergeordnete Ziel hierbei ist die Verringerung des CO₂-Ausstoßes.

Die Energiekosten stellen, nicht zuletzt wegen der stark gestiegenen Preise im Jahr 2022, ein zentrales Thema bei der globalen Wettbewerbsfähigkeit der deutschen Kunststoffindustrie dar. Lag der Industriestrompreis im Jahr 2020 noch bei 17,8 Cent/kWh, ist dieser im Jahr 2022 auf 54,4 Cent/kWh angestiegen [Sta23c]. Eine wirtschaftliche Produktion ist gefährdet, da die Marge vieler Unternehmen aufgrund der steigenden Energiepreise sinkt oder nicht mehr existent ist. Unternehmen reagieren mit angepassten Preisen, was zu einem Nachteil im globalen Wettbewerb führt.

Diese Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, neben der Wirtschaftlichkeitserhöhung auch der gesellschaftlich-ökologischen Verantwortung in der Kunststoffproduktion gerecht zu werden.

1.1 Zielsetzung und Aufgabenstellung

Das skizzierte Problem bei der Werkzeugtemperierung stellt im Wesentlichen einen hohen Energieverbrauch und eine aufwendige bis teilweise unmögliche Kühlung durch die konventionelle Wassertemperierung dar. Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist die Reduzierung des genannten Problems durch die Verringerung des Warmwassereinsatzes und der dazugehörigen Temperiergeräte. Außerdem sollen zyklusrelevante Bereiche (meistens Hot Spots) effektiver gekühlt werden können.

Dieses Ziel soll durch den Einsatz von Heatpipes (auch Wärmerohr oder Wärmeleitrohr) in Spritzgießwerkzeugen realisiert werden. Die Heatpipe-Technologie nimmt dabei aus dem thermisch kritischen Bereichen der Kavität Wärme auf und kann diese nahezu verlustfrei über weite Strecken wieder abgeben. So kann mit Hilfe von Heatpipes im Kavitätsbereich für einen ausgeglichenen Wärmehaushalt gesorgt und die Zieltemperatur gehalten werden.

Im Rahmen dieser Arbeit soll der Nachweis erbracht werden, dass die Heatpipe-Technologie eine Alternative beziehungsweise eine Ergänzung zu den konventionellen Temperiermethoden darstellt. Heatpipes sind in Standardgeometrien bei Normalienlieferanten zu erwerben und können in das Werkzeug montiert werden. Der Ansatz, der in dieser Arbeit beschrieben wird, ist jedoch ein Werkzeugelement, das direkt als Heatpipe aufgebaut wird. Hierbei wird die Heatpipe nicht als Zukaufelement montiert. Das Werkzeugelement selber ist eine strukturintegrierte Heatpipe. In diesem Fall wird nachfolgend von strukturintegrierten Heatpipe-Werkzeugen (iHP-Werkzeug) gesprochen.

Die Eigenschaften von Heatpipes passen gut in das Anforderungsprofil zur Temperierung von Spritzgießwerkzeugen. Dabei gilt es bezogen auf die Verarbeitung von technischen Kunststoffen als positiv zu erwähnen, dass Heatpipes Wärmeenergie sehr effektiv ab ca. 30 °C bis über 250 °C übertragen. Somit liegt das Arbeitsspektrum einer wasserbasierten Heatpipe im Temperaturbereich von technischen Kunststoffen. Vielmehr liegt die Starttemperatur deutlich unter 60 °C, womit die Zieltemperaturen im Spritzgießwerkzeug theoretisch realisiert werden können.

Weiter gilt es zu erwähnen, dass Heatpipes autark und wartungsfrei arbeiten, Wärme bei gleichen Querschnitten über größere Strecken erheblich schneller als Kupferstäbe übertragen und wegen ihrer geringen Masse auf Temperaturänderungen dynamischer als beispielsweise Aluminium reagieren [Ste13]. Heatpipes haben daher ideale Eigenschaften zum Einsatz in der Kunststoffverarbeitung.

Weiter bietet dieser Ansatz die Chance einer vereinfachten Werkzeugkonstruktion, da Heatpipes nicht quer, sondern mit dem Auswerfersystem verlaufen können. Auch können Leckagen und Verwechslungen der Anschlüsse beim Rüsten vermieden werden. Außerdem stellen Heatpipes ein geschlossenes System dar, was sie vor äußeren Verunreinigungen schützt.

Es gilt in dieser Arbeit, die Einsatzfähigkeit von Heatpipe-Werkzeugen unter den technisch-physikalischen Bedingung und den Bedingungen bei der Temperierung von Spritzgießwerkzeugen zu erforschen. Der besondere Fokus liegt dabei auf der Konstruktion sowie den nötigen Temperaturen und Wärmeströmen in einem Spritzgießwerkzeug zur Verarbeitung technischer Kunststoffe. Dies

beinhaltet neben der Ausrichtung einer Heatpipe im Raum, deren Geometrie und Abmaße, wie z.B. Durchmesser oder Biegungen, ebenso aber auch die innere Oberflächenstruktur.

Grundlegend werden Versuche mit konventionellen, in üblichen Handelshäusern zu erwerbende Heatpipes in Standardbauformen auf ausreichende Leistungsfähigkeit und deren Reproduzierbarkeit durchgeführt. Hierbei soll die Frage beantwortet werden, ob es sich um ein Standardelement handelt oder die Leistungen variieren. Zudem lassen sich ebenso grundlegende technisch-physikalische Verhaltensweisen von Heatpipes ermitteln, welche Einfluss auf die Werkzeugkonstruktion mit Heatpipes haben. Weiter wird mit konventionellen Heatpipes in einem einfachen Spritzgießwerkzeug die grundsätzliche Funktionalität erforscht und mit einer konventionellen Durchflusstemperierung verglichen.

Aufbauend auf den Arbeiten mit konventionellen Heatpipes in Standardabmaßen, werden eigene Heatpipes zur Leistungsmessung im Labor entwickelt. Diese müssen dauerhaft und definiert mit Unterdruck und Fluid befüllt sein. Dabei soll im Rahmen von Messreihen neben der optimalen thermischen Leistungsfähigkeit ebenso eine Reproduzierbarkeit von Heatpipes erreicht werden.

Aus diesen beschriebenen Tätigkeiten werden Werkzeuge entwickelt und vorgestellt, welche die Funktion von strukturintegrierten Heatpipe-Werkzeugen in der Spritzgießtechnik nachweisen können. Diese Spritzgießwerkzeuge ermöglichen einen Systemvergleich zwischen konventioneller Temperierung und einer Heatpipe-Temperierung.

Es ist Stand der Technik, den Temperaturhaushalt von Spritzgießwerkzeugen zu simulieren. Bisherige Ansätze zur Simulation von Heatpipes sind für die Spritzgießsimulation nicht praktikabel, vielmehr konnten Heatpipes in ihrer Vielfalt und Komplexität noch nicht simuliert und somit deren Leistung vorhergesagt werden. Aufgrund dessen wird eine Simulationsmethode zur thermischen Auslegung eines Spritzgießwerkzeuges unter der Einbindung von Heatpipes vorgestellt, welche am realen Werkzeug validiert wird.

In Abbildung 2 ist die Vision eines Spritzgießwerkzeugs mit strukturintegrierten Heatpipes dargestellt. In der Ansicht a) ist das gesamte Spritzgießwerkzeug abgebildet. Hiervon ausgehend wird in Ansicht c) der Fokus auf eine Schnittansicht der Auswerferseite gelegt. In dieser Schnittansicht sind die charakteristischen Bereiche einer Heatpipe eingezeichnet: die Wärmequelle, die Wärmesenke und die adiabate Zone.

In den Kernen und Schiebern (hier nicht sichtbar) sind einfache Bohrungen eingebracht, welche die Wärmequelle darstellen. In den Bohrungen der Kerne findet ein Verdampfungsvorgang statt. Dadurch wird dem Kern Wärme entzogen. Der Dampf strömt zur wärmeabgebenden Seite, der Wärmesenke, wo der Dampf kondensiert. Der wärmeabgebende Bereich ist in diesem Beispiel die Zwischenplatte, welche mit kaltem Wasser gekühlt wird. Auch kann durch Wärmeleitung über die Aufspannplatte in die Maschine sowie den sonstigen Umgebungsverlusten, die Wärme abgegeben werden. Im Fall von Schiebersystemen, führen die Rohre in externe Blöcke, die aktiv durch kaltes Wasser oder (zwangskonvektiv) gekühlt werden. Die Wärmesenken können ebenso mittels einfachen

Bohrungen ausgebildet werden. Rohre oder Schlauchsysteme (in Abbildung 2 c), rot eingefärbt) verbinden die Bohrungen der Wärmequelle und Wärmesenke.

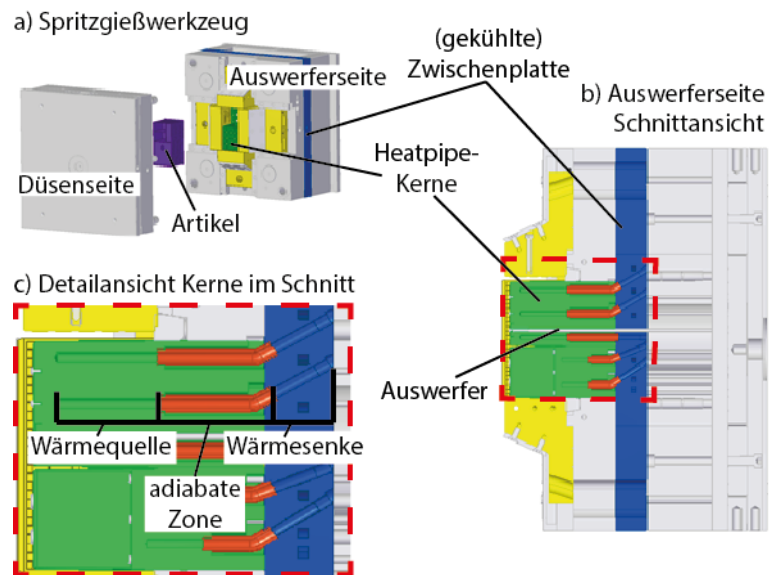


Abbildung 2: a) Darstellung eines Werkzeuges mit strukturintegrierten Heatpipes, b) und c) zeigen exemplarisch die Konstruktion der Auswerferseite [KHSM+21]

Eine Form dieser Werkzeugtemperierung, im extremen Fall gänzlich ohne Wasser, ist ein äußerst theoretisches, sehr akademisches Beispiel, wenngleich die Funktionalität nicht auszuschließen ist. Im Gegensatz dazu sollen Heatpipes in der Praxis als Ergänzung zu den bestehenden Systemen gesehen werden. Die Reduzierung von Hot Spots und vom Energiebedarf stehen dabei im Mittelpunkt.

2 Grundlagen

Dieses Kapitel vermittelt die theoretischen Grundlagen zum Verständnis der Arbeit, weiter jedoch werden die Probleme und Potentiale beim Einsatz von Heatpipes diskutiert. Hierbei werden Begriffe geprägt und definiert, welche im Verlauf der Arbeit verwendet werden.

Zunächst wird in Kapitel 2.1 die Heatpipe in ihrer Funktion grundlegend erklärt. Dabei wird auf die physikalischen Randbedingungen ebenso eingegangen wie auf die Konsequenzen für die Werkzeugkonstruktion. In Kapitel 2.2 wird der Wärmehaushalt eines Spritzgießwerkzeuges sowie die aktuellen Temperierlösungen erläutert und die jeweiligen Vor- und Nachteile diskutiert. Ein besonderer Fokus liegt auf den zu erwartenden Wärmeströmen im Werkzeug.

Aufbauend hierzu wird der aktuelle Stand der Forschung und Technik von Heatpipes zur Temperierung von Spritzgießwerkzeugen sowohl aus akademischer als auch aus Sicht der Praxis dargestellt (Kapitel 2.3). In Kapitel 2.4 wird hierzu ein Fazit und Ausblick auf die Arbeit gezogen.

2.1 Heatpipes

Zur Optimierung des Temperaturhaushalts technischer Systeme werden zunehmend Heatpipes eingesetzt. Dieses Kapitel beschreibt Heatpipes in ihrer Theorie, welche im Wesentlichen auf [BK03, Chi76, Fag95, Ste13] basiert. Sonstige Inhalte werden gesondert zitiert oder basieren auf Theorien und Experimenten, welche im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden.

In ersten Ansätzen ist diese Technologie seit 1936 bekannt, in der Jacob Perkins das „*Perkins-Rohr*“ entwickelte und patentierte [Per36]. Hier ging es um ein geschlossenes Rohr mit einer Verdampfer- und einer Kondensationsseite. Gaugler entwickelte 1944 für die General Motors Corporation ein geschlossenes Rohr mit eingebrachter Kapillare aus gesintertem Metall. Der Dampf strömt nach unten und das Fluid strömt gegen die Schwerkraft nach oben [Gau44]. Diese Entwicklung wurde jedoch nicht eingesetzt. Erst in 1962 schlug Trefethen diese Technologie für den Einsatz in der Raumfahrt vor [Tre62]. Daraufhin entwickelten Wyatt [Wya64] und Grover [Gro66, GCE90] für das US Raumfahrtprogramm eine autarke Kühlung. Grover prägt dabei den Begriff „*Heat Pipe*“.

Anwendung finden Heatpipes auch zur Kühlung von elektronischen Bauteilen [Bes19, Shu15, WB19], in der Kernkraft [Gra13] oder im verarbeitenden Gewerbe, wie beispielsweise im Kunststoffspritzguss [Dan15, MMM07, NN13].

Rein äußerlich sind Heatpipes leicht mit metallischem Vollmaterial zu verwechseln. Dabei sind hohe Wärmetransportleistungen auch bei geringen Querschnitten und in verschiedenen, komplexen Geometrien möglich. Der Wärmetransport erfolgt ohne mechanisch bewegte Teile. Heatpipes sind aus diesem Grund verschleiß- und wartungsfrei.

Heatpipes reagieren sehr schnell auf Wärmeeintrag und weisen ein großes Wärmetransportvermögen auf, welches auch bei geringen Temperaturdifferenzen erreichbar ist. Die Wärmetransportleistung

einer Heatpipe kann die der Festkörperwärmeleitung bei gleicher Geometrie um mehrere Größenordnungen übersteigen.

In Abbildung 3 wird dieses Verhalten im Vergleich einer Heatpipe gegenüber Kupfer skizziert. Dabei sind als exemplarische Fixpunkte bei T_1 und T_3 die Wärmezufuhr und bei T_2 und T_4 die Wärmeabfuhr eingezeichnet. Sowohl die Heatpipe als auch der Kupferstab werden mit bspw. 100 °C erwärmt. Die Heatpipe hat einen direkten Temperaturanstieg und somit ein sehr dynamisches Ansprechverhalten. Weiter ist die Heatpipe bei sehr hohen Temperaturen schnell stationär. Auch ist bei der Heatpipe eine geringere Temperaturdifferenz vorhanden als beim Kupferstab. Dennoch wird die Wärme sehr gut übertragen. Die Festkörperwärmeleitung ist von der Temperaturdifferenz besonders abhängig.

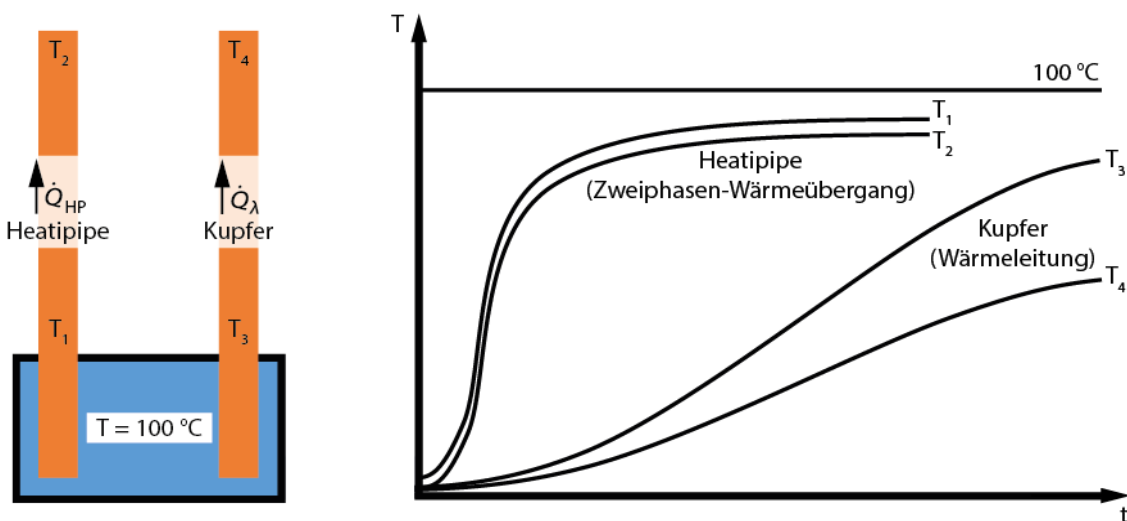


Abbildung 3: Aufheizverhalten einer Heatpipe im Vergleich zu einem Kupferstab gleicher Maße

Eine Heatpipe besteht aus einem hermetisch verschlossenen Hohlraum mit Unterdruck und Fluidfüllung, im einfachsten Fall Wasser. Konstruktiv lässt die Heatpipe sich in drei Abschnitte unterteilen: Die beiden Phasenübergangsbereiche Verdampfer (Wärmequelle) und Kondensator (Wärmesenke) sowie die adiabate Zone, welche als thermische Trennung dient (Abbildung 4, links).

Heatpipes arbeiten durch einen Zweiphasen-Wärmeübergang. Dabei findet an einer Systemgrenze ein Wechsel zwischen einer flüssigen und einer dampfförmigen Phase statt. Findet der Phasenwechsel von flüssig zu dampfförmig statt, so wird Wärmeenergie dem Fluid zugeführt. Es kommt zum Sieden. Bei einem Phasenwechsel von dampfförmig zu flüssig wird Wärmeenergie abgegeben (Kondensation). Dies geschieht bei der Sättigungstemperatur, welche die geringste Dampf- bzw. die höchste Flüssigkeitstemperatur beschreibt. Beim Sieden muss die Wandtemperatur mindestens gleich oder oberhalb der Sättigungstemperatur liegen. Das Fluid nimmt durch den Phasenübergang die Wärmeenergie der Wand auf.

Umgekehrt findet der Prozess bei der Kondensation statt. Die Wandtemperatur liegt unterhalb oder gleich der Sättigungstemperatur, der Dampf wechselt seine Phase zu flüssig, die freiwerdende Wärmeenergie geht in die Wand [HM19].

Damit Unterdruck und Fluid erhalten bleibt, sind Heatpipes hermetisch verschlossen. Somit finden die beiden Formen des Phasenwechsels in einem Bauteil statt. Abbildung 4 (rechts) zeigt die vier Prozessschritte einer Heatpipe: Verdampfung, Dampfstrom, Kondensation und Flüssigkeitsstrom. In der Folge werden die physikalischen Effekte beschrieben und den in Abbildung 4 nummerierten Bereichen in der Heatpipe zugeordnet:

Verdampfung (Wärmequelle): Bis die Sättigungstemperatur erreicht ist, steigt die Temperatur vom Arbeitsfluid an ($1 \rightarrow 1'$). Mit weiterem Energieeintrag erfolgt der Phasenwechsel von flüssig zu Dampf (Zustandsänderung $1' \rightarrow 2$). Hierdurch entsteht eine Volumenvergrößerung des Fluides und der Dampf strömt durch die adiabate Zone zu der Wärmesenke (3).

Kondensation (Wärmesenke): Für die Kondensation des Dampfstroms ($3 \rightarrow 4$) ist an der Wand mindestens die Sättigungs- oder eine geringere Temperatur notwendig. Die Verdampfungsenthalpie wird an die Wand abgegeben und das Fluid kühlt sich auf Sättigungstemperatur ab ($1'$). Ist die Abkühlung in der Wärmesenke besonders stark, so kann das Fluid auch unterkühlen (1). Von der Wärmesenke fließt das Kondensat durch die adiabate Zone in die Wärmequelle ($1'$ bzw. 1).

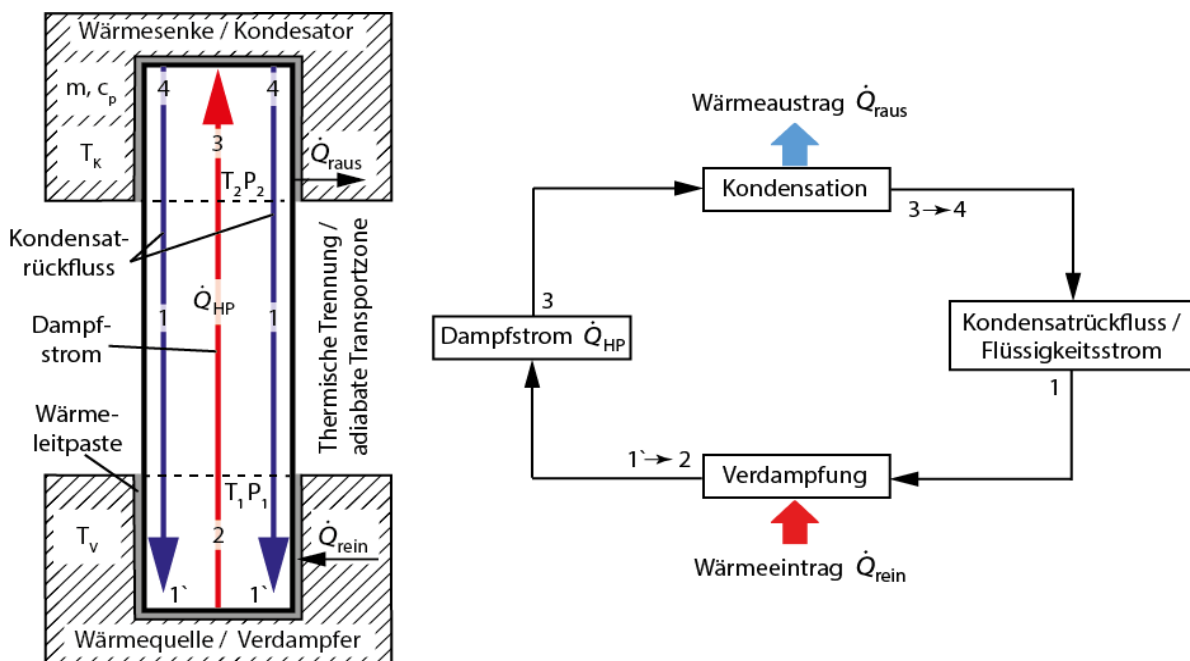


Abbildung 4: Links: Aufbau einer Heatpipe. Rechts: Prozessschaubild Phasenübergänge und Massetransport (nach [Fag95])

Aufgrund des Unterdrucks in der Heatpipe, wird die Sättigungstemperatur des eingebrachten Fluides reduziert. Beispielsweise arbeiten Heatpipes auf Wasserbasis bereits ab ca. 20 °C bis 30 °C. Die Drücke in der Heatpipe steigen beim Blasensieden sprunghaft an und fallen wieder ab. Daher schwanken die Sättigungstemperaturen und Sättigungsdrücke während des Prozesses ebenso. Somit sind die Phasenübergangstemperaturen weder stationär, noch im Detail bekannt.

Häufig werden Heatpipes wie ein metallischer Stab betrachtet. Bei der Festkörperwärmeleitung ist die Wärmeübertragungsmenge linear-proportional mit der Temperaturdifferenz und der Länge

gekoppelt. Eine möglichst hohe Temperaturdifferenz ist für einen möglichst hohen Wärmetransport wünschenswert. Eine große Wärmetransportstrecke führt zu einem geringen Wärmetransport. Der beschriebene physikalische Hintergrund einer Heatpipe und somit die Wärmetransportwirkung im realen Einsatz ist jedoch nicht mit einem metallischen Stab und der Wärmeleitung vergleichbar:

- Ein linear-proportionales Wärmetransportverhalten ist beim Zweiphasen-Wärmetransport, in einem geschlossenen Kreislauf nicht zwingend zu erwarten, da Wärme nur transportiert werden kann, solange flüssiges Medium in der Wärmesenke vorhanden ist. So wirkt die Temperaturdifferenz nicht zwangsläufig proportional zur Wärmetransportleistung.
- Auch ist davon auszugehen, dass eine hohe Wärmequellentemperatur zu einem hohen Wärmetransport führt. Jedoch ist nicht nur die möglichst größte anliegende Temperatur und Temperaturdifferenz entscheidend, sondern vielmehr die Ausgewogenheit von Verdampfung und Kondensation.
- Aufgrund eines sehr schnellen Dampfstroms in der Heatpipe, ist der Einfluss der Heatpipe-Länge geringer als bei der Festkörperwärmeleitung. So kann ebenso auch bei geringen Temperaturdifferenzen und über lange Distanzen Wärmeenergie transportiert werden.
- Im Vergleich zur Festkörperwärmeleitung, herrscht an der Heatpipe ab der adiabaten Zone bis in die Wärmesenke eine nahezu gleiche Temperatur. Somit hat die Temperaturdifferenz und die Länge der Heatpipe einen geringen Einfluss.
- Im Gegensatz zur Wärmeleitung, ist ein weiterer wichtiger Unterschied die Einbausituation einer Heatpipe. Für möglichst hohe Wärmetransportwerte sollte die Wärmesenke oberhalb der Wärmequelle lokalisiert sein. Das Kondensat fließt mit Unterstützung der Gravitation zurück. Soll der Fluidfluss entgegen der Schwerkraft stattfinden, werden innerhalb der Heatpipe Kapillarstrukturen benötigt. Durch den Kapillardruck gelangt das Fluid zur Wärmequelle, jedoch unter erheblichen Leistungseinbußen im Vergleich zum schwerkraftgetriebenen Fall (Kapitel 4).

Die beschriebenen Prozesse lassen sich anhand einer gläsernen Versuchs-Heatpipe darstellen (Abbildung 5). Der Grundkörper besteht aus Aluminium. Zwischen der Wärmequelle und Wärmesenke ist eine Aussparung zur Reduzierung der Wärmeleitung. Dies soll eine thermische Trennung unterstützen. Dabei misst die Gesamtlänge 213 mm, ist 70 mm breit und die Phasenübergangsbereiche messen ca. 67 mm. Die Dampfkammer ist im Querschnitt ein Halbkreis mit einem Radius von 24,5 mm. Das Gehäuse ist mit einer transparenten Scheibe verschlossen.

In der folgenden Versuchsreihe wird eine Temperatur von $T_{WQ} = 65 \text{ °C}$ eingestellt und die Wärmesenke stationär auf ca. 20 °C gehalten. Zunächst wird ein Unterdruck auf $p_{\text{abs}} = 20 \text{ mbar}$ eingestellt, daraufhin auf 100 mbar und 150 mbar. Die Einbaulage der Heatpipe ist vertikal gravitationsunterstützt. Die Ergebnisse entstammen und basieren auf den Arbeiten von Dominik Kansy, die im Rahmen seiner Praxisphase im Bachelorstudium durchgeführt wurden [Kan22].

In Abbildung 5 ist eindeutig zu erkennen, dass der Siedevorgang mit steigendem Unterdruck zunimmt. Bei 20 mbar ist das Sieden am stärksten und es ist zu erkennen, dass die komplette Fluidsäule mit Gasblasen durchzogen ist. Zwar steigen die Blasen bei 100 mbar ähnlich hoch, jedoch ist unten in der Wärmequelle mehr Flüssigkeit zu erkennen. Bei 150 mbar ist dieser Effekt am geringsten. Außerdem ist die Kondensation in der Wärmequelle zu erkennen. Im Fall von 20 mbar ist die Scheibe relativ gering mit Kondensat benetzt, was auf einen kontinuierlichen und starken Rückfluss aufgrund einer großen Verdampfungsmenge schließen lässt. In den beiden übrigen Fällen ist die Scheibe mit Kondensat benetzt. Deutlich zu erkennen ist in den Fällen der Unterdrücke mit 100 mbar, aber besonders 150 mbar, dass das Kondensat sich ziemlich genau an der Wärmesenke absetzt. Damit kann eine thermische Trennung angenommen werden.

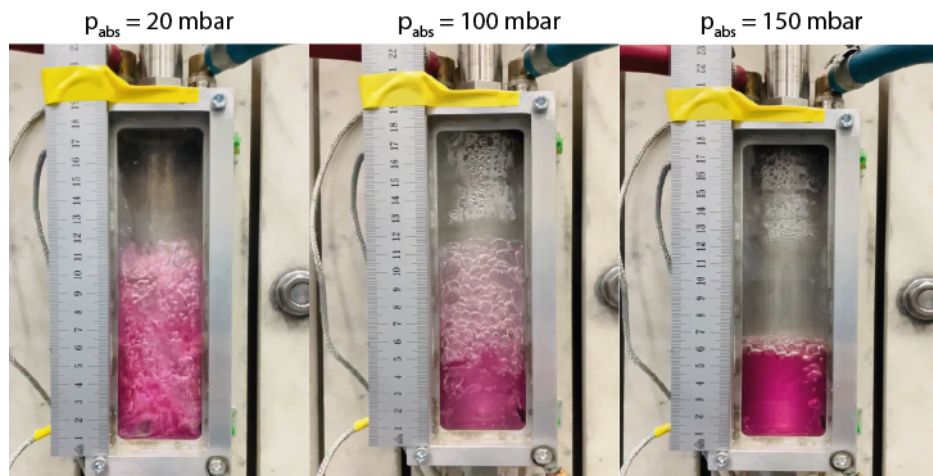


Abbildung 5: Verdampfungsverhalten einer Heatpipe in vertikaler Ausrichtung mit den Drücken 20 mbar, 100 mbar und 150 mbar sowie einer Temperatur von 65 °C [Kan22]

2.1.1 Leistungsbeeinflussung unter werkzeugtechnischen Gegebenheiten

Der Vorteil individueller Heatpipe-Werkzeuge ist im Vergleich zum Einsatz konventioneller Heatpipes, dass die Leistung beeinflussbar ist. Eine besondere Rolle spielt dabei die optimale Befüllung mit Unterdruck und Wasser und die definierte Einbringung von Oberflächenstrukturen sowie einer möglichst gravitationsgestützten Ausrichtung. So unterliegt die Leistungsfähigkeit von Heatpipes verschiedenen Faktoren, welche in der Folge dargestellt und hinsichtlich ihrer Optimierbarkeit diskutiert werden. Zunächst sind die konstruktiven und fertigungsbedingten Faktoren dargestellt, da diese in der Praxis den Rahmen vorgeben:

A) Räumliche Lage der Wärmequelle und Wärmesenke: Die Wärmesenke sollte oberhalb der Wärmequelle angeordnet sein, damit das Kondensat gravitationsgetrieben zurückfließen kann. Ein weiterer positiver Effekt ist die Ansammlung von Wasser in der Wärmequelle, welche komplett benetzt ist, während die Wärmesenke frei liegt und die gesamte Fläche zur Kondensation bietet. Grundsätzlich arbeiten Heatpipes angesichts einer Kapillarstruktur auch horizontal bzw. entgegen der Schwerkraft. Die Leistung ist jedoch mit Schwerkraftunterstützung deutlich höher (Vgl. Kapitel 4).

B) Fläche der Phasenübergangsbereiche (Wärmequelle / Wärmesenke): Aus der Länge und dem Durchmesser der Phasenübergangsbereiche ergeben sich deren Oberflächen. Mehr Fläche bedeutet einen größeren Energietransport zwischen Wand und Wasser. Deshalb sollte aus konstruktiver Sicht der Bauraum für die Wärmequelle ausgenutzt werden. Zu beachten ist jedoch, dass für einen guten Massetransport der Durchmesser die Fläche bestimmen sollte. Geringe Durchmesser mit einer hohen Länge sind für den Dampftransport aus der Wärmequelle eher hinderlich. Grundsätzlich geben jedoch die Artikelkontur und somit der vorhandene Bauraum im Werkzeug die Kontur vor.

Da der Dampf ein größeres Volumen hat als Wasser und möglichst ideal kondensieren soll, ist es vorteilhaft, die Wärmesenke größer als die Wärmequelle auszubilden. Dabei kann auch ein im Vergleich zur Wärmequelle größerer Querschnitt, bereits beginnend ab der adiabaten Zone, für einen höheren Massetransport und Kondensationsvorgang hilfreich sein. Versuche können eine Leistungssteigerung bei größeren Durchmessern aufzeigen (Vgl. Kapitel 4).

Auch kann eine Oberflächenvergrößerung durch Struktureinbringung erfolgen. Es entsteht eine höhere Wärmestromdichte aus der Wand ins Wasser (Abschnitt D): Oberflächenrauheit / Kapillare).

C) Adiabate Zone: Eine konkrete Länge der adiabaten Zone ist im Allgemeinen nicht festzulegen. Vielmehr müssen die Phasenübergangsbereiche thermisch getrennt sein. Innerhalb der drei Zonen ist anzunehmen, dass keine scharfe thermische Trennung vorliegt, da durch die bereits beschriebenen und verbildlichten Wechselwirkungen (Vgl. Abbildung 4 und Abbildung 5) ebenso der Dampf nicht an einem definierten Ort kondensiert. Die Temperatur der adiabaten Zone entspricht dabei mindestens der Sättigungstemperatur. Sollte die Temperatur unter diese fallen, kondensiert hier der Dampf und heizt die adiabate Zone wieder auf. Besonders am Übergang von der adiabaten Zone zur Wärmesenke kann dieser Effekt vorkommen. Daher ist hier von einer „schwimmenden“ Grenze auszugehen. In der adiabaten Zone bildet sich neben dem Dampfstrom eine zweite, entgegengesetzte Strömung. Die Dampfströmung führt entgegengesetzt zum Kondensatrückfluss und ist damit ein potentieller Widerstand, bzw. der Dampf und die Blasenbildung beim Sieden behindern den Wasserrückfluss. Dies wird „Wechselwirkungsgrenze“ genannt. Der Widerstand kann sich durch eine hohe Dampfströmung vergrößern. Dieser Einfluss ist bei größeren Querschnitten tendenziell geringer, da der Dampfanteil im Verhältnis zur Außenwand größer wird. Eine größere Querschnittsfläche sorgt für mehr ungehinderten Dampfstrom, das entgegenfließende Kondensat an der Wand hat daher einen geringeren Einfluss. Dieser Effekt könnte bei sehr geringen Querschnitten zu Problemen führen. Die Folge kann eine unzureichende Menge Flüssigkeit in der Wärmequelle sein.

Im gravitationsgestützten Fall ist es möglich, dass eine Verlängerung der adiabaten Zone keinen signifikanten nachteiligen Einfluss hat. Bei einem größeren Wärmequellenvolumen muss die Fluidmenge angepasst werden, da mehr Fläche außerhalb der Wärmequelle benetzt ist. So wird sichergestellt, dass ausreichend Fluid in der Wärmequelle vorhanden ist. Im Fall des Fluidflusses gegen die Gravitation und im horizontalen Fall wirkt sich eine lange adiabate Zone nachteilig aus. Die Kontur geben jedoch die konstruktiven Bedingungen im Spritzgießwerkzeug vor.

D) Oberflächenrauheit / Kapillare: Die eigentliche Aufgabe der Kapillare ist der Fluidtransport im horizontalen Fall oder gegen die Schwerkraft (Wärmesenke gleiche Höhe oder unterhalb der Wärmequelle). Diese Arbeit fokussiert sich auf gravitationsgestützte Heatpipes. Eine, durch die Kapillare bedingte, vergrößerte Wandoberfläche kann einen erhöhten Wärmestrom zum Fluid begünstigen. Mehr Fluid kann die Phase wechseln, was aufgrund der größeren Dampfmenge zu einer größeren Leistungsfähigkeit der Heatpipe führt. Heatpipe-Werkzeugkerne können eine bedarfsgerechte Modifizierung der Oberflächenstrukturen enthalten. Der leistungssteigernde Effekt wird in Kapitel 4.3 nachgewiesen.

Bei einer zu hohen Wärmequellentemperatur können eng aneinander liegende Kapillare (Sinter oder übereinanderliegendes Mesh) durch das Blasensieden theoretisch verschlossen werden. Die Blasen setzen sich in die Kapillare und bilden einen isolierenden Dampffilm zur Wand der Heatpipe. Die Wärmeenergie kann nicht zum Fluid gelangen und der Wärmetransport bricht ab. Dieses Phänomen wird im Allgemeinen als „Siedegrenze“ beschrieben.

Die Kontur- und Konstruktionsfreiheit einer Heatpipe ist vom Fertigungsverfahren abhängig. Zu wählen ist ein Fertigungsverfahren, welches die Ausbildung der technisch-physikalisch relevanten Zonen als auch den Unterdruck und eine Materialverträglichkeit mit dem Fluid sicherstellt. Verfahren aus dem Bereich der additiven Fertigung bieten eine größere Chance für eine Oberflächenstruktur als die reine spanende Fertigung.

Auf der beschriebenen Basis werden die anliegenden Temperaturen und die Ausbildung zu einer Heatpipe mit Fluid und Unterdruck beschrieben:

E) Wärmequellentemperatur: Die Verdampfungsvorgänge innerhalb der Wärmequelle sind sehr von der anliegenden Temperatur abhängig. Höhere Temperaturen führen zu mehr Blasensieden. Liegen die Temperaturen deutlich über der Sättigungstemperatur, kann eine große Menge Fluid in Dampf gewandelt werden. Daher führen in der Regel höhere Wärmequellentemperaturen zu höheren Leistungsströmen. Somit ist kurz nach dem Einspritzen der Kunststoffmasse bereits ein rasches Abkühlen eines Kernbereiches möglich.

F) Die Wärmesenkentemperatur ist relevant für den Kondensationsvorgang und muss gleich oder unterhalb der Sättigungstemperatur sein. Je kälter die Wärmesenke ist, desto effektiver kann der Dampf kondensieren. Unterkühlt das Fluid, wird umso mehr Wärmeenergie abgegeben und es kann wieder mehr Energie in der Wärmequelle aufgenommen werden. Bei einer zu hohen Heatpipeleistung, kann die Wärmesenkentemperatur erhöht und die Leistung der Heatpipe angepasst werden.

G) Das Fluid in Kombination mit dem eingebrachten Unterdruck, sind entscheidende Parameter für die Befüllung einer Heatpipe. Das Fluid stellt den Energieträger für den Wärmetransport dar und ist somit von elementarer Bedeutung. Die Leistung der Heatpipe kann somit über die Fluidmenge und dem Unterdruck angepasst werden. Ist die Leistung zu hoch, wird der Druck in der Heatpipe erhöht.

Die Werkzeugtemperaturen für technische Kunststoffe bewegen sich in der Regel oberhalb von 60 °C. Daher ist ein Fluid zu wählen, dass eine Sättigungstemperatur unterhalb dieses Temperaturgebietes und eine möglichst hohe Verdampfungsenthalpie vorweisen kann. So kommen Methanol, Ethanol und Aceton ebenso infrage wie Wasser [Ste13, Fag14]. Die Fluide sind in Abbildung 6 in Abhängigkeit der druckabhängigen Sättigungstemperatur gegenübergestellt.

Der Unterdruck bestimmt die Sättigungs- und somit die Phasenübergangstemperatur und ist ein zentraler Parameter. Wasser hat einen Siedepunkt von ca. 99,6 °C bei 1,013 bar. Durch Unterdruck im System lässt sich der Siedepunkt von Wasser theoretisch bis 0 °C verschieben. So sind auch mit Wasser befüllte Heatpipes für die Kunststofftechnik anwendbar.

Die Verdampfungsenthalpie von Wasser liegt deutlich höher als die der anderen infrage kommenden Fluide. Bei Atmosphärendruck hat die Verdampfungsenthalpie einen Wert von ca. 2257 J/g. Bei einem Druck von 100 mbar und einer Siedetemperatur von 45,8 °C steigt die Verdampfungsenthalpie auf ca. 2380 J/g. Dieser Effekt kann durch einen stärkeren Unterdruck vergrößert werden. Eine wasserbasierte Befüllung von Heatpipes ist bei der Kunststoffverarbeitung somit zielführend.

Wasser hat bei einer Verdampfungstemperatur von 50 °C mit 4,18 J/gK gegenüber Methanol (2,71 J/gK), Ethanol (2,87 J/gK) und Aceton (2,21 J/gK) ebenso Vorteile. Damit die Heatpipe die Wärmekapazität zum Wärmetransport nutzen kann, muss in der Wärmesenke das Fluid unterkühlt werden, sodass es in der Wärmequelle wieder auf Siedetemperatur aufgeheizt wird. Diese Werte sind jedoch deutlich geringer als die Verdampfungsenthalpie und somit hat die spezifische

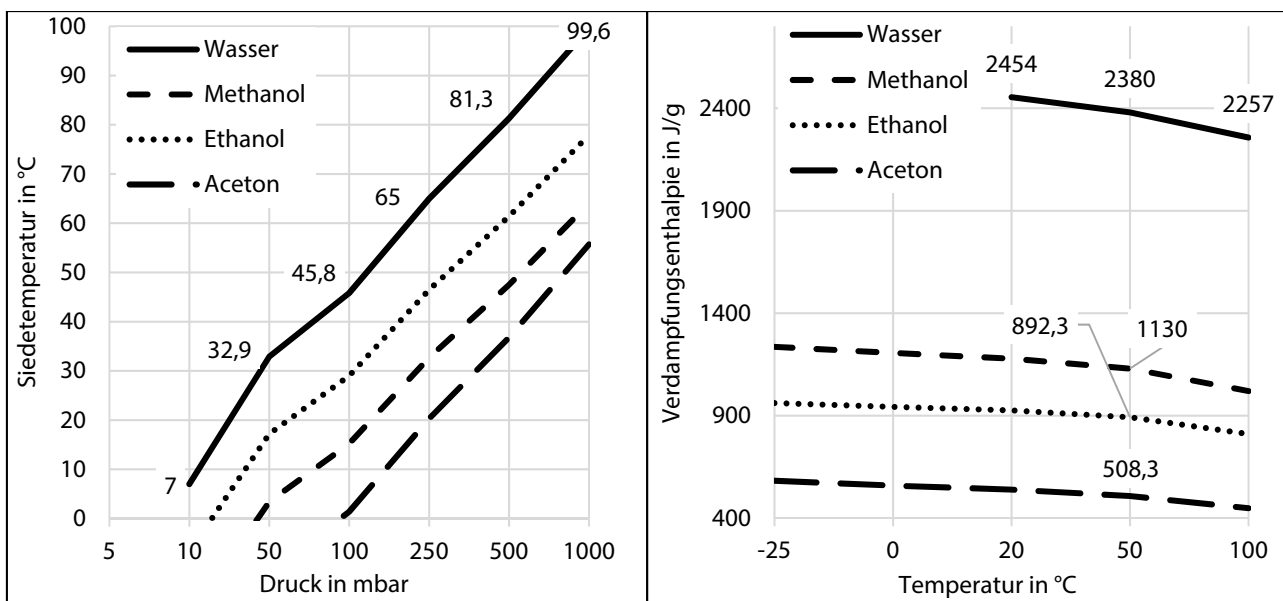


Abbildung 6: Vergleich der Fluide Wasser, Methanol, Ethanol und Aceton. Links die druckabhängige Siedetemperatur und rechts die temperaturabhängige Verdampfungsenthalpie [VDI13]

Wärmekapazität einen geringeren Einfluss auf die Heatpipe-Leistung.

Ein weiterer Vorteil von Wasser ist, dass keinerlei gefahren- oder umwelttechnische Berücksichtigung getroffen werden muss. Jedoch muss beachtet werden, dass bei einer zu geringen Siedetemperatur keine Flüssigphase in der Heatpipe vorzufinden ist und der Verdampfungseffekt

zum Wärmetransport nicht genutzt wird. Für Kunststoffe mit geringeren Verarbeitungstemperaturen (bspw. Polypropylen) können ebenso Methanol, Ethanol oder Aceton zielführend sein. Die deutlich geringere Verdampfungsenthalpie muss jedoch bedacht werden.

Eine zu geringe Befüllung ist nachteilig für die Heatpipe-Leistung. Zu wenig Wasser führt zur nicht optimalen Benetzung der Wärmequelle. Eine weitere Folge ist ein Trockenlaufen bei höheren Wärmequellentemperaturen, da sich das vorhandene Wasser in der Dampfphase befindet und die Wärme nicht aus der Quelle abführen kann. Zu viel Wasser ist ebenso wenig zielführend, da ansonsten die drei Zonen der Heatpipe nicht genutzt werden.

Weiter muss das Fluid mit dem Wandmaterial verträglich sein. Bei einer wasserbasierten Heatpipe aus Stahl können sich somit Korrosion und Gas bilden [Ste13]. Die Gasbildung verändert den Unterdruck und verschlechtert die Leistung der Heatpipe. Damit Gasbildung verhindert werden kann, wird ein 70/30 Wasser/Glykol-Gemisch als Fluid verwendet [KSW19].

2.2 Wärmeströme im Spritzgießwerkzeug und Temperierung

Diese Arbeit betrachtet die Verarbeitung technischer Kunststoffe, wobei die Kavitätstemperatur oberhalb 60 °C liegt. Es ergeben sich bei der Temperierung zwei grundlegende Probleme:

- 1) Es drohen bei komplexen Artikelkonturen zykluskritische Wärmehäufungen (Hot Spots).
- 2) Die Temperierung des Werkzeuges ist sehr energieaufwendig.

Die bisher bekannten Ansätze zur Hot Spot Reduzierung werden in diesem Kapitel dargestellt und deren Grenzen in der Problemlösung diskutiert. In Abbildung 7 ist ein Spritzgießwerkzeug mit Temperierung und relevanter Wärmeströme dargestellt.

Beim Spritzgießen wird heiße Kunststoffmasse in eine kältere Kavität unter hohem Druck zyklisch gespritzt. Die Kunststoffmasse wird somit über den Werkstoffkontakt zur Kavität gekühlt, bis sie formstabil ist. Durch den zyklischen Wärmeeintrag pendelt die Temperatur des Werkzeuges im Bereich der Kavität in einem Intervall. Wenn die Kunststoffmasse eingespritzt wird, steigt die Temperatur sprunghaft an und fällt durch die Wärmeabfuhr im Werkzeuge nach dem Einspritzen ab.

Diese Temperaturen stellen sich nach einem Anfahrvorgang in Abhängigkeit von der über die Schmelze zugeführten und durch den Werkzeugstahl abgeleiteten Wärmemenge ein (\dot{Q}_λ). Da ein Spritzgießwerkzeug aus mehreren Elementen montiert ist, haben die Kontaktstellen der einzelnen Elemente eine isolierende Wirkung. In Kapitel 2.2.1 wird die Wärmeleitung am Bauteilkontakt, dessen isolierende Wirkung und der Einfluss von Druckkräften tiefer beschrieben.

Das Werkzeug befindet sich im thermischen Gleichgewicht aus der eingebrachten Wärmeenergie (\dot{Q}_{Ku}) und der durch die Außenflächen entstehenden Wärmeverluste aus Konvektion (\dot{Q}_α), welche von der Umgebungstemperatur abhängig ist, der Strahlung (\dot{Q}_ϵ), die von der Beschaffenheit der Werkzeugoberfläche beeinflusst wird, sowie der Wärmeleitung in die Maschine (\dot{Q}_λ). Mit einer

ausgeglichene Gesamtwärmebilanz stellen sich im Prozess wiederholende Kavitätstemperaturen ein. Dies wird als quasistationärer Zustand bezeichnet [Jar19, MF13, MMM07, Wüb74].

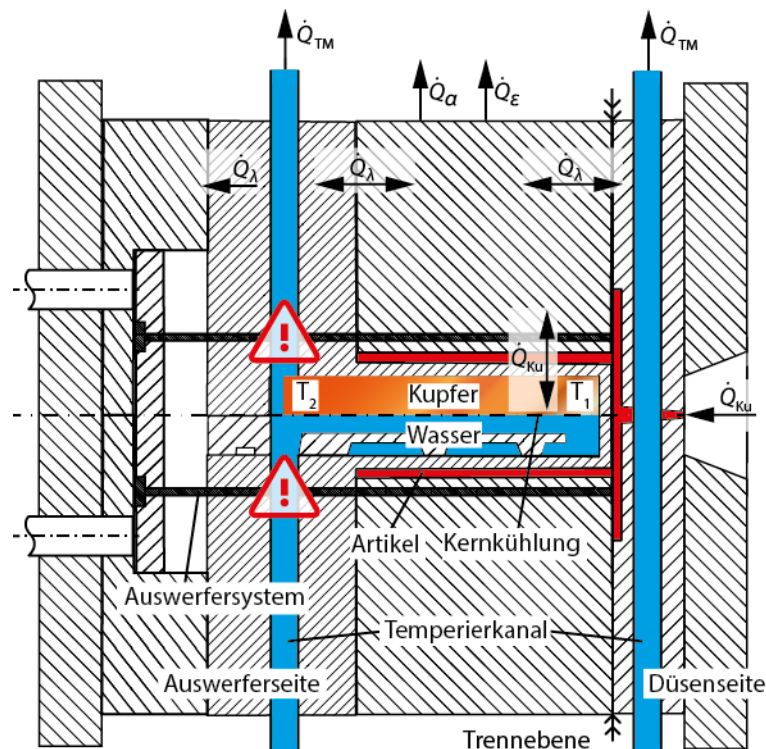


Abbildung 7: Skizze eines Spritzgießwerkzeugs mit Wärmeströmen und Temperierlösungen

2.2.1 Wärmeleitung und Einfluss des Bauteil-Kontaktwiderstandes (HTC-Wert)

Bei der Wärmeleitung nimmt der Wärmestrom in einem massiven Körper ein zur Temperaturdifferenz linear-proportionales Fließverhalten an. Spritzgießwerkzeuge sind allerdings mehrteilig aufgebaut und die Wärme fließt über verschiedene Werkzeugkomponenten. Die in Kontakt stehenden Komponenten sind mechanisch bearbeitet, wodurch die Oberflächen unregelmäßig sind und nicht dem Idealfall einer glatten, ebenen Fläche entsprechen. Werden zwei solcher Komponenten in Kontakt gebracht, findet die effektive Kontaktfläche nur punktuell statt und ist kleiner als die projizierte Gesamtoberfläche. Die Kontaktstellen wirken sich somit thermisch isolierend aus.

Abbildung 8 zeigt einen einfachen Kontaktfall. Der Wärmestrom ist somit abhängig von der Fertigung und der mechanischen Druckbelastung, welche wechselhaft sein kann. Dabei sind qualitativ die Wärmeleitung (\dot{Q}_λ) im Vergleich zur Wärmeleitung unter Druck ($\dot{Q}_{\lambda D}$) sowie die resultierenden Temperaturen dargestellt. Begründet ist die verbesserte Wärmeleitung durch eine elastische Verformung der Rauheitsspitzen sowie eines Setzens der Spitzen zueinander. Hierdurch vergrößert sich die wärmeleitende Fläche. Aus mehreren punktuellen Kontaktstellen werden mehrere flächige Kontaktstellen. Der Flächenanteil als auch in der Folge die Wärmeleitung vergrößert sich.

Ein Temperatursprung resultiert aus den isolierend wirkenden Zwischenräumen der Bauteile. Die Wärmeleitung an der Kontaktstelle besteht im theoretischen Fall aus Konvektion, Strahlung und

Wärmeleitung [Han14, Her00, LL20, Mad14, MN12]. In den Rauheitstälem findet kaum bzw. keine Konvektion statt. Die Wärmeleitfähigkeit von Luft (ca. $0,026 \text{ W/(mK)}$) ist sehr gering und wirkt sich isolierend aus. Zudem ist erst bei einer Temperaturdifferenz von ca. 300 K von einer relevanten Wärmeübertragung durch Strahlung auszugehen [Mad14]. Bei der Kunststoffverarbeitung kommen diese Temperaturen selten vor, so auch bei dem in dieser Arbeit verwendete Kunststoff ABS. Der Wärmeübergang hängt nunmehr von folgenden Faktoren ab: Den in Kontakt stehenden Materialien, deren Oberflächenrauheit und die Temperaturdifferenz der Kontaktstellen.

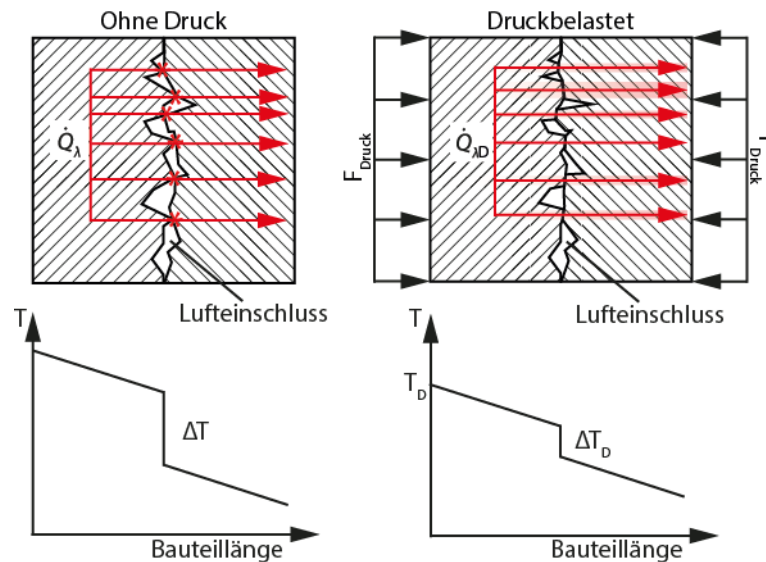


Abbildung 8: Wärmeleitung und Temperaturverlauf beim Bauteilkontakt mit und ohne Druckbelastung

Der dargestellte Effekt konnte in einem Versuch von Lasche in seiner Masterarbeit [Las17] nachgewiesen werden: Zwei Proben (1.2083) sind in einer Druckmaschine der Firma Zwick/Roell übereinandergestellt worden (Abbildung 9). Die obere Probe wurde mit Heizpatronen erhitzt. Die untere heizte sich durch die Wärmeleitung der oberen Probe auf. Mit einer IR-Kamera PIR uc 180 der Firma Infratec wurden die Temperaturen aufgezeichnet und in der Software IRBIS® ausgewertet [BYK15]. Angezeigt wird das lineare Temperaturprofil. Im ersten Versuch entstand der Druck auf die Kontaktstelle nur über das Eigengewicht der obenliegenden Probe. Dies entsprach ca. 3 N und eine Temperaturdifferenz von ca. 20 K (ca. 148 °C zu ca. 168 °C) stellte sich ein. Im zweiten Durchgang wurde ein Druck von 15 kN beaufschlagt. Die resultierende Temperaturdifferenz am Bauteilübergang betrug ca. 5 K (153 °C zu 158 °C). Die durch Wärmeleitung aufgeheizte untenliegende Probe hat im Druckfall eine höhere Temperatur als im Fall ohne Druckbelastung. Umgekehrt verhält es sich bei der obenliegenden Probe. Dies ist auf die bessere Wärmeleitfähigkeit und somit Wärmeabfuhr zurückzuführen.

Berücksichtigung und Anwendung findet dieser Effekt im Kapitel 6.2, zur thermischen Simulation von Spritzgießwerkzeugen. Konkret wird in Kapitel 2.2.1 gesondert auf den HTC (Heat Transfer Coefficient) eingegangen.

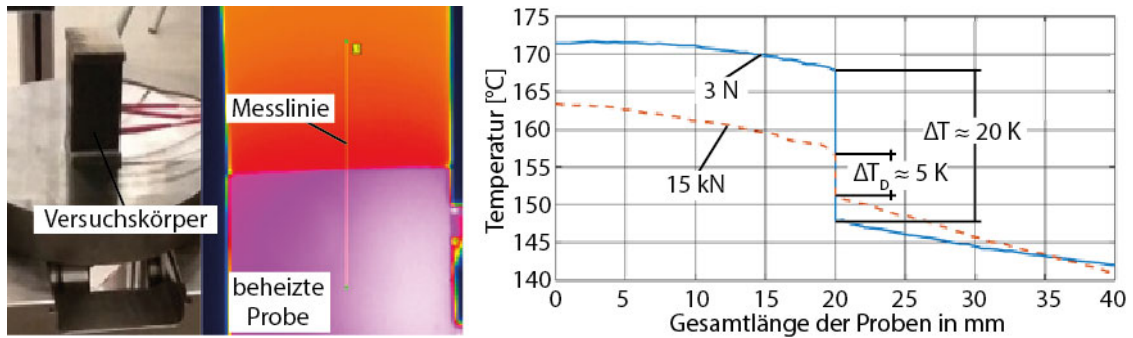


Abbildung 9: Wärmeübergang am Bauteilkontakt mit und ohne Druckaufschlag [Las17]

2.2.2 Die Medientemperatur

Eine gleichmäßige Kavitätstemperatur ist im Spritzgießprozess zielführend [Wüb76, Zöl97]. Damit reproduzierbare Artikel in kurzer Zykluszeit fertigbar sind, wird die Werkzeugtemperatur in der Regel mittels durchströmenden Wassers eingestellt. Die Temperierung soll folgende Probleme lösen:

- Die sich beim Spritzgießen einstellende mittlere Temperatur ist häufig zu hoch und führt zu einer verlängerten Zykluszeit. Die Temperierung soll Wärmeenergie abführen und dadurch die Zykluszeit reduzieren.
- Bei technischen Kunststoffen mit geringen Schussgewichten droht das Werkzeug durch die Umgebungsverluste auszukühlen. Die große Werkzeugmasse nimmt großen Mengen Wärme auf und gibt ebenso Wärme in die Umgebung ab. Gegen ein Auskühlen werden an das Werkzeug oft Isolierplatten montiert. Im Gegensatz zum Kernbereich wird beim Gesenk eher Wärme gegen ein Auskühlen durch die Wassertemperierung hinzugeführt.

Das Werkzeug soll im thermischen Gleichgewicht, bei gewünschter Kavitätstemperatur, gehalten werden und gegenüber schwankenden Umgebungsbedingungen thermisch stabil sein. Dabei ist die einzustellende Werkzeugtemperatur ein Kompromiss aus Zykluszeit und Artikelqualität:

- Für eine geringe Zykluszeit wird eine möglichst geringe Kavitätstemperatur angezielt.
- Hohe Temperaturen führen zu einer besseren Artikelqualität, da Verzug, Eigenspannungen und Nachschwindungen reduziert und Glanzgrade erhöht werden.

Für einen Wärmestrom zwischen Kavität und Temperierkanal muss eine Temperaturdifferenz (ΔT) vorherrschen. Ebenso entscheidend ist der Wärmewiderstand aus den Wärmeleitkoeffizienten (λ) des Werkzeugstahles und der Abstand s zwischen Kanalwand und Kavität.

Da in einem Werkzeug nur die Kavitätstemperatur relevant ist und diese in der Regel über Kühlkanäle eingestellt wird, können die Bereiche außerhalb der Kühlkanäle als thermisch irrelevant angesehen werden. Die Temperaturen hinter dem Temperierkanal haben auf die Artikelqualität und Zykluszeit keinen Einfluss. Idealerweise wird die Wärmeenergie des eingebrachten Kunststoffs (\dot{Q}_{Ku}) direkt im Kühlkanal durch das Temperiermedium (\dot{Q}_{TM}) aufgenommen.

Als Temperiermedium kommt in der Regel Wasser, seltener Öl, zum Einsatz. Die Wärmeübertragung von Öl ist aufgrund der physikalischen Eigenschaften bis zu zehnmal schlechter als bei Wasser [Koc02]. Entscheidend dabei ist die geringe Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität von Öl im Vergleich zu Wasser sowie die höhere Viskosität. Diese führt zu geringeren Turbulenzen in der Strömung und somit zu einem geringeren Wärmeübergangskoeffizienten. Auch gilt zu erwähnen, dass Öl aus Sicherheits- wie ökologischen Gesichtspunkten ebenso nachteilig gegenüber Wasser ist.

Bei der kontinuierlichen Durchflusstemperierung wird die Medien-, konkret die Vorlauftemperatur des Wassers, und die Durchflussmenge geregelt. Darüber wird die Werkzeugtemperatur möglichst gleichmäßig eingestellt. Diese Temperierart basiert daher auf einem konvektiven Wärmestrom zwischen der Temperierkanalwand und dem Medium. Ein hoher Wärmeübergangskoeffizient und eine definierte Temperaturdifferenz zwischen Kanalwand und dem Wasser wird angestrebt.

Bei geringen Kanaldurchmessern und vermehrten Abzweigungen wird das Strömungsverhalten tendenziell laminar. Die Wärmeübertragung im Temperiermedium findet durch reine Wärmeleitung anstatt durch Verwirbelungen des Mediums statt. Daraufhin heizen sich die Randbereiche des Mediums auf. Die Temperaturdifferenz zwischen der Kanalwand sowie dem Medium ist gering und damit auch der Wärmestrom. Der in der Mitte liegende kältere Teil des Mediums trägt nur gering zur Wärmeübertragung bei.

Können die Kanäle konstruktiv nicht optimiert werden, so wird der Wärmeübergang mit einer größeren Durchflussmenge erhöht. Mit einer Reynolds-Zahl von über 2300 kann eine Turbulenz und somit eine bessere Wärmeübertragung erreicht werden [BS19, CW19, HM19]. Stricker fasst allerdings zusammen, dass der Wert 2300 unzureichend ist [Str15]. Für geringere mittlere Wandtemperaturen sind Reynolds-Zahlen von 10000, bestenfalls 20000 zu erreichen [Kre85, RGS13, Str15]. Auch ist die wärmeübertragende Fläche infolge des geringen Durchmessers kleiner, was ebenso zu einem verringerten Wärmestrom führt.

Des Weiteren ist eine geringe Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur zielführend. So fasst Stricker [Str15] zusammen, dass je nach Anforderungen an das Produkt und der Werkzeuggröße Temperaturdifferenzen zwischen 1 K bis 6 K zu erzielen sind. Es wird zwischen einfachen, konventionellen Masseteilen und technisch hochwertigen und Präzisionsteilen unterschieden [Gei10, Kre85, MMM07, Ste08, Zöl97]. Auch hier hilft eine hohe Durchflussmenge.

Eine große Durchflussmenge führt zwar nicht zu einer homogenen Werkzeugtemperatur, allerdings führt sie zu einer thermischen Stabilität und wirkt somit gegen Temperaturschwankungen. Dies ist eine Grundvoraussetzung für einen reproduzierbaren Prozess. Daher wird die Durchflussmenge in der Praxis oftmals überdimensioniert. Der Energiebedarf erhöht sich dabei deutlich [RGS13].

Da definierte Temperaturen mit nur einer Wassertemperatur, und somit nur einem Kühlkreislauf, oftmals nicht erreichbar sind, ist der Einsatz mehrerer Temperiergeräte an einem Werkzeug seit Jahren Standard [Kül09, Rad09]. Werkzeuge sind jedoch sehr eng und die Kanäle liegen nah

beieinander, sodass sich diese thermisch beeinflussen. Dies hat einen deutlichen Energieverlust zur Folge. Es existieren Ansätze auf dem Markt, die Kavität thermisch zu isolieren. Dies ermöglicht ein schnelles und energiearmes Aufheizen und Halten der Produktionstemperatur. Weiter müssen keine Umgebungsverluste kompensiert werden. Die Kavität erhält die gewünschte Produktionstemperatur aus dem Kunststoff und wird gegen ein Aufheizen lokal gekühlt [KH17a, KH17b].

Bei dem in Abbildung 7 dargestellten Spritzgießwerkzeug ist der Fokus auf die Kavität gelegt. Der Kernbereich hat einen geringen Querschnitt, ist hierzu jedoch vergleichsweise lang. In dem Kernbereich trifft im Vergleich zum Rest des Werkzeuges viel Wärmemenge auf wenig Werkzeugmasse (Schmelzevolumen zu Kernvolumen). Diese Bereiche heizen sich über die Zeit auf und werden zykluskritisch für den Prozess, sodass keine optimale Zykluszeit erreicht wird. So entstehen lokale Wärmeanhäufung, Hot Spots.

Die Kühlsysteme sind häufig ein konstruktiver und fertigungstechnischer Kompromiss. Daher ist ein konventionelles Kühlsystem nicht optimal ausgelegt und eine optimale Wärmeabfuhr nicht möglich:

- Ein Bohrsystem verläuft nur geradlinig und daher nur in einer Näherung zur Kavität.
- Die Kühlkanäle und das Auswerfersystem verlaufen quer zueinander. Da die Auswerfer häufig vorgegeben sind, muss sich die Kühlung hierzu anpassen.

Somit entsteht im Werkzeug ein aufwendiges System an Bohrungen mit rechtwinkligen Abzweigungen, welche strömungstechnisch nicht ideal sind. Auch sind Tieflochbohrungen sehr kostenintensiv. Dies ist mit dem Einsatz spezieller Bohrmaschinen und oftmals einer einhergehenden externen Fertigung begründet.

2.2.3 Strategien zur Kühlung lokaler Wärmeanhäufungen (Hot Spots)

Zur Reduzierung eines Hot Spots werden verschiedene Temperierlösungen angeboten [Jar19, MA11, MMM07]. Grundsätzlich muss im Bereich des Hot Spots ein größerer Wärmestrom vorliegen als im Rest des Werkzeuges. Erreicht werden kann dies durch:

- einen geringen Wärmewiderstand (kleiner Abstand zwischen Kühlkanal und Kavität),
- erhöhte Wärmetransporteigenschaften der eingesetzten Medien / Werkstoffe und
- einer großen Temperaturdifferenz zwischen Kühlkanal und Kavität.

Da bei der Verarbeitung technischer Kunststoffe eine Kavitätstemperatur ab ca. 60 °C angezielt wird, hat die kontinuierliche Temperierung häufig eine Vorlauftemperatur ab ca. 40 °C. Wird Kaltwasser eingesetzt, müssen weitere Kühlkanalkreisläufe realisiert werden. Mit folgenden Nachteilen:

- Die Kühlkanäle beeinflussen sich thermisch, sodass definierte Temperaturen nur erschwert eingestellt werden. Das kalte Wasser wärmt sich bereits vor dem Einsatz im Kern auf. Eine möglichst hohe Temperaturdifferenz ist nicht gegeben.

- Ein thermischer Austausch zwischen den Kanälen und ein Abkühlen des wärmeren Mediums führt zu einem Verlust bereits eingebrachter Energie.
- Durch weitere Kühlkanäle entstehen zusätzliche Kosten in Peripherie sowie Energieeinsatz.
- Ein erhöhter konstruktiver Aufwand muss geleistet werden.

Im Wesentlichen werden drei Formen der Wärmeabfuhr aus Hot Spots angewendet:

1) Einsatz von Kühlwasserzufuhren durch Standardelemente / Normalien

Zur Kühlwasserszufuhr in die Hot Spots werden häufig Standardelemente wie Kühldüsen, Wendeln oder Umlenkmale eingesetzt. Ein solcher Fall ist in der Abbildung 7 durch eine Kühlwendel exemplarisch dargestellt. Diese Kühlmittelzufuhren werden bei geringen Querschnitten eingesetzt. Jedoch werden sowohl konstruktive als auch physikalische Grenzen erreicht:

- Das Standardbauteil und somit die Kühlung verlaufen nur gerade. Eine gebogene oder generell freigeformte Werkzeugkontur ist so nicht optimal kühlbar. Es entstehen unterschiedliche Abstände zwischen Kavität und Kühlkanal und somit unterschiedliche Wärmeströme. Dies ist an der Kavitätstemperatur häufig erkennbar und wirkt sich auf Zykluszeit und Qualität aus.
- Eine Bohrung mit einem Mindestdurchmesser von ca. 4 mm muss zur Montage gegeben sein.
- Das Kühlwasser muss in den Kern und ebenso wieder aus dem Kern geführt werden. Der effektive Querschnitt der Kühlwasserzufuhren ist verengt, sodass eine laminare Strömung wahrscheinlicher wird und der Wärmeabtrag nicht optimal ist.

2) Einsatz von hochwärmeleitendem Metall / Wärmeleitung

In Bereichen, in denen Wasser nicht umsetzbar ist, wird aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Werkzeugstahl Kupfer in die kritischen Kernbereiche eingebracht. In der Regel ist die Kavität aufgrund der höheren Härte weiterhin aus Werkzeugstahl. In Tabelle 1 ist ein Vergleich der Wärmeleitfähigkeiten und Härten aufgeführt.

Hot Spots können verringert werden, eine homogenere und geringere mittlere Kavitätstemperatur wird erreicht. Ein hoher Wärmestrom wird jedoch durch weitere Faktoren bedingt, welche der konstruktiven Realität häufig widersprechen:

- Eine große Temperaturdifferenz ist nötig. Das Kupfer steht daher im oder nahe dem Kühlkanal. Dies verdeutlicht Abbildung 7 anhand der unterschiedlichen Temperaturen T_1 und T_2 . Nachteilig dabei ist wiederum der Einsatz weiterer Temperierkreisläufe (Vgl. oben).
- Eine kurze Wärmestromstrecke und ein großer Querschnitt sind aus Sicht der Wärmeleitung vorteilhaft. Dies steht im Widerspruch zum Einsatz in den zykluskritischen engen und langen Bereichen. Die Wärmeleitung ist unter diesen geometrischen Umständen weniger effektiv.

Da ein großer Querschnitt höhere Wärmeströme begünstigt, ist es naheliegend, Kupfer direkt als Kavitätswerkstoff einzusetzen. Kupfer-Legierungen (Bspw. Ampcoloy) haben im Vergleich zu reinem Kupfer eine besonders hohe Härte, aber auch eine geringere Wärmeleitfähigkeit. In der Praxis genießen diese Kupfer-Legierungen auch wenig Vertrauen, da Kunststoffe mit Faserfüllungen ein besonders hohes abrasives Verhalten aufweisen. Weiter muss erwähnt werden, dass viele der gängigen Kupfer-Legierungen Anteile von Beryllium haben. Beryllium ist allerdings giftig und somit ist eine besonders geschützte und teure Verarbeitung nötig.

Auch Aluminium ist genauso wie Kupfer aus thermischer Sicht ein guter Werkstoff für ein Spritzgießwerkzeug. Aufgrund der geringen Härte dieser Werkstoffe, verliert die Kavität allerdings nach wenigen Zyklen an Kontur.

Tabelle 1: Vergleich thermischer Eigenschaften und die Härte verschiedener Metalle. Die Härten sind untereinander aus den jeweiligen Datenblättern auf Brinellhärte umgerechnet

Werkstoff	Dichte ρ [kg/m ³]	Wärmeleitfähigkeit λ [W/(mK)]	Wärmekapazität c_p [J/(kgK)]	Wärmeeindringkoeffizient b [Ws ^{0,5} /(m ² K)]	Härte Brinell HB
Werkzeugstahl 1.2343 ¹	7800	25	460	9471	532
Aluminium EN AW 2007 ²	2850	160	900	20258	95
Kupfer ETP ³	8960	394	386	36914	100
Ampcoloy 83 ⁴ (enthält Beryllium)	8260	106	400	18714	360
Ampcoloy 95 ⁴ (enthält Beryllium)	8750	220	400	27749	240
Ampcoloy 944 ⁴ (berylliumfrei)	8700	150	400	22847	280
Ampcoloy 940 ⁴ (berylliumfrei)	8710	208	400	26920	210
ABS (Acrylnitril-Butadien-Styrol) ⁵	1050	0,18	1300	496	530

¹ Stauber GmbH Metalltechnologie, 2020. Materialdatenblatt

² GLEICH Aluminiumwerk GmbH & Co. KG. 2023. Materialdatenblatt

³ Deutsches Kupferinstitut, 2023. Materialdatenblatt

⁴ AMPCO METAL S.A., 2023. Materialdatenblatt Hardness vs. Conductivity

⁵ Sitraplas GmbH, 2016. Materialdatenblatt: SITRALAC (ABS) 8E-IM / C94150

Neben der einer hohen Wärmeleitfähigkeit, ist der Wärmeeindringkoeffizient entscheidend. Er stellt ein Maß dar, wie gut ein Werkstoff Wärme aufnehmen kann. Ein hoher Wert bedeutet eine gute Wärmeaufnahme, ein geringer Wert eine schlechte Wärmeaufnahme [BS19, VDI13].

Betrachtet man die thermischen Eigenschaften aus Tabelle 1, so ist zu erkennen, dass der Wärmeeindringkoeffizient bei Stahl deutlich geringer als bei Kupfer sowie dessen Legierungen oder von Aluminium ist. Die Oberfläche (Kavität) erwärmt sich langsamer als bei einem Werkstoff mit einem geringeren Wärmeeindringkoeffizienten. In Kombination mit einer guten Wärmeleitfähigkeit, führt dies zu einer sehr guten Wärmeabfuhr aus dem Kavitätsbereich.

Mit der Formel (1) wird die Wärmeeindringfähigkeit b berechnet. Dafür werden die Dichte ρ , die spezifische Wärmekapazität c_p und die Wärmeleitfähigkeit λ der jeweiligen in Kontakt stehenden Werkstoffe berücksichtigt:

$$b = \sqrt{\rho * c_p * \lambda} \quad (1)$$

Sind zwei Werkstoffe mit unterschiedlicher Temperatur in Kontakt, ist die resultierende Kontakttemperatur näher dem Werkstoff mit einem deutlich höheren Wärmeeindringkoeffizienten. Als Gegenbeispiel zu metallischen Werkstoffen, wird in Tabelle 1 ebenso der Kunststoff ABS aufgelistet. Die Wärmeeindringfähigkeit ist bei Kunststoffen besonders gering. Aus diesem Grund können die Randbereiche von Kunststoff in einer metallischen Form schnell abkühlen. Die Kavität nimmt die Wärme aus dem heißeren Kunststoff auf und leitet diese weg. Umso höher die Wärmeeindringfähigkeit b ist, desto schneller geht dieser Vorgang.

Durch die Formel (2) kann die Kontakttemperatur $\vartheta_{\text{Kont.}}$ zwischen der Kavität aus Werkzeugstahl und dem Kunststoff berechnet werden [BS19, MMM07, VDI13]. Berücksichtigt werden die Massetemperatur ϑ_{K0} vom Kunststoff, die Werkzeugwandtemperatur ϑ_{W0} und die aus Formel (1) ermittelten Wärmeeindringfähigkeiten b_{St} für das Werkzeug und b_K für den Kunststoff:

$$\vartheta_{\text{Kont.}} = \frac{\vartheta_{W0} b_{St} + \vartheta_{K0} b_K}{b_{St} + b_K} \quad (2)$$

Da Werkzeugstahl von den diskutierten Werkstoffen die deutlich höchste Härte aufweist und somit eine höhere Standzeit der Werkzeuge gewährleisten kann, wird dieser in der Regel, trotz der thermisch schlechteren Eigenschaften, als Kavitätswerkstoff eingesetzt.

3) Konturnahe Kühlung durch spezielle Fertigungsverfahren

Zunehmend wird zur Hot Spot Reduzierung die konturnahe Temperierung eingesetzt. Hierbei folgt der Kühlkanal der Kavität mit einem geringen Abstand und somit einem geringen Wärmewiderstand. Der Kanaldurchmesser ist in der Regel unterhalb 4 mm. Der Wärmestrom ist durch den geringen Abstand zur Kavität sehr hoch. Die Kanäle liegen ebenso nah beieinander wie nah an der Kavität. Dadurch kann das Wasser quasi flächig und gleichmäßig die Kavität kühlen. Die geringe Masse

zwischen Kavität und Temperierkanal führt zu einem schnellen thermischen Ansprechverhalten. Allerdings wirken sich Prozessschwankungen direkt an der Kavitätstemperatur aus [All14, Ble16].

Diese dünnen Kühlkanäle verlaufen häufig sehr verästelt. Die dadurch resultierende geringe Reynolds-Zahl muss energieaufwendig durch eine erhöhte Durchflussmenge des Wassers kompensiert werden. Jedoch sind weiterhin Bereiche mit laminarer Strömung oder Bereiche mit geringen Turbulenzen nicht ausgeschlossen, was Folgen auf den Prozess hat:

- An Stellen mit geringer oder keiner Turbulenz entsteht ein Hot Spot und der Prozess läuft instabil. So wird einer laminaren Strömung mit einer weiter erhöhten Durchflussmenge entgegengewirkt. Die zunehmenden Energiekosten müssen akzeptiert werden.
- Derselbe Effekt droht bei Verunreinigungen dieser Kanäle, welche aufgrund der Freikontur nicht zu säubern sind. Der Anwender bemerkt diesen Effekt erst, wenn die Artikelqualität und Zykluszeit nicht mehr zufriedenstellend sind und angepasst werden müssen. Der Kernbereich ist irreparabel zerstört und muss kostenintensiv ersetzt werden.

Werkzeugelemente mit konturnaher Kühlung werden häufig durch die additive Fertigung hergestellt. Hierzu existieren verschiedene Verfahren. Beim Laserschmelzen wird Metallpulver schichtweise aufgetragen und zur gewünschten Kontur geschmolzen. Nicht aufgeschmolzenes Pulver wird entfernt und es entstehen die 3D-Konturen. Beim Laserauftragsschweißen sind Pulver und Laser in einer Düse integriert. Verschiedene Materialien, wie Stahl und Kupfer, können verarbeitet werden. Somit kann auch eine lokal optimierte Wärmeleitung realisiert werden. Die dabei entstehende Rauigkeit an der Kavität wird konventionell auf Sollmaß und Sollgüte gefertigt [GKT16, Jar19, Mit20, MMM07].

Auch werden Fügeverfahren wie das Diffusionsschweißen und das Vakuumlöten eingesetzt. Dafür sind die Werkzeugelemente in Segmente untergliedert und nach deren Fertigung miteinander gefügt. Beim Vakuumlöten wird als Fügeworkstoff eine Lötfolie oder -paste eingesetzt und die Segmente in einem evakuierten Ofen verlötet. Beim Diffusionsschweißen werden die Segmente in ihrer Position fixiert und unter hohem Druck und hoher Temperatur verpresst. Es entsteht ein einheitliches Gefüge zwischen den aneinander liegenden Segmenten.

Sowohl das Vakuumlöten als auch das Diffusionsschweißen haben keinen nachteiligen Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften des Werkzeugelements. Vorteilhaft ist bei beiden Verfahren, dass die Wärmeleiteigenschaften bspw. durch den Einsatz von Kupfer optimiert werden können. Nachteilig ist ein geringerer konstruktiver Freiheitsgrad im Vergleich zur additiven Fertigung [Dan15, Jar19, MMM07]. Auch sind die Fügeprozesse sehr kosten- und energieintensiv und müssen in der Regel wegen der speziellen Maschinen und Anlagen von Drittanbietern durchgeführt werden.

Neben der kontinuierlichen Durchflusstemperierung finden diskontinuierliche Systeme Anwendung. Diesen Temperierungsformen liegt im Vergleich zur kontinuierlichen Temperierung ein grundlegend

unterschiedlicher Ansatz zu Grunde. Bei der diskontinuierlichen Temperierung sind die Volumenströme dem Prozesspunkt angepasst. Folgende Arten sind verbreitet:

- Bei der Impuls-Kühlung wird durch das Temperiersystem eine definierte Menge kaltes Wasser zyklisch gefördert. Das Wasser nimmt Energie aus dem Werkzeug auf, bis die gewünschte Kavitätstemperatur erreicht ist. Über den Volumenstrom des Wassers wird die Werkzeugtemperatur eingestellt. Vorteilhaft ist der energiesparende Effekt, da Heizgeräte entfallen. Jedoch ist ohne zusätzliche Heizelemente ein ggf. nötiges Erwärmen des Werkzeuges nicht möglich [All14, CB02, CFCB03, KCE04].
- Als Sonderform der Impuls-Kühlung, können Kältemittelsysteme angesehen werden. Diese Systeme basieren auf einem Zweiphasen-Wärmeübergang. Offene Systeme kühlen mit CO₂, welches in die Umgebung entlassen wird. Der Anlagenaufwand ist gering, aber der Einsatz wird sehr kritisch gesehen und findet aus Umweltschutzgründen keine weite Verbreitung. Auch existieren geschlossene Systeme, welche eine umfangreiche und kostenintensive Peripherie benötigen [Pra08, Pri08, SCS08].
- Die variotherme Temperierung verläuft ebenso zyklisch nach Prozesspunkten und durch definierte Wassermengen. Allerdings werden die Werkzeuge im Wechsel geheizt und gekühlt. Vor dem Einspritzen werden die Werkzeuge aufgeheizt. So können lange Fließwege oder bestimmte Oberflächen ermöglicht werden. Nach dem Einspritzen werden die Werkzeuge rapide abgekühlt. Es werden hierfür Zweikreis-Temperiergeräte eingesetzt, die sowohl heißes als auch kaltes Wasser vorhalten. Teils findet das Aufheizen mittels aktiver Heizelemente, Induktion oder Laserstrahlen statt [BBK08, Jar12, JC10, Sch15, WS11]. Nachteilig ist der sehr hohe Energieaufwand für den Temperaturwechsel sowie einer höheren Zykluszeit.

Da die diskontinuierlichen Systeme dynamisch temperieren, sollte ein geringerer Wärmewiderstand für ein schnelles Ansprechverhalten zwischen Kühlkanal und Kavität vorhanden sein. Eine Anwendung bei kavitätsnahen Kühlkanälen ist somit sinnvoll. Im Vergleich sind kontinuierliche Temperierungen im Prozess jedoch robuster.

2.3 Stand der Technik von Heatpipes in Spritzgießwerkzeugen

Für den Werkzeug- und Formenbauer sind Heatpipes nicht neu, wenngleich sie auf dem Markt nicht verbreitet sind [NN13]. Aus Erfahrungsberichten mit Werkzeugbauern ist bekannt, dass marktübliche Heatpipes im Spritzgießwerkzeug vereinzelt eingesetzt werden, was jedoch zumeist nach dem „Trial-and-Error“ Prinzip erfolgt.

Es ist davon auszugehen, dass relativ wenig Wissen hierzu auf dem Markt herrscht. Sowohl in der einschlägigen Fachliteratur als auch bei verschiedenen Normalienlieferanten⁶ sind Heatpipes als Temperieralternative aufgeführt [Dan15, MMM07]. Die Konstruktion und Montage von Heatpipes im Spritzgießwerkzeug sind häufig jedoch unzureichend beschrieben:

- Die Leistungsabhängigkeit der Einbaulage wird nicht berücksichtigt. Diese sollte allerdings dringend bedacht werden, da die Maximalleistung hiervon abhängig ist. Sollte die Einbaulage abweichen, ist die maximale Leistung nicht zu erreichen.
- Es wird behauptet, dass Biegen oder Einbeulen einer Heatpipe zum Funktionsverlust führt. Grundsätzlich ist ein Biegen der Heatpipe möglich und sinnvoll. Es sollte dabei eine Rissbildung vermieden werden, damit die Heatpipe ihren Unterdruck nicht verliert.
- Heatpipes werden fälschlicherweise wie ein Kupferstab behandelt. Jedoch ist die Wärmeleitung mit dem Zweiphasen-Wärmeübergang nicht vergleichbar (Vgl. Kapitel 2.1).
- In den Montagehinweisen wird nicht konsequent auf die thermische Trennung hingewiesen bzw. fehlt diese in den Abbildungen. Ebenso wenig wird dieses funktionsrelevante Detail bei den gängigen Normalienlieferanten berücksichtigt.

Die auf dem Markt vorhandenen Anbieter für Heatpipes stellen für die Werkzeugtemperierung außerdem nur unzureichende Informationen hinsichtlich der Leistungsfähigkeit bereit. Leistungsmessungen der eingesetzten Heatpipes werden nicht durchgeführt. Genannt werden der thermische Widerstand und die Wärmeleistung. Es wird darauf hingewiesen, dass die Leistung von äußerlichen Bedingungen abhängig ist, diese werden jedoch nicht weiter beschrieben. Teils werden Informationen über mögliche Leistungen bei einer bestimmten Temperatur gegeben. Wo diese anliegt, ist allerdings unbekannt. Es sind qualitative Aussagen zu finden, in denen eine Heatpipe ins Verhältnis zu einem Kupferstab gesetzt wird. Jedoch sind die Rahmenparameter nicht bekannt bzw. sind keinerlei Informationen zu den Heatpipes gegeben.

Aus wissenschaftlicher Sicht hat sich bereits 1981 Wübken mit dem Einsatz von Heatpipes zur Kühlung von Spritzgießwerkzeugen beschäftigt [Wüb81]. Es werden wassergefüllte und vermutlich mit Alkohol gefüllte Heatpipes eingesetzt. Diese werden mit Kupfer und einer Wasserkühlung verglichen. In der Zielstellung und der Versuchsmethodik fokussiert Wübken sich auf die Wärmeleitfähigkeit und der Wärmetransportleistungen.

Der Versuchsaufbau sieht zwei Kupferblöcke vor, die durch wärmeabführende Bauteile verbunden sind (Vgl. Abbildung 4). Diese Bauteile sind verschiedene Heatpipes, ein Kupferstab sowie eine

⁶ Recherchierte Unternehmen (bis einschließlich 30.05.2023): ACROLAB Ltd, CRS-Engineering Ltd, Hasco Hasenclever GmbH & Co KG, Quick-Ohm Küpper & Co. GmbH, Advanced Cooling Technologies Inc., DAU GmbH & Co KG, Situs Technicals GmbH

wassergekühlte Stahlhülse. Alle wärmeübertragenden Bauteile sind geradlinig, sprich nicht gebogen. Der Außendurchmesser hat 8 mm und die Länge beträgt 200 mm. Alle Bauteile sind mit einer Wärmeleitpaste zur Überbrückung des Montagespaltes in die Blöcke gepresst.

Ein Block stellt die Wärmequelle dar. Er erhält mittels Heizpatronen einen definierten Wärmestrom zwischen 0 W bis 100 W. Die 100 W sind an der Wärmemenge eines 10 g amorphen oder 6 g teilkristallinen Thermoplasten bei einem Zyklus von 20 s angelehnt. Der Block der Wärmequelle sowie die wärmeabführenden Elemente sind mittels Steinwolle isoliert. Der zweite Block ist die Wärmesenke. Die wird durch eine Wasserkühlung stationär gehalten.

Die verschiedenen wärmeabführenden Bauteile stecken 25 mm in den Blöcken. Verschiedene Winkellagen von Wärmesenke oben (+90°) bis Wärmesenke unten (-90°) sind berücksichtigt.

Ist die Wärmequelle stationär, wird die sich einstellende Temperatur gemessen. Aus den anliegenden stationären Temperaturen zwischen Wärmequelle und Wärmesenke wird ein Wärmeleitkoeffizient λ ermittelt. Dieses λ wird ins Verhältnis mit einem angenommen $\lambda_{\text{Cu}} = 350 \text{ W}/(\text{mK})$ von reinem Kupfer gesetzt. Der Quotient stellt die relative Wärmeleitfähigkeit dar. Ist der Wert > 1 , ist die Wärmetransportleistung besser, bei < 1 schlechter als das Kupfer.

Eine Heatpipe hat in +90°-Einbaulage eine bis zu 10-fach bessere Wärmetransportrate als ein Kupferstab und eine leicht bessere als Wasser. Im horizontalen Fall ist die Leistung der wasserbasierten Heatpipe noch gut, bis sie im Einbaufall mit der unterhalb liegenden Wärmesenke (-90°) zusammenbricht. Die Leistung der alkoholbefüllten Heatpipe bricht jedoch schon im horizontalen Fall zusammen, was auf die geringere Enthalpie von Alkohol zurückzuführen ist (Vgl. Kapitel 2.1.1, Abbildung 6).

Das Süddeutsche Kunststoffzentrum hat Heatpipes mit verschiedenen Temperierungen verglichen [SKZ00]. Über die Ergebnisse schreiben Stitz et. al, dass die Heatpipes deutlich schlechter kühlen als medienführende Methoden. Die Heatpipes sind als einfache Normalie in ein Werkzeug eingebaut worden. Demnach liegt die Annahme nah, dass die Konstruktion nach Vorgaben der damaligen Normalienhersteller und Literatur erfolgt ist. Somit dürften Heatpipes wie ein Kupferstab behandelt und die adiabate Zone nicht berücksichtigt worden sein.

Es wird aufgezeigt, dass die eingesetzten Heatpipes im Vergleich zur konventionellen Wasserkühlung schlechtere Ergebnisse aufweisen, was an der horizontalen Einbaulage liegt. Jedoch zeigen die Heatpipes bessere Ergebnisse als Kupfereinsätze. Die Abhängigkeit der Leistungsfähigkeit von der Einbausituation wird ebenso festgestellt, wie eine Leistungsabweichung drei äußerlich vergleichbarer Heatpipes unterschiedlicher Hersteller [SSP00, SSP01] zeigt.

Bisherige wissenschaftliche Betrachtungen zum Thema sind im Bereich montierbarer Heatpipes geblieben. Ein Ansatz strukturintegrierter Heatpipes für die Werkzeugtechnik ist bekannt, wurde jedoch weder wissenschaftlich noch in der Praxis weiterverfolgt [OS14]. Sonstige Forschungs- und Entwicklungsarbeiten zur Heatpipe-Temperierung von Spritzgießwerkzeugen sind nicht bekannt.

Auch ist die Montage von Heatpipes sehr entscheidend für die Wärmeabfuhr. In Abbildung 10 ist das thermische Gesamtsystem einer montierten Heatpipe als mehrschichtige Wand dargestellt. Zur Montage und Demontage von Heatpipes in einfache Blöcke oder auch im Spritzgießwerkzeug ist eine Übermaßbohrung zu berücksichtigen. Das Übermaß und die fertigungsbedingten Rauheiten, führen bei der Montage der Heatpipe zu Lufteinschlüssen (Vgl. Kapitel 2.2.1).

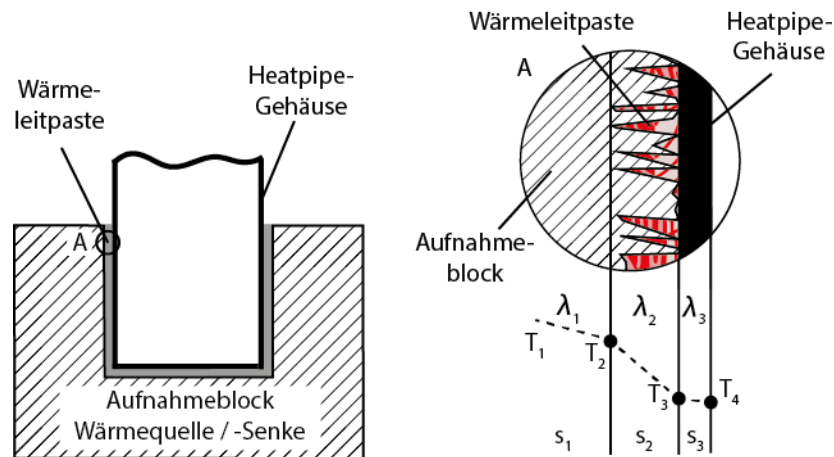


Abbildung 10: Thermisches System Heatpipe mit Aufnahmeblock, Wärmeübergang Wärmeleitpaste

Das Spaltmaß kann mit Wärmeleitpaste überbrückt werden. Flüssigmetallpasten haben Wärmeleitwerte von ca. 40 W/(mK) bis ca. 80 W/(mK). Jedoch basieren diese oftmals auf Gallium und sind daher oft nur bis ca. 140 °C einsetzbar. Auch sind chemische Reaktionen zum Werkzeugstahl möglich, ein Verspröden der Paste ist die Folge. Auch ist ein Einsatz mit Aluminium ausgeschlossen [KWY50]. Aluminium wird allerdings als Wärmesenke aufgrund der geringen Dichte und den hohen Wärmeleiteigenschaften oft vorgesehen.

Außerdem sind Wärmeleitpaste auf Silikonbasis bekannt. Diese sind gefüllt mit Zink- oder Aluminiumoxyd. Diese Pasten liegen unterhalb von 1 W/(mK). Eingesetzt wird in dieser Arbeit eine Wärmeleitpaste auf Silikonbasis mit Silberpartikeln mit einen Wärmeleitwert von ca. 10 W/(mK).

Der Wärmestrom in die Dampfzelle ist vom individuellen Auftragen der Wärmeleitpaste abhängig. Umso mehr Lufteinschlüsse verbleiben, desto weniger Wärme wird von der Kavität in die Dampfzelle geleitet. Die Lufteinschlüsse wirken isolierend.

Heatpipes weisen als Standardelemente beim Einsatz in Spritzgießwerkzeugen weitere Probleme hinsichtlich ihrer Geometrie und der reproduzierbaren Leistungsfähigkeit auf:

- Spritzgießwerkzeuge sind in der Regel horizontal verbaut und somit verläuft die Temperierung ebenso horizontal. Dies ist aus Sicht der Wärmeübertragungsleistung keine ideale Einbaulage für Heatpipes.
- Heatpipes müssten für einen guten Kondensationsrückfluss gebogen werden, sodass die Wärmesenke oberhalb der Wärmequelle angeordnet ist. Biegungen können zu Rissbildung und Verlust von Unterdruck und somit der Funktionalität führen.

- Aufgrund der engen konstruktiven Verhältnisse im Spritzgießwerkzeug, müssen Heatpipes ggf. gebogen werden. Dabei sind die oben genannten möglichen Folgen zu beachten.
- Außerdem sind konventionelle Heatpipes nur in vorkonfektionierten Durchmesser- und Längenabstufungen erhältlich, welche nicht die konstruktive Realität im Werkzeug abbilden. Sie haben selten die passende Länge oder den optimalen Querschnitt. Anstatt einem optimalen Querschnitt mit optimaler Leistung, muss der nächstmöglich geringere Querschnitt mit entsprechend geringerer Leistung genommen werden.
- Äußerlich vergleichbare Heatpipes in Standardgeometrien haben eine hohe Varianz bei der Leistungsfähigkeit. Unterschiedliche Kühlleistungen mit äußerlich identischen Heatpipes führen nicht nur zur Unsicherheit beim Anwender, vielmehr ist eine thermische Auslegung des Werkzeuges mit Heatpipes nicht möglich.
- Soll eine defekte Heatpipe ausgetauscht oder in einem gleichen weiteren Werkzeug eine solche Heatpipe eingesetzt werden, ist davon auszugehen, dass diese vermutlich eine abweichende Leistungsfähigkeit hat. Der Spritzgießprozess ist nicht wiederholbar.

2.4 Fazit zum Stand der Technik und Ausblick zur Arbeit

Resümierend lässt sich festhalten, dass bezogen auf ihr Leistungspotential und ihre Einsatztemperaturen Heatpipes optimal zur Temperierung von Spritzgießwerkzeugen passen. Die genannten Probleme im Bereich der konventionellen Temperierung sowie die Probleme der Heatpipes in Standardgeometrien sollen mittels selbst hergestellter Heatpipes in individueller Bauform gelöst werden. So ist die Entwicklung strukturintegrierter Heatpipe-Werkzeuge das Ziel dieser Arbeit. Folgende Vorteile werden erwartet:

- Mit dem Einsatz von Heatpipe-Werkzeugen wird eine deutlich geringere Kavitätstemperatur zu erreichen sein als mit einer Wasserkühlung oder dem Einsatz von Kupfer.
- Der ins Werkzeug einzubringende Hohlraum kann direkt als Dampfkammer genutzt werden. Der Querschnitt der Dampfkammer kann optimal angepasst werden.
- Ein höheres Maß an konstruktiver Freiheit wird erreicht, sodass ebenso schwer erreichbare Kernbereiche gekühlt werden können.
- Zudem findet ein idealer Wärmeübergang zwischen Kavität und Dampfkammer statt, ohne diesen durch eine wärmetransporthemmende Wärmeleitpaste oder Spaltmaße zu beeinflussen.
- Oberflächenstrukturen / Kapillare können nach Bedarf und lokal in der Dampfkammer eingebracht werden. Ziel ist eine Erhöhung der Wärmestromdichte in die Dampfkammer.

Bei der Entwicklung von Heatpipe-Werkzeugen spielt in dieser Arbeit der Fluidfluss entgegen der Gravitation eine untergeordnete Rolle.

3 Vermessung von Heatpipes und Simulation

Das Temperaturfenster der Kavität im Spritzgießprozess ist qualitäts- und zyklusentscheidend. Dieses Temperaturfenster müssen die Heatpipes abdecken. Zur Bewertung, ob und ggf. welche Heatpipes infrage kommen, muss deren mögliche Leistungsfähigkeit bekannt sein. Daher wird in Kapitel 3.1 ein Mess- und Auswertungsverfahren vorgestellt. Die Leistung einer Heatpipe unter den anliegenden Temperaturen wird in Form eines dreidimensionalen Kennfeldes abgebildet. Außerdem muss für eine thermische Auslegung von Spritzgießwerkzeugen nicht nur die Leistung der Heatpipe betrachtet werden, vielmehr soll ein Gesamtsystem mit Heatpipes simuliert werden. Für die Simulation mit Heatpipes werden die gemessenen Kennfelder zur Übertragungsleistung, in Abhängigkeit der lokal herrschenden Temperaturen, in ein mathematisches Modell überführt. In Kapitel 3.2 wird dieses Modell zur thermischen Simulation mit Heatpipes vorgestellt. Bedeutende Teile des Inhaltes dieses Kapitels sind aus der Bachelorarbeit von Alexander Heide [Hei14] entnommen worden.

3.1 Ermittlung und Darstellung der Wärmetransportleistung von Heatpipes

Zur Erfassung des Arbeitsverhaltens von Heatpipes ergeben sich aus der Literatur diverse Ansätze. In Abbildung 11 sind verschiedene Varianten zum Aufheizen und Abkühlen auf Basis von [Fag95] dargestellt. Zur Ausbildung der Wärmequelle muss Wärmeenergie dem System Heatpipe zugefügt werden. Dafür sind bspw. Heizdrähte [NCM13a, TAMC+17], Wärmebänder und Heizstäbe oder Induktionsspulen ebenso vorgesehen wie der Einsatz von Heizpatronen, die metallische Körper aufheizen, in denen Heatpipes montiert sind.

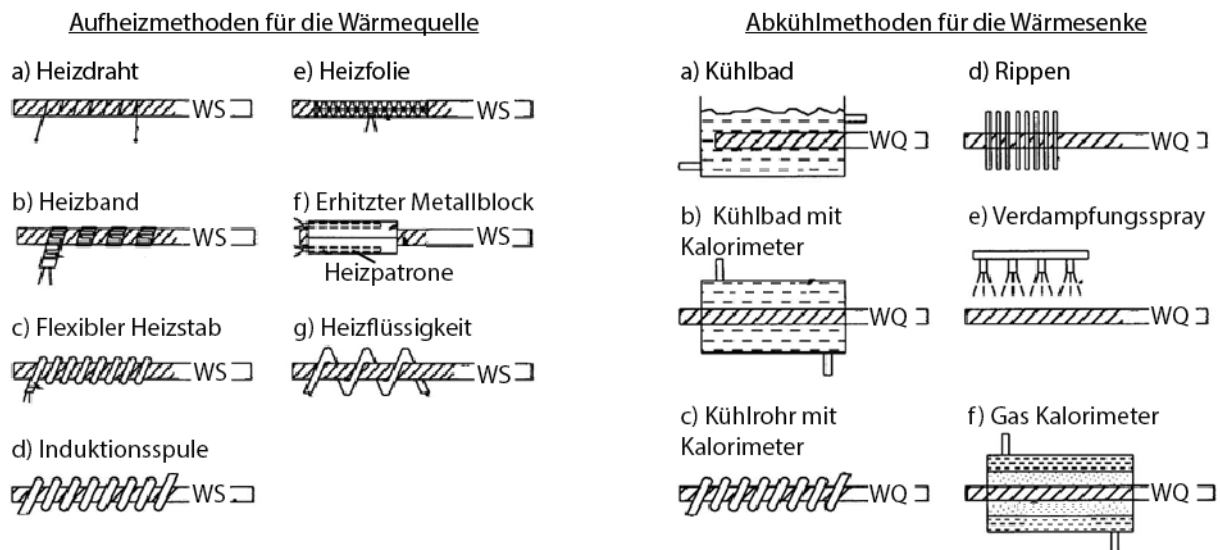


Abbildung 11: Varianten der Versuchsaufbauten zur Heatpipe-Vermessung: Links Aufheizmethoden für die Wärmequelle, rechts Kühlmethoden für die Wärmesenke (nach [Fag95])

Die Wärmesenke wird in der Regel aktiv gekühlt. Zur Wärmeabfuhr werden bspw. Rippen montiert und durch freie Konvektion aber auch durch einen konstanten Volumenstrom gekühlt [TAMC+17, SKDJ15, Vas03, MACB10]. Die abgeführte Wärmemenge variiert durch die Ventilatorzahl

[KSD03]. Auch werden Flüssigkeitskühlungen beschrieben [LHZ13, TL14] oder Kalorimeter in den Block eingesetzt [NCM13a]. Der Vorteil einer Flüssigkeitskühlung ist die Möglichkeit einer definierten Einstellung der Wärmesenkentemperatur. Allerdings ist eine aufwendige Peripherie nötig, welche sowohl eine Pumpe als auch eine Wasserheizung beinhaltet. Soll von der Heatpipe das Aufheizverhalten und das Temperaturprofil über die Länge dargestellt werden, so wird die Wärmesenke ohne weitere Kühlmethode aufgeheizt [NCL10].

Die Leistungsdarstellung einer Heatpipe findet häufig über thermische Widerstände statt und wird aus dem Verhältnis der Temperaturdifferenz zum Wärmestrom beschrieben. Peterson [Pet94] und Faghri [Fag95, Fag14] skizzieren in ihren Arbeiten ein solches Schaltungssystem. Dabei werden den einzelnen Komponenten, der Außenhülle, der Kapillare und dem Fluid jeweils ein Widerstand pro Abschnitt (Verdampfer, adiabate Zone, Kondensator) zugeschrieben.

In anderen Arbeiten wird der thermische Widerstand auch genutzt, jedoch die Temperaturen unterschiedlich definiert: Die mittlere Temperatur der adiabaten Zone wird als Betriebstemperatur dargestellt [KSD03, NCM13b, SKDJ15]. Dies wirkt irreführend, da der Energieeintrag aus der Wärmequelle kommt und außerdem hier die Temperatur höher sein kann [NCM11, TAMC+17]. Ähnlich hierzu wird die Dampftemperatur in der Heatpipe betrachtet [Vas03] oder gar nicht angegeben, wo die Betriebstemperatur liegt [DXB05].

Darüber hinaus wird in [SKDJ15] dargestellt, dass zwischen Verdampfer- und Kondensationszone der Temperaturabfall [TL14] betrachtet oder die Wärmeleitfähigkeit als Leistungsindikator einer Heatpipe angenommen wird [FH10]. Die Wärmeleitfähigkeit ist laut dem Fourier'schen Gesetz proportional zur Temperaturdifferenz, was aufgrund des Zweiphasen-Wärmetransports bei Heatpipes nicht zu erwarten ist. Auch wird in [Fag14, SKDJ15] die Wärmetransportleistung ins Verhältnis zum thermischen Widerstand, der Temperaturdifferenz und der Betriebstemperatur gestellt.

In Abbildung 12, links, sind gängige Leistungsdarstellungen skizziert, wie sie im Vorfeld beschrieben sind. Eine Darstellung aus Wärmequellentemperatur und dem Wärmestrom ist hilfreich, wenn man von einer stationären Wärmesenke ausgeht. Dies ist in einem Werkzeug denkbar. Der thermische Widerstand ist für die Ziele dieser Arbeit jedoch nicht zweckmäßig. Zwar beinhaltet er den Wärmestrom \dot{Q} und die Temperaturdifferenz ΔT , der Quotient aus \dot{Q} und ΔT zeigt allerdings nur das Verhältnis zueinander. Ebenso relevant sind die anliegenden Temperaturen, welche durch die Temperaturdifferenz ΔT nicht bekannt sind.

Diese Informationen sind für die thermische Auslegung von Werkzeugen nicht anwendungsnah. Eine thermische Auslegung von Werkzeugen wird über den Wärmestrom \dot{Q} und den anliegenden Temperaturen erstellt, da die Wärmequelle über die Qualität und Zykluszeit entscheidet. In der Darstellung über den thermischen Widerstand müsste die Wärmequellentemperatur und die Leistung rausgefiltert werden. Bei instationären oder zyklischen Prozessen haben die Wärmequelle und bzw. oder die Wärmesenke veränderliche Temperaturen. Die Ansätze und Herstellerangaben (Kapitel 2.3) sind nicht zielführend für eine thermische Auslegung eines Spritzgießwerkzeuges mit Heatpipes.

In dieser Arbeit wird nicht die Heatpipe und ihre Leistung selbst mit den verschiedenen inneren physikalischen Vorgängen errechnet, vielmehr wird das Leistungsverhalten einer Heatpipe unter Abhängigkeit der anliegenden Temperaturen gemessen. Dies entspricht einer abbildbaren, dreidimensionalen Aussage. Die Ergebnisse werden in ein dreidimensionales mathematisches Modell überführt, welches die Leistung der Heatpipes präzise abbildet. Die Wärmeübertragungsleistung wird in Watt, in Abhängigkeit von der Wärmequellentemperatur und der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, angezeigt (Abbildung 12, rechts). Die Heatpipe wird somit als „Blackbox“ von außen betrachtet und in einer digitalen Referenz dargestellt. Durch diesen Ansatz können nicht nur die physikalischen Effekte, sondern auch der Aufbau der Heatpipe vernachlässigt werden. Zur Erstellung des Kennfeldes werden drei Schritte vorgenommen:

- 1) Experimentelle Ermittlung der Kennwerte unter veränderlichen, anliegenden Temperaturen
- 2) Bereinigung der Kennwerte: Umgebungsverluste herausrechnen
- 3) Überführung der bereinigten Werte in eine Funktion unter den anliegenden Temperaturen

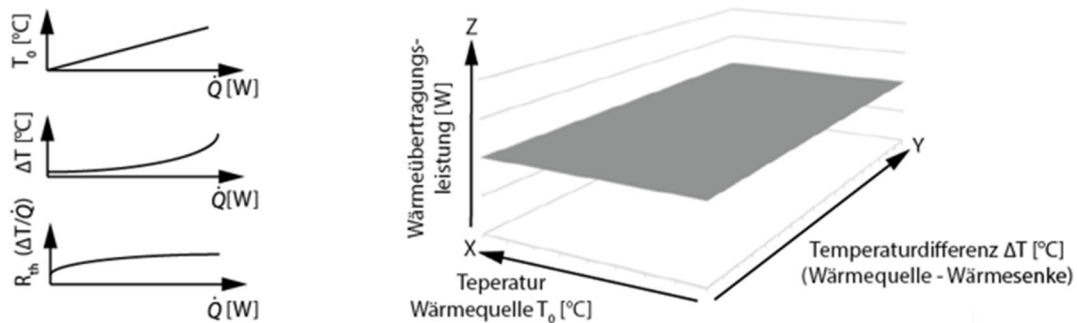


Abbildung 12: Gängige Leistungsdarstellungen von Heatpipes mit qualitativer Leistungskurve (links), Aufbau eines temperaturabhängigen Leistungskennfeldes (rechts) [Hei14].

3.1.1 Diskussion der möglichen Versuchsmethodik

Prinzipiell kommen zur Abbildung eines zyklischen Prozesses wie dem Spritzgießen zwei Methoden zur Leistungserfassung einer Heatpipe in Frage. Dabei kann man hinsichtlich der Zeitabhängigkeit der Blocktemperaturen sowie der Methode zur Leistungsermittlung von Heatpipes grundlegend unterscheiden.

In beiden Methoden werden definierte Temperaturen an der Wärmequelle als auch der Wärmesenke eingestellt und die Wärmeübertragungsleistung wird ermittelt. Der Versuchsstand orientiert sich an den von Faghri [Fag95] beschriebenen Varianten der Wärmezufuhr mit Heizpatronen über einen metallischen Block (Vgl. Abbildung 11). Auch die Wärmeabfuhr findet über einen Block statt. So wird, im Gegensatz zu [Fag95] dieser Block mit Wasser gekühlt und nicht die Heatpipe direkt umspült.

3.1.1.1 Methode 1) Wärmequelle stationär, Wärmesenke instationär

Abbildung 13 zeigt den modellhaften Versuchsaufbau zur Messung der Übertragungsleistung von Heatpipes. Dabei sind die Prozessschritte anhand des Versuchsaufbaus als auch im Temperatur-Zeit-Diagrammen dargestellt. Innerhalb eines Messvorgangs sind die Startwerte der Wärmequelle konstant und werden daher als Nullwert (T_0) bezeichnet. Die Temperatur an der Wärmesenke ist veränderlich (T_x).

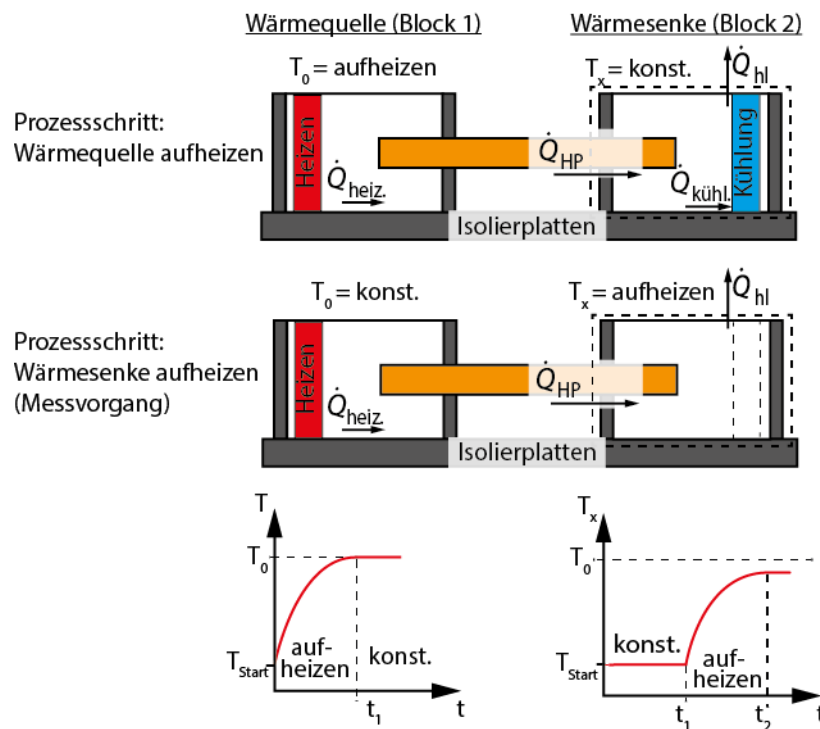


Abbildung 13: Temperaturerstellung (oben), Ermittlung der Übertragungsleistung (Mitte), jeweiliger Temperaturzustand der Blöcke im Temperatur-Zeit-Diagramm (unten)

Die Wärmequelle (Block 1) wird auf eine Zieltemperatur erhitzt („Wärmequelle aufheizen“). Zeitgleich wird die Wärmesenke (Block 2) gekühlt, bis Block 1 und Block 2 stationär sind (t_1). So ergibt sich eine definierte Temperaturdifferenz. Wenn die Soll-Temperatur an der Wärmesenke erreicht ist, beginnt der eigentliche Messvorgang (Abbildung 13 / Prozessschritt „Wärmesenke aufheizen (Messvorgang)“). Die Kühlung an der Wärmesenke wird ausgeschaltet und der Block 2 wärmt sich durch die Kondensation und somit der abgegebenen Wärmeenergie auf. Die Temperierkanäle im Block der Wärmesenke werden mittels Druckluft vom Wasser befreit, damit nur der Block und nicht das Wasser aufgeheizt wird. Dieser Versuch dauert so lange an, bis die Wärmesenke stationär ist. Im Temperatur-Zeit Diagramm der Wärmesenke aus Abbildung 13 wird dieser Punkt als t_2 bezeichnet. Danach wird die Wärmesenke abgekühlt und eine neue Wärmequellentemperatur eingestellt.

So ergibt sich ein Leistungsprofil, abhängig von der Wärmequellentemperatur und Temperaturdifferenz. Zur Darstellung der Wärmetransportleistungen mit gleicher Basis, wird immer die gleiche Starttemperatur der Wärmesenke gewählt werden. Die Blöcke bestehen aus einem

Material mit hoher Wärmeleitfähigkeit zum möglichst gleichmäßigen Durchwärmen bestehen. Ein Material mit einer hohen Wärmekapazität ist robuster gegen äußere Einflüsse wie einer wechselnden Temperatur im Messraum oder Luftzug. Eine geringe Wärmekapazität ist allerdings vorteilhaft für ein schnelles und ebenso höheres Erhitzen des Blockes.

Abbildung 14 verdeutlicht die Temperaturen und Wärmeströme qualitativ an den jeweiligen Seiten der Heatpipe. Während die Wärmequelle auf eine Solltemperatur geheizt wird, muss die Wärmesenke konstant bleiben. Wenn die vorgegebene Temperatur der Wärmequelle gleich der Ist-Temperatur ist, soll das Aufheizen der Wärmesenke beginnen. Dieser Zeitpunkt (t_1) kann als Start des eigentlichen Versuchs bezeichnet werden. Es ergibt sich eine abnehmende Temperaturdifferenz, da die Wärmesenke sich über die Zeit aufheizt (T_{x1} zu T_{x2}). Ist die Wärmesenke stationär (t_2 , T_{x2}), ist der Wärmestrom der Heatpipe (\dot{Q}_{HP}) identisch mit den Wärmeverlusten (\dot{Q}_{hl}). Die Verluste entstehen durch Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung. Die Wärmeübertragungsleistung einer Heatpipe wird bei verschiedenen Temperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke in einer Funktion dargestellt. Wiederholt man den Vorgang mit weiteren Wärmequellentemperaturen, ergibt dies eine Darstellung der anliegenden Temperaturen und der Wärmeübertragungsleistung.

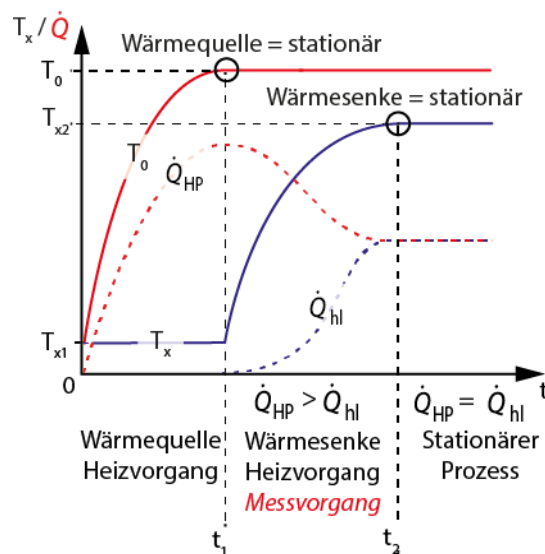


Abbildung 14: Temperaturverlauf der Wärmesenke. Wärmequellentemperatur ist konstant.

Mit Zahlenwerten wird der Vorgang verdeutlicht: Die Wärmequellentemperatur T_0 soll 200 °C betragen und bleibt über den Messdurchlauf konstant. Die Wärmesenke T_x wird bei 20 °C gehalten. Bei einem vollendeten Aufheizvorgang des Blocks 1 ergibt sich eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 180\text{ K}$ (t_1). Ist der Block 2 aufgeheizt und ein stationärer Zustand erreicht, wird dieser wieder auf 20 °C gekühlt. Am Block 1, der Wärmequelle, kann nun eine neue Temperatur eingestellt werden (z.B. 180 °C mit einem resultierenden $\Delta T = 160\text{ K}$) und der Ablauf wiederholt sich.

Das Leistungsverhalten einer nicht näher definierten Heatpipe kann durch die Masse m und der spezifischen Wärmekapazität c_p der Wärmesenke sowie der Temperaturänderung ΔT beschrieben werden. Hierüber wird die Innere Energie des Blocks in Joule errechnet:

$$\Delta U = dQ + dW = mc_p \Delta T, \text{ mit } W = 0 \quad (3)$$

Über die zeitliche Temperaturänderung wird die Leistung \dot{Q}_{HP} in Watt errechnet:

$$\dot{Q}_{HP} = \frac{mc_p \Delta T}{\Delta t} \quad (4)$$

Die Wärmesenkentemperatur T_x wird als Funktion der Wärmeübertragungsleistung betrachtet:

$$T_x = f(\dot{Q}_{HP}), \text{ wenn } T_q = \text{konst.} \quad (5)$$

Es handelt sich um einen instationären Aufheizvorgang. Deshalb wird die Änderung der Inneren Energie der Wärmesenke berücksichtigt. Zur Ermittlung des richtigen Wärmestroms der Heatpipe, wird die Innere Energie des aufheizenden Blocks der Wärmesenke mit den gleichzeitig auftretenden Umgebungsverlusten (\dot{Q}_{hl}) verrechnet (Abbildung 14). Dies passiert durch die Bilanzierung der Leistungsströme über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik (6). Zu berücksichtigen sind die Wärmeverluste (\dot{Q}_{hl}). Die aufgeheizten Blöcke verlieren Wärmenergie.

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{Q}_{HP} \rightarrow \frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{HP} - \dot{Q}_{hl} \quad (6)$$

Somit ist die Heatpipe-Leistung die Addition aus dem instationären Aufheizvorgang der Wärmesenke und den nicht konstanten Umgebungsverlusten. Mit Einsetzen der Formel der Inneren Energie nach endlichen Zeit- und Temperaturintervallen (3) und der Addition der Wärmeverluste zu Block 2, ergibt sich die Leistung der Heatpipe:

$$\dot{Q}_{HP} = \frac{mc_p \Delta T}{\Delta t} + \dot{Q}_{hl} \quad (7)$$

Die Berechnung der Übertragungsleistung wird anhand der Aufheizkurve der Wärmesenke durchgeführt. Der Verlustterm (\dot{Q}_{hl}) ist eine Funktion in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequellentemperatur (T_{WQ}) und der Umgebungstemperatur ($T_{Umg.}$):

$$\dot{Q}_{hl} = f(\Delta T), \text{ mit } T_{WQ} - T_{Umg.} \quad (8)$$

Die drei Arten der auftretenden Wärmeübertragung die bei den Umgebungsverlusten zutragen kommen, sind ebenso wie der kumulierte Gesamtverluststrom ($\dot{Q}_{hl \text{ ges.}}$) in Abbildung 15 dargestellt.

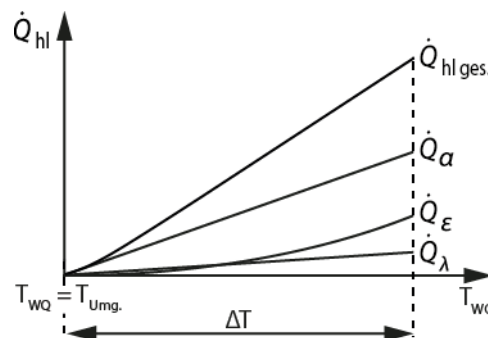


Abbildung 15: Qualitative Darstellung der Wärmeverluste sowie dem kumulierten Gesamtverlust

Die Umgebungsverluste setzen sich aus den drei Wärmeübergängen Konvektion (\dot{Q}_α), Strahlung (\dot{Q}_ϵ) sowie der Wärmeleitung (\dot{Q}_λ) in die montagebedingten Kontaktstellen zusammen. Der Anteil der Wärmeleitung wird als sehr gering angenommen, da die Bauteile Blöcke über Werkstoffe mit hohen Isolationseigenschaften und geringen Querschnitten montiert sind.

3.1.1.2 Methode 2) Wärmequelle und Wärmesenke stationär

Im Gegensatz zur ersten Methode, ist der thermische Zustand der Blöcke nicht zeitabhängig. Sowohl die Wärmequelle als auch die Wärmesenke sind stationär. Die Wärmesenke führt die übertragene Wärmeenergie ab. In dieser Methode wird die Wärmesenke nicht betrachtet, die Innere Energie der Wärmesenke wird nicht ermittelt. Damit ist die zweite Methode unabhängig von der Masse und der spezifischen Wärmekapazität. Abbildung 16 zeigt in Anlehnung zu Abbildung 13 den Aufbau und Versuchsablauf dieser Methode.

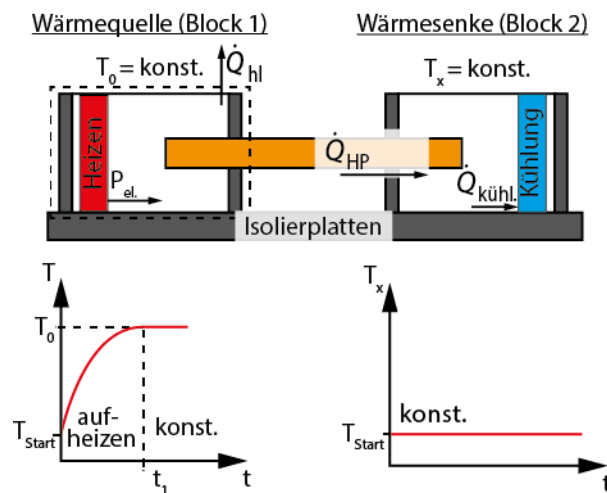


Abbildung 16: Temperaturzustand während des Messvorgangs (oben), Temperaturzustand der Blöcke im Temperatur-Zeit-Diagramm (unten)

Mit Zahlenwerten wird der Vorgang verdeutlicht: Die Wärmequellentemperatur T_0 soll 200 °C betragen und bleibt über den Messdurchlauf konstant. Die Wärmesenke T_x wird bei 20 °C gehalten. Ist der Aufheizvorgang des Blocks 1, der Wärmequelle, beendet, ergibt sich eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 180\text{ K}$ (t_1). Die elektrische Leistung wird gemessen. Danach kann am Block 1 nun eine neue Temperatur eingestellt werden (z.B. 180 °C mit einem resultierenden $\Delta T = 160\text{ K}$) und der Ablauf wiederholt sich.

Zur Leistungsermittlung der Heatpipe wird die elektrische Leistung der Heizelemente (P_{el}) in der Wärmequelle mit einem Strommessgerät aufgezeichnet. Ist das System stationär, so ist die induzierte Heizleistung identisch mit der Wärmeübertragungsleistung der Heatpipe (\dot{Q}_{HP}), abzüglich der Wärmeverluste in die Umgebung an der Wärmequelle (\dot{Q}_{hl}):

$$\dot{Q}_{HP} = P_{el} - \dot{Q}_{hl} \quad (9)$$

Die Wärmeverluste sind nicht wie in der Methode 1, (7) als Funktion zu betrachten. Vielmehr ist der entgegengerechnende Wärmeverlust ein fester, zu einer Wärmequellentemperatur zugehöriger Wert, da die Wärmequelle stationär ist.

3.1.1.3 Diskussion der Methoden

In den folgenden Versuchen wird die Methode 1 angewendet. Diese wird für das Verständnis der Funktion und dem Verhalten von Heatpipes als zielführender angesehen. Die Unabhängigkeit von den Materialien aus denen die Blöcke bestehen, ist in Methode 2 ist zwar vorteilhaft (Vgl. 3.1.1.2), jedoch sind folgende Aspekte für den weiteren Verlauf dieser Arbeit ausschlaggebend:

- Das Leistungspotential der vermessenen Heatpipes bei höheren Wärmesenktemperatures wird mit einfachen Mitteln durch den Aufheizvorgang bei der Methode 1 gezeigt. Die sich einstellenden Temperaturdifferenzen stellen eine Kurve dar und können somit die Leistungscharakteristika einer Heatpipe präziser darstellen.
- Hierfür sind in Methode 1 keine zusätzlichen Messvorgänge mit unterschiedlicher Wärmesenktemperatur zu unternehmen. In Methode 2 wären Kurvenverhalten der Temperaturdifferenzen nicht darstellbar. Auch müssten die stationären Temperaturen in jedem Durchgang neu eingestellt werden.
- Da in der Arbeit die Werkzeug-Kerne auch über Heatpipes auf Prozesstemperatur aufgeheizt werden sollen, sind die Temperaturdifferenzen auch aus Sicht der Anwendung relevant.

Für die Vermessung von Heatpipe-Werkzeugelementen sollte jedoch die Methode 2 in Betracht gezogen werden. Zum einen ist die Wärmesenke an einem Werkzeugkern nicht derart klar getrennt wie in den Versuchsaufbauten der Abbildung 13 und Abbildung 16. Daher dürfte die Leistung unpräzise oder gar nicht zu ermitteln sein. Außerdem werden die Wärmesenktemperatures im realen Betrieb stationär sein und somit ist die Methode 2 in dem Fall näher an der Realität.

3.1.2 Versuchsdurchführung

In Abbildung 17 ist nach der theoretischen Vorlage aus Abbildung 13 der Versuchsaufbau zu sehen. Zur Ermittlung der Temperaturen wird ein Thermografiesystem eingesetzt (Wärmebildkamera PIR uc 180 der Firma Infratec). Für die Auswertung der Thermographie-Aufnahmen wird die Software IRBIS® 3 Professional verwendet. Die Blöcke sind weiß lackiert, damit der Emissionskoeffizient der Oberfläche möglichst nah an den Wert Eins herankommt und die Kamera keine Reflektionen erfasst. Die Blöcke sind aus Kupfer (CW106c). Die Montage- und Stirnflächen sind mit Wärmeschutzplatten versehen. Es werden drei verschiedene Heatpipes von zwei Herstellern mit einem Außendurchmesser von 8 mm vermessen, wobei zwei 100 mm lang sind. Die Heatpipes sind von den Firmen Hasco Hasenclever und Quick-Ohm Kupper. Eine weitere Heatpipe der Firma Hasco Hasenclever ist 200 mm lang. Zu allen Heatpipes liegen keine näheren Informationen über die Leistungsfähigkeit in

Abhängigkeit der anliegenden Temperaturen vor. Außerdem ist der innere Aufbau ebenso unbekannt. Die Messungen finden bei einer Wärmequellentemperatur von 40 °C bis 200 °C in 20 °C Schritten statt. Die Temperaturen sind frei wählbar, die Schrittweite beliebig.

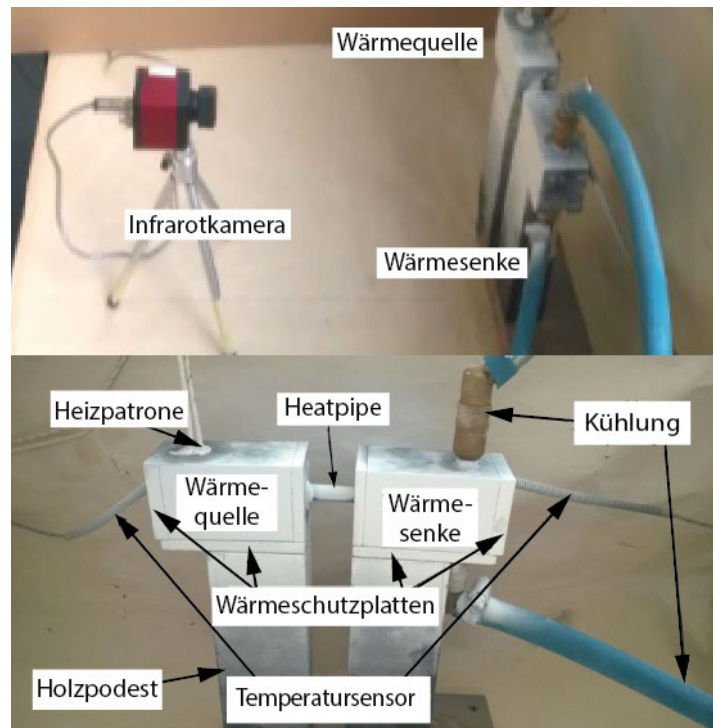


Abbildung 17: Versuchsaufbau zur Leistungsqualifizierung von Heatpipes [Hei14]

Über die Flächen 1 und 2 in Abbildung 18 (links) wird der Mittelwert der Oberflächentemperatur der Prüfblöcke ermittelt. Der Temperaturmittelwert der Heatpipe ist über Linie 3 dargestellt. So werden zu jedem aufgenommenen Zeitpunkt der Messung drei gemittelte Temperaturen erzeugt. In Abbildung 18 (rechts) sind die ermittelten Temperaturen über die Zeit aufgetragen. Deutlich zu erkennen sind die drei Phasen des Versuchsdurchgangs. Sowohl das Aufheizen von der Wärmequelle (Block 1), als auch das Herunterkühlen des Systems zum Ende ist zu erkennen. Dazwischen liegt der relevante Bereich. Die Wärmequelle (Block 1) hat die Soll-Temperatur erreicht, die Wärmesenke (Block 2) wird nicht mehr gekühlt und sondern durch die Heatpipe aufgeheizt, bis sie stationär ist. Der Versuchsdurchlauf wird durch Einschalten der Kühlung beendet. Der Messbereich zur Auswertung beginnt somit beim Aufheizen der Wärmesenke und endet beim Abkühlen dieser.

Die Temperatur der Wärmequelle bleibt stationär und im eigentlichen Versuch wird nur die Wärmesenke betrachtet, da nur hier über die zeitliche Änderung der Temperaturdifferenz die Leistungsermittlung stattfindet.

Die Verlustleistung wird experimentell ermittelt, indem ein aufgeheizter Kupferblock aus CW106c über die Zeit auskühlt. Der Mittelwert der Oberflächentemperatur an der Wärmesenke wird mittels Thermografie gebildet. Daraus ergibt sich eine Abkühlkurve, die bei einer Umgebungstemperatur von 21,7 °C und nach ca. vier Stunden ein stationäres Verhalten aufweist.

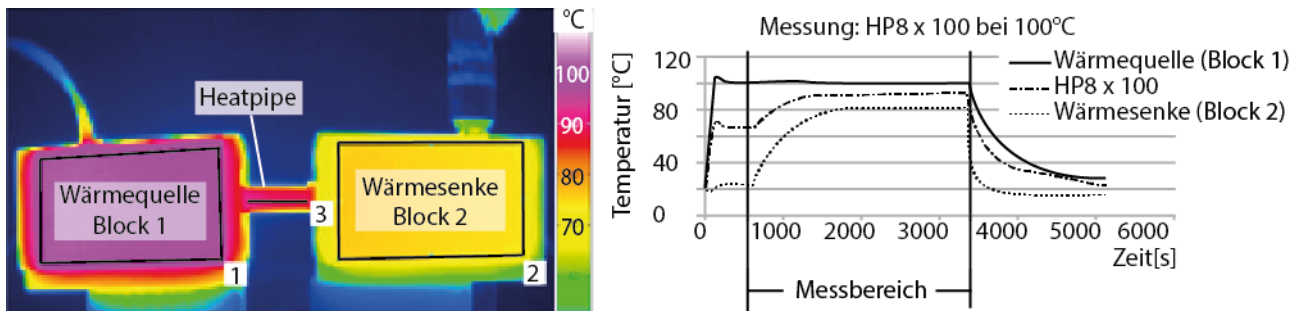


Abbildung 18: Versuchsdurchführung und gemessenen Temperaturverläufe [Hei14]

3.1.3 Kennfelderstellung

Die Vermessung einer Heatpipe benötigt mehrere Durchläufe, da das Kennfeld das Ergebnis verschiedener Versuche mit definierten Quellentemperaturen und definierten Starttemperaturen der Wärmesenke darstellt (Abbildung 19). So entstehen mehrere Aussagen zum Aufheizverhalten über die Zeit mit unterschiedlichen Wärmequellentemperaturen (Kapitel 3.1.2). Mit MS Excel wird die gemessene Leistung einer Heatpipe mit den Umgebungsverlusten addiert. Die Ausgabe erfolgt in Textdateien. Weiterhin erlaubt dieses Vorgehen Zwischenwerte für nicht gemessene Bereiche zu interpolieren. So wird sichergestellt, dass die Temperaturkurve auch außerhalb der vermessenen Bereiche Ergebnisse ausgibt. Das erstellte Kennfeld kann grundsätzliche Charakteristika aufzeigen. Zur Detailinterpretation sollten jedoch die Werte aus einer Textdatei herangezogen werden. Hierüber ist ein detaillierter Blick auf die Leistung einer Heatpipe bei den anliegenden Temperaturen und der Temperaturdifferenz möglich.

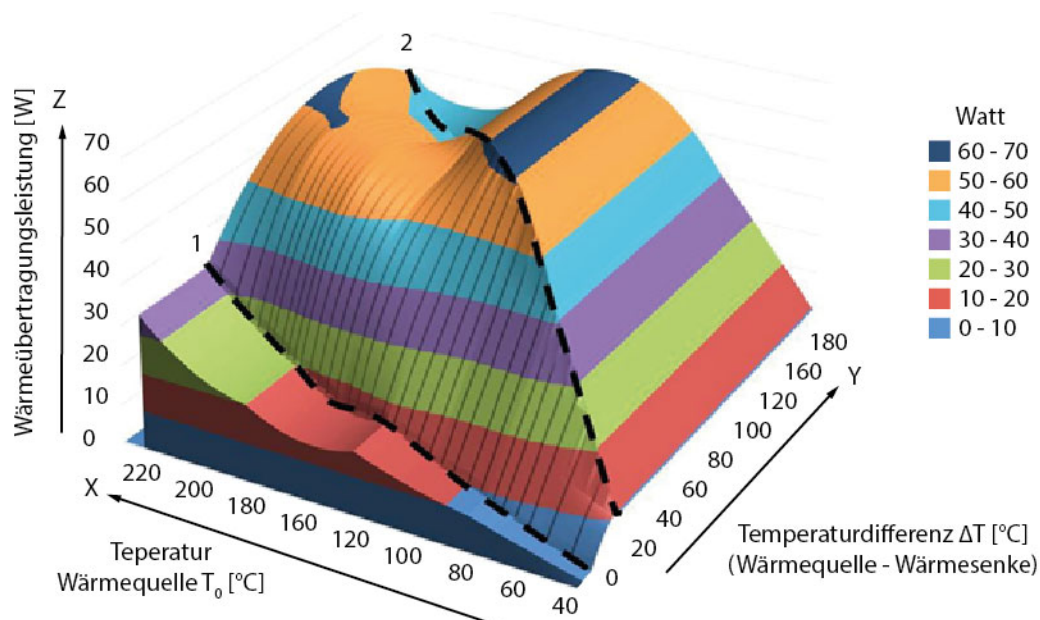


Abbildung 19: Beispielhaft erzeugtes 3D-Kennfeld mit markiertem Gültigkeitsbereich [Hei14]

Das Kennfeld (Abbildung 19) ergibt sich aus den einzelnen Messdurchgängen, welche mit horizontal eingebauten Heatpipes durchgeführt wurden. Der Wärmequellenbereich wird von 40 °C

bis 200 °C in 20 °C Schritten abgebildet und auf der X-Achse aufgetragen. Auf der Y-Achse wird die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke dargestellt. So können die Übertragungsleistungen von der Z-Achse nach den entsprechenden Temperaturen abgelesen werden. Um die Übertragungsleistungen zwischen zwei Messungen zu ermitteln, werden die unbekannteren Zwischenwerte zwischen den beiden gestrichelten Linien 1 und 2 durch lineare Interpolation in 1 °C Schritten berechnet. Somit wird sichergestellt, dass ebenso in diesen Bereichen genäherte Aussagen zum Übertragungsverhalten getroffen werden können, selbst wenn der Definitionsbereich (errechnete Übertragungsleistung) überschritten wird.

3.1.4 Versuchsauswertung und Diskussion

In Abbildung 20 bis Abbildung 22 sind die Kennfelder der untersuchten Heatpipes nach ihren temperaturabhängigen Leistungen dargestellt. Sie sind jeweils aus zwei Perspektiven zu sehen. Auf diese Weise kann das nicht lineare Leistungsverhalten von Heatpipes deutlicher dargestellt werden. Heatpipes verlaufen nicht zwangsläufig linear, sondern weisen Wendepunkte, Leistungsmaxima und Leistungstäler auf. Es lassen sich Änderungen der Leistungskurve durch das Erreichen von Leistungsgrenzen erklären (Kapitel 2.1).

Abbildung 20 stellt die Leistung einer Heatpipe von der Firma Hasco Hasenclever dar. Der Außendurchmesser beträgt 8 mm und ist 100 mm lang. Die Heatpipes sind horizontal eingebaut. Das dargestellte Kennfeld besitzt ein Leistungsmaximum von ca. 60 W bei einer Wärmequellentemperatur von ca. 125 °C und einer Temperaturdifferenz von ca. 100 °C, was einer Wärmesenkentemperatur von ca. 25 °C entspricht. Nach einem Leistungseinbruch steigt diese in der Folge wieder auf das Maximum von ca. 60 W, bei einer Wärmequellentemperatur von ca. 200 °C, bei einer Wärmesenkentemperatur von ca. 25 °C.

Das Kennfeld der Abbildung 21 zeigt ebenso eine 8 x 100 mm Heatpipe, jedoch von der Firma Quick-Ohm Küpper. Es zeigt sich beim direkten Vergleich, dass die 100 mm langen Heatpipes eine sehr ähnliche Charakteristik aufweisen. Das Kennfeld in Abbildung 21 hat ebenso, nach einem quasi linearen Anstieg, sein Maximum bei ca. 125 °C, aber mit ca. 120 W die doppelte Leistung. Zudem findet dies bei einer großen Temperaturdifferenz (Wärmesenkentemperatur von ca. 25 °C) statt. Nach dem Erreichen des Leistungsmaximums folgt ein Leistungsabfall und wieder leichtes Ansteigen. Bei beiden ist zu erkennen, dass eine große Temperaturdifferenz einen leistungsstarken Wärmetransport begünstigt. Ebenso relevant scheint jedoch eine geringe Wärmesenkentemperatur zu sein.

Ein eindeutiges Leistungsmaximum weist dagegen die vermessene Heatpipe mit einem Außendurchmesser von 8 mm und einer Länge von 200 mm von der Firma Hasco Hasenclever auf (Abbildung 22). Dieser „achterbahnähnliche“ Verlauf der Funktion unterstreicht deutlich das nichtlineare und stark temperaturabhängige Arbeitsverhalten von Heatpipes. Die Leistungsmaxima sind jedoch mit ca. 60 W zu Abbildung 20 identisch.

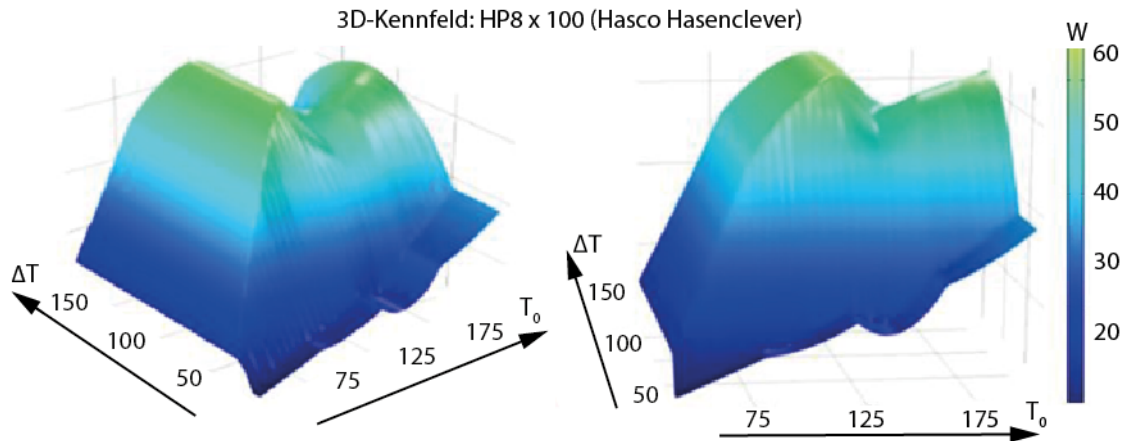


Abbildung 20: Kennfeld der vermessenen Heatpipe HP 8 x 100 von Hasco Hasenclever [Hei14]

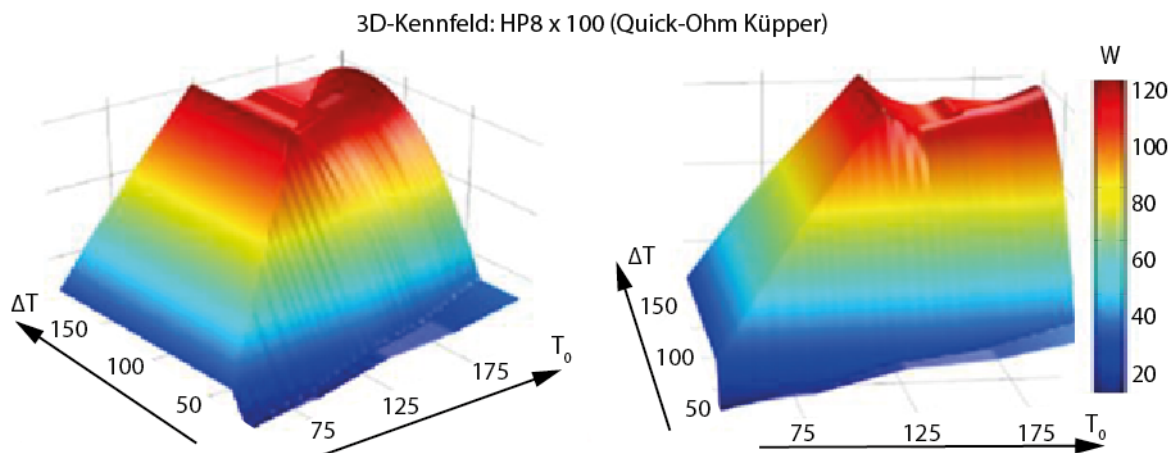


Abbildung 21: Kennfeld der vermessenen Heatpipe HP 8 x 100 von Quick-Ohm Küpper [Hei14]

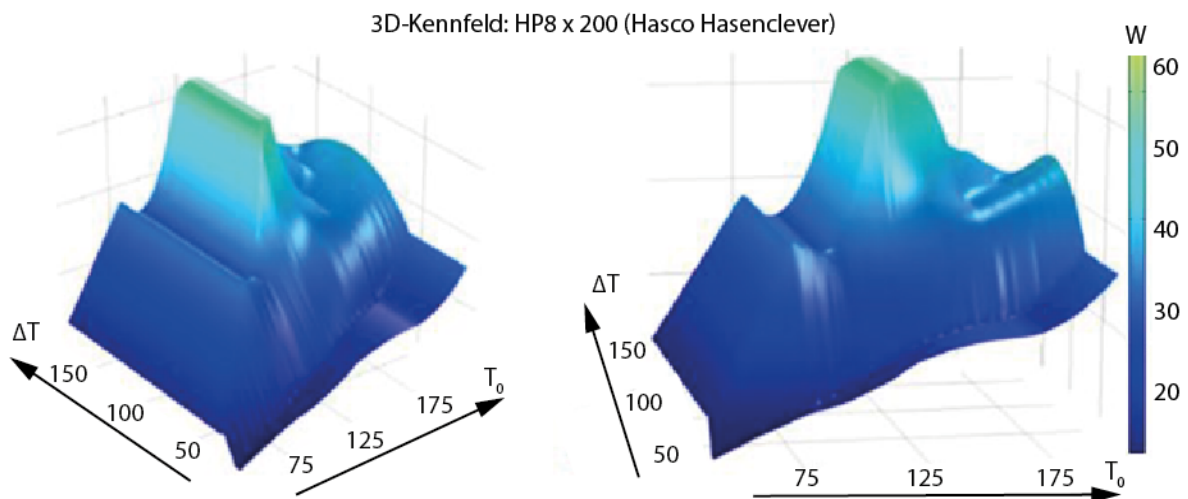


Abbildung 22: Kennfeld der vermessenen Heatpipe HP 8 x 200 [Hei14]

Grundsätzlich ist zu erkennen, dass nicht die höchste Wärmequellentemperatur den leistungsstärksten Wärmetransport hat. Mehr jedoch ist die richtige Kombination aus den anliegenden Temperaturen relevant. Diese ideale Kombination kann unter verschiedenen Heatpipes variieren und ist ebenso von der Einbausituation abhängig. So wird beispielsweise die Siedegrenze erreicht, indem bei zu hohen

Temperaturen in der Kapillare ein Blasensieden entsteht. Die Blasen setzen die Kapillare zu und es entsteht eine wärmeisolierende Gasschicht, welche zu einer Verringerung oder sogar Ausfall des Verdampfungsvorgangs führt und dadurch das Wärmetransportsystem einbricht. Der Anstieg der Leistungskurve bei zunehmender Temperatur lässt sich wiederum durch einen verstärkten Siedevorgang erklären, der Vorgang des Blasensiedens wird so beschleunigt und baut einen hohen Druck auf, sodass die Blasen die Kapillare verlassen und eine höhere Wärmeübertragung stattfinden kann. Die Leistungskurve steigt wieder. Ein langsames ansteigen hängt mit der Kondensatorgrenze zusammen. Hierbei kann nicht ausreichend Wärme in der Kondensationsseite abgeführt werden, es kommt zu einem Dampfstau und erliegen des Wärmetransports. Diese Effekte sind jedoch nicht mit Sicherheit zu bestätigen, da die Heatpipes nicht weiter bekannt sind.

3.2 Simulation mit Heatpipes

Generell sind verschiedene Ansätze zur Simulation von Heatpipes aus der Literatur bekannt. Während die Dampfströmung im Rohr, als auch die Wärmeleitung durch die Wand gut beschrieben werden kann, schreibt Faghri [Fag14], dass sich die meisten Arbeiten auf die Flüssigkeitsströmung in der Kapillare und der Wechselwirkung zwischen der Flüssigkeits- und Dampfströmung konzentrieren. Er führt ebenso aus, dass diese Vorgänge schwer numerisch dazustellen sind. Es ist daher notwendig, empirische Werte experimentell zu ermitteln, in den Simulationen zu berücksichtigen und entsprechend das Modell zu parametrisieren.

Schneider beschreibt in seiner Arbeit zum Thema „Modellierung von Heatpipeplatinen zur Kühlung von elektronischen Schaltungen“ [Sch07] grundlegende Ansätze der Modellierung von Heatpipes, welche der Vollständigkeit halber hier aufgegriffen werden. Er bezieht sich im Wesentlichen auf die Arbeiten von Faghri [Fag95] und Peterson [Pet94], welche lediglich einen allgemeinen Überblick verschaffen sollen.

Unterschieden wird bei Schneider in einem ersten Schritt zwischen einem „wärmeleitungs-basierten“ und einen „heatpipe-basierten“ Ansatz. Im ersten Ansatz werden einem Festkörper ein niedriger Wärmewiderstand und hohe Wärmeleiteigenschaften zugewiesen. Ein solches Modell basiert auf dem Prinzip der Wärmeleitung und wäre somit nur linear zu betrachten. Heatpipes jedoch unterliegen nicht unbedingt linearer Wärmeübertragung, da sie aufgrund des Zweiphasen-Wärmeübergangs, im Gegensatz zum Fourier'schen Gesetz, nicht nur von der Temperaturdifferenz abhängig sind, sondern sehr von der Temperatur der Wärmequelle und der Wärmesenke sowie der Einbausituation. Mit gravitationsgestütztem Kondensatrückfluss sind Heatpipes weniger von ihrer Wärmetransportlänge abhängig als ein Festkörper, sodass große Leistungsströme weiterhin möglich sind. Auch der Wärmewiderstand ist individuell zu sehen, da die Leistung vergleichbarer Heatpipes ebenso individuell ist (Kapitel 4). Der „heatpipe-basierte“ Ansatz kann sowohl in ein- und zweidimensionalen als auch in dreidimensionalen Modellen abgebildet werden. So fasst Schneider auf Basis von [Cot65, GS92, Hau84] zusammen, dass für den eindimensionalen Fall Gleichungen für

die Dampf- und Flüssigkeitsphase aufgestellt werden. In der Regel wird jedoch der maximale und nicht der spezifisch nötige Wärmestrom ermittelt. Ebenso berücksichtigt wird die Flüssigkeitsströmung in der Kapillare. Auch die Wandtemperatur in axialer Richtung, kann über die Erstellung von Wärmeleitungsgleichungen modelliert werden.

De Oliveira hat experimentell ermittelte Temperaturen über die Länge der Heatpipe und die Wärmeleitfähigkeit in einem zweidimensionalen Simulationsmodell nachstellen können [Oli18]. Tournier und El-Genk haben auch ein zweidimensionales Modell entwickelt und die instationären Dampf- und Wandtemperaturen sowie die Leistung in guter Näherung vorhersagen und validieren können [TE94]. Dreidimensionale Modelle werden weitestgehend durch CFD Programme berechnet, welche außerdem den Einfluss der Gravitation als auch die Festkörperwärmeleitung berücksichtigen. Boothaisong et al. berechnen in ihrer Arbeit [BRCT+15] sehr präzise das Aufheizverhalten und das stationäre Verhalten von Heatpipes mittels der Finite-Elemente Methode.

Des Weiteren beschreibt und berechnet Stephan [Ste13] eine auf Widerständen basierende Auslegung einer Heatpipe für einen stationären Betrieb, erwähnt jedoch keine Validierung. Für mathematische Betrachtungen müssen die Flüssigkeitsmenge und der Unterdruck bekannt sein. Außerdem erlaubt die instationäre Betrachtung keine Simulation oder Auslegung von zyklischen Prozessen wie beim Spritzgießen. Eine Berechnungsmethode in MS Excel entwickelte Granzow, welche ebenso auf eine Schaltung von Widerständen beruht [Gra13]. Die Randbedingungen sehen einen kreisrunden Querschnitt einer geraden Heatpipe, eine variable Einbausituation der Anordnung der Wärmequelle zur Wärmesenke, als auch Auswahl der Kapillarart, Materialien und Fluidfüllung vor. Das Ergebnis der Berechnung ist die Wärmesenkentemperatur. Die Ergebnisse sind mit einer Abweichung von maximal ca. 12 % im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen für eine Berechnung als befriedigend anzusehen. Jedoch wird nur der stationäre Fall berechnet und das Aufheizverhalten nicht weiter betrachtet. Außerdem werden Freikonturen, z.B. Heatpipes mit Biegungen, nicht berechnet.

Lakemeyer beschreibt eine Temperaturberechnung einer intern temperierten Extruderschnecke einer Spritzgießmaschine [Lak15]. Die Wärmequelle ist die Schneckenspitze und die Wärmesenke wird in der Einzugszone angenommen, auf eine adiabate Zone wird verzichtet. Durch eine Schrägung zur Wärmequelle erfolgt der Fluidrückfluss gravitationsgestützt und es sind keine Kapillaren eingebracht. Es herrscht kein Unterdruck und so findet ab ca. 100 °C der Phasenübergang statt. Die Modellbildung beschreibt einen stationären Zweiphasen-Wärmeübergang anhand von Massebilanzen in einem in axialer Richtung finite Elemente aufgeteilten Raum, wobei die flüssige und die gasförmige Phase bilanziert wird. Außerdem wird eine Modellierung eines Energie- und Stofftransports sowie eine Berechnung des Wärmeübergangs zum Fluid vorgenommen. Das Modell kann anhand einer realen Extruderschnecke mit ca. 5 °C Abweichung validiert werden.

Aktuelle Softwareanwendungen wie Comsol Multiphysics oder Ansys Fluent erlauben es über implementierte Funktionen (Porous Media) das Verhalten einer porösen Struktur, z. B. von Kapillaren, zu simulieren [HJ16]. Verschiedene physikalische Bedingungen sind hier hinterlegt, so

können bspw. empirisch ermittelte Koeffizienten hinzugefügt werden. Zudem ist kein CAD Modell mit feinen rechenaufwendigen Vernetzungen zu erstellen. Zwar stellt dies bei präzisen Vorversuchen eine Chance zur Simulation von Heatpipes dar, allerdings ist der Vorgang aufwendig. Auch sind experimentell ermittelte Werte immer nur eine Näherung zur Realität und können somit in der Summe zu großen Abweichungen im Gesamtergebnis führen.

Grundsätzlich sind verschiedene Ansätze bekannt, die präzise Ergebnisse liefern. Jedoch wurden zur experimentellen Validierungen von den jeweiligen Autoren selbst hergestellte Heatpipes eingesetzt, womit ein eigener Heatpipe-Standard und somit eine Informationslage geschaffen wird. Auch können so um die experimentellen Ergebnisse Simulationsmodelle entwickelt werden.

Weiterhin sind die genannten Modelle zur thermischen Auslegung für Spritzgießwerkzeuge nicht brauchbar, da die anliegenden Temperaturen stationär sind. Für die Ziele dieser Arbeit sind die Leistungen von Heatpipes der anliegenden und zyklisch wechselnden Temperaturen relevant. Die Modifizierung nötiger Parameter (Kapitel 2.1) ist in den jeweiligen Simulationsmodellen nicht ausreichend möglich bzw. dargestellt. Der Anwender hat keinerlei Informationen über die leistungsentscheidenden Parameter der in der Praxis eingesetzten Heatpipes und hat ebenso geringe Parametrierungsmöglichkeiten in der Simulation. Somit besteht die Gefahr, dass Simulation und Praxis nicht übereinstimmen.

Aufgrund der hohen Individualität von Spritzgießwerkzeugen, ist mit einer Vielfalt von Heatpipe-Konturen. Die hohe Menge an Individualität kann mit den dargestellten Methoden nicht abgebildet werden. Die Simulations-Lösungen im Stand der Technik sind somit nicht anwendbar. Darüber hinaus ist eine hohe Rechenleistung sowie die Anwendung von im Kunststoffbereich branchenüblicher Software notwendig.

Abbildung 23 zeigt die modelhafte Vorstellung einer Simulation mit Heatpipes. Die Heatpipe selber mit den thermodynamischen Abläufen und Wechselwirkungen (Kapitel 2.1) wird nicht simuliert und ist deshalb unabhängig von deren Einflüssen. Vielmehr bildet ein mathematisches Modell die Leistung der vermessenen Heatpipes präzise ab (Kapitel 3.1) und kann die anliegenden Temperaturen iterativ neu errechnen. Aus diesen Überlegungen resultieren zur Erstellung des Simulationsmodells einer Heatpipe drei Schritte:

- Ermittlung und Darstellung der Heatpipe-Leistungen in einem Kennfeld (Kapitel 3.1).
- Einbindung des Kennfeldes in ein Simulationsmodell.
- Simulation und iterative Berechnung von der Wärmequellen- und Senktemperatur

Das Abbilden des Arbeits- und Übertragungsverhaltens der Heatpipe in einem Kennfeld ermöglicht eine sehr schnelle und fehlerrobuste Simulation, da die Heatpipe nicht nachmodelliert werden muss, sondern das reale Verhalten einer vermessenen Heatpipe verwendet wird. Mit diesem Vorgehen kann ein System mit verschiedenen Konturen und Arten von Heatpipes simuliert werden.

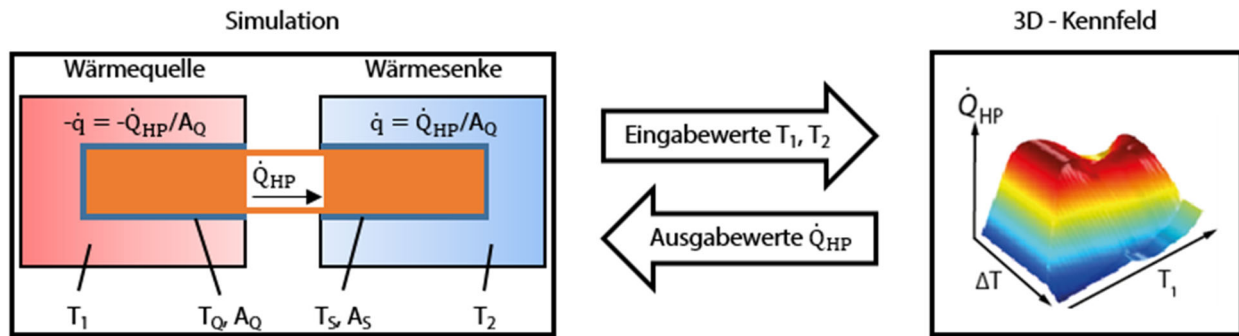


Abbildung 23: Konzept zur Einbindung des Kennfelds in eine Wärmesimulation [Hei14]

Eine Heatpipe besteht aus einer Wärmequelle, einer Wärmesenke und einer Verbindungsstrecke. Wenn man diese Verbindungsstrecke als adiabat annimmt, muss die Summe der Wärmeströme null sein. Der übertragbare Wärmestrom hängt vom Niveau der Temperaturen der beiden Seiten, also von der Möglichkeit des Fluides zu verdampfen oder zu kondensieren ab. So ist es zweckmäßig, für eine Simulation die Übertragungsleistung einer Heatpipe in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur (T_1) und der Temperaturdifferenz (ΔT) zwischen Wärmequelle und Wärmesenke ($T_1 - T_2$) im Kennfeld aufzutragen. Die Temperaturdifferenz (ΔT) bietet anstatt der Wärmesenkentemperatur (T_2) den Vorteil, dasselbe Kennfeld bei Wärmestromumkehr der Heatpipe zu nutzen.

In der laufenden Simulation wird die Leistung unter den anliegenden Temperaturen aus dem Kennfeld ausgelesen. Diese Leistung \dot{Q}_{HP} wird über den anliegenden Flächen der Heatpipe der Wärmequelle (A_Q) subtrahiert, an der Wärmesenke (A_S) addiert. Der Wärmeaustausch zwischen Wärmequelle und Wärmesenke erfolgt iterativ in diskreten Zeitschritten und kann daher für ein instationäres Verhalten, z. B. einem Aufheizvorgang aber auch für einen zyklischen Prozess, genutzt werden. Anhand der spezifischen Wärmekapazität und der Masse der in der Simulation dargestellten Blöcke für Wärmequelle und Wärmesenke, lässt sich die aktuelle Temperatur errechnen. Über diese Temperatur wiederum kann der zu dem Zeitpunkt entsprechende Wärmestrom \dot{Q}_{HP} aus dem Kennfeld ausgelesen werden.

3.2.1 Erstellen des Simulationsmodells

Zur Simulation mit vermessenen Heatpipes wird der Block der Wärmesenke in der Software Comsol Multiphysics vereinfacht nachmodelliert (Abbildung 24). Die durchschnittliche Temperatur der Montagestelle (A_S) der Heatpipe wird ebenso, wie die gemittelte Oberflächentemperatur des Prüfblocks, erfasst (Wärmesenkentemperatur T_2). Daraufhin wird ein experimentell erstelltes und um die Umgebungsverluste bereinigtes Kennfeld einer Heatpipe (Kapitel 3.1) als Textdatei über die Funktion „Interpolation“ eingebunden. So können nicht vermessene Zwischenwerte im Kennfeld erstellt und visualisiert werden.

Über einen selbstdefinierten Funktionsnamen (hier \dot{Q}_{HP}) erfolgt der Verweis ins Simulationsmodell. Die Heatpipe ist nicht im Geometriemodell berücksichtigt. An der Montagestelle (A_S) der Heatpipe

(Wärmesenkentemperatur T_2) wird als Randbedingung die Leistung der Heatpipe über die Funktion „Heat Flux“ zugewiesen. Comsol Multiphysics nimmt die Wärmestromdichte \dot{q} [W/mm²] und somit den Wärmestrom über die Fläche an. Der Wärmestrom \dot{Q}_{HP} wird auf die Modellfläche (A_S) addiert.

Auf diese Weise wird die Leistung aus dem Kennfeld mit dem Simulationsmodell gekoppelt. Die Einbindung des Kennfeldes wird wie eine Funktionsdeklaration aufgebaut. T_1 und T_2 sind die gemittelten Temperaturen an den Phasenübergangsbereichen. In deren Abhängigkeit wird die Leistung \dot{Q}_{HP} herausgegeben:

$$\dot{Q}_{HP}(T_1 (T_1 - T_2(T))) \quad (10)$$

An der Wärmequelle wird eine Temperatur erfasst und die Simulationssoftware greift direkt auf das Kennfeld zu, ermittelt über die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke den Wärmestrom und weist diesen der Wärmesenke zu. Die neue Temperatur an der Wärmesenke wird mit Berücksichtigung der hinzugefügten Wärmeenergie, der Wärmekapazität sowie der Masse errechnet. Die neu entstandenen Temperaturen werden beim Auslesen der aktuellen Heatpipe-Leistung und zur Neuberechnung der Wärmesenkentemperatur jedes Mal berücksichtigt.

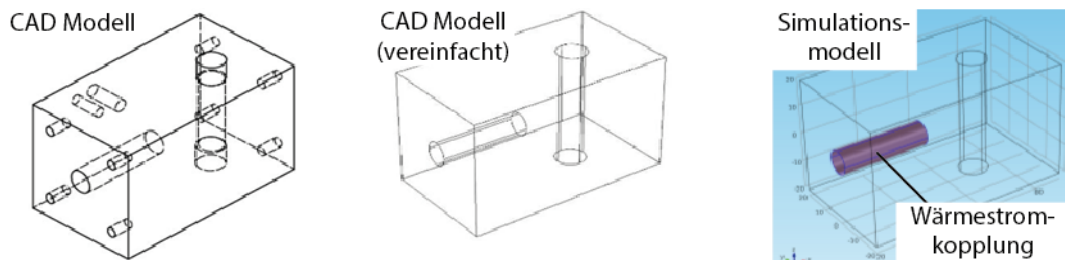


Abbildung 24: CAD-Modell (links), vereinfachtes CAD-Modell für Simulation (Mitte), Kopplungsort (violett markiert) des Simulationsmodells (rechts) [Hei14]

In der Realität hat der Versuchsaufbau Wärmeverluste in die Umgebung. Daher werden die drei thermischen Verlustmechanismen in das Simulationsmodell integriert. In Comsol Multiphysics sind alle Berechnungsroutinen der Wärmeübertragungsmechanismen vordefiniert und können auf die Oberflächen des Modells angewendet werden. Dafür wird der Wärmeaustausch in die Umgebung durch Randbedingungen in das Modell implementiert. Die Fälle A, B und C stellen einen natürlichen konvektiven Wärmeübergang dar (Abbildung 25). Als Parameter müssen dem Programm ein geometrischer Koeffizient und die Umgebungstemperatur vorgegeben werden. Es findet zudem ein Verlust durch Wärmestrahlung statt (Abbildung 25, D). Zur Berücksichtigung der Strahlungsverluste wird ein Emissionsgrad von 0,98 und die Umgebungstemperatur vorgegeben.

Als Vereinfachung wird auf die Nachmodellierung der Wärmeschutzplatten und des Kühlsystems verzichtet und eine zusätzliche Wärmestrahlungsbedingung hinzugefügt (Abbildung 25, E). Als Parameter sind ein Emissionsgrad von 0,2 und die Umgebungstemperatur vorgegeben. Ermittelt wird der Emissionsgrad durch die Variation von Koeffizienten, welche an ein reales Abkühlverhalten des

Blocks angepasst werden. Als Grundlage dient eine im Vorfeld aufgezeichnete Abkühlkurve des Prüfkörpers. Das simulierte Abkühlverhalten wird dem aufgezeichneten Abkühlverhalten angenähert.

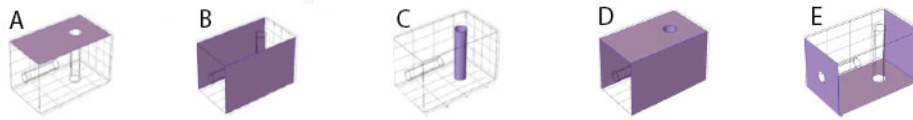


Abbildung 25: Verlustkompensation im Simulationsmodell (geometrischen Fälle violett markiert): Natürliche Konvektion (A, B, C), Wärmestrahlung (D), Kompensation von Wärmeleitung (E) [Hei14]

3.2.2 Simulationsergebnisse und Validierung

Zur Validierung des Ansatzes zur Simulation mit vermessenen Heatpipes werden die Simulationsergebnisse mit den experimentell ermittelten Aufheizkurven verglichen und der relative Fehler bestimmt (Abbildung 26). Zur Bewertung der Simulationsergebnisse und des mathematischen Modells werden drei Heatpipes jeweils mit zwei verschiedenen Wärmequellentemperaturen von 60 °C und 160 °C simuliert. Wie im realen Versuch wird die Wärmequelle mit einer konstanten Temperatur definiert. Somit ergibt sich ein Wärmestrom nur in die Wärmesenke. Anders als bei der experimentellen Erstellung der Kennfelder wird nicht die Wärmeübertragungsleistung betrachtet, sondern die stationäre Temperatur nach der Zeit simuliert.

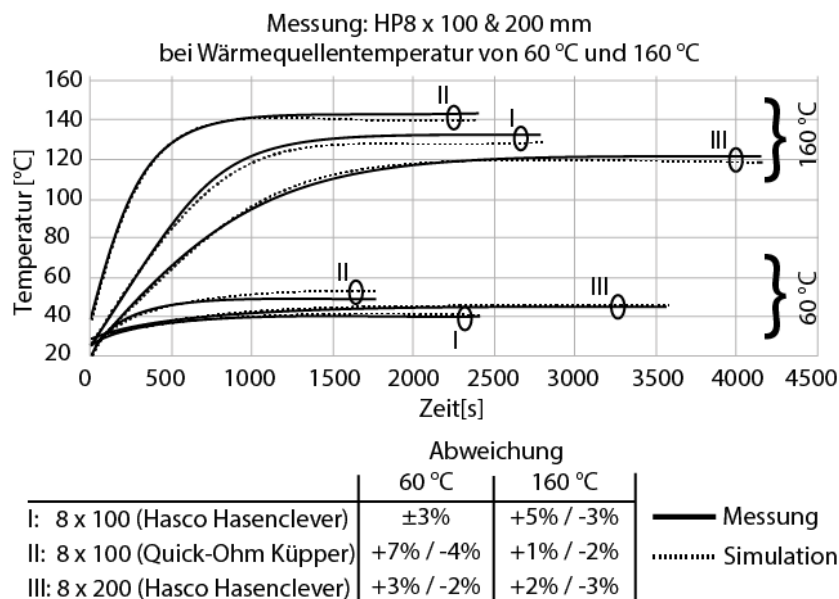


Abbildung 26: Gegenüberstellung gemessener und simulierter Aufheizkurven [Hei14]

Das deutlich unterschiedliche Verhalten zwischen den Herstellern, welches in Kapitel 3.1.3 festgestellt wurde, spiegelt sich auch in der Simulation wider (Abbildung 26). Die Heatpipe der Firma Quick-Ohm Küpper hat eine steilere Aufheizkurve und wird bei höheren Temperaturen stationär als die Heatpipes von Hasco Hasenclever. Abbildung 26 zeigt, dass das aufgestellte Modell eine gute Näherung des realen Übertragungsverhaltens der betrachteten Heatpipes darstellt. Der relative Fehler befindet sich im mittleren bis unteren einstelligen Bereich. Die durchschnittliche Abweichung liegt

bei ca. 3 % und ist damit äußerst zufriedenstellend. Der Extremfall ist eine Temperaturabweichung von +7 % und -4 % bei einer Wärmequellentemperatur von 60 °C und der 100 mm Heatpipe vom Quick-Ohm Küpper. Das entspricht ca. 4 °C und ca. 2 W. Dieser Extremfall und somit die sonstigen Ergebnisse werden als zufriedenstellend angesehen. Diese dargestellten Erkenntnisse unterstützen den „Blackbox“ Ansatz einer digitalen Referenz.

4 Qualifizierung von Heatpipes

In diesem Kapitel werden Heatpipes auf deren Leistungsbedingungen und Vergleichbarkeit innerhalb verschiedener Einbausituationen vermessen. Zudem wird deren Leistung durch geometrische Modifikationen optimiert. In Kapitel 4.1 werden zunächst Vorversuchsreihen zu konventionellen, marktüblichen Heatpipes in Standardbauformen durchgeführt. Aufbauend zu diesen Ergebnissen, werden weitere Versuchsreihen mit selbst hergestellten Heatpipes vorgenommen (Kapitel 4.3). Bewertet wird nicht nur die Heatpipe-Leistung, vielmehr wird der Einsatz von Heatpipes in Bezug auf die Temperierung von Spritzgießwerkzeug betrachtet. Die Versuchsdurchführungen und die Auswertungen finden analog zu Kapitel 3.1 statt. Auf etwaige Abweichungen wird an den jeweiligen Stellen hingewiesen.

4.1 Qualifizierung konventioneller Heatpipes in Standardbauform

In Kapitel 4.1.1 werden Sammelbestellungen gleicher Heatpipes und Hersteller ausgewertet und innerhalb der Bestellung verglichen. Weiter werden in Kapitel 4.1.2 Vergleichsstudien zum Einfluss der Querschnitte als auch zu den Kapillaren durchgeführt. Relevant ist dabei die maximale Leistung der Heatpipes unter verschiedenen Einbausituationen. In Kapitel 4.1.3 werden Heatpipes konstruktiv in ihrer Leistung optimiert und vermessen. Die Wärmequelle ist dabei horizontal, da dies der natürliche Verlauf zur Kühlung von Kerneinsätzen ist. Teile der Daten dieses Kapitels sind aus der Bachelorarbeit von Nils Kälble [Käl18] und Alexander Buff [Buf17] entnommen worden.

4.1.1 Leistungsvergleich baugleicher, konventioneller Heatpipes in Standardbauform

Es werden drei verschiedene Sammelbestellungen von Heatpipes qualifiziert. Zwei davon sind von der Firma Quick-Ohm Küpper und eine weitere von CRS-Engineering. Die Heatpipes von Quick-Ohm Küpper haben einen Durchmesser von 5 mm bzw. 6 mm und als Kapillarstruktur Sinter. Die Heatpipes von CRS-Engineering haben einen Außendurchmesser von 6 mm und Mesh-Kapillare. Alle Heatpipes sind 100 mm lang.

Die Messungen finden in horizontalen Einbaulage, bei einer Temperaturspanne von 180 °C bis 220 °C an der Wärmequelle statt, da in diesem relativ hohen Temperaturbereich deutlich erkennbare Leistungsunterschiede zu erwarten sind. Dies vereinfacht die Auswertung. An der Wärmesenke wird eine Starttemperatur von ca. 20 °C durch die Wasser-Hausversorgung eingestellt. Alle Heatpipes sind zu einem Drittel der Länge in die Wärmequelle sowie Wärmesenke montiert. Da diese Ergebnisse als qualitativ und im Vergleich untereinander anzusehen sind, nicht jedoch für eine thermische Auslegung gedacht sind, wird auf die Verlustbetrachtung aus Kapitel 3.1.2 verzichtet.

Die Abbildung 27 bis Abbildung 29 stellen das jeweilige Leistungsmaximum der Heatpipes dar. Darüber hinaus wird ein Mittelwert aus dem Leistungsmaxima gebildet und ebenfalls im Diagramm dargestellt.

Abbildung 27 zeigt die Streuung der gemessenen Heatpipes von Quick-Ohm Küpper mit einem Durchmesser von 5 mm. Aus der Grafik ist erkennbar, dass die Leistungspanne der Heatpipes weit auseinandergeht. Zwischen der höchsten (102 W) und geringsten Leistung (42 W) liegen 60 W Differenz. Der Mittelwert liegt bei 72 W. Auch wenn die Heatpipes im Allgemeinen leistungsstark sind, ist es für den Anwender dennoch unmöglich die wahre Leistung anhand von Produktbeschreibungen zu kennen.

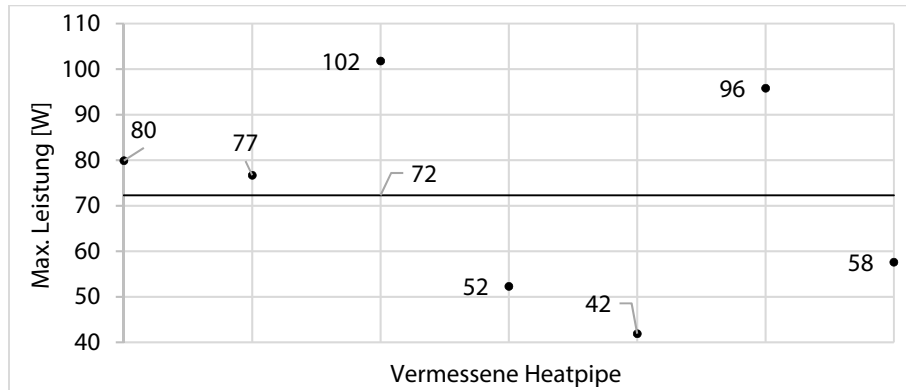


Abbildung 27: Streuung der maximalen W rmstr me einer Sinter-Heatpipe aus Kupfer mit Außendurchmesser 5 mm und 100 mm Länge der Firma Quick-Ohm Küpper

Bei den in Abbildung 28 untersuchten Heatpipes mit einem Durchmesser von 6 mm ist eine kleinere Streuung zu erkennen. Zwischen der höchsten (157 W) und geringsten Leistung (113 W) liegen ca. 44 W. Der Mittelwert dieser Messreihe beträgt ca. 135 W.

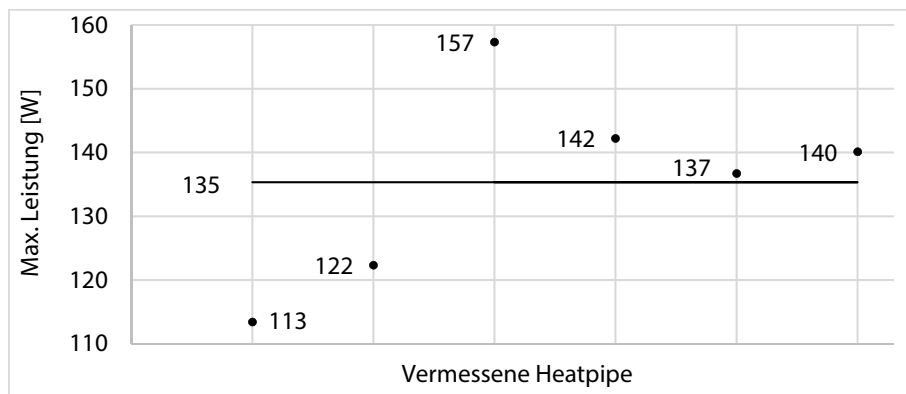


Abbildung 28: Streuung der maximalen W rmstr me einer Sinter-Heatpipe aus Kupfer mit Außendurchmesser 6 mm und 100 mm Länge der Firma Quick-Ohm Küpper

Die Streuung bei der Heatpipe mit 5 mm Durchmesser ist größer als bei der Heatpipe mit 6 mm Durchmesser. Begründet werden kann dies zum einem mit dem Fertigungsprozess. Schwankungen können bei der Erzeugung des Unterdrucks und Befüllung des Arbeitsfluides auftreten. Der Einfluss von Schwankungen in der Fluidfüllung ist bei geringen Dampfchamber-Volumen deutlich stärker als bei größeren Volumen. Ähnliches gilt für Unregelmäßigkeiten bei der Kapillare. Sollten diese nicht sauber an der Dampfchamber sitzen, verringert sich die Wärmeleitung in die Dampfchamber und somit die Leistung von Heatpipes.

Die in Abbildung 29 zu erkennenden maximalen Wärmeströme der Heatpipes von CRS-Engineering zeigen eine geringere Streuung als die des Herstellers Quick-Ohm Küpper. Zwischen der höchsten (zweimal 95 W) und geringsten Leistung (68 W) sind ca. 27 W Differenz zu erkennen. Der Mittelwert liegt bei 83 W und die Schwankungen sind vergleichsweise gering.

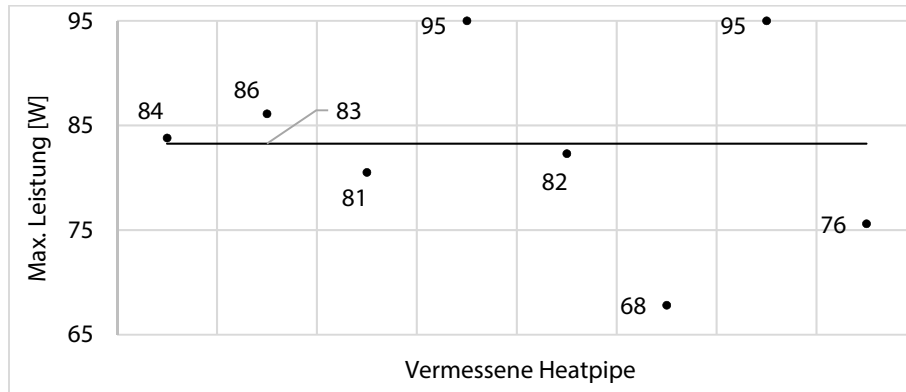


Abbildung 29: Streuung der maximalen Wärmeströme einer Mesh-Heatpipe aus Stahl mit Außendurchmesser 5 mm und 100 mm Länge der Firma CRS-Engineering

Die geringen Schwankungen können bei den CRS-Engineering Heatpipes mit einem besseren Fertigungsprozess mit geringen Schwankungen in Unterdruck und Fluidmengen begründet sein. Außerdem sind die Heatpipes aus Stahl und haben eine höhere Masse als die aus Kupfer bestehenden Heatpipes von Quick-Ohm Küpper, was für eine thermische Trägheit spricht. Auch muss daher die Hülle dicker Hülle sein. Somit ist die Wärmeleitung in und aus der Dampfkammer aufgrund der Manteldicke, aber auch aufgrund der geringeren Wärmeleitfähigkeit von Stahl zu Kupfer schlechter. Der Innendurchmesser der CRS-Engineering Heatpipe ist ebenso kleiner und somit wird ein geringerer Massetransport im Vergleich zu den Quick-Ohm Küpper Heatpipes stattfinden. Eine geringere Wärmetransportleistung ist die Folge.

Hinsichtlich der Leistung gilt außerdem zu erwähnen, dass die Sinter-Heatpipe mit geringster Leistung stärker als jede Mesh-Heatpipe ist. Allgemein gilt eine Sinter-Struktur als leistungsstärker als Mesh. Es gilt zu erwähnen, dass die Leistungen vom Unterdruck und der Flüssigkeitsmenge abhängig, diese jedoch nicht bekannt sind.

Neben der Erkenntnis, dass die Wärmeübertragungsleistung bei den kostengünstigen Sinter-Heatpipes höher ist als die der Mesh-Heatpipes, aber in einem größeren Bereich streuen, ist vor allem die Lage der Maxima zu erwähnen. Hier ist zu sehen, dass die Heatpipes das Leistungsmaximum bei sehr hohen Wärmequellentemperaturen von 220 °C bzw. 200 °C aufweisen. Aus Abbildung 27 bis Abbildung 29 ist erkennbar, dass die Leistungsmaxima innerhalb einer Art von Heatpipe weit auseinandergehen. Dies macht eine präzise thermische Auslegung eines Spritzgießwerkzeuges unmöglich. Jede Heatpipe müsste vor einer Werkzeugentwicklung neu qualifiziert und die thermischen Bedingungen entsprechend angepasst werden. Ein solches Trial-and-Error Prinzip ist in der Entwicklung nicht akzeptabel.

4.1.2 Leistungsvergleich nach Kapillarstruktur und Einbaulage

Die Heatpipes werden nach ihrer Wärmeübertragungsleistung in unterschiedlicher Einbaulage untersucht. Vermessen werden sowohl Heatpipes mit Groove-Kapillare in 6 mm und 8 mm (in 5 mm nicht erhältlich) sowie Mesh- und Sinter-Kapillare mit 5 mm, 6 mm und 8 mm von Quick-Ohm Küpper. Die Einbaulage spielt eine entscheidende Rolle bei der Leistung der Heatpipe. In Abbildung 30 wird ein System zur Bezeichnung zur Einbaulage festgelegt. Dabei wird im Bereich von 0° bis 90° der Winkel als positiv (Wärmesenke oberhalb Wärmequelle = Rückfluss unter Gravitation) und der Bereich ab 0° bis -90° als negativ (Wärmesenke steht unterhalb Wärmequelle = Rückfluss entgegen Gravitation) bezeichnet.

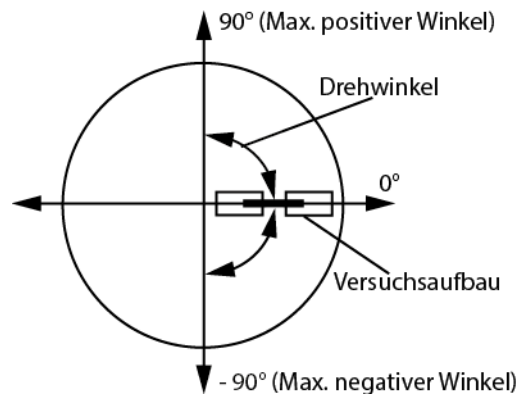


Abbildung 30: Bezeichnungssystem der Einbaulage [Käl18]

In Abbildung 31 werden Groove-, Mesh- und Sinter-Heatpipes in den Durchmessern 5 mm, 6 mm und 8 mm miteinander verglichen, wobei in der Groove-Ausführung keine 5 mm Heatpipe erhältlich ist. Grundsätzlich ist die Abhängigkeit des gravitationsgestützten Fluidrückflusses erkennbar. So wird bei einer Groove-Heatpipe deutlich, dass bei einem positiven Winkel die Leistung sehr hoch ist (ca. 230 W) und bei einem negativen Winkel diese bis auf ca. 20 W abfällt. Auch die horizontale Einbaulage (0°) hat mit ca. 110 W in beiden Fällen einen vergleichbaren Wert.

Groove-Strukturen bieten eine kapillarbedingte Oberflächenvergrößerung, was eine höhere Wärmestromdichte im Verdampfungsvorgang bedeutet. Daher sind sie sehr leistungsstark im schwerkraftgetriebenen Fall. Hinsichtlich der Kapillarkraft sind Groove-Heatpipes jedoch stark eingeschränkt. Die geringe Leistung im negativen Einbaufall stützt diese Aussage. Dabei findet primär Wärmeleitung statt, der zweiphasige Wärmeaustausch ist somit für Groove-Heatpipes in negativer Einbaulage nicht mehr von Bedeutung.

Beim positiven Einbau der Mesh-Heatpipe ist die Wärmeübertragungsleistung mit ca. 80 W bis ca. 100 W ebenso deutlich höher als im negativen Fall mit ca. 15 W bis 25 W. Außerdem ist die Leistungssteigerung zwischen 30° und 90° beim Durchmesser 8 mm besonders hoch.

Die Leistungskennwerte der Sinter-Heatpipes sind im Vergleich zu den weiteren Kapillarstrukturen im negativen Einbau mit ca. 40 W bis 70 W ungefähr doppelt so hoch. Dies ist besonders für die Werkzeugtechnik interessant, sollten konstruktive Herausforderungen vorhanden sein, welche einen

Einbau einer Heatpipe ohne Gravitationsunterstützung benötigt. Auch der horizontale Einbaufall ist mit ca. 150 W und ca. 60 W deutlich besser und mit ca. 110 W ebenso gut wie bei den anderen Ausführungen. Ebenso erkenntlich ist, dass der Unterschied bei Durchmesser 5 mm zwischen den einzelnen Werten je Winkellage nicht groß ist. Dies ist durch die gute Kapillarwirkung der Sinterstruktur in negativer Einbaulage und die verringerte, durchmesserbedingte Leistung in positiver Einbaulage begründet. Weiterhin ist anzumerken, dass die zu erreichende Leistung bei größer werdendem Durchmesser steigt.

Die Kurve der Sinter-Heatpipe mit dem Durchmesser 6 mm fällt bei 60° ab, was mit einem Eintritt der Siedegrenze zu erklären wäre. Grundsätzlich sind Sinter-Heatpipes im Vergleich sehr leistungsstark und in der Praxis zu bevorzugen. Die maximalen Werte bewegen sich bei ca. 170 W bzw. 190 W. Allein der Durchmesser 5 mm führt mit ca. 80 W zu keinen hohen Leistungen, wobei dies an den Schwankungen von Heatpipes selber, weniger an der Kapillare liegen muss.

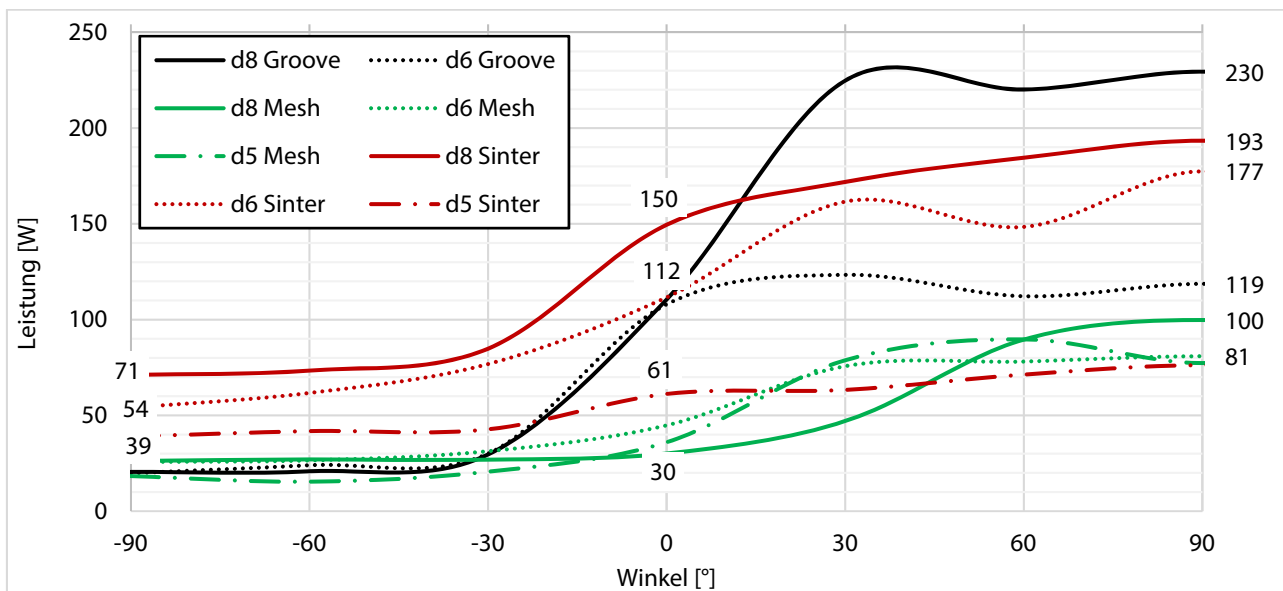


Abbildung 31: Leistungsvergleich von Groove-, Mesh- und Sinter-Heatpipes in Standardbauformen mit den Außendurchmessern 8 mm, 6 mm und 5 mm. Alle haben eine Länge von 100 mm

Allgemein lässt sich feststellen, dass der Leistungsunterschied zwischen positiver und negativer Einbaulage hoch ist und sich bei der 0° Einbausituation optisch sehr gut erfassen lässt. Auch ist eine Abhängigkeit des Durchmessers erkennbar, da dieser einen höheren Dampftransport realisieren kann. Hier sind im gravitationsgestützten und horizontalen Fall Groove- oder Sinter-Heatpipes zu bevorzugen. Entgegen der Schwerkraft sollten lediglich Sinter-Heatpipes eingesetzt werden.

4.1.3 Leistungsoptimierung durch Konturänderung

Betrachtet man die Ergebnisse aus Kapitel 4.1.2, so ist ein schwerkraftgestützter Kondensatrückfluss, im besten Fall eine vertikale Einbausituation, optimal für den Einsatz von Heatpipes. Die horizontale Einbaulage erfährt im Vergleich dazu große Leistungseinbußen. Im geradlinigen horizontalen Fall

verteilt sich die Flüssigkeit über die Länge und die Wärmequelle wird nicht ideal benetzt. Außerdem nimmt die Flüssigkeit in der Wärmesenke Volumen ein. Die Fläche der Wärmesenke verkleinert sich. Diese Effekte wirken sich nachteilig aus.

Der horizontale Einbaufall ist bei Spritzgießwerkzeugen jedoch realitätsnäher. Die Werkzeuge öffnen mit vertikaler Trennebene, wodurch die Kavität und die Kerne horizontal liegen. Dahingehend wird die Temperierung konstruiert.

Dieser Widerspruch kann gelöst werden, indem die Wärmequelle weiterhin horizontal (in den Werkzeugkern) verläuft, jedoch der Kondensatrückfluss schwerkraftgetrieben, durch eine oberhalb liegende Wärmesenke realisiert wird. Außerdem sammelt sich in diesem Fall die Flüssigkeit in der Wärmequelle, welche komplett benetzt ist. So kann über dem ganzen Querschnitt Wasser verdampfen und Wärme aufnehmen. Weiter ist die Wärmesenke über den kompletten Querschnitt frei. Der Dampf kann ideal kondensieren (Abbildung 32).

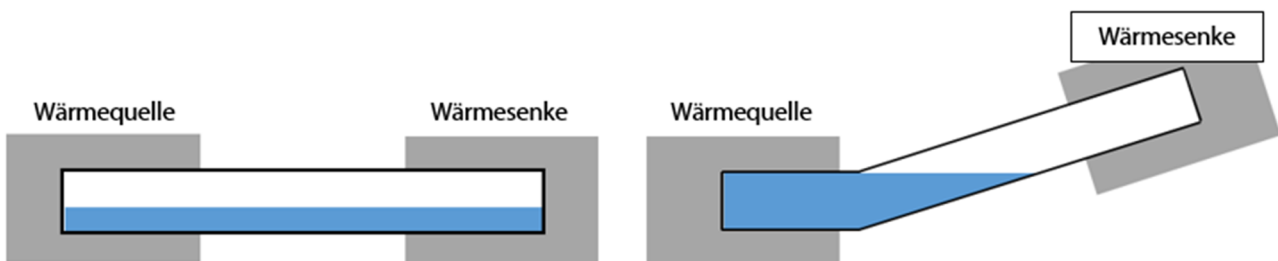


Abbildung 32: Fluidverteilung bei geradliniger, horizontaler Heatpipe zu gebogener Heatpipe mit horizontaler Wärmequelle

Eine gebogene Variante nimmt relativ wenig Bauraum ein. So könnten die Heatpipes ggf. mit den Auswerfern im Spritzgießwerkzeug in einer Ebene mitlaufen und müssten nicht, wie beim Temperierkanal, quer zu den Auswerfern verlaufen. Auch wird eine Variante getestet, bei der sowohl Wärmequelle als auch Wärmesenke horizontal verlaufen und die adiabate Zone angewinkelt ist. Zunächst werden Messungen im horizontal geradlinigen Fall durchgeführt. Dieselbe Heatpipe wird in den weiteren Schritten wie beschrieben gebogen (Abbildung 33). Somit sind die Effekte durch die Modifizierung vergleichbar.

Es werden 200 mm lange Heatpipes eingesetzt. Dabei handelt es sich um eine Groove-Heatpipe mit Durchmesser 6 mm, und zwei Sinter-Heatpipes mit Durchmesser 6 mm und 8 mm. Ausgehend von 40 °C bis 200 °C wird die Wärmequellentemperatur in 20 °C Schritten erhöht. Die Starttemperatur an der Wärmesenke hat ca. 17 °C (wassergekühlt).

Wärmequellen- und Senkenlänge beträgt jeweils 66 mm. Die Heatpipes werden mit ca. 20 mm Radius und 30° gebogen. Anhand der Auswertungen ist nicht nur die Temperaturabhängigkeit der Heatpipe dargestellt, vielmehr kann der Einfluss der Gravitation deutlich gemacht und Konstruktionspotentiale aufgezeigt werden. Im Anhang (Abbildung 58 bis Abbildung 60) sind die dazugehörigen Kennfelder zu finden.

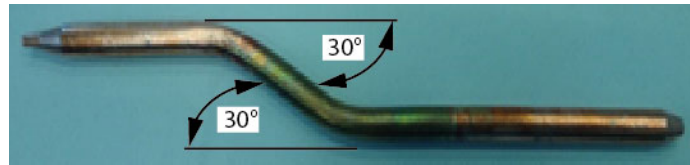


Abbildung 33: Schräglaufige adiabate Zone, Wärmequelle / Wärmesenke horizontal [Buf17]

In Abbildung 34 sind die Maximalleistungen der jeweiligen Heatpipe-Modifikationen, sortiert nach drei beispielhaften Temperaturen, zu sehen. Anhand der drei rechts eingezeichneten Piktogramme, ist optisch die Leistungssteigerung erkennbar. Eine einfache Biegung, die eine schräglaufige Wärmesenke bedeutet, hat die höchsten Werte. Auch ist die Temperaturabhängigkeit der Leistung anhand der aufsteigenden Kurven zu erkennen. Die höchsten Leistungen sind jedoch nicht zwangsläufig bei der geringsten Wärmesenktemperatur entstanden.

Die Groove-Heatpipe (schwarze Linie) hat mit 6 mm Außendurchmesser die besten Wärmetransportleistungen. Die Maximalleistung steigt durch die Einfachbiegung von 60 W bei 200 °C Wärmequellen- und ca. 95 °C Wärmesenktemperatur auf etwa 140 W bei 200 °C und ca. 100 °C Temperaturdifferenz.

Nach der Doppelbiegung erreicht die Groove-Heatpipe bei 200 °C eine Maximalleistung von etwa 105 W und eine deutliche Steigerung kann somit festgestellt werden. Auch in den tieferen Temperaturbereichen sind Steigerungen auf 60 W bzw. auf 80 W messbar.

Die starke Unregelmäßigkeit im Kennfeld der Groove-Heatpipe ist auffallend (Vgl. Anhang). Bei höheren Quellentemperaturen ist zu wenig Fluid in der Verdampfungszone, da die Kondensation zu gering ist und die Leistung der Heatpipe nicht kontinuierlich verläuft.

Auch eine Sinter-Heatpipe mit 8 mm Außendurchmesser (rote Linie) ist im oberen Feld mit beiden schwerkraftgestützten Einbaulagen. Sie erreicht mit 8 mm Durchmesser im Auslieferungszustand eine Maximalleistung von ca. 70 W bei 200 °C Wärmequellen- und ca. 30 °C Wärmesenktemperatur. In der doppelt gebogenen Variante sind bei 200 °C Quellen- und ca. 20 °C Senktemperatur ca. 130 W zu erreichen. Die einfach gebogene Variante hat eine maximale Leistung von ca. 125 W bei 200 °C Wärmequellentemperatur. Die Temperaturdifferenz beträgt hierbei ca. 130 °C. In den beiden höheren Temperaturregionen ist die doppelt gebogene Variante jedoch am leistungsstärksten.

Die Sinter-Heatpipe (grüne Linie) mit 6 mm Durchmesser erreicht im geraden Zustand ein Maximum von etwa 35 W bei 200 °C Wärmequellen- und ca. 95 °C Wärmesenktemperatur. Mit annähernd 40 W wird die Ausgangsleistung bei der doppelten Biegung geringfügig übertroffen. Dies lässt auf die gute Kapillarkraft von Sinter schließen, welche durch die horizontal verlaufende Wärmesenke das Fluid transportiert. Bei der einfachen Biegung wird mit ca. 95 W bei ca. 100 °C Temperaturdifferenz und bei 200 °C Quellentemperatur die beste Leistung erreicht. Die Gravitation hat somit einen deutlichen Einfluss. Auch in den geringeren Temperaturbereichen sind sehr gute Leistungssteigerungen zum Ausgangszustand möglich.

Die guten Leistungen der Sinter-Heatpipe lässt sich auf den Außendurchmesser von 8 mm zurückführen. Generell jedoch sind die Zuwächse im Vergleich zur der Groove-Heatpipe mit 6 mm und Sinter-Heatpipe mit 6 mm Durchmesser relativ gering.

Die doppelte Biegung hat, wie erwartet, geringere Leistungswerte als bei den nur einfach gebogenen Heatpipes. Dies lässt sich durch die geringere Schwerkraftunterstützung beim horizontalen Verlauf der Wärmesenke und einem eventuellen Verbleiben von Kondensat im Plateau der Wärmesenke erklären. Die Wärmetransportleistungen können innerhalb einer Heatpipe-Charge variieren (Kapitel 4.1.1) und sind abhängig von der Einbausituation (Kapitel 4.1.2). Insgesamt bestätigen diese Versuchsreihen die Hypothese, dass bereits ein geringes Anheben der Wärmesenke oberhalb der Wärmequelle hohe Leistungssteigerungen bewirken kann. Bei größeren Außendurchmessern ist jedoch darauf zu achten, dass der Biegeradius nicht zu klein ist, da sonst ein Einbeulen oder irreparable Rissbildungen auftreten können.

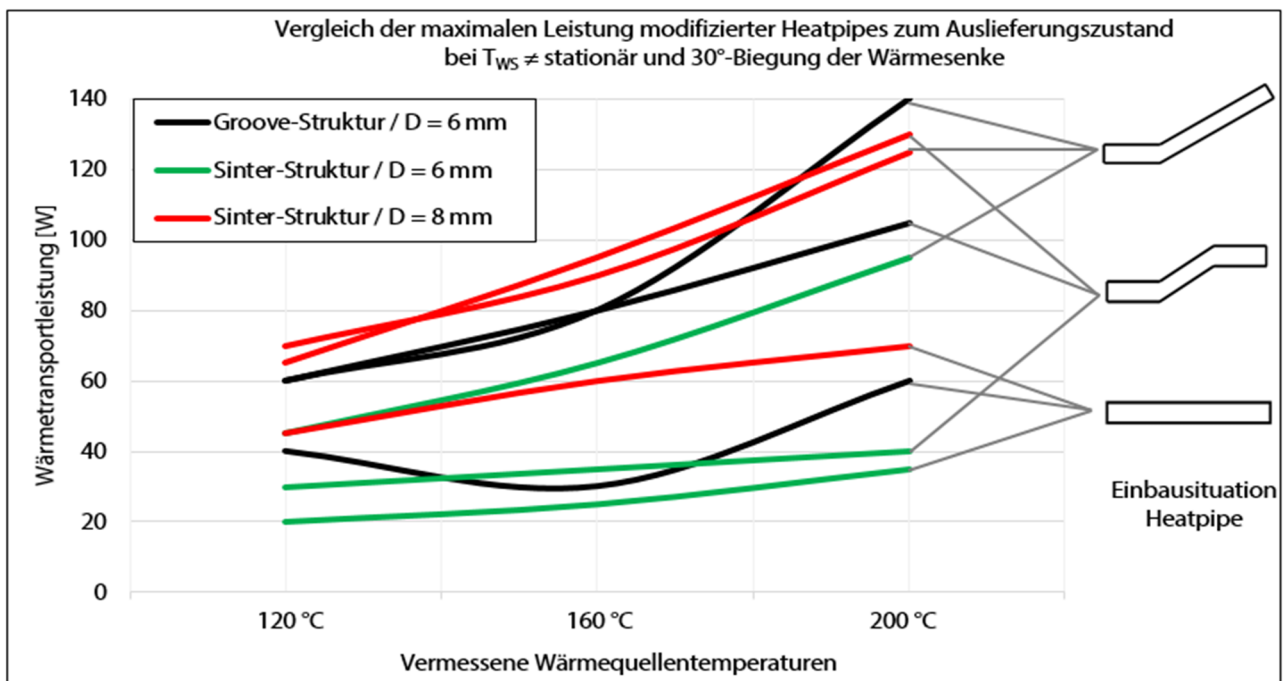


Abbildung 34: Leistungsvergleich modifizierter Heatpipes zum Auslieferungszustand

4.2 Temperaturverteilung in der Wärmequelle einer Heatpipe

Im Fall der Anwendung von Heatpipes in der Werkzeugtechnik kann besonders bei dünnwandigen Konturen eine ungleichmäßige Wärmeabfuhr theoretisch eine ungleichmäßige Kavitätstemperatur hervorrufen. Ziel der durchgeführten Versuchsreihen in diesem Kapitel, ist es, die lokale Temperaturverteilung in der Wärmequelle zu bestimmen. In vorherigen Versuchsreihen wurde festgestellt, dass gekaufte Heatpipes gleicher Bauart in Bezug auf deren Wärmetransportleistung stark streuen (Kapitel 3.1). Daher sind die Ergebnisse als qualitativ zu betrachten und geben einen Eindruck zur Temperaturverteilung und die Bedeutung für einen Werkzeugkern. Teile der Daten und Inhalt dieses Kapitels sind aus der Abschlussarbeit von Oussema Boughariou [Bou19] entnommen worden.

Der Versuchsaufbau (Abbildung 35) besteht aus einer montierten Heatpipe in Standardmaße mit einer Länge von 150 mm und einem Außendurchmesser von 8 mm. Es werden die Kapillare Groove, Mesh und Sinter eingesetzt. Die Verdampfungs- und Kondensationszone ist 50 mm lang. Die Heatpipe steckt in einer Aufnahme aus Stahl. Die Dicke der Aufnahme beträgt 12 mm. Die Wärmeleitung wird reduziert und ein Temperatenausgleich an der Wärmequelle verringert.

Fünf Bohrungen zum Anlöten von Temperaturfühlern (Typ K) sind quer zur Wärmequelle im Abstand von 10 mm in der Aufnahme eingebracht (T_1 bis T_5). Die Aufnahme bietet Platz für zwei Heizpatronen mit je 20 W. Die Messdaten werden mit einem Datenlogger TC-08 (Pico Technology) sowie der dazugehörigen Software aufgezeichnet.

Vermessen werden die Einbaulagen 0° , 45° und 90° , welche nach Abbildung 30 definiert sind. Der Versuchsdurchlauf beginnt bei Raumtemperatur und endet bei stationärem Verhalten. Die Beheizung ist kontinuierlich. Die Wasserkühlung hält die Wärmesenke auf ca. 20°C . Sind die lokalen Temperaturen an der Wärmequelle geringer, desto besser ist die lokale Wärmetransportleistung.

Bei einer Anordnung der Heatpipe, bei der die Wärmesenke oberhalb der Wärmequelle lokalisiert ist (45° und 90°), findet durch die Unterstützung der Gravitation der Rückfluss des Fluides deutlich besser statt als im horizontalen Fall. Derartige Messungen konnten diesen Effekt bereits belegen (Vgl. Kapitel 4.1). Daher ist die Temperatur bei der horizontalen 0° Einbaulage höher als in den 45° und 90° Fällen. Die folgenden Abbildungen zeigen die Temperaturverteilung aller drei Kapillararten.

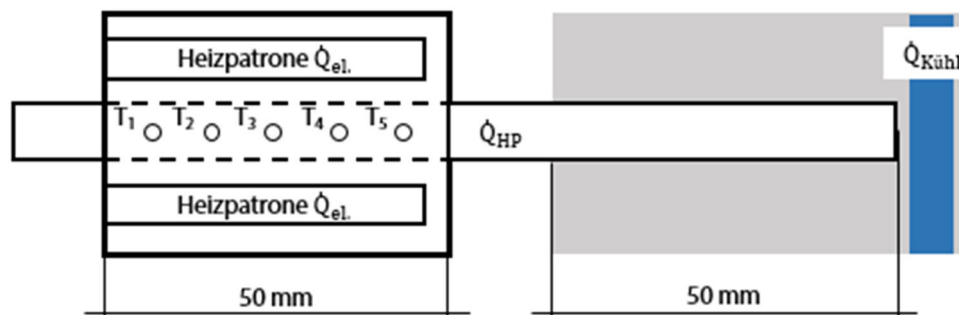


Abbildung 35: Versuchsaufbau und Verteilung der Thermoelemente

Eine geringe Wärmequellentemperatur spricht für eine gute Wärmeabfuhr. So ist bei Betrachtung der Auswertung in Abbildung 36 eine Überlegenheit der Groove-Heatpipe (schwarze Linie) deutlich erkennbar. Die Sinter- (rote Linie) und Mesh-Heatpipe (grüne Linie) sind leistungsschwächer.

Die schwerkraftgetriebenen Einbausituationen (45° , 90°) haben wie erwartet eine bessere Wärmeabfuhr als die horizontal verbauten Heatpipes (0°). Außerdem stellen sich vergleichbare Charakteristika ein. Die Maxima liegen dabei nah dem Anfang der Teststrecke, am zweiten Messpunkt bzw. die Minima am Ende der Teststrecke. Die Minima liegen somit an der adiabaten Zone. Dazwischen stellt sich ein Temperaturabfall ein.

Die Groove-Heatpipes fallen jedoch weniger stark und auch nahezu linear ab als die beiden anderen Varianten. Dies spricht für eine gute Wärmeabfuhr, auch zu Beginn der Teststrecke. Generell ist bei der 90°-Einbaulage ein geringerer Temperaturabfall als in den anderen Einbaulagen.

Die große Temperaturdifferenz in den jeweiligen Messungen lässt sich auf den Fluidrückfluss zurückführen. Grooves sind Längsrillen und geben den Flussweg vor, während Sinter-Strukturen auch quer zum Fluss angeordnet sind. Somit kann bei einer Sinter-Struktur nicht zwangsläufig davon ausgegangen werden, dass das Fluid ideal zurückfließt. Dieser Effekt ist jedoch im 90° Fall nicht so deutlich, da das Wasser theoretisch nur fallen muss und entsprechend weniger Flussweg quer zur Schwerkraft hat. Grundsätzlich ist ein sehr hohes Temperaturniveau zu erkennen.

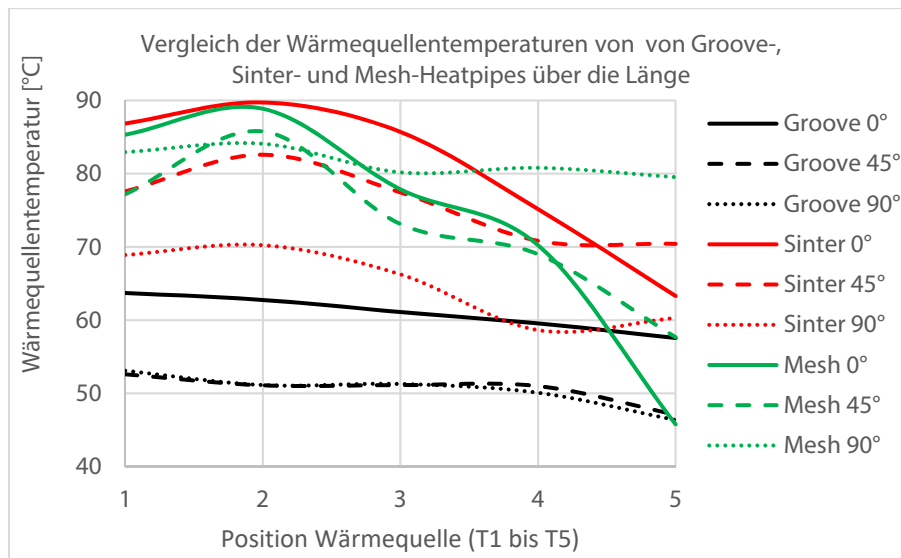


Abbildung 36: Temperaturverteilung an der Wärmequelle verschiedener Heatpipes

Da sowohl eine möglichst effektive als auch gleichmäßige Kühlung realisiert werden soll, kann mit diesem Ergebnis unterstrichen werden, dass eine Heatpipe schwerkraftgetrieben arbeiten sollte. Weiter lässt sich feststellen, dass die gleichmäßige Wärmeabfuhr abhängig von der Kapillare ist. Grundsätzlich ist in allen Fällen ein Temperaturgefälle hin zur Heatpipe Mitte, der adiabaten Zone zu erkennen. Begründet wird dies durch die Wärmeleitung in die adiabate Zone. Bei den schwerkraftgetriebenen Heatpipes fällt dieser Effekt weniger stark aus, da die Wärmeabfuhr generell besser ist und somit ein Wärmeausgleich über die Länge stattfindet. Zurückfließendes Kondensat kann direkt wieder Wärme aufnehmen und somit für eine Abkühlung sorgen. Weiter ist in den engmaschigen Sinter- oder Mesh-Kapillaren davon auszugehen, dass ein durch Blasensieden bedingtes Zusetzen der Kapillare stattfindet und sich die Heatpipe lokal aufgeheizt. Es gilt nochmal zu betonen, dass auf die einzelnen Temperaturen im Vergleich der Heatpipes nicht eingegangen werden kann, da diese in ihrer Leistung stark variieren (Kapitel 4.1) und somit diese Versuche nur qualitativ zu sehen sind.

4.3 Modifizierbare Heatpipes zur Leistungserfassung im Labormaßstab

Aufbauend auf den Auswertungen der Versuchsreihen aus Kapitel 4.1 werden individuelle, selbst gebaute Heatpipes nach der in Kapitel 3.1 vorgestellten Methodik vermessen und ausgewertet. Damit den konstruktiven Bedingungen im Spritzgießwerkzeug genüge getan wird, verläuft die Wärmequelle horizontal. Die Wärmesenke wird in Anlehnung an die guten Ergebnisse aus Kapitel 4.1.3 sowohl horizontal als auch gebogen vermessen.

Das Ziel dieses Kapitels ist, einen ebenso einfachen wie leistungsstarken Dampfkammerverlauf zu ermitteln, welcher in einem Kern eingebracht werden kann. Zudem wird der Einfluss von Kapillaren hinterfragt.

Ausgewertet werden die Messungen mit einer MatLab Software [Kar17]. Die Software erstellt eine Näherung der nicht vermessenen Werte. Unter Berücksichtigung der Umgebungsverluste wird die Übertragungsleistung der Heatpipe errechnet.

Die Ergebnisse dieses Kapitels sind in [KHSM+21] veröffentlicht. Die verwendeten Daten entstammen der Masterarbeit von Johannes Schöttler [Sch20].

4.3.1 Entwicklung modifizierbarer Heatpipes

Zur Ermittlung der Leistungen eigens entwickelter Heatpipes werden einfache Versuchsaufbauten erstellt (Abbildung 37). Die adiabate Zone besteht aus einem Rohr, welches in die Blöcke, der Wärmequelle und Wärmesenke, gesteckt und mit jeweils zwei O-Ringen gedichtet wird. Die Wärmequelle hat eine Bohrung für eine Heizpatrone. Neben einer Bohrung für die Dampfkammer sind in der Wärmequelle und der Wärmesenke Aufnahmen für einen Thermosensor enthalten. Außerdem sind Befestigungspunkte für eine stationäre Montage vorgesehen. Die Wärmesenke hat Kühlbohrungen und Anschlussmöglichkeiten für Wasser.

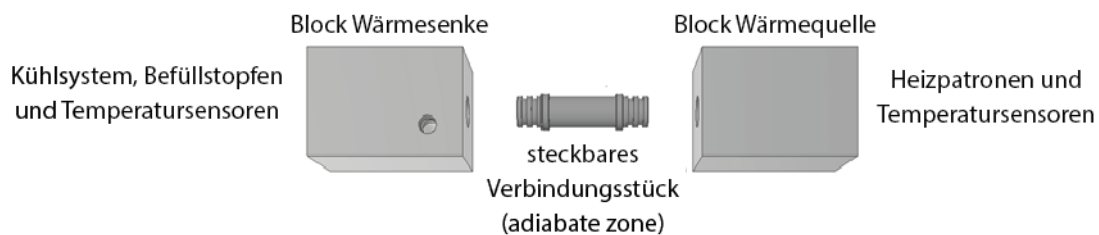


Abbildung 37: Baukastenprinzip der Labor-Heatpipes

Eine besondere Herausforderung besteht in der Erzeugung eines Vakuums und der anschließenden Beigabe einer definierten Flüssigkeitsmenge (zusammengefasst Befüllung genannt). Dies erfordert einen Zugang zur Dampfkammer der Heatpipe, ohne den Verlust des Vakuums und einer genauen Dosierung der Flüssigkeitsmenge. Da Wasser bei einem Unterdruck von ca. 25 mbar bereits bei Raumtemperaturen verdampft und sich dieser Vorgang mit sinkendem Druck verstärkt, kann das Wasser nicht vor dem Absaugen der Luft in die Dampfkammer gegeben werden. Die Dosierung wäre

zwar zu Beginn exakt möglich, durch die Reduzierung des Drucks würde das Wasser jedoch durch die Vakuumpumpe abgesogen werden. Die Flüssigkeitsmenge lässt sich so nicht exakt bestimmen.

Damit dieses Problem gelöst wird, muss Wasser nach der Vakuumausbildung injiziert werden, ohne Luft in die Dampfkammer gelangen zu lassen. Hierfür wird ein Einschraubstopfen verwendet, der aus einer aufgebohrten Madenschraube besteht. Die Bohrung wird mit einem im ausvernetzten Zustand elastischen Polymer befüllt. Der Vorgang ist in Abbildung 38 dargestellt: Der Stopfen wird in der Wärmesenke eingeschraubt und zusätzlich mit einem Flächendichtmittel gesichert. Zur Befüllung wird nun eine Kanüle durch die elastische Masse gestochen (1 - 2), wodurch ein Zugang zur Dampfkammer geschaffen und die Luft aus dem Inneren abgesaugt wird (3). Ist der gewünschte Innendruck erreicht, wird die Kanüle aus dem Inneren gezogen (4) und die Polymermasse verschließt durch ihre elastischen Eigenschaften die Einstichstelle wieder (5). Zur abschließenden Befüllung mit Flüssigkeit, wird diese in der gewünschten Menge mit einer Spritze in einem zweiten Einstich in die Dampfkammer injiziert. Auch in diesem Fall verschließt die Polymermasse die Einstichstelle nach Entfernen der Kanüle wieder und die Befüllung ist abgeschlossen.

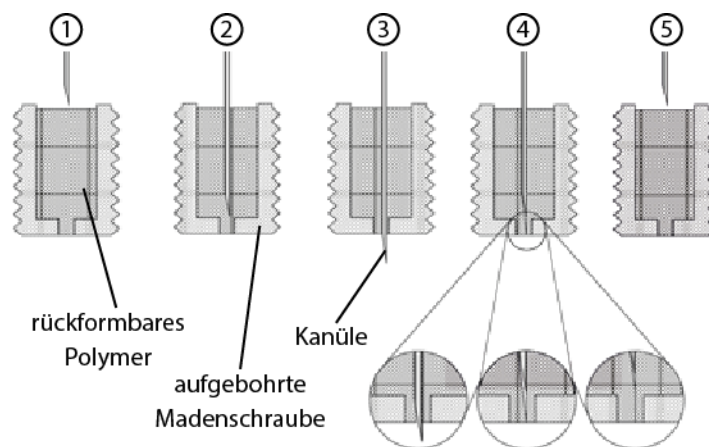


Abbildung 38: Befüllvorgang der Heatpipe

Ein einfacher Versuchsaufbau wird nach dem beschriebenen System sowie zwei Manometern in dieser Form des Zusammenbaus mit Unterdruck beaufschlagt. Der Druck wird über einen Zeitraum von 14 Tagen beobachtet. Der Unterdruck bleibt über die gesamte Zeitdauer konstant erhalten. Auch ein sechsständiger Rütteltest hat keine Leckage an der Verbindung entstehen lassen.

Die Entwicklung individueller Heatpipe-Werkzeuge benötigt eine definierte und reproduzierbare Befüllung. Entscheidend ist das Zusammenspiel aus Unterdruck und Flüssigkeitsmenge. In [MACB10] wird beschrieben, dass mit Wasser befüllte Heatpipes bei einer Menge von mindestens 85 % des Volumens der Wärmequelle am leistungstärksten arbeiten. Außerdem wird der maximal mögliche Unterdruck angestrebt.

Zum Nachweis der Reproduzierbarkeit wird bei einer Wärmequellentemperatur von 100 °C eine Leistungsmessung durchgeführt (Abbildung 39). Innerhalb von drei identischen Befüllungen hatte die Heatpipe einmal ca. 111 W und zweimal ca. 118 W. Somit sind zwei Durchgänge identisch und

ein dritter weicht um ca. 6,5 % bei einer Wärmesenkentemperatur von 20 °C ab, da hier die größten Leistungen sind. Bei zunehmenden Wärmesenkentemperaturen nähern die Leistungen sich an, bis sie identisch sind. Die Methode der Befüllung wird als reproduzierbar bewertet.

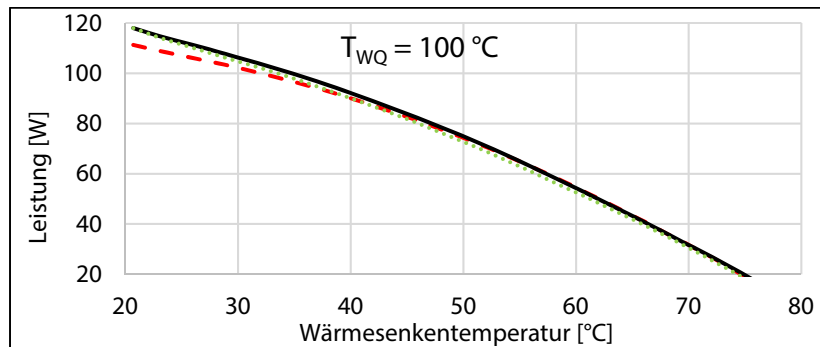


Abbildung 39: Vergleichbarkeit der Durchläufe bei einer Quelltemperatur von 100 °C [Sch20]

Auf Basis der grundlegenden Konstruktion werden die in der Folge dargestellten Versuchsaufbauten modifiziert (Abbildung 40, links). Da die Wärmequelle in der Praxis in den Kernen liegt, gleichzeitig wenig Platz im Werkzeug für die Wärmesenke geboten ist, wird eine Wärmequellenlänge von 70 mm und für die Transport- sowie Kondensationszone jeweils 45 mm angenommen. Der Innendurchmesser der adiabaten Zone sowie die Bohrungen der Blöcke betragen 8 mm.

Die Wärmesenke wird oberhalb zur Wärmequelle verlaufend gebogen (15°, 30°, 45°) und zum Vergleich der Leistung und der Leistungsentwicklung verläuft die Heatpipe ebenso horizontal (0°) und mit einer 90°-Biegung. Der Biegeradius beträgt 15 mm zur neutralen Faser und hat von der Wärmequelle ausgehend einen Abstand von 25 mm. In die Heatpipe wird Mesh eingelegt.

Vermessen werden die Wärmequellentemperaturen 80 °C, 120 °C und 160 °C, welche im Verarbeitungsbereich für technische Kunststoffe liegen. Der Unterdruck wird bei allen Versuchen auf ca. 3 mbar eingestellt. Die Fluidmenge ist prozentual an das Volumen der Wärmequelle gebunden.

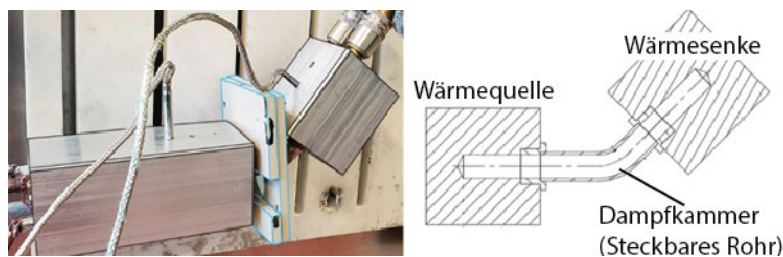


Abbildung 40: Versuchsaufbau der Heatpipe [Sch20]

Zunächst wird auf den Einfluss von Mesh-Lagen und ihrer Anzahl sowie Anordnungen eingegangen. Es wird bei einem Versuchsaufbau mit einer horizontalen Wärmequelle und einer Wärmesenke, welche um 45° nach oben gebogen ist, die Anzahl der Mesh-Lagen auf ihre Effektivität geprüft.

Erwartet wird dabei, dass die Mesh-Lagen zu einer Oberflächenvergrößerung der Wärmequelle führen und somit die Wärmestromdichte (W pro mm²) zunimmt. Eine höhere Menge Wasser

verdampft und somit kann mehr Wärmeenergie übertragen werden. Zu überprüfen gilt der Unterschied zwischen einer Lage sowie einer zweiten Lage Mesh. Die zunehmende Oberfläche einer zweiten Lage Mesh sorgt für eine erhöhte Verdampfungsrate. Bei zu eng aneinander liegenden Geflechten stellt sich jedoch die Gefahr ein, dass durch das Blasensieden entstandenen Poren sich zusetzen. Somit entsteht ein Isolator und die Leistung der Heatpipe fällt ab. Besonders bei höheren Temperaturen und erhöhter Blasenbildung kann dieser Effekt eintreten.

Vermessen werden eine bzw. zwei übereinander gewickelte Lagen Mesh, in Analogie zum Stand der Technik konventioneller Heatpipes. Das Mesh hat eine Maschenweite von $105\ \mu\text{m}$ und eine Drahtstärke von $60\ \mu\text{m}$. Bei den Wärmequellentemperaturen von $80\ ^\circ\text{C}$, $120\ ^\circ\text{C}$ und $160\ ^\circ\text{C}$ werden beide Varianten auf ihre Leistungsfähigkeit vermessen und im Verhältnis zur Wärmesenktemperatur abgebildet (Abbildung 41).

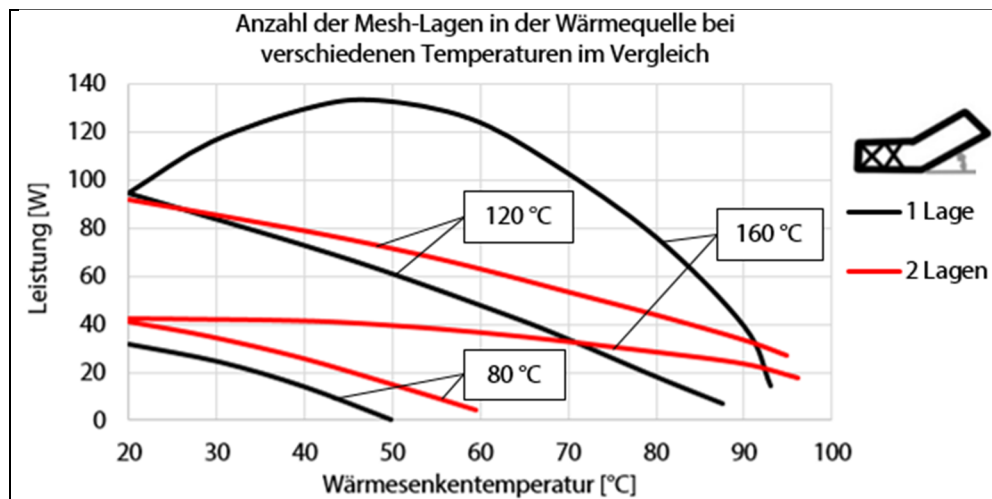


Abbildung 41: Vergleich der Heatpipe-Leistung einer unterschiedlichen Lagenanzahl an Mesh in der Wärmequelle [Sch20]

Einlagiges Mesh: In der Regel sind die einlagigen Varianten leistungsschwächer als die zweilagigen Varianten im jeweiligen zu vergleichenden Temperaturfall. Eine Ausnahme stellte die $160\ ^\circ\text{C}$ Wärmequellentemperatur dar. Die hohe Leistung geht einher mit der Hypothese für diesen Temperaturbereich. Ein Abfall der Leistung bei höheren Wärmesenktemperaturen ist damit begründet, dass die Kondensation nicht mehr für eine ausreichende Wassermenge in der Wärmequelle sorgen kann. Somit verdampft zu wenig Wasser und es kann keine Wärmeenergie übertragen werden.

Zweilagiges Mesh: Die guten Resultate mit zweilagigen Mesh bei niedrigeren Temperaturen sind darin begründet, dass mehr Wasser aufgenommen und verdampft werden kann. Im Fall der anliegenden Temperatur von $160\ ^\circ\text{C}$, kann es zum Zusetzen des Meshs durch Blasenbildung gekommen sein. Dabei hätte ein einlagiges Mesh Vorteile, da die Blasen sich leichter freisetzen.

Im weiteren Verlauf wird zweilagiges Mesh genutzt, da diese im Kavitätstemperaturbereich von technischen Kunststoffen eine gute Wärmeübertragung durch die Heatpipe unterstützen.

4.3.2 Leistungsermittlung modifizierbarer Heatpipes

Aufbauend auf vorherige Arbeiten werden gebogene Heatpipes mit unterschiedlichen Winkeln und Mesh-Anordnungen vermessen. Verglichen werden Heatpipes ohne Mesh, mit Mesh in der Wärmequelle, in der Wärmesenke sowie in beiden Phasenübergangsbereichen und über die gesamte Länge der Heatpipe (wie im konventionellen Fall). Die Versuchsauswertung ist in Abbildung 42 dargestellt. Gezeigt werden die leistungsstärksten Modifikationen, sortiert nach der Wärmequellentemperatur und Biegewinkel. Die Biegewinkel beeinflussen den Bauraum, somit die Konstruktion im Werkzeug und sind aus diesem Grund relevant. Die horizontale Einbaulage sowie Biegungen mit 15° , 30° , 45° und 90° werden vermessen, jeweils mit den beschriebenen Mesh-Varianten. Die Versuche werden mit den Wärmequellentemperaturen 80°C , 120°C und 160°C durchgeführt. Im Anhang (Abbildung 64 bis Abbildung 75) sind die einzelnen Leistungskurven aufgeführt.

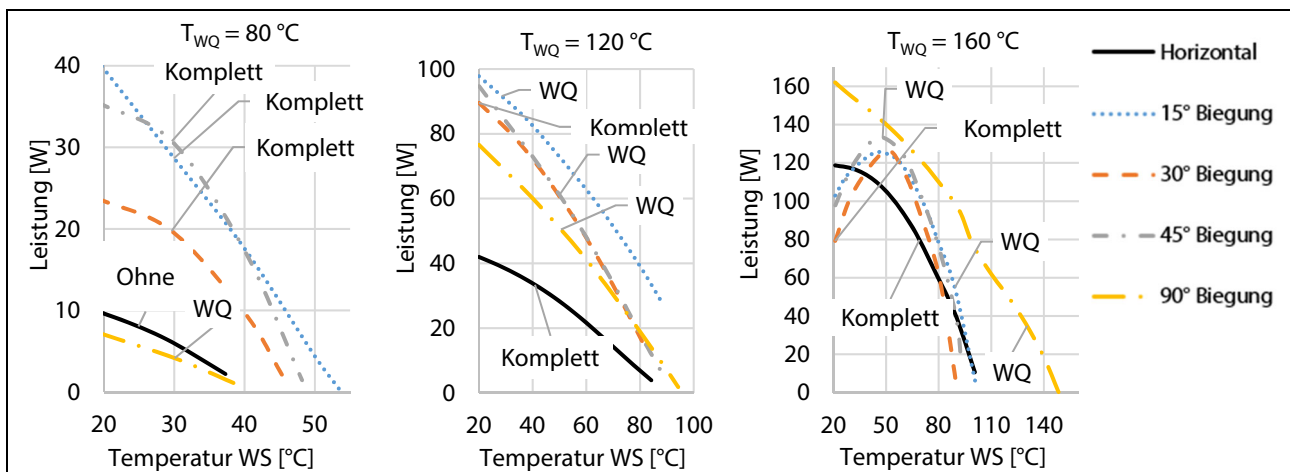


Abbildung 42: Leistungsstärkste Varianten nach Winkel, Mesh und Wärmequellentemperaturen

Die Mesh-Strukturen führen in der Regel zu Verbesserungen, mit Ausnahme des horizontalen Falles bei der Wärmequellentemperatur von 80°C . Die Leistungsstärksten sind mit einer kompletten Mesh-Struktur oder mit dem Mesh in der Wärmequelle. Während es bei der Wärmequellentemperatur von 80°C noch eine Vervierfachung der Leistung von ca. 10 W auf ca. 40 W gibt, sind bei der Temperatur von 120°C eine Verbesserung um das Zweieinhalbfache von 40 W auf ca. 100 W erkennbar und bei 160°C von 120 W auf 160 W um ein Drittel. Erkennbar dabei ist die abnehmende Steigerung der Leistung, wobei in absoluten Zahlen diese als sehr hoch einzuordnen sind.

Im angewinkelten Fall sammelt sich das Wasser in der untenliegenden Wärmequelle, die somit im vollen Umfang benetzt ist. Es kann mehr Wärmeenergie der Wärmequelle über gesamten Querschnitt entzogen und transportiert werden. Die Wärmesenke ist frei von Fluidansammlungen und hat daher mehr Fläche zur Kondensation zur Verfügung.

In den Bereichen der Wärmequellentemperatur zwischen 120°C und 160°C tritt vermehrt ein Kurvenverhalten auf, welches zunächst bei zunehmender Wärmesenkentemperatur ansteigt und nach einem Peak abfällt. Dass an der Innenwand der Heatpipe anliegende Mesh nimmt die Temperatur der

Wärmequelle an. Die effektive Fläche der Wärmequelle vergrößert sich durch das Mesh, weshalb auch der Zweiphasen-Wärmeübergang effektiver ist. Durch diesen Effekt kann eine größere Menge Wasser zu Dampf übergehen als im mesh-freien Fall. Durch den starken Dampfstrom wird rückfließendes Kondensat mitgerissen (Wechselwirkungsgrenze, Kapitel 2.1). Der Prozess verliert an Leistungsstärke, aber bricht nicht ein. Die Wärmesenke heizt sich weiterhin auf. Gleichzeitig befindet sich das Wasser überwiegend in der Dampfphase, der Druck in der Heatpipe und die Sättigungstemperatur steigen. Hierdurch findet ein geringerer Phasenwechsel von Fluid zu Dampf statt, wodurch der Effekt der Wechselwirkungsgrenze abnimmt. Da aufgrund des geringeren Dampfanteils der Druck wieder abgesunken ist, stellt sich wieder eine geringere Sättigungstemperatur ein. Hier ist der optimale Punkt der Heatpipe erreicht und ein Leistungspeak ist zu erkennen.

Derartige Kurvenverläufe sind auch mit der Siedegrenze (Kapitel 2.1) zu erklären. Dabei wird der Wärmequelle zu viel Wärmeenergie zugeführt und ein Blasensieden in der Kapillarstruktur stellt sich ein. Die Blasen entweichen nicht in den Dampfraum, sondern halten sich in den feinen Poren und bilden eine Isolationsschicht. Die Folge ist ein verschlechterter Wärmetransport durch eine gehemmte Wärmeleitung ins Wasser. In der Folge wird die Wärmesenke so warm, dass der Dampf nicht effektiv kondensieren kann, an der Wärmequelle fehlt somit das Kondensat und die Leistung lässt nach.

Des Weiteren führt ein Mesh in der Wärmesenke zu keiner Leistungssteigerung. Die durch das Mesh herbeigeführte Oberflächenvergrößerung wirkt sich tendenziell nachteilig aus, da der Dampf sich voraussichtlich nicht in die Maschen absetzen kann. Eine verkleinerte Kondensationsfläche ist somit vorhanden und der Wärmetransport wird deutlich verlangsamt.

Zudem fällt bei den Leistungsstufen auf, dass eine werkzeugintegrierte Wärmesenke bei den angenommenen Temperaturen von ca. 40 °C bis 80 °C überaus interessant ist. So können bei einer Wärmequellentemperatur von ca. 80 °C häufig noch immer zufriedenstellende Ergebnisse erreicht werden. Besonders in den höheren Temperaturbereichen der Wärmequelle wird eine Leistung erzielt, die einen Einsatz der Wärmesenke im Werkzeug ermöglicht. So muss für die Heatpipes keine eigene Temperierung berücksichtigt werden. Die Wärmeenergie der Heatpipes kann durch einen bestehenden Temperierkreislauf abgeführt werden.

Die Varianten mit einer kompletten Mesh-Ausführung bzw. einem Mesh in der Wärmequelle sind in der Regel am leistungsstärksten. Häufig ist die jeweilige alternative Ausführung nur geringfügig schlechter in ihrer Leistungsfähigkeit, sodass die Entscheidung, welche Anordnung genutzt werden sollte, von weiteren Faktoren, wie z.B. des Fertigungsverfahrens der Heatpipes, abhängig gemacht werden kann. Sollte z.B. ein Werkzeugkern vakuumgelötet werden, kann sich ein über die Fügstelle gelegtes Mesh mit Lot vollziehen. Somit findet keine Lötverbindung statt und das Mesh verliert seine Kapillarwirkung, da die Maschen verstopfen. Die zu fügenden Bauteile hätten keine gute Verbindung. Zu lösen ist dieses Problem durch konstruktive Maßnahmen. In der Umsetzung ist eine Fokussierung auf einem Mesh in der Wärmequelle angebracht. Anders sieht dies in der additiven Fertigung aus, bei der sehr frei und gezielt eine Kapillare eingebracht werden können.

5 Heatpipes in Spritzgießwerkzeugen

In diesem Kapitel wird eine Kühlung thermisch kritischer Bereiche in einem Spritzgießwerkzeug mit konventionellen Heatpipes in Standardbauform nachgewiesen. Die resultierenden Temperaturen können im selben Werkzeug mit denen einer Wassertemperierung verglichen werden (Kapitel 5.1). Die Versuche dienen als einfache Vorstudie zur grundsätzlichen Entwicklung von Heatpipe-Kernen.

In einem hierauf aufbauenden Schritt werden Werkzeugkerne mit strukturintegrierten Heatpipes entwickelt und im Versuch qualifiziert (Kapitel 5.2). Außerdem können die Werkzeuge um 90° gedreht werden, sodass die Heatpipekühlung horizontal als auch gravitationsunterstützt qualifiziert werden kann. Bei der Heatpipe-Vermessung in Kapitel 4 kann eine Leistungssteigerung im gravitationsunterstützten Einbau nachgewiesen werden. So wird auch hier eine Leistungssteigerung erwartet. In dieser Logik wird auf Versuche entgegen der Gravitation verzichtet.

Verarbeitet wird in allen Versuchsdurchgängen ein Acrylnitril-Butadien-Styrol⁷ (ABS) mit einer Massetemperatur von 220 °C bis 250 °C und einer Kavitätstemperatur von 60 °C bis 70 °C. Die Versuche fanden auf einer Arburg 370 E Allrounder statt.

5.1 Grundsätzliche Machbarkeit der Temperierung mit konventionellen Heatpipes

Ein Spritzgießwerkzeug verfügt über austauschbare Kerne zur Wasser- und Heatpipe-Temperierung [KMJ18, KHMJ19a]. Das Werkzeug und eine Skizze der Artikel sind in Abbildung 43 zu sehen. In der Heatpipe-Variante sind nur die Kernbereiche gekühlt, da diese Bereiche zykluskritisch sind. Die Artikel sind einfache Becher mit einer Gesamthöhe von 42 mm und einem Deckeldurchmesser von 59,5 mm. Die Wandstärke des Deckels beträgt 2 mm. Die Becher unterscheiden sich in den Durchmessern. Der kleine Becher hat einen Durchmesser von 36 mm, der große Becher einen Durchmesser von 42 mm. Die Wandstärke beträgt jeweils 1,5 mm.

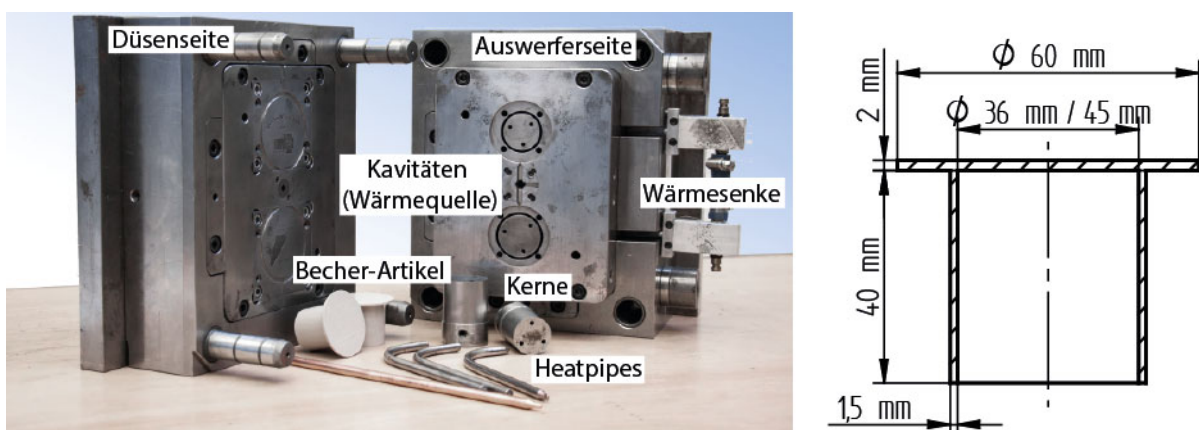


Abbildung 43: Becherwerkzeug mit Heatpipes (links) [KHJ17], Skizze des Artikels (rechts)

⁷ Sitraplas GmbH, 2016. Materialdatenblatt: SITRALAC (ABS) 8E-IM / C94150

Abbildung 44 zeigt die Skizze des Versuchsaufbaus vom Becherwerkzeug mit Heatpipe-Kühlung. Zu beachten ist hierbei, dass keinerlei Kühlbohrungen zur Kerntemperatur nötig sind. Dies lässt auf einen verringerten Konstruktions- und Fertigungsaufwand schließen. Zur Kern-Temperaturierung werden Sinter-Heatpipes mit 8 mm Außendurchmesser und 200 mm Länge eingesetzt. Die Wärmequelle entspricht der Montagelänge und beträgt 20 mm. Die Wärmesenke beträgt ebenso 20 mm. Gebogen werden die Heatpipes mittels einer einfachen Rohrbiegezanze auf 90° und einem Radius zur neutralen Faser von 40 mm. Dieser Radius ist bei einer Heatpipe mit 8 mm Außendurchmesser üblich. Wird dieser unterschritten, können Schäden an der Kupferhülle entstehen. Die Heatpipes verlaufen horizontal im Kern und im Biegeverlauf aus dem Werkzeug seitlich heraus. Somit steht eine konventionelle Wasserkühlung mit 12 mm Durchmesser zu einer 8 mm Heatpipe in System-Konkurrenz.

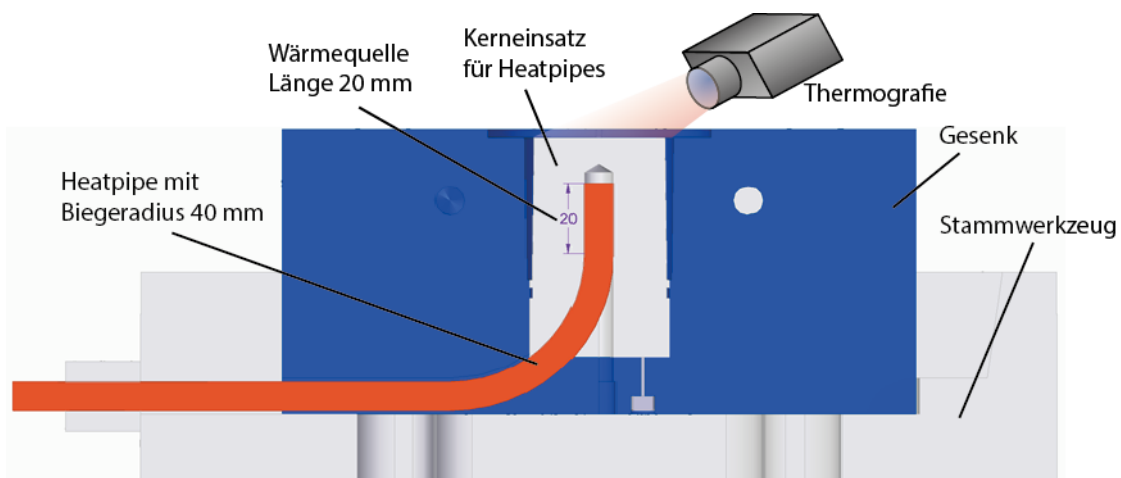


Abbildung 44: Darstellung des Formeinsatzes mit konventioneller Heatpipe und Thermografie

Bevor der quasistationäre Zustand erreicht ist, muss das Werkzeug bei technischen Kunststoffen aus Gründen der Artikelqualität zunächst aufgeheizt werden. Die Zieltemperaturen befinden sich in der Regel oberhalb, bei ca. 60 °C. Zur Wärmeübertragung benötigt eine Heatpipe eine warme und eine kühlere Seite. Dabei spielt es jedoch keine Rolle, ob sich die Seiten innerhalb oder außerhalb des Werkzeugs befinden. Der außenliegende Aluminiumblock wird im Produktionsprozess gekühlt, sodass der Kernbereich über die Heatpipe gekühlt wird.

Ebenso kann mittels Heizpatronen der Aluminiumblock aufgeheizt und der Kern so auf Produktionstemperatur erwärmt werden. Das Gesenk um die Kavität wird über je drei Heizpatronen mit einer Leistung von je 40 W aufgeheizt. Sowohl das Aufheizen als auch das Kühlen wird somit ohne Wasser in der Spritzgießform realisiert.

Zur Ermittlung der Temperaturen wird ein Thermografiesystem in der Spritzgießmaschine platziert (Wärmebildkamera PIR uc 180 der Firma Infratec, Auswertung mit IRBIS® 3 Professional). Da unterschiedliche Oberflächen unterschiedlich Wärmestrahlung absorbieren (Epsilon-Wert), wird die Wärmebildkamera bei ca. 60 °C über eine einstellbare Oberflächenkorrektur kalibriert. Dabei ist der

Mittelwert der gesamten Stirnfläche des Kerns berücksichtigt, da unterschiedliche Oberflächengüten und somit Absorptionsgrade erkennbar sind.

Zunächst wird mit einer Wassertemperierung die Zyklusgrenze ermittelt. Die resultierende Zykluszeit beträgt 25,5 s, bei einer Kühlzeit von 6,5 s und einer Nachdruckzeit von 7 s. Die Zykluszeit kann aufgrund des Aufdosierens der Spritzgießmaschine nicht weiter reduziert werden. Mit einer Vorlauftemperatur des Wassers von ca. 60 °C stellt sich bei beiden Kernen eine Temperatur von ca. 70 °C ein. Der Artikel wird durch ein Greifer-System entnommen.

Bei den Versuchen zur Heatpipe-Kühlung, wird die Zykluszeit vom wasserbasierten Prozess übernommen. So können die Systeme direkt verglichen werden. Hierbei muss für eine als erfolgreich durchgeführte Entwicklung der Artikel bei gleicher Zykluszeit dieselbe Qualität aufweisen und die Temperaturen an der Kavität nicht signifikant abweichen.

Da der Fokus auf den Wärmeanhäufungen liegt und diese an der Auswerferseite vorhanden sind, wird für einen stabilen Prozess die Düsenseite mittels untemperiertem Wasser gekühlt. Sie weist keinerlei zykluskritisches Aufheizen auf, sodass sie als prozessstabil angenommen wird. Somit kann sich in der Versuchsdurchführung auf die Kerne der Auswerferseite beschränkt und diese bewertet werden. Die Werkzeugmasse nimmt die durch den Kunststoff injizierte Wärmemenge auf und führt diese zur Umgebung durch Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung ab. Die Aluminiumblöcke der Wärmesenke sind mittels untemperiertem Wasser gekühlt und stellen sich auf ca. 20 °C ein.

5.1.1 Ergebnisauswertung

Die Heatpipe-Leistung zur Temperierung der Kerne ist ausreichend (Abbildung 45). Im Vergleich zu Wasser gilt zu erwähnen, dass dies bei geringeren Einbaudurchmessern (Kühlwendel: 12 mm, Heatpipe: 8 mm) stattfindet. Deutlich zu erkennen ist ebenso die Möglichkeit des Aufheizvorgangs des Kernbereichs über die Heatpipe. Der Aluminiumblock, das Heiz-Kühlelement, wird bis zu ca. 120 °C aufgeheizt, wobei es dann die Wärmequelle darstellt. Die Kerne heizen sich über die Heatpipes bis ca. 60 °C bzw. ca. 70 °C auf. Hierbei heizte sich der große Kern langsamer und der kleine Kern deutlich stärker auf. Nach dem ersten Einspritzen wird das Kühlwasser zugeschaltet, das Heiz-Kühlelement wandelt zur Wärmesenke. Die Wärmeabfuhr wird aus den Kernbereichen realisiert. Der Prozess läuft nach einem Temperaturpeak von ca. 80 °C beim kleinen Kern bzw. ca. 65 °C beim großen Kern nach wenigen Zyklen stationär, wobei sich die Temperaturen der beiden Kerne angleichen.

Die grundsätzliche Möglichkeit über eine Heatpipe, den Temperaturhaushalt einzustellen, wurde somit nachgewiesen. Der Vorgang des Umschaltens von heizen zu kühlen ist händisch durchgeführt worden und ggf. durch eine Steuerungstechnik optimierbar. Die jeweiligen Kavitäten stellen sich mit der Heatpipe-Temperierung auf ca. 55 °C beim großen und ca. 58 °C beim kleinen Kern ein und sind somit leicht unterhalb der vorgegebenen Kavitätstemperaturen für ABS. Die Kavitätstemperatur darf

zur Verarbeitung von ABS noch ca. 10 °C bis 15 °C höher sein. Daher kann eine leistungsschwächere Heatpipe akzeptiert werden. Auch kann eine Temperaturerhöhung an der Wärmesenke vorgenommen werden. Dieser Ansatz bietet Chancen, Heatpipes innerhalb des Werkzeuges an das allgemeine Kühlsystem zu integrieren. Berücksichtigt man die Leistungsdichte von Heatpipes, hat das System Potential, auch kleinere, engere Bereiche zu kühlen.

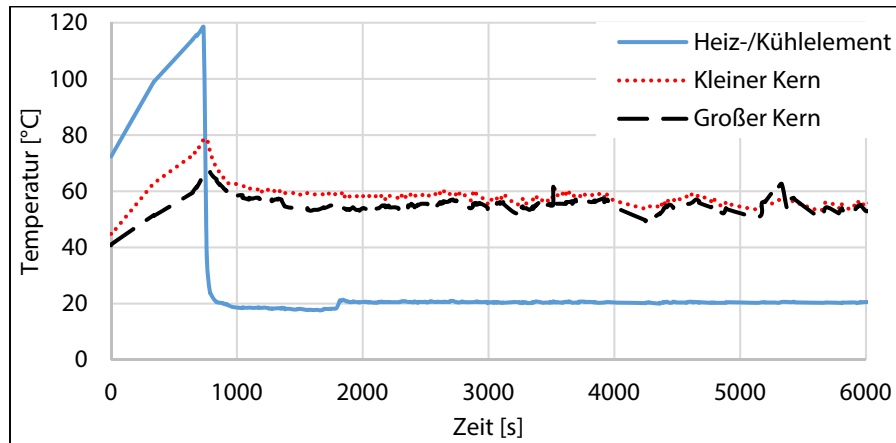


Abbildung 45: Temperaturen der Kavitäten und der Wärmesenke nach dem Entformen mit Heatpipe-Temperierung

5.2 Temperierung durch strukturintegrierte Heatpipe-Kerne

Durch die vielversprechenden Ergebnisse aus Kapitel 5.1 sowie die der grundlegenden Motivation und Begründung, Heatpipes als Werkzeugelemente herzustellen, werden in der Folge zwei Werkzeuge vorgestellt. Anhand dieser Werkzeuge ist ebenso wie in Kapitel 5.1 ein Vergleich zur Wasserkühlung möglich. Dabei wird zunächst das bereits bekannte Becherwerkzeug, allerdings mit strukturintegrierten Heatpipe-Kerne zur Wärmeabfuhr verwendet. In einem zweiten Schritt wird ein weiteres Werkzeug vorgestellt, in dem additiv gefertigte Heatpipe-Kerne eingesetzt werden. Der Artikel des zweiten Werkzeuges ist eine Hülse. Diese Kontur lässt Rückschlüsse auf die Temperierung enger und langer Bereiche, beispielsweise Hot Spots, zu.

5.2.1 Funktionsnachweis der Temperierung durch strukturintegrierte Heatpipes

Auf Basis des beschriebenen Becherwerkzeuges wird ebendieses Werkzeug dahingehend umgebaut, dass die Kühlung durch strukturintegrierte Heatpipe-Kerne realisiert wird (Abbildung 46). Es werden somit keine auf dem Markt erhältlichen Heatpipes in Standardgeometrien in das Werkzeugelement montiert, das Werkzeugelement selbst ist die Heatpipe. Ein einfach gebogenes Stahlrohr dient als adiabate Transportzone. Mittels eines Adapters wird das Rohr sowohl in den Kern (Wärmequelle) als auch an die Wärmesenke gesteckt. Dabei ergibt sich eine Wärmequelle von ca. 19 mm und ist somit vergleichbar lang wie die der konventionellen Heatpipes in Standardbauform (20 mm). Mit einem Stahlrohr können im Vergleich zu Kupfer ebenso engere Biegeradien erfüllt werden. Wird ein

Stahlrohr also direkt an den Kern gefügt, ergäbe sich die Chance, die Wärmequelle auf bis zu ca. 45 mm zu verlängern. Eine verlängerte Wärmequelle führt zu einer besseren Wärmeabfuhr aus dem Kern.

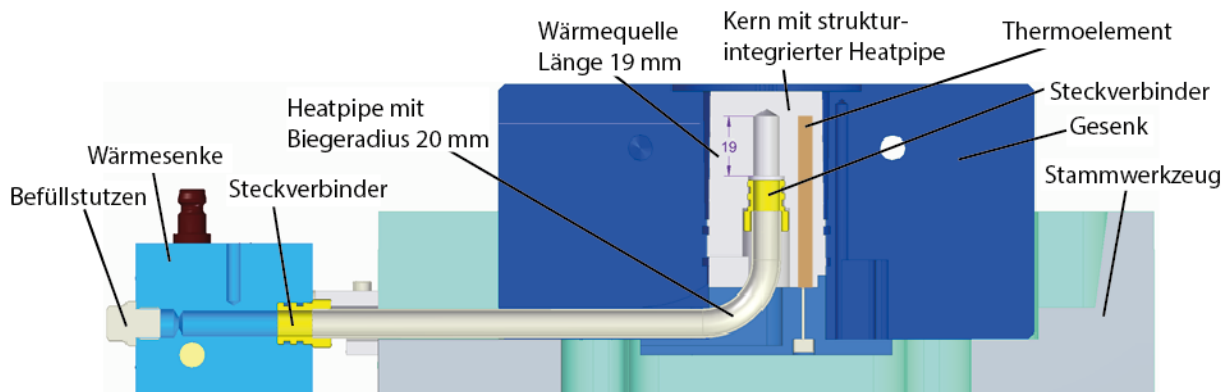


Abbildung 46: Aufbau des Becherwerkzeuges mit strukturintegrierten Heatpipe-Kern

Die Wärmesenke besteht aus Aluminium und ist über den Hausanschluss mit Wasser gekühlt (ca. 15 °C bis 20 °C). Der Aluminiumblock wird, im Gegensatz zum Kapitel 5.1, in diesen Versuchsreihen jedoch nicht zur Wärmequelle gewandelt und nicht zum Heizen eingesetzt. Die Aluminiumblöcke werden nur für die Versuche eingesetzt. Im Dauerbetrieb entsteht Kontaktkorrosion. Diese führt zum Verschmutzen und Leistungseinbußen. Zum Nachweis der Dichtigkeit über den Prozess werden die Wärmesenken mit Manometern versehen. Ein Verlust an Unterdruck fand nicht statt.

In diesen Versuchen wird die Aufnahme der Temperatur nicht durch ein Thermografiesystem frontal an den Kernen aufgezeichnet (entgegen Kapitel 5.1, Abbildung 44). In den Heatpipe-Kernen wird ein Thermoelement NiCr-Ni Typ K eingebracht. Die Messungen werden mit einem Datenlogger TC-08 der Firma Pico Technology aufgezeichnet und dargestellt. Die Temperatur wird somit zwischen Kavität und Gesenk aufgenommen. Aufgrund von Konvektion, z.B. durch die Verfahrensvorgänge des Werkzeuges, sind die Temperaturen am Frontbereich der Kavität geringer als in dem hierbei vermessenen Bereich. In dem Bereich der Kavität, der Becher-Ausformung, ist ein Wärmestau zu erwarten. Daher sind die gemessenen Temperaturen nur bedingt vergleichbar.

Im horizontalen Fall werden die Kerne bei 1 mbar mit 85% auf Basis von 1/3-Dampfkammer befüllt. Im vertikalen Fall werden die Heatpipes bei 1 mbar mit einer 100 % Füllung einer 1/3-Dampfkammer befüllt. Die Kühlzeit betrug 8 s. Die Funktionalität des Heatpipe-Werkzeuges kann nachgewiesen werden und wird in der Folge diskutiert.

5.2.1.1 Ergebnisauswertung

Die Ergebnisse der horizontalen und der vertikalen Einbaulage sind in einem Temperatur-Zeit-Diagramm dargestellt (Abbildung 47). Zunächst wird der horizontale Einbaufall diskutiert. Der kleine Kern ist mit der 90 mm Wärmesenke verbunden und der große Kern mit der 60 mm Wärmesenke. Im Bereich der quasistationären Temperatur liegt der kleine Kern bei ca. 67 °C und befindet sich im

gewünschten Temperaturbereich von ABS. Der große Kern liegt bei ca. 105 °C quasistationär und ist demnach zu heiß. Es ist davon auszugehen, dass es der rotationssymmetrischen Kontur geschuldet ist, dass der Artikel eine zufriedenstellende Qualität hat.

Da die Heatpipes in horizontaler Ebene liegen, ist das Fluid über innerhalb der Dampfkammer über die Länge verteilt. Die Wärmequelle ist nicht über den kompletten Querschnitt benetzt und somit kann nicht über die komplette Fläche Fluid verdampfen. Somit wird auch nicht über die ganze Querschnittsfläche Wärme abgeführt. Auch findet ein Rückfluss mit Gravitation nicht statt. Vielmehr sammelt sich Fluid in der Wärmesenke. Die unbenetzte Fläche der Wärmesenke verringert sich und es kann weniger Dampf kondensieren (Vgl. Abbildung 32).

Die Probleme bei der Kernkühlung entstehen voraussichtlich durch eine fehlende Kapillarstruktur. Diese ist im Fall der strukturintegrierten Heatpipes jedoch nicht gegeben. Das Einbringen von Mesh war über die ganze Länge montage-technisch nicht möglich, da es sich im gewickelten Zustand nicht um die Biegung schieben und das Rohr zusammenstecken ließ. Die Heatpipes mit Standardmaße haben eine Sinterstruktur über die gesamte Länge (Vgl. Kapitel 5.2.1).

Die Ergebnisse vom vertikalen Einbau sind mit 83 °C zufriedenstellend. Hierbei hat der kleine Kern die 60 mm Wärmesenke und der große Kern die 90 mm Wärmesenke. Die längere Wärmesenke sollte für eine bessere Wärmetransportleistung der Heatpipe sorgen. Die größere abzuführende Wärmemenge am großen Kern kann so kompensiert werden. Die beiden Kerne stellen sich auf ca. 82 °C ein. Weiter kann die Annahme über den großen Kern bestätigt werden, dass die Temperaturen im vertikalen Fall aufgrund des gravitationsgestützten Fluidrückflusses geringer sind.

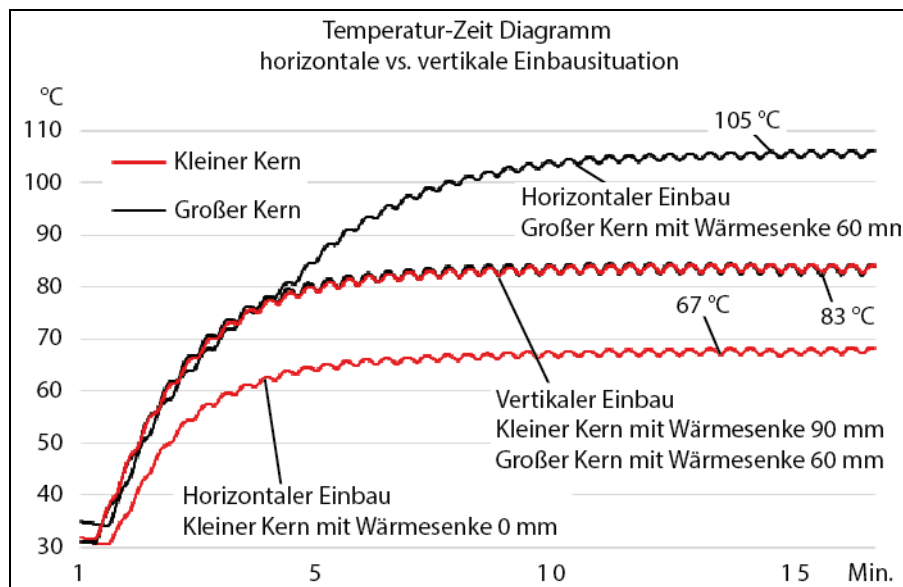


Abbildung 47: Horizontaler vs. vertikaler Einbau strukturintegrierter Heatpipes im Vergleich

Innerhalb dieser Versuchsreihen kann festgehalten werden, dass die Größe der Wärmesenke keinen signifikanten Einfluss hatte. Demnach ist bereits die 60 mm tiefe Wärmesenke ausreichend. Diese ist noch immer größer als die Wärmequelle.

Vielmehr entscheidend ist bei dieser Werkzeugkonstruktion der Abstand von Dampfkammer zur Kavität. Der Abstand stellt einen thermischen Widerstand dar, wodurch sich die Temperatur innerhalb des Kerns, sprich an der Dampfkammer, reduziert. Die Leistung von Heatpipes ist sehr von der anliegenden Temperatur abhängig. Im Beispiel der Becherwerkzeuge beträgt der Abstand zwischen Kavität zur Dampfkammer 18,5 mm und 14 mm. Die Temperaturen an der Dampfkammer sind deutlich geringer als an der Kavität. Auch ist mit einer höheren Dampfkammertemperatur des kleinen Kerns im Vergleich zum großen Kern zu rechnen. Somit führt die Heatpipe am kleinen Kern mehr Wärme ab als beim großen Kern. Im vertikalen Fall egalisieren sich diese Effekte jedoch aufgrund einer sowieso sehr hohen Leistung.

Zwischen dem Rohr der Heatpipe und dem Werkzeug sind Wärmebrücken entstanden. Diese sorgen für eine lokal kühlere Stelle in der adiabaten Zone und führen somit zum unkontrollierten Kondensieren. Die Wärmeenergie wird somit nicht gezielt aus dem Kern geleitet und bleibt ggf. im Werkzeug. Der Kern kühlt sich unter diesen Umständen nicht ab. Da das bestehende Werkzeug auf die Neuentwicklung angepasst wurde, sind die Bauräume sehr eng und die Aussparungen für die Rohre sind knapp bemessen. Abweichungen in der Fertigung der Rohre oder in der Montage führen zum Kontakt zwischen Rohr und Werkzeug und folglich zu einer Wärmebrücke.

Es gilt zu den Ergebnissen zu berücksichtigen, dass die Messwerte nicht an der Front der Kavität aufgenommen worden sind, sondern zwischen Kern und Gesenk (Abbildung 46). Hier findet keine Abkühlung durch Konvektion statt. Daher sind die gemessenen Temperaturen zwar höher als in Kapitel 5.1, grundsätzlich jedoch nur bedingt zu vergleichen.

Die Funktion von strukturintegrierten Heatpipes konnte nachgewiesen werden. Somit stellt es eine Alternative zu den gängigen Kühlmethode dar. Eine Wasser-Glykol Mischung war zu dem Zeitpunkt der Versuche noch nicht vorgesehen (Vgl. Kapitel 2.1.1 G).

5.2.2 Funktionsnachweis der Temperierung langer und schmaler Bereiche

An einem einfachen Artikel in Form einer Hülse, kann die Funktion eines Heatpipe-Kerns nachgewiesen werden [KHMJ19b, KHMJ20a, KHMJ21]. Abbildung 48 zeigt, wie die Kerne quer zur Längsrichtung, mittig der Hülse touchieren und diese ausformen. Somit entsteht eine Symmetrie in der Temperierung hin zur Artikelmitte. Der Anguss ist an der oberen Hülsehälfte, also außermittig des Artikels. Die Hülse selbst hat im abgekühlten Zustand die Maße 85 mm in der Länge und 14 mm Außendurchmesser bei 1,1 mm Wandstärke. Das Kernsystem ist austauschbar und daher können Heatpipe-Kerne montiert werden. Ein Vergleich zwischen konventioneller Kühlung und Heatpipe-Kernen ist somit an demselben Artikel zeitgleich möglich.

Im konventionellen Fall führt eine Düse das Wasser an die Kernspitze und fließt seitlich zurück. Durch das Anspritzen mit hohem Druck und hoher Turbulenz findet an der Kernspitze ein hoher Wärmeabtrag statt. Das Wasser wird seitlich der Düse zurückgeführt und soll gleichzeitig die Wärme

des Kerns aufnehmen. Da zur Rückführung des Wassers ein geringer Querschnitt zur Verfügung steht, stellt sich hier vermutlich eine laminare Strömung mit geringerem Wärmeabtrag ein. Außerdem ist das Wasser bereits durch die Kernspitze erwärmt. Somit ist die Kühlung nicht ideal und kann zu hohen Temperaturen am Kern führen.

Im Gegensatz dazu steht das Blasensieden einer Heatpipe, welches an jedem mit Wasser benetzten Punkt stattfindet (Vgl. Kapitel 2.1). Ebenso ist mehr Bauraum für den Massetransport vorhanden, da bei einer Heatpipe keine platznehmenden Elemente wie eine Düse nötig sind. Es ist somit davon auszugehen, dass nicht nur aufgrund der hohen Verdampfungsenthalpie von Wasser, sondern auch aus konstruktiven Gründen, eine Heatpipe effektiver den Kern kühlt, als ein System mit Kühldüse.

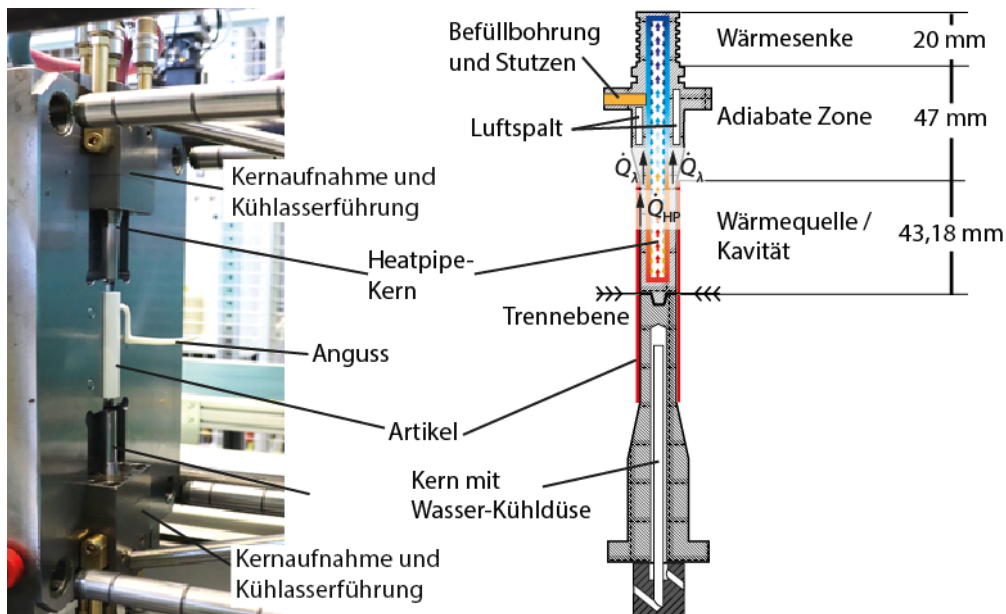


Abbildung 48: Artikel und Werkzeug im geöffneten Zustand und Kernsystem Heatpipe vs. Wasserkühlung [KHMJ21]

Die Wärmesenke der Heatpipe wird mit kaltem Wasser umspült. Konstruktiv muss der physikalische Rahmen eingehalten werden. So sind die drei Zonen zu berücksichtigen: Wärmequelle (Kavität) mit ca. 43,2 mm, adiabate Zone mit 43,7 mm und Wärmesenke mit 21 mm. Die Gesamtlänge der Dampfkammern beträgt 102 mm. Zur Verringerung der Wärmeleitung und somit der Herstellung einer quasi-adiabaten Zone wird in dem Kern ein Luftspalt mit der Breite von 1 mm und der Länge von 26,9 mm zwischen der Wärmequelle und Wärmesenke integriert. Außerdem ist eine Öffnung zur Befüllung der Dampfkammer mit Unterdruck und Flüssigkeit vorgesehen. Hier ist der Luftspalt verkürzt. Die eigentliche Außenkontur des Kernes muss zur Artikelausformung und zur Montage erhalten bleiben. Die Wärmesenke hat eine Rippenstruktur, damit das umströmende Kühlwasser eine vergrößerte Fläche zum Wärmeabtrag hat.

Die Wandstärke zwischen Kavität und Dampfkammer beträgt ca. 2,5 mm und basiert auf Erfahrungen aus der konventionellen Kühlung. Hieraus ergibt sich der Durchmesser der Dampfkammer von 7 mm. Der Heatpipe-Kern mit Groove-Struktur hat Stege längs der Dampfkammer (Abbildung 49).

Hierdurch entstehen Rillen mit den Maßen 0,3 mm bis 0,35 mm am Grund der Rille. Die Tiefe der Rille beträgt 0,5 mm. Der Innendurchmesser reduziert sich auf 6 mm an der Stegspitze, im Grund der Kapillare bleibt es bei 7 mm. Die Kerne sind mittels Laserschmelzverfahren hergestellt. Für das Post-Processing ist an der Außenkontur ein Offset von ca. 1 mm bis 2 mm berücksichtigt. Die Wärmesenke bleibt unbearbeitet [KHMJ20b].

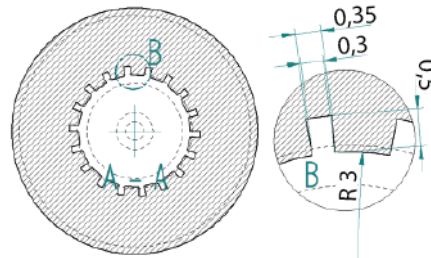


Abbildung 49: Querschnitt des Kerns mit Groove-Struktur [KHMJ20b]

5.2.2.1 Theoretische Leistungs-Betrachtung

Vorab wird eine theoretische Kühlzeit berechnet und über die Wärmemenge des Kunststoffes die nötige theoretische Leistung der Kerne ermittelt. Zur Kühlzeitermittlung wird die Berechnung von Hohlzylindern mit der Randbedingung eines Radius, der kleiner als der Innendurchmesser (3,5 mm zu 11,8 mm) ist, gewählt (Formel (11)) und hier die Temperaturleitfähigkeit aus Formel (12) eingesetzt [MMM07]. Die in den Versuchsreihen relevanten Werkstoffe sind in Tabelle 2:

Tabelle 2: Materialeigenschaften der angewendeten Werkstoffe

	Dichte ρ [kg/m ³]	Wärmekapazität c_p [kJ/(kg*K)]	Wärmeleitfähigkeit λ [W/(mK)]
ABS ⁸	1050	1300	0,18
Kern Werkzeugstahl ⁹	7800	460	25
AM Heatpipe-Kern ¹⁰	7700	500	18

Außerdem wird die Massetemperatur ϑ_M mit 220 °C, die Entformungstemperatur ϑ_E mit 80 °C (Mittelwert nach [MMM07]) und die angenommene Werkzeugwandtemperatur ϑ_{W0} mit 65 °C (Mittelwert der Herstellerangaben des ABS) angenommen.

$$t_k = \frac{s^2}{\pi^2 a} \ln \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\vartheta_M - \vartheta_{W0}}{\vartheta_E - \vartheta_{W0}} \right) \quad (11)$$

⁸ Sitraplas GmbH, 2016. Materialdatenblatt: SITRALAC (ABS) 8E-IM / C94150

⁹ Stauber GmbH Metalltechnologie, 2020. Materialdatenblatt: 1.2343

¹⁰ Voestalpine Additive Manufacturing Center GmbH, Herr C. Hein, Werkstoffdaten AMPO M789 (E-Mail 16.09.2019)

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho} \quad (12)$$

Hieraus resultiert eine theoretische Kühlzeit von ca. $t_k = 2,4$ s. Die abzuführende Wärmeleistung $\dot{Q}_{\text{Kühl}}$ der jeweiligen Kernseite wird mit der Temperaturdifferenz $\Delta T = 140$ K aus der Masse- und Entformungstemperatur und der ermittelten Kühlzeit über die Formel (13) errechnet:

$$\dot{Q}_{\text{Kühl}} = \frac{c_p * m * \Delta T}{t_k} \quad (13)$$

Dies geschieht unter folgenden Annahmen: Betrachtet wird nur die innere Hälfte des Artikels, da hier der Kern mit dem Kunststoff in Kontakt steht. Die Masse m beträgt 0,95 g bei einem Volumen von ca. 907 mm³. Für eine Formstabilität des Artikels müssen nur die Randbereiche abgekühlt sein, während im Inneren des Artikels noch deutlich höhere Temperaturen, nahe der Massetemperatur herrschen können. Es wird also nicht eine gleichmäßige Menge Wärmeenergie aus dem gesamten Querschnitt entnommen. Begründet ist dies mit der geringen Wärmeleitfähigkeit von Kunststoff. Angenommen wird, dass der Artikel bei 33 % erstarrten Randbereich formstabil ist. Die benötigte Wärmetransportleistung eines Kerns beträgt über die Kühlzeit ca. $\dot{Q}_{\text{Kühl}} = 24$ W.

Trotz der hohen Streuung der Ergebnisse aus Kapitel 4.1 werden die Leistungen der konventionellen Heatpipes als ausreichend zur erfolgreichen Artikelkühlung angesehen. Die Längen der Heatpipe-Kerne sind ähnlich zu denen der konventionellen Heatpipes. Die Außendurchmesser der konventionellen Heatpipes sind 8 mm, wobei von einem Innendurchmesser, somit der eigentlichen Dampfkammer, von ca. 7 mm ausgegangen werden kann. Dies entspricht dem Durchmesser der Dampfkammer des Heatpipe-Kerns.

Weitere Abweichungen in der Vergleichbarkeit der Heatpipes in Standardform und des Heatpipe-Kerns ergeben sich im Werkstoff. Marktübliche Heatpipes sind aus Kupfer, während der Heatpipe-Kern aus Werkzeugstahl besteht. Außerdem weisen die konventionellen Heatpipes Kapillarstrukturen auf. Die additiv gefertigten Heatpipe-Kerne haben eine fertigungsbedingte Rauheit bzw. eine Groove-Struktur in der Dampfkammer.

Die konventionellen Heatpipes werden zur Vermessung in Blöcke montiert und das Spaltmaß mittels Wärmeleitpaste überbrückt. Wärmeleitpaste hat mit ca. 10 W/(mK) eine geringere Wärmeleitung als Werkzeugstahl 1.2343 (25 W/(mK)). Da keine Wärmeleitpaste beim Heatpipe-Kern genutzt wird, ist der Wärmefluss von Kavität zur Dampfkammer besser als in den Laborversuchen mit den konventionellen Heatpipes. Auf Basis der Vergleiche zu konventionellen Heatpipes, kann die Annahme getroffen werden, dass der Heatpipe-Kern eine ausreichende Wärmetransportleistung zur Artikelkühlung haben wird.

Diese Annahme wird im Labormaßstab (bestehend aus zwei Aluminiumblöcken, verbunden mit einem Messingohr. Konstruiert nach Kapitel 4.3) mit den realen Maßen der Dampfkammer des Heatpipe-Kerns bestätigt. Dabei kann weder eine Kapillarstruktur noch die natürliche Rauheit der

additiven Fertigung berücksichtigt werden. Die Bauteile sind spanend gefertigt und das Messingrohr ist ebenso von innen glatt. Die Befüllung beträgt 85 % des Volumens der Wärmequelle, wobei eine 70/30 Wasser-Glykol Mischung injiziert wurde. Als Glykol wurde Glysantin¹¹ benutzt. Die Messungen wurden nach Kapitel 3.1, in 10 °C Schritten, von 40 °C bis 120 °C Wärmequellentemperatur durchgeführt. Aufgezeichnet wurde die Ergebnisse mit einem Datenlogger TC-08 (Pico Technology). Durchgeführt wurden zwei Messreihen unter identischen Bedingungen.

Abbildung 50 zeigt in vertikaler sowie horizontaler Ausrichtung die Leistungen in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur bis 130 °C. Die Wärmesenktemperatur bleibt mit ca. 20 °C konstant. Die Leistungskurven weichen jedoch deutlich voneinander ab. Bei der zweiten Versuchsreihe ist eine kontinuierliche Leistungssteigerung erkennbar.

Die erste Versuchsreihe hat Sprünge und Einbrüche in der Leistung, welche zwar bei Heatpipes vorkommen, jedoch eher im höheren Temperaturbereich bzw. bei Kapillarstrukturen. Begründet werden kann dies mit abweichendem Unterdruck innerhalb der Heatpipe. Zwar zeigt die Vakuumpumpe den Unterdruck an, jedoch ist unklar, wo dieser herrscht. Die Kanüle kann sich bspw. beim Durchstechen des Stopfens zusetzen, sodass die Luft nicht ausreichend aus dem Labormuster gezogen werden kann. Das angezeigte Vakuum herrscht dann ggf. nur oder weitestgehend im Schlauch. Es kann festgehalten werden, dass dieses System zur Qualifizierung von Heatpipes sehr fehleranfällig und sensibel ist. Dennoch werden in der Folge die Ergebnisse diskutiert und geben zwar keine konkrete, aber eine annähernde Aussage, ob die Leistung der Heatpipe-Kerne für einen stabilen Prozess ausreichen kann.

Die Labormuster-Heatpipe überträgt in der ersten Versuchsreihe im vertikalen, schwerkraftgestützten Fall bereits 106 W. Über die Kühlzeit nimmt die Wärmequellentemperatur und einhergehend auch die Wärmetransportleistung ab. Bei einer Entformungstemperatur von 70 °C findet noch eine Leistung von ca. 17 W, bei 60 °C 9 W statt. Die durchschnittliche Leistung beträgt ca. 50 W und ist somit deutlich oberhalb dessen, was die thermische Auslegung verlangt (24 W). Im realen Betrieb ist tendenziell eine Temperatur deutlich unterhalb der Entformungstemperatur zu erwarten.

Im zweiten Versuchsdurchgang hat die vertikale Heatpipe mit schwerkraftgestütztem Fluidfluss eine stetig, quasi linear ansteigende Leistung. Dabei sind die Leistungen im höheren Temperaturbereich geringer als im ersten Durchgang, jedoch höher in den unteren Temperaturbereichen. Die Heatpipes haben bei den Temperaturen 60 °C bzw. 70 °C eine Leistung von 18 W bzw. 28 W. Im Durchschnitt liegt der zweite Versuchsdurchgang mit ca. 41 W niedriger als die Heatpipe aus dem ersten Durchgang. Prinzipiell ist eine hohe Leistung im unteren Temperaturbereich wünschenswert, da der Kern und der Kunststoff im Randbereich schnell abkühlen, aber weiterhin Wärmetransport stattfinden soll.

¹¹ BASF, 2017. Datenblatt: Glysantin G30®

Im horizontalen Einbaufall lässt sich, wie erwartet, im Vergleich zum schwerkraftgestützten, vertikalen Fall, eine geringere Leistung erkennen. Im ersten Versuchsdurchgang werden bei einer Wärmequellentemperatur von 130 °C, 87 W gemessen, im zweiten sind es 42 W. Bei den Temperaturen im Bereich der empfohlenen Artikelentformung von 60 °C bzw. 70 °C beträgt die Leistung in der ersten Versuchsreihe 9 W bzw. 17 W. In der zweiten Reihe sind es nur noch 4 W bzw. 5 W. Auch hier ist in der zweiten Versuchsreihe ein nahezu linear ansteigender Verlauf erkennbar.

Aus den Erfahrungen der vorherigen Versuche werden die Leistungen im unteren Temperaturbereich als realistisch eingestuft. Im ersten Versuchsdurchgang haben die horizontalen Heatpipes eine Durchschnittsleistung von ca. 33 W, im zweiten beträgt der Durchschnittswert 16 W. Somit wäre nur die erste Versuchsreihe laut Vorauslegung für eine prozesssichere Temperierung ausreichend.

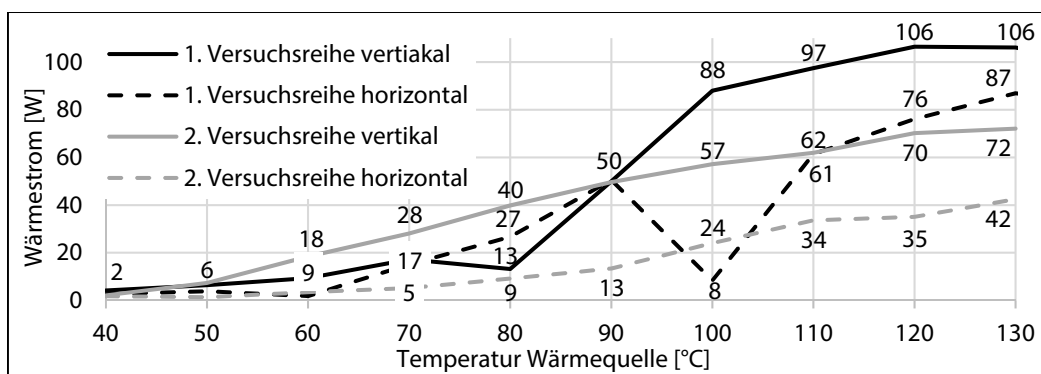


Abbildung 50: Gegenübergestellte Wärmeübertragungsleistungen im vertikalen und horizontalen Fall bei veränderlicher Wärmequellentemperatur und Wärmesenkentemperatur von ca. 18 °C bis 20 °C

5.2.2.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisse¹²

Die Heatpipe-Kerne wurden im vertikalen (90°) und horizontalen (0°) Einbau qualifiziert. Im vertikalen Fall ist der Heatpipe-Kern oben, der wassertempериerte Kern unten angeordnet (Vgl. Abbildung 48). Das Werkzeug und die Wärmesenke werden mit einem Temperiergerät (HB-THERM THERMO-5 / HB-100-Z1-8-2M-A2) mittels Wasser (ca. 15 °C) gekühlt. Die Versuchsaufnahmen wurden nach ca. 20 Zyklen gestartet. So wird sichergestellt, dass der Prozess quasistationär ist, wobei bei der geringen Masse des Kerns das Aufheizen durch Einspritzen nur wenige Zyklen andauert.

Mittels eines Thermografiesystems (Firma Infratec, Kamera PIR uc 180, Software IRBIS® 3) wird die Temperatur der Artikelinnenseite (heatpipeseitig) direkt nach dem Entformen aufgenommen (Abbildung 51). Aufgrund der zylindrischen Kontur sind Reflexionseinflüsse aus der Umgebung nicht zu verhindern, weshalb die Kerne nicht direkt angemessen sind. Der Emissionskoeffizient wird mit $\varepsilon = 0,98$ für Kunststoff angenommen. Der Messbereich ist freihändig eingezeichnet und wird als

¹² Nachtrag zum Kapitel im Anhang (Stand 22.02.2024)

Mittelwert über 10 Messungen ausgewertet. Weiter ist eine thermografische Aufnahme, kurz vor dem Einspritzen, an dieser Stelle aufgrund des geschlossenen Werkzeuges nicht möglich.

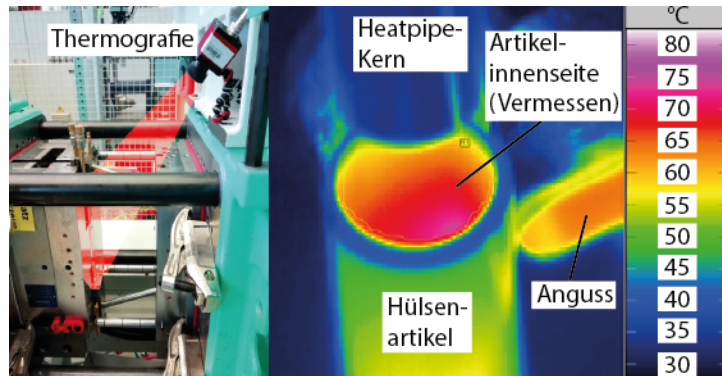


Abbildung 51: Darstellung der Wärmebildkamera mit Anordnung des Messbereiches für die Artikelinnenseite (links) sowie eine Thermografieaufnahme (rechts)

Das Werkzeug wird zunächst ausschließlich konventionell mit Wasser gekühlt. Die Massetemperatur beträgt 220 °C und die Einspritzzeit 0,6 s. Anhand der Qualität des Bauteils, bei möglichst kurzem Zyklus, wird die Grenze des Prozesses ermittelt. Die Qualität wird optisch festgestellt und sollte keine Einfallstellen oder Verzug aufweisen. Die Kühlzeit beträgt 2 s, der Nachdruck 1,4 s. Somit liegt die effektive Gesamtkühlzeit von 3,4 s, wie erwartet, über der errechneten Kühlzeit von 2,4 s (Vgl. Kapitel 5.2.2.1). Die Gesamtzykluszeit beträgt ca. 8,3 s bis 8,5 s und kann aufgrund der Dosierzeit der Spritzgießmaschine nicht weiter reduziert werden. Mit einer Kühlzeit von 3,4 s stellt sich nach den Berechnungen aus Kapitel 5.2.2.1 eine Entformungstemperatur von ca. 70 °C mit einer Wärmetransportleistung von ca. 17 W ein.

Auf Basis dieser Ergebnisse werden Versuche mit einem massiven Stahlkern, einem Kern mit Kupfereinsatz (Durchmesser 7 mm, gleich der Heatpipe-Dampfkammer) und mit den Heatpipe-Kernen durchgeführt. Der Kupfereinsatz geht bis an die Stirnseite der Wärmesenke des Kerns und wird wie die Heatpipes mit Wasser umspült. Die additiv gefertigten Heatpipe-Kerne haben eine fertigungsbedingte Rauheit. Sie sind in der ersten Variante ohne Struktur, also „glatt“ und als zweite Variante mit einer aufgedruckten Groove-Struktur versehen. Je zwei Kerne wurden gefertigt, sodass vier Kerne vertikal (90°) und in horizontaler Einbaulage (0°) qualifiziert wurden.

Zur Ermittlung der Kavitätstemperatur wird die Formel (2) nach der Werkzeugwandtemperatur ϑ_{W0} umgestellt (Vgl. Kapitel 2.2.3). In der resultierenden Formel (14), wird die Massetemperatur des Kunststoffes ϑ_{K0} und die gemessenen Kontakttemperaturen $\vartheta_{Kont.}$ zwischen Stahl und Kunststoff berücksichtigt. Außerdem berücksichtigt werden die mit der Formel (1) berechneten Wärmeeindringfähigkeiten b [MMM07, VDI13]. Die Wärmeeindringfähigkeit vom SITRALAC 8E-IM / C94150 beträgt dabei $b_K = 496 \text{ W s}^{0,5}/(\text{m}^2\text{K})$, vom Werkzeugstahl 1.2343 (konventioneller Kern) $b_{St} = 9471 \text{ W s}^{0,5}/(\text{m}^2\text{K})$ und von dem Böhler AMPO M789 $b_{AM} = 8325 \text{ W s}^{0,5}/(\text{m}^2\text{K})$.

$$\vartheta_{W0} = \frac{\vartheta_{Kont.} * (b_K + b_{St}) - \vartheta_{K0} * b_{St}}{b_{St}} \quad (14)$$

Die gemessenen Artikel- und berechneten Kerntemperaturen sind in Abbildung 52 gegenübergestellt. Diese werden in der Folge nach der Entformungstemperatur von 60 °C bis 100 °C [MMM07] und der Kavitätstemperatur von 60 °C bis 70 °C bewertet.

Ein stabiler Prozess bei guter Artikelqualität ist beim wassergekühlten Kern ebenso wie bei dem Kern mit Kupferseele möglich. So hat der Artikel eine Temperatur von ca. 99 °C bzw. 100 °C und der Kern eine errechnete Temperatur kurz nach der Entformung von ca. 93 °C bzw. 94 °C. Kurz vor bzw. während dem Einspritzen sind die Temperaturen nicht zu erfassen. Der Kern jedoch wird sich weiter abkühlen.

Wie in der Vorauslegung (Kapitel 5.2.2.1) errechnet, reicht die Wärmeleitfähigkeit und der resultierende Wärmestrom nicht aus, den Kern mit Kupferseele in der angestrebten Zykluszeit auf die mittlere Zieltemperatur zu kühlen. Es gilt zu beiden Kernen zu erwähnen, dass die Ergebnisse vermutlich nur aufgrund der Artikelkontur zufriedenstellend sind. Ein rotationssymmetrischer Querschnitt weist eine ideale Struktursteifigkeit auf. Außerdem liegt die Kernkavität aus vollem Werkzeugstahl, mit ca. 133 °C bzw. ca. 137 °C, wie erwartet deutlich über den Zieltemperaturen. Die Hülse verformt sich nach wenigen Zyklen, die gewünschte Qualität wird nicht erreicht.

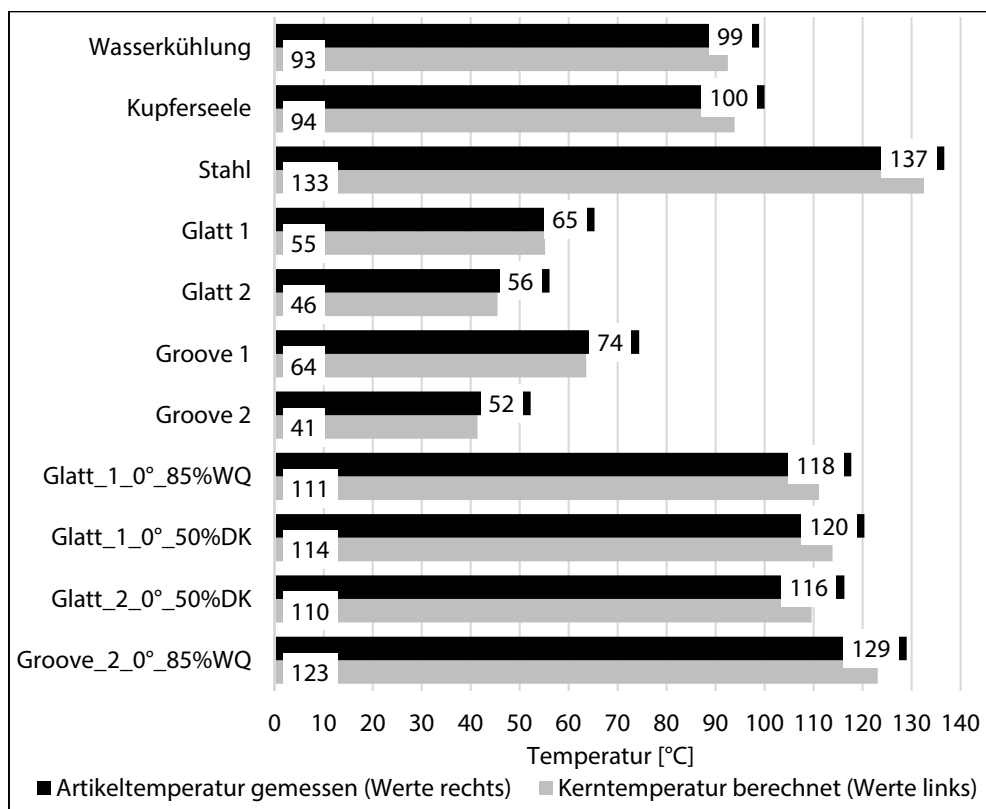


Abbildung 52: Gemessene Artikel- und errechnete Kerntemperaturen Vergleich

Zum Nachweis der Heatpipe-Funktion werden Versuche zunächst ohne Befüllung durchgeführt. Da ohne Dampftransport an der Wärmequelle keine Wärmeenergie abgenommen wird, haben die Artikel sich bereits beim zweiten Zyklus deutlich verformt und der Versuch wurde beendet. Nach Befüllen und somit nach der Ausbildung des Kerns zur Heatpipe ist dieser Effekt nicht eingetreten, vielmehr war die Bauteilqualität als gut anzusehen. Die Funktion eines Heatpipe-Werkzeugkerns konnte somit nachgewiesen werden.

Die Heatpipe-Kerne ohne Kapillare haben eine errechnete Kerntemperatur von ca. 45 °C bzw. 55 °C und liegen somit unterhalb der vorgegebenen Werkzeugwandtemperatur. Die Artikeltemperaturen waren bei ca. 56 °C und 65 °C, womit der zweite Kern im Bereich der vorgeschlagenen Entformungstemperatur lag. Die Kerne mit gedruckter Groove-Struktur kommen auf eine Kerntemperatur von 41 °C bzw. 64 °C. In beiden Fällen ist einer der beiden Kerne zu kalt, der zweite im Bereich der Werkzeugtemperatur. Das gleiche gilt für die Entformungstemperatur, da die Artikeltemperaturen 52 °C und 74 °C betragen. Grundsätzlich werden zu geringe Temperaturen dennoch als positiv angesehen. Die Qualität des Artikels ist gut, eine Änderung zu einer geringeren Leistung sehr einfach möglich.

In absoluten Werten gehen die Temperaturen an der Kavität stark auseinander. Rechnet man jedoch mit der Formel (13) und der Annahme, dass bei 33% erstarrter Randschicht der Artikel formstabil ist, so sieht man, dass die Wärmetransportleitungen in Watt nicht stark divergieren. Die Leistungen der Heatpipe-Kerne bewegen sich proportional zu den Kavitätstemperaturen zwischen ca. 19 W bis ca. 20 W. Lediglich der erste Kern Groove_1 hat eine geringere Leistung mit 17 W und infolge dessen auch eine höhere Artikeltemperatur. Dies kann durch einen leicht abweichenden Unterdruck oder Fluidmenge ebenso begründet sein, wie durch eventuelle Verunreinigungen des Kerns. Solche Verunreinigungen können durch längeres Lagern im geöffneten Zustand entstehen und sich bspw. isolierend auswirken. Betrachtet man die geringen Leistungsabweichungen der anderen drei Heatpipes, so lässt dies auf ein äußerst sensibles System schließen. Geringe Leistungsschwankungen haben bei dünnen Artikel- und Kernkonturen große Temperaturunterschiede zur Folge.

Weiter sind Versuche zur horizontalen Einbausituation (0°) durchgeführt worden. Die beiden „glatten“ Kerne wurden zunächst mit der Befüllung von 85 % der Wärmequelle (WQ) vermessen. Außerdem wurden Versuchsdurchgänge mit einer Befüllung von 50 % der gesamten Dampfkammer (DK) durchgeführt. Da sich das Wasser im horizontalen Fall über die Länge der Heatpipe verteilt und somit in der Wärmequelle zu wenig Wasser vorhanden ist, wird dies mit einer höheren Befüllung kompensiert. Da die Ergebnisse bereits beim ersten Groove-Heatpipe-Kern nicht zufriedenstellend waren, wurde nur dieser vermessen. Eine Verbesserung konnte trotz der Groove-Struktur nicht erbracht werden, sodass der Fokus im horizontalen Fall auf der konstruktiv einfacheren, „glatten“ Dampfkammer blieb. Da das Fluid sich auf die komplette Länge in der Dampfkammer verteilt, ist in der Wärmequelle entsprechend weniger Fluid, was durch eine höhere Befüllung kompensiert wird (Vgl. Abbildung 32, Kapitel 4.1.3). Jedoch sind hierbei keine signifikanten Unterschiede bei den

Temperaturen zu erkennen. All diese bewegen sich kontinuierlich bei deutlich über 100 °C und somit in einem zu heißen Bereich. Die Hülse biegt sich im Touchierbereich durch.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen den Heatpipes im Labor und dem Hülsenkernen ist die Wandstärke. Die Wandstärke um die Wärmequelle ist beim Labormuster deutlich dicker als der Kern (ca. 2,5 mm). Das Labormuster besteht aus sehr gut leitendem Aluminium. Der größere Querschnitt mit einer höheren Wärmeleitung führt zu einem höheren Wärmestrom und Wärmeverteilung und somit zu einer gleichmäßigeren Temperatur an der Wärmequelle. Liegt die Heatpipe horizontal, so wird durch das untenliegende Fluid die Wärme eher im unteren Teil abgeführt. Der Hülsenkern ist aus Sicht des Werkstoffs sowie der Wandstärke vermutlich nicht in der Lage mit reiner Wärmeleitung die Temperaturen auszugleichen. Im oberen Bereich des Kerns herrscht eine höhere Temperatur. Im Fall des Becherwerkzeuges (Vgl. Kapitel 5.1 und 5.2.1) ist ausreichend Masse und Wandstärke vorhanden, dass dieser Effekt einen geringeren Einfluss hat.

Eine Lösung kann der Einsatz von Kapillaren, im Idealfall Sinter, sein, welche einen guten Fluidtransport versprechen. Ansätze gedruckter Sinter-Kapillare aus Aluminium und mit einem Ammoniak als Fluid sind bekannt [AALN+13]. Aufgrund des Temperatur-Einsatzbereiches ist Ammoniak für die Verarbeitung technischer Kunststoffe nicht zielführend (Vgl. Kapitel 2.1.1, G)). Für die Herstellung von Sinter-Kapillaren kann die Arbeit ggf. dennoch hilfreich sein.

Der Einfluss der Befüllung einer Heatpipe ist in Bezug auf die Temperierung sehr groß. Geringe Leistungsschwankungen haben bei dünnen Artikel- und Kernkonturen große Temperaturunterschiede zur Folge. Hier liegt ein deutlicher Vorteil der wasserbasierten Temperierung gegenüber Heatpipes, da die Temperatur durch den Medienstrom eingestellt wird. Die Wand des Kühlkanals kann in der Regel als stationär angenommen werden, was diese Form der Temperierung sehr robust macht. Ein besonderer Vorteil von Heatpipes ist eine extrem starke und leistungsfähige Wärmeabfuhr in engsten Bereichen. Dabei muss, im Gegensatz zur Wasserkühlung, kein Medium hin- und wieder weggeführt werden. Der gesamte Querschnitt wird für den Dampftransport ausgenutzt.

Vorteilhaft in diesen Versuchen ist die geringe Wandstärke. Eine geringe Distanz zwischen Kavität und Heatpipe-Dampfkammer bedeutet einen geringen thermischen Widerstand. Die Temperatur an der Dampfkammer ist ähnlich der Kavitätstemperatur. Der temperaturabhängige Wärmetransport im Hülsenkern ist somit sehr hoch. In Kapitel 5.2.1 ist der Effekt der Heatpipes am Becherwerkzeug zwar erkennbar, jedoch der Einfluss deutlich geringer als im hiesigen Beispiel des Hülsenkerns.

6 Werkzeugsimulation mit Heatpipes

Zielführende Ansätze zur Einbindung von Heatpipes zur Simulation von Spritzgießwerkzeugen sind bisher nicht vorhanden. Dies mag mit der geringen Verbreitung von Heatpipes als Temperierelement zusammenhängen, jedoch ebenso mit den komplexen physikalischen Prozessen in der Heatpipe. In Kapitel 3.2 werden bisherige Ansätze von Simulationen mit Heatpipes beschrieben und als nicht praktikabel für den Einsatz in der Spritzgießtechnik bewertet. Jedoch wird eine Methode zur präzisen Darstellung von Heatpipes in der Simulation, unter Einbindung vermessener Heatpipes, aufgezeigt (Vgl. Kapitel 3.1).

Diese Methode wird in diesem Kapitel angewendet. In Comsol Multiphysics wird ein heatpipe-temperiertes Spritzgießwerkzeug simuliert und mit realen Messwerten aus Kapitel 5.1 verglichen. In Abbildung 53 ist das CAD-Modell und das Simulationsmodell dargestellt. Die Wärmequelle und Wärmesenke entsprechen den realen Werkzeugbereichen. Auch wird die Wärmeleitung zweier in Kontakt stehender Bauteile mit zyklisch eingebrachten mechanischem Druck im Werkzeug berücksichtigt (Vgl. Kapitel 2.2.1). Dieser mechanische Druck entsteht durch die Schließkraft, die durch das zusammenfahren des Werkzeuges auftritt.

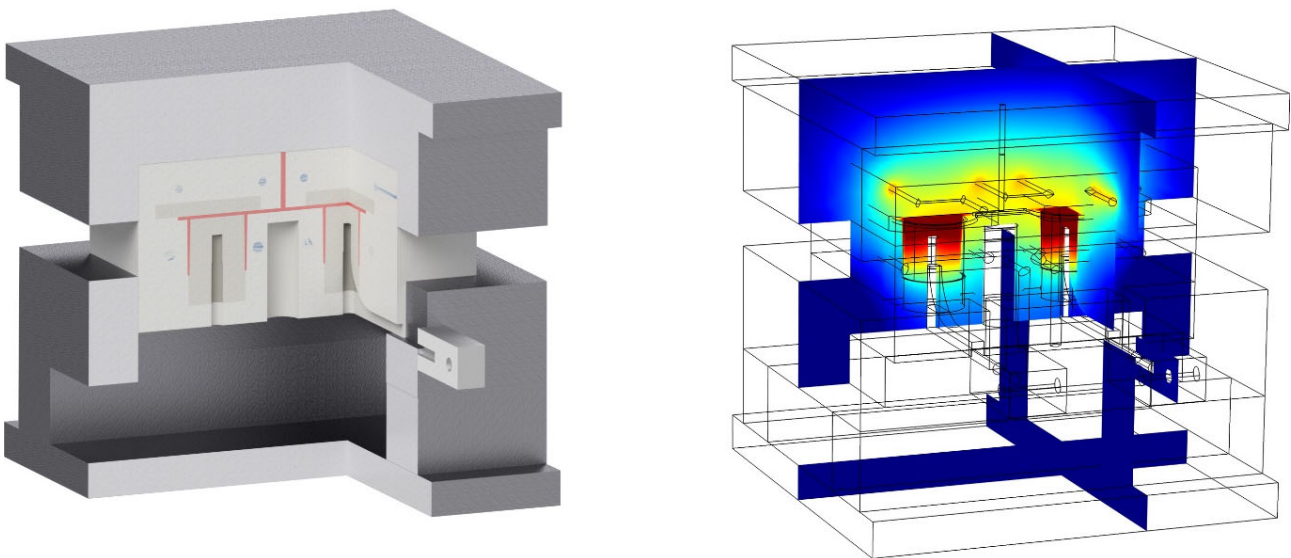


Abbildung 53: Modelle des Becherwerkzeuges. Vereinfachtes CAD-Modell (links), Comsol Multiphysics Modell mit Wärmezufuhr und erhöhter Kern-Temperatur (rechts)

Die CAD-Datei ist konstruktiv vereinfacht, damit eine unnötig feine Vernetzung vermieden und somit Rechenzeit eingespart werden kann. Im Geometriemodell des Spritzgießwerkzeuges sind die Heatpipes nicht modelliert. Allerdings sind die Wärmeübertragungsarten für die Umgebungsverluste durch Konvektion und Strahlung modelliert, welche durch die in Comsol Multiphysics verfügbaren Funktionen berechnet werden (Vgl. Kapitel 3.2 Abbildung 25). Außerdem werden dem Werkzeug die entsprechenden Materialeigenschaften, wie der Wärmeleitung, der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte zugewiesen. Die Software berechnet über die Geometrie der Einzelteile die Masse und mit den Wärmeströmen die Temperatur.

6.1 Berücksichtigung der Heatpipe im Werkzeugmodell

Das in Kapitel 5.1 dargestellte Werkzeug wird mit den vermessenen Leistungen der Heatpipes simuliert. Flächen im mathematischen Modell mit Heatpipe-Kontakt, sind nach der vorgestellten Methode im Kapitel 3.2 Wärmestrombedingungen (A_Q , A_S) und Temperaturabfragen (T_Q , T_S) zugeordnet. Abbildung 54 zeigt die Flächen des addierten bzw. subtrahierten Wärmestroms.

Diese Bereiche erhalten Definitionsnamen, welche mit einem Vorzeichen versehen sind. Der große Kern wird Q_g (Quelle groß) und der kleine Q_k (Quelle klein) genannt. Daher sind sowohl vier Wärmestromknoten im Modell als auch vier Mal die gemittelte Temperaturabfrage implementiert, einer auf jeder Seite der beiden Heatpipes. Dieser greift auf die Tabellenwerte der Textdatei zu und stellt die temperaturabhängige Leistung der Heatpipe dar. Weiter wird im Simulationsmodell, an den Phasenübergangsbereichen der Heatpipe, die Temperatur als Mittelwert errechnet. Die Wärmeenergie wird aus dem Bereich der Wärmequelle subtrahiert, der Kern wird somit gekühlt. Bei der Wärmesenke verläuft dieser Ansatz mit einer Addition der Wärmeenergie [KFHM+18].

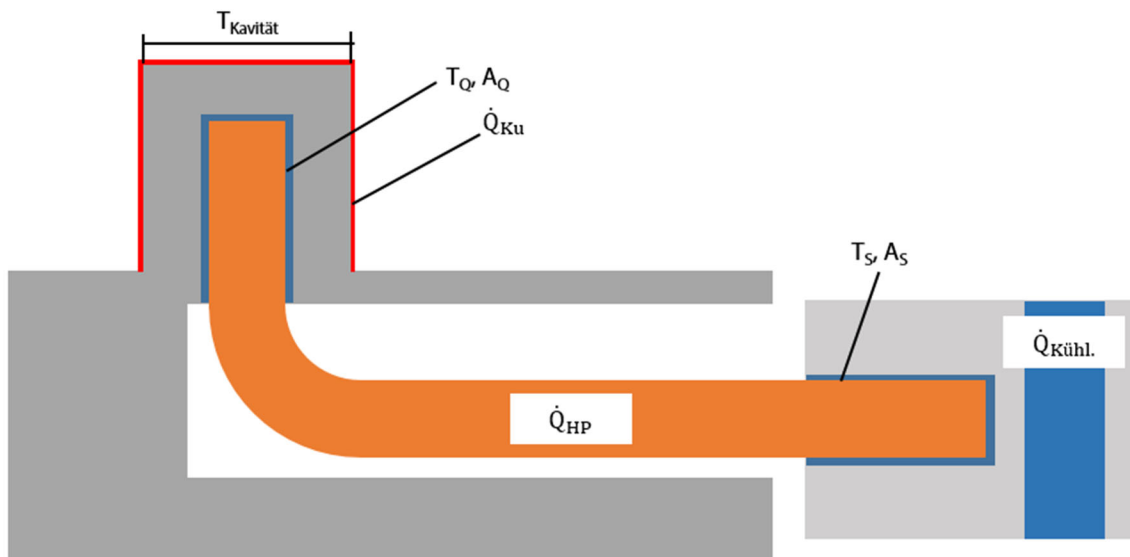


Abbildung 54: Schematischer Aufbau des Becherwerkzeuges mit Wärmestrombedingungen. Heatpipe ist hier dargestellt, in der Simulation jedoch nicht modelliert.

Das Vermessen von Heatpipes und die Simulation erfolgt in Kapitel 3 mit konstanter Wärmequellentemperatur, wobei die Leistungen zu den Zwischentemperaturen interpoliert werden. Die Wärmequelle ist im Produktionsprozess der Kern. Wie in der Praxis bewegt sich die Kerntemperatur in der Werkzeugsimulation zwischen einem thermischen Minimum und einem thermischen Maximum und ist somit instationär. Die Wärmesimulation erfolgt transient und kann somit auch das aufheizverhalten abbilden. Die interpolierten Leistungen können zu einer Abweichung im Simulationsergebnis führen.

Heatpipes können im horizontalen Fall in beide Richtungen gleichermaßen Wärme übertragen. Die Wärmeflussrichtung kann auch in der Simulation durch eine Invertierung der Vorzeichen geändert werden. So wird die Wärmesenke zur Wärmequelle und umgekehrt. Ein Aufheizen des Werkzeuges

kann so mit der Simulation abgebildet werden. Wenn das Aufheizen des Werkzeuges über Heatpipes nicht berücksichtigt werden soll, kann die Wärmesenke als stationär angenommen werden. In dem Fall kann die Geometrieerstellung ebenso vernachlässigt werden. Dazu muss in der Textdatei auf eine Temperaturdifferenz aus Wärmequelle und einer feststehenden Temperatur zugegriffen werden.

In der Simulation wird die aus der Kunststoffmasse stammende Wärmemenge berücksichtigt. Der Einspritzvorgang ist dabei vernachlässigbar kurz. Auch wird die Wärmeleitung innerhalb der Kunststoffmasse vernachlässigt, da diese eine deutlich geringere Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zum Werkzeug hat. Berücksichtigt wird in Comsol Multiphysics die Dichte, die Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit. Da der Wärmeeintrag aus dem Kunststoff zyklisch erfolgt, wird die Berechnung nach der realen Zykluszeit über eine in Comsol Multiphysics vorgesehene Zeitfunktion gesteuert. Diese Wärmemenge heizt die Werkzeugbereiche auf. Es wird in jedem Zyklusschritt der Simulation die Kavitätstemperatur und somit Wärmequellentemperatur neu errechnet. Die Darstellung des Aufheizens ist ebenso möglich wie die Abbildung des quasistationären Zustandes.

6.2 Berücksichtigung des thermischen Kontaktwiderstandes

Wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben, beeinflusst der Bauteilübergang im Werkzeug die Wärmeströme. Durch in Kontakt stehende Oberflächenstrukturen, welche fertigungsbedingt sind, können aufgrund von Lufteinschlüssen isolierende Effekte auftreten. Unter Druckbeaufschlagung reduziert sich der isolierende Effekt deutlich. Dies findet zyklisch, je nach Prozessschritt, im Spritzgießwerkzeug statt. Für eine zielgerichtete thermische Auslegung eines Spritzgießwerkzeuges wird dieses Verhalten in der Simulation nachgestellt.

\dot{Q}_{hc} ist der zwischen den Kontaktkörpern fließende Wärmestrom in W und wird in Formel (15) definiert. Dieser mathematische Zusammenhang ist an den Wärmefluss angelehnt. Dabei wird hier h_c (c für contact) mit $W/(m^2K)$ als Proportionalitätsfaktor genutzt, der den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit beschreibt. Der Wärmeübergangskoeffizient der Hohlräume h_g (g für gap) wird aufgrund der geringen Temperaturdifferenz in diesem Fall als 0 angenommen. Ebenso wird der Flächenanteil A berücksichtigt, da über diese Fläche die Wärmemenge fließt.

$$\dot{Q}_{hc} = h \cdot A \cdot \Delta T = h_c \cdot A \cdot \Delta T \text{ mit } h = h_c + h_g \text{ (} h_g = 0 \text{)} \quad (15)$$

Darauf aufbauend beschreiben Mieth [Mie21] und Brecher et al. [BFBN+17] verschiedene Ansätze, die den Wärmeübergangskoeffizienten analytisch darstellen. Relevant ist das Verformungsverhalten der kontaktierten Bauteile unter Druck [BYM06, Gre66, Mad14]. Diese Zusammenhänge haben Yovanovich und Cooper et. al. formelmäßig beschrieben und werden häufig verwendet [CMY69, Yov81]. Jedoch sind diese komplex und benötigen neben den genannten Informationen detaillierte Informationen zur Oberflächengüte, wie der quadratischen Mittenrauheit und der mittleren Steigung [Mie21]. Weiter fassen Brecher et al. zusammen, dass die Ansätze von Mikic [Mik74] und Bahrami [BCYS04] im Vergleich zu den experimentellen Arbeiten von Fieberg [Fie07] signifikante

Abweichungen des Kontaktwärmekoeffizienten aufweisen. In der Praxis sind die Informationen hinsichtlich der Oberflächengüte schwer vorherzusagen oder überhaupt unter wirtschaftlichen Umständen zu erfassen. Problematisch ist daher die Nutzung standardisierter Literaturwerte im Vergleich zu den realen Oberflächen praktischer Einsatzfälle.

Typische Werte zwischen zwei Bauteilen werden in [LL20] aufgeführt. Auffällig ist, dass gleiche Materialpaarungen eine große Streuung aufweisen. Beispielsweise haben Stahl – Stahl Kombinationen, die in dieser Arbeit am relevantesten sind, Werte zwischen 200 und 3700 W/(m²K) bei Drücken zwischen 0,1 bis 1 N/mm². Aluminium-Kombinationen schwanken zwischen 100 bis 25000 W/(m²K) oder Kupfer zwischen 10000 und 25000 W/(m²K). Dies ist auf den Einfluss des Anpressdrucks und der schwer definier- und standardisierbaren Oberflächenrauheit der Kontaktkörper zurückzuführen. Grundsätzlich kann ein Einblick in die Größenordnungen gegeben werden. Jedoch sind die Ergebnisse und Werte eines definierten Wärmehaushaltes in der Spritzgießtechnik nicht vollends zu übertragen. Daher ist es zielführend, entsprechende Werte unter den Bedingungen eines Spritzgießwerkzeuges zu berücksichtigen.

Das Simulationsprogramm COMSOL Multiphysics verfügt über ein Paket zur Wärmesimulation, exakte thermische Kontakte von Bauteilen sind aber nur erschwert abzubilden. Häufig wird auf die Cooper-Mikic-Yovanovich Korrelation zurückgegriffen, welche die physikalischen Abläufe zwar theoretisch abbilden kann, aber auf verschiedenste Parameter zurückgreift, die nur sehr aufwändig zu ermitteln sind. Darunter fällt beispielsweise die mittlere Steigung der Oberflächenunebenheiten. Dieser Wert ist nur durch eine Laservermessung der Oberflächen ermittelbar.

Im Wärmetransport in Feststoffen erlaubt es die Funktion Thermischer Kontakt den Wärmeübergangskoeffizienten h_c direkt vorzugeben, was eine Implementierung experimenteller Werte ermöglicht (Vgl. Formel (15)). Hierbei wird der h_c -Wert mit experimentellen Werten versehen und wie bereits beschrieben wird der h_g -Wert auf 0 gesetzt. Es werden Wärmeübertragungskoeffizienten implementiert, welche sowohl als druckbelastet als auch als unbelastet angesehen werden. Die Auswahl dieser Werte ist über den Prozesszyklus gesteuert. Die druckbelasteten Werte finden im geschlossenen Zustand des Werkzeuges sowie beim Einspritzen statt, die unbelasteten Werte im geöffneten Zustand.

Unterschieden werden h_c -Werte in Druckrichtung und quer zur Druckrichtung jeweils belastet und unbelastet. Die h_c -Werte sind im Simulationsprozess iterativ nach den real gemessenen Temperaturen angepasst und in Comsol Multiphysics nachgepflegt worden. Im belasteten Zustand werden Werte von 3000 W/(m²K) bis 4000 W/(m²K) und im unbelasteten 800 W/(m²K) bis 950 W/(m²K) angenommen. Weiter außerhalb liegende Bereiche des Werkzeuges, welche weniger fein bearbeitet sind, werden Werte von 2800 W/(m²K) im belasteten und 850 W/(m²K) im unbelasteten Zustand angenommen. Die Trennebene erfährt bei feinsten Bearbeitung den größten Druck, da hier die volle Schließkraft aufliegt und hat einen Wert von 5500 W/(m²K). Eine Besonderheit stellt die Trennebene im offenen Zustand dar, da diese dann nur Luftkontakt hat. Die Konvektionsverluste durch

Verwirbelungen beim Auffahren des Werkzeuges werden nicht berücksichtigt. In dem Fall ist nur die Wärmeleitfähigkeit von Luft berücksichtigt. Die Querbelastung durch elastische Verformung wird mit $1800 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ berücksichtigt und im unbelasteten Zustand mit $850 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Beim Spritzgießen wird plastifizierter Kunststoff mit Stahl unter hohem Druck in Verbindung gebracht. Somit muss im Simulationsmodell eine Kopplung zwischen Kunststoff und Kavität, also dem Stahl stattfinden. Mit dem weiter oben beschriebenen Vorgehen wird ein Wert von $10000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ angenommen. Zwar leitet Kunststoff die Wärme sehr schlecht, jedoch ist die Kavität sehr glatt gefertigt und der flüssige Kunststoff kann sich unter hohem Druck in die Täler der Rauheiten abformen. Somit ergibt sich ein guter Wärmeübergang der beiden Kontaktwerkstoffe.

6.3 Ergebnisauswertung und Abgleich der Simulation mit dem Realversuch

Durch die iterative Berechnung der Temperatur kann der Aufheizvorgang des Werkzeuges nachgebildet werden. In Abbildung 55 wird die Simulation während drei Zykluspunkten gezeigt. Dabei ist der Fokus auf den Kavitätsbereich gelegt. Links wird der Zeitpunkt des Einspritzens dargestellt, eine Wärmemenge wird addiert. Dies ist farblich an der stark roten Becherkontur zu erkennen. Rechts wird der Zeitpunkt nach dem Subtrahieren der Wärmemenge durch die Heatpipe gezeigt. Die drei Reihen von Bildern zeigen das Werkzeug beim ersten Zyklus, die mittlere Reihe nach 15 Zyklen und die untere Reihe im quasistationären Zustand. Erkennbar ist das Aufheizen des Werkzeuges über die Zeit sowie einer deutlichen Temperaturanhebung im Kernbereich. Weiter ist der mehrteilige Aufbau eines Werkzeuges zu erkennen, da an den Bauteilkontaktstellen ebenso eine „thermische Kante“ zu erkennen ist. Diese Kante zeigt den Temperatursprung am Bauteilkontakt, welcher in Kapitel 2.3 und Kapitel 6.2 diskutiert wird.

Während die Abbildung 55 lediglich den Simulationsprozess des Aufheizens, der Temperatursprünge am Bauteilkontakt und die Wärmeabfuhr der Heatpipes qualitativ zeigen soll, ist im realen Werkzeug der Anfahrvorgang mittels Heizpatronen umgesetzt. Diese werden ebenso modelliert und simuliert. Die Kerne werden auch in der Simulation über das Heiz-Kühlelement aufgewärmt. Hierfür werden die mathematischen Vorzeichen invertiert, sodass die Wärmeenergie dem Kern zugeführt, statt subtrahiert werden kann. Der Aufheizvorgang des Werkzeuges ist zeitlich auf 1300 s begrenzt und befindet sich danach auf Produktionstemperatur. Danach beginnt die Simulation mit dem Kunststoffeintrag. Dabei dreht sich die Richtung des Wärmetransports in der Heatpipe um, da am Aluminiumblock von heizen auf kühlen gestellt wird. Somit wird die Invertierung rückgängig gemacht und die ursprünglichen Vorzeichen mathematisch angenommen: Aus der Kavität wird eine Wärmequelle, die Wärmeenergie wird hier abgezogen. Aus dem Aluminiumblock wird eine Wärmesenke und die Wärmeenergie wird addiert [KFHM+18].

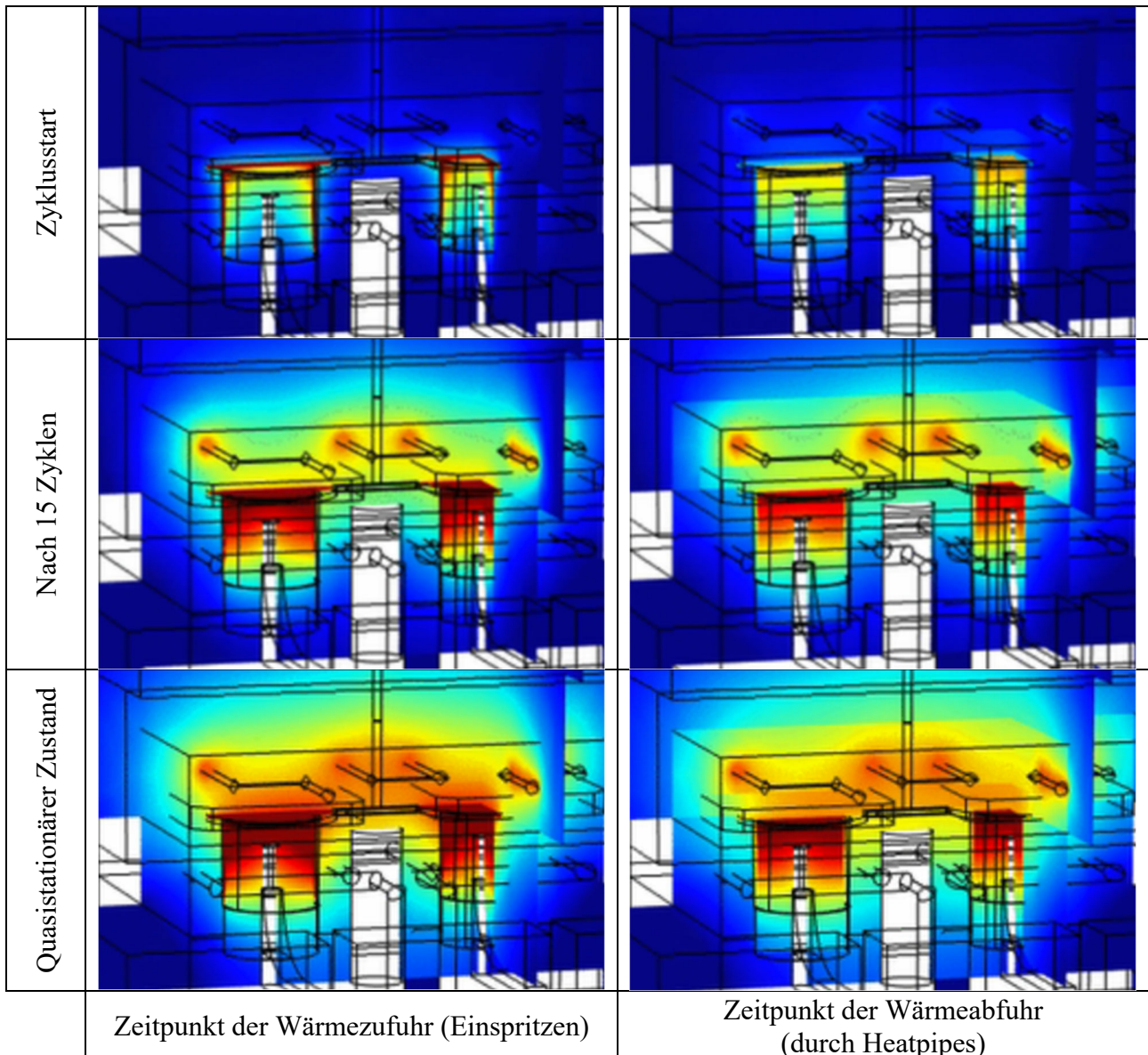


Abbildung 55: Simulierter Aufheizvorgang mit Fokus auf die Kavität

In Abbildung 56 sind die Ergebnisse der mit Comsol Multiphysics durchgeführten Simulation dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die Amplituden zwischen der minimalen (kurz vor dem Einspritzen) und maximalen (kurz nach dem Einspritzen) Temperatur. Die Darstellung hat einen Berechnungszeitraum von 3000 s, bis zum Eintritt des quasistationären Verhaltens. Verglichen werden die Ergebnisse mit den Temperaturen der realen Versuche aus Kapitel 5.1.1 (Abbildung 45).

Das Heiz-/ Kühlelement heizt auf 117 °C, was gut mit den gemessenen Werten (ca. 120 °C) übereinstimmt. Zu erkennen hierbei sind die Werkzeugkavitäten, die sich über das Heizelement aufwärmen und in diesem Prozessschritt die Wärmesenke für die Heatpipe bilden. Der kleine Kern hat 95 °C, der große Kern 75 °C zum Produktionsstart. Im realen Versuch wurden am kleinen Kern 78 °C und am großen Kern 66 °C gemessen. Somit liegen die simulierten Temperaturen über den gemessenen.

Ebenso ist ein zu hohes Aufschwingen der Kerntemperaturen auf bis zu 104 °C am kleinen Kern und 91 °C am großen Kern erkennbar. Diese sind im realen Versuch mit ca. 80 °C am kleinen Kern und ca. 65 °C am großen Kern deutlich geringer. So sind im Aufheizvorgang hohe Abweichungen zwischen der Simulation und dem Realversuch festzustellen.

Begründet werden kann dies zum einen mit Abweichungen in der Leistungs-Interpolation zu der realen Leistung. Auch kann die Thermografie zur Realität abweichen. Diese wurde bei 60 °C kalibriert. Bei deutlich abweichenden Temperaturen zeigt die Thermografie jedoch eine falsche Temperatur an, sodass die Messwerte in dem Bereich des Anfahrens infrage gestellt werden sollten [KHJ17, KHMJ19c].

Nach dem Aufheizen und Erreichen der Produktionstemperatur ist das Heiz-/Kühlelement von nun an die Wärmesenke und stellt sich auf ca. 20 °C ein. In der Simulation ist an der Wärmequelle eine quasistationäre Temperatur von ca. 51 °C. Die Temperaturen im Realversuch haben ca. 50 °C bis ca. 54 °C. Die Ergebnisse passen sehr gut überein. Die Simulation kann für den quasistationären Zustand somit als validiert betrachtet werden.

Auffällig ist das deutlich langsamere Abklingen der Temperatur in der Simulation. Im realen Versuch ist der Temperaturpeak geringer als in der Simulation, sodass die Abkühlung auf quasistationär entsprechend schneller abläuft. Dies kann mit Wärmeleitungseffekten am Bauteilkontakt erklärt werden, welche in der Simulation noch nicht vollends realitätsnah berücksichtigt sind.

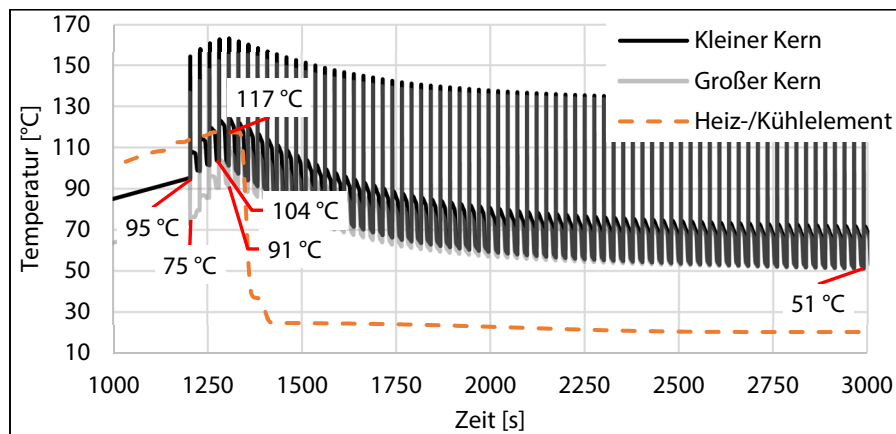


Abbildung 56: Simulationsergebnisse des Becherwerkzeuges mit konventionellen Heatpipes

7 Zusammenfassung, Kritik und Ausblick

Das Spritzgießwerkzeug steht im Mittelpunkt der Produktion, wobei die Temperierung für die Qualität und die Wirtschaftlichkeit des Produktionsprozesses einen zentralen Faktor darstellt. Hierbei machen konventionelle Temperierungen den Hauptenergieanteil im Prozess aus. Weiter sind die konventionellen Methoden bei langen oder schmalen und daher häufig zykluskritischen Artikelkonturen oftmals nicht zielführend. Strukturintegrierte Heatpipes in Werkzeugen können einen Beitrag dazu leisten, diese Nachteile zu reduzieren.

Heatpipes sind autark, haben eine hohe Wärmetransportdichte und eignen sich hinsichtlich ihrer Anwendungstemperatur ideal für die Verarbeitung technischer Kunststoffe. In der Kunststofftechnik sind Heatpipes weder verbreitet noch wurden sie tiefergehend wissenschaftlich betrachtet. Daher beschäftigt sich diese Arbeit mit dem Einsatz von Heatpipes in Spritzgießwerkzeugen.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung von Werkzeugkernen mit strukturintegrierten Heatpipes. Es zeigt sich, dass die Heatpipe-Kerne einen deutlich besseren wärmeabführenden Effekt vorweisen können als konventionelle Kühlmethoden. Ein stabiler Prozess ist auf Basis einer zufriedenstellenden Artikelqualität erreicht worden. Dabei lassen sich folgende Chancen und Vorteile festhalten:

- Ein signifikanter Vorteil beim Einsatz von Heatpipes besteht darin, dass kein erwärmtes Wasser verwendet wird. Dies führt zu einer direkten Energieeinsparung. Außerdem kann die kostenintensive Temperierperipherie, wie Temperiergeräte und Verschlauchungen, reduziert werden. Weiter halten Heatpipes das Werkzeug frei von Verunreinigungen.
- Große Chancen bieten Heatpipe-Kerne in der Reduzierung von lokalen Wärmehäufungen (Hot Spots). Die Leistungsdichte bei gleichem Querschnitt ist bei Heatpipes deutlich höher als bei Kupfereinsätzen. Demnach sind auch geringere Zykluszeiten mit den Heatpipe-Kernen möglich. So sollten Heatpipes als ergänzende Temperiermethode für ebendiese thermisch kritischen Bereiche angesehen und angewendet werden.
- Die hohe Leistungsdichte kann zu sehr geringen Kavitätstemperaturen führen. Es bietet sich die Möglichkeit, Heatpipes an einem bestehenden Kühlkreislauf oder in Werkzeugbereiche oberhalb 20 °C bis ca. 50 °C anzuschließen. Heatpipes benötigen somit nicht zwangsläufig einen eigenen Kühlkreislauf (inkl. Konstruktion und Peripherie) für die Wärmesenke. Dies ist ein eindeutiger Vorteil gegenüber Kupfereinsätzen, da diese in der Regel eine sehr kalte Seite für eine ausreichende Leistung brauchen.
- Heatpipe-Kerne können die Werkzeugkonstruktion vereinfachen: Heatpipes können mit den Auswerfern in einer Ebene geführt werden. Somit besteht eine geringe Kollisionsgefahr, da sie, im Gegensatz zu medienführenden Kanälen, nicht zwangsläufig quer zu den Auswerfern verlaufen. Weiter muss in die engen und schmalen Bereiche zur Kühlung kein Wasser zu- und abgeführt werden. Bei Heatpipes strömen Dampf und Kondensat in einer Kammer. Heatpipes bieten eine erhöhte Konstruktionsfreiheit im Werkzeug und sind kostengünstiger herzustellen.

7.1 Zusammenfassung der Arbeit

In dieser Arbeit kann die Leistungsstärke einer Heatpipe-Kühlung unter Beweis gestellt werden. Die Temperaturen an den vermessenen Kavitäten sind bei einer hohen Konturnähe deutlich geringer als im konkurrierenden Fall der wasserbasierten Kühlung oder der Wärmeabfuhr mittels Kupfereinsätze.

Jedoch verliert die Heatpipe bei großen Abständen von der Kavität zur Dampfkammer ihre Wirkung. Das Material ist ein thermischer Widerstand. Dies führt zu einem Temperaturabfall, umso weiter man von der Kavität entfernt ist. Nahe oder unterhalb der Sättigungstemperatur des Fluides wird nur ungenügend Wärmeabfuhr durch die Heatpipe realisiert. Die Heatpipes arbeiten ab ca. 30 °C. Wasser kann somit bei geringeren Temperaturen kühlen. Heatpipes sind bei geringen Wandstärken und hohen Temperaturen jedoch effektiver. Dies entspricht dem Ziel dieser Arbeit.

Weiter wird eine Messmethode beschrieben, die ebenso zur Auslegung und Qualitätskontrolle hinsichtlich des Arbeitsverhaltens und der Reproduzierbarkeit von Heatpipes dienen kann. Besonders bei individuellen, komplexen Heatpipe-Strukturen kann diese Methode bei der Heatpipe-Entwicklung Anwendung finden. Somit können verschiedenste Heatpipes in einer Simulation berücksichtigt werden. Mit einfachen Mitteln kann eine thermische Auslegung vorgenommen werden, welche die anliegenden Temperaturen berücksichtigt. Anwendbar ist dies ebenso in weiteren Bereichen der Werkzeugtechnik, aber auch in der Elektronik- und Batteriekühlung.

Auch wird in dieser Arbeit eine Methode zur Simulation mit Heatpipes aufgezeigt und in der Werkzeugtechnik angewendet. Da die komplexen physikalischen Prozesse und Randbedingungen einer Heatpipe selbst nicht modelliert und simuliert werden müssen, ist dieses Vorgehen ebenso schnell wie präzise. Außerdem können auf diese Weise viele verschiedene Konturen und Arten von Heatpipes abgebildet werden, da nur die anliegenden Temperaturen und die gemessene Leistung von Relevanz sind. Dabei dient die Leistung einer vermessenen Heatpipe zur Simulation. Dieses Kennfeld zeigt das Arbeitsverhalten in Abhängigkeit der anliegenden Temperaturen von Wärmequelle und Wärmesenke. Der in der Realität vorkommende Wärmestrom wird im Simulationsmodell auf diese Weise berücksichtigt. So kann die Leistung einer Heatpipe in der Simulation präzise eingebunden werden, ohne die aufwendigen physikalischen Vorgänge innerhalb der Heatpipe zu simulieren.

Bei der konventionellen Medienkühlung ist die Temperatur oftmals mit einem überdimensionierten Temperiermittelstrom eingestellt. Der sich einstellende Wärmestrom in Watt ist dabei weniger von Relevanz. Heatpipes arbeiten jedoch nach Wattströmen und den sich daraus ergebenden Temperaturen. Für eine definierte Wärmeabfuhr muss demnach ein definierter Wärmestrom der Heatpipe eingestellt werden. Eine präzise Befüllung von Heatpipes ist zwar möglich, jedoch sind Schwankungen nicht auszuschließen. Der Blick in die Dampftafel und auch in die gläserne Heatpipe zeigen, wie sehr die Leistung vom Unterdruck abhängig ist. So ist eine deutlich höhere Turbulenz bei größerem Unterdruck vorhanden. Dies hat direkten Einfluss auf den Wärmetransport und die Kavitätstemperatur.

7.2 Gestaltungshinweise für strukturintegrierte Heatpipes

In dieser Arbeit ist deutlich geworden, dass die Konstruktion mit Heatpipes anders gedacht werden muss als in den bisherigen Temperiermethoden. Dabei gilt es die drei Zonen einer Heatpipe zu berücksichtigen. Außerdem arbeiten Heatpipes schwerkraftgetrieben deutlich effektiver. Auch können Oberflächenstrukturen in der Wärmequelle einen guten Wärmetransport unterstützen. Auf Basis der in dieser Arbeit gesammelten Erkenntnisse, lassen sich folgende Gestaltungshinweise für strukturintegrierte Heatpipes aufführen und sind in Abbildung 57 dargestellt:

- 1) Die Länge und Querschnitt (A_{WQ}) der Wärmequelle wird vom Werkzeugern und somit von der Artikelkontur bestimmt. Die Wandstärke orientiert sich bisher an denen der Wasserkühlung.
- 2) Eine thermische Trennung (adiabate Zone / a. Z.) von Wärmequelle und Wärmesenke muss vorgesehen werden. Die Realisierung kann durch eingebrachte Luftspalte oder Materialien mit geringen Wärmeleitkoeffizienten erfolgen (bspw. Kunststoffe, Keramik...).
- 3) Die Wärmesenke sollte oberhalb der Wärmequelle angebracht sein. Der Kondensatrückfluss ist schwerkraftgestützt effektiver. Weiter sammelt sich das Wasser in der Wärmequelle und benetzt diese vollumfänglich, während die Wand der adiabaten Zone und der Wärmesenke frei ist.
- 4) Der Querschnitt ab der adiabaten Zone (A_{az}) und der Wärmesenke (A_{WS}) sollte größer bzw. mindestens gleich dem Querschnitt der Wärmequelle (A_{WQ}) sein. Ein höherer Massetransport wird realisiert. Weiter beeinflussen sich der Dampf und das Kondensat weniger in ihrer Strömung.
- 5) Zur effektiven Wärmeübertragung braucht es ausreichend Kondensat zur Verdampfung. Daher sollte das Volumen der Wärmesenke größer, mindestens aber genauso groß sein als das der Wärmequelle. Dabei ist ein großes Volumen mit einem großen Querschnitt A_{WS} zu bevorzugen.
- 6) Es muss Platz für die Befüllung im Bereich der Wärmesenke berücksichtigt werden.
- 7) Die Füllmenge des Fluides sollte zur vollen Benetzung der Wärmequelle ausreichend sein.

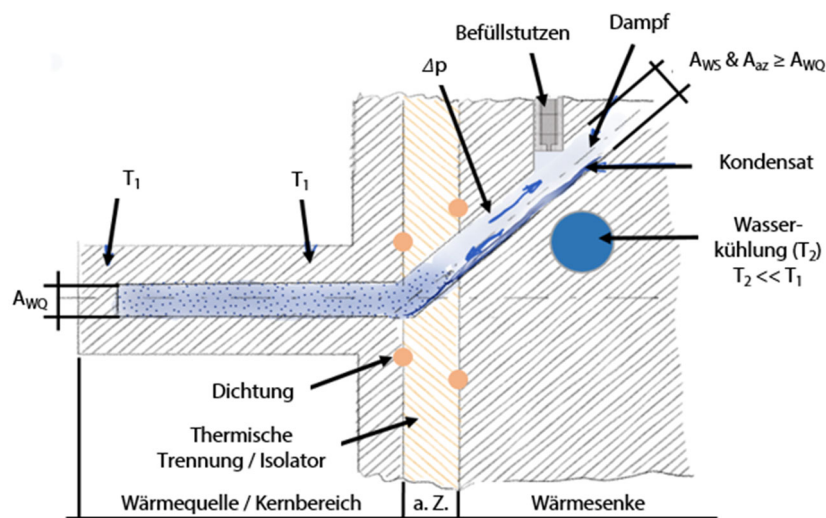


Abbildung 57: Prinzipskizze zur Orientierung in der Heatpipe-gerechten Gestaltung von Kernen

7.3 Kritik und Ausblick

Grundsätzlich können mit strukturintegrierten Heatpipes gute Kühlergebnisse erbracht werden. Das Potential für eine einfache und energiearme Hot Spot Reduzierung ist gegeben. Verschiedene Punkte sollten allerdings für eine erfolgreiche Weiterentwicklung dieser Technologie berücksichtigt werden.

Zur Erstellung des Kennfeldes zur Leistungsdarstellung wird eine Heatpipe vermessen. Hierbei wird der Wattstrom über die Temperaturdifferenz aus der inneren Energie eines zeitlich aufheizenden Blocks (Wärmesenke) und der Aufheizzeit berechnet. Dabei sind die Materialkennwerte des Masseblocks und ebenso eine homogene Temperaturverteilung relevant. Sollte bspw. das Gewicht oder die spezifische Wärmekapazität des verwendeten Werkstoffs fehlerhaft berücksichtigt sein oder innerhalb des Blocks ein großer Temperaturgradient herrschen, sodass die gemittelte Temperatur nicht bekannt ist, dann ist die reale innere Energie nicht zu erfassen. Weiter müssen bei der Messung die Wärmeverluste in die Umgebung gegengerechnet werden. Auch hierbei ist die Genauigkeit von den Material- und Geometriekennwerten abhängig. Sind fehlerhafte Informationen vorhanden, so kann sich der Fehler verstärken.

Die Lösung dieses Problems wäre eine Änderung der Messmethode nach Kapitel 3.1.1.2. Ein Leistungsmessgerät kann die Heizleistung aufnehmen. Dabei werden sowohl Wärmequelle als auch Wärmesenke stationär auf einer gewünschten Temperatur gehalten. Es sollte jedoch zunächst der Fokus auf eine Wärmesenke mit ca. 20 °C gehalten werden, da hier in der Regel die höchste Wärmetransportleistung der Heatpipe zu erwarten ist. Besonders in der Leistungserfassung von Werkzeulementen sollte diese Methode in Betracht gezogen werden.

Weiter ist eine Vermessung einer Wärmesenkentemperatur bis ca. 60 °C interessant. Ausreichende Leistungen bei derartigen Temperaturen führen zu der Chance, Heatpipes an bestehende Temperierkanäle anzuschließen und somit Konstruktions-, Fertigungs-, Peripherie- und Energieaufwand zu sparen.

Zur Simulation der Heatpipe-Werkzeuge wird die Software Comsol Multiphysics eingesetzt. Nachteilig bei Comsol Multiphysics ist, dass der Einfluss der Werkzeugtemperatur auf die Artikelqualität nicht abgebildet wird. Auch ist die Rechendauer der Software im Vergleich zu branchennahen Anwendungen hoch, sodass im akademischen Bereich dieser Aufwand vertretbar ist, jedoch nicht in einer industriellen Anwendung. Der beschriebene Simulationsansatz ist in gängige Anwendungen von Kunststoffsimulationen zu implementieren, sodass Heatpipes als Temperieralternative gezielt berücksichtigt werden können. Dabei sollte ebenso eine Leistungsskalierung entwickelt werden, sodass nicht-vermessene Heatpipes in der Software Anwendung finden. Eine Leistungslinearität im schwerkraftgetriebenen Fall lässt einen solchen Ansatz zu. Die Ergebnisse zeigen ein nahezu lineares Verhalten unter den relevanten Temperaturen. Dies ist sehr vorteilhaft in der Weiterentwicklung einer Simulation unter Einbindung von Heatpipes. Der aktuelle Ansatz über das Vermessen von Heatpipes ist ein Trial-and-Error Verfahren, bis die richtige Heatpipe gefunden wurde. Kann über eine linearisierte Leistung einer Heatpipe ebendiese

skaliert werden, ist eine Leistungsvorhersage ebenso wie eine thermische Auslegung ohne ein vorheriges Vermessen von Heatpipes möglich.

Diese Arbeit konzentriert sich auf grundlegende Funktionsnachweise in der Praxis und Simulation. Jedoch müssen weitere Forschungs- und Entwicklungsarbeiten durchgeführt werden:

- Die Breite an Fertigungsverfahren zur Herstellung von Heatpipe-Kernen sollte vergrößert werden, damit eine einfache und vielfältige Anwendbarkeit gegeben ist. Eine sichere Dichtigkeit ist hierbei entscheidend. Weiter ist die Ausbildung der adiabaten Zone elementar. Da das präzise Biegen und Fügen von Rohren aufwendig und kostenintensiv ist, müssten hierzu andere Lösungen gefunden werden. So sind Werkstoffe mit geringen Wärmeleiteigenschaften, wie Keramik oder Kunststoff, anstatt eines Luftspaltes als adiabate Zone interessant. Isolierende Materialien sorgen für eine strukturmechanische Stärkung. Auch kann ein Gesamtaufbau / Schichtaufbau eines Kerns realisiert werden, der einfach zu fertigen und zu montieren ist. Ebenso wäre die Einbringung eines Schlauches eine Lösung. Die Gasdichtigkeit des Schlauches muss ebenso wie die der Fügestelle sichergestellt sein.
- Die Funktion von Heatpipes hängt vom Unterdruck ab. Daher muss hierfür eine Prozessüberwachung geschaffen werden. Lässt es die Werkzeugumgebung zu, können Drucksensoren eingebracht und somit eine Live-Überwachung im Prozess realisiert werden. Auch ist eine Live-Überwachung der adiabaten Zone denkbar. Dabei sollte die adiabate Zone auf der Länge eine geringe Temperaturdifferenz haben. Wird diese Temperaturdifferenz über die Zeit größer, so ist davon auszugehen, dass die Heatpipe ihre Funktion verliert. Auch können Thermofühler nah der Wärmesenke eingebracht werden. Dabei wird die Kühlung an der Wärmesenke ausgestellt und das Aufheizverhalten beobachtet. Sollte ein schnelleres Aufheizverhalten stattfinden, als es bei einem Testlauf nach der Befüllung mit Unterdruck und Fluid der Fall war, so ist von einem Funktionsverlust der Heatpipe, vermutlich durch Verlust des Unterdrucks, auszugehen. Lässt es der Bauraum zu, so ist eine prozessbegleitende Temperatureaufnahme an der Kavität die naheliegende Lösung.
- Die Befüllung der Heatpipe über einem dichtenden Stopfen, Evakuierung mittels Vakuumpumpe und Injektion durch Spritzen kann fehleranfällig sein. Es ist unbekannt, wie groß der Unterdruck in der Heatpipe ist oder ob sich der Unterdruck im Schlauch der Vakuumpumpe befindet. Zwei alternative Methoden wären denkbar:
 - 1) Eine definierte, jedoch überdimensionierte, Menge Fluid über Zeit verdampfen lassen. Der Dampf verdrängt die Luft in der Dampfkammer. Die Dampfkammer wird verschlossen und durch Abkühlen stellt sich ein Unterdruck ein. Unter immer gleichen Randbedingungen ergibt dies einen reproduzierbaren Befüllvorgang.
 - 2) Bringt man zunächst gefrorenes Fluid in die Dampfkammer, so verdampft dieses nicht beim Evakuieren bei Umgebungstemperatur. Ein definierter Unterdruck und Fluidmenge sind zu erwarten.

- Die in dieser Arbeit angewendeten Heatpipe-Kerne laufen schwerkraftgetrieben. Zwar sollte die Konstruktion einer Heatpipe-Temperierung auch für diese Bedingung durchgeführt werden, jedoch sieht die Realität eines Spritzgießwerkzeuges häufig komplexer aus. Auch wenn der Betrieb gegen die Schwerkraft unter Zuhilfenahme von Kapillarstrukturen nur unter Leistungseinbußen funktioniert, könnte Forschungsarbeit in diesem Bereich vielversprechend sein. So wäre die additive Fertigung ein denkbare Verfahren zur Herstellung sinterähnlicher Strukturen, welche hierbei einen Mehrwert leisten können.
- Die Wärmetransportleistungen vermessener Heatpipes führen zu der These, dass der Einsatz bei der Verarbeitung von Kunststoffen mit geringeren Kavitätstemperaturen als bei technischen Kunststoffen ebenso zielführend ist. Es gilt zu erforschen, ob Fluide wie bspw. Methanol zu geringeren Kavitätstemperaturen führen, da eine geringere Verdampfungsenthalpie und Wärmetransportleistung akzeptiert werden müssten. Bei einer Reduzierung von Hot Spots auf ca. 30 °C kann jedoch auch Wasser als Befüllung bereits da hilfreich sein, wo konventionelle Methoden an ihre Grenzen geraten.

Literaturverzeichnis

- [AALN+13] Ameli, M., Agnewa, B., Leung, P.S., Ng, B., Sutcliffe, C.J., Singh, J. McGlen, R., 2013. A novel method for manufacturing sintered aluminium heat pipes. *Applied Thermal Engineering* 52 (2), pp. 498-504. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.12.011.
- [All14] Allert, S., 2014. *Untersuchungen zur Temperierung von Spritzgießwerkzeugen mit Impulskühlung*. RWTH Aachen, Dissertation.
- [BBK08] Bleesen, C., Burr, A., Kübler, M., Deckert, S. & S. Kuhn, 2008. Variotherm-Technologie: Neue hochdynamische Heiz-Kühl-Werkzeugmodule revolutionieren die Spritzgießtechnik. *K-Zeitung* 39, pp. 21-22.
- [BCYS04] Bahrami, M., Culham, J. R., Yovanovich, M. M. & Schneider, G. E., 2004. Thermal joint resistance of conforming rough surfaces with gas-filled gaps. *Thermophysics and Heat Transfer* 18 (3), pp. 318-325. DOI: 10.2514/1.5480.
- [Bes19] Best, T., 2019. Heatpipes kühlen nicht. *Elektronikpraxis* 2, pp. 40-43.
- [BFBN+17] Brecher, C., Fey, M., Bakarınow, K., Neus, S., Kneer, R., & Frekers, Y., 2017. Prognose von Kontaktwärmeübergängen bei passiven Maschinenkomponenten. *Konstruktion* 69 (1), pp. 68-73.
- [BK03] Bejan, A. & Kraus A. D., 2003. *Heat transfer handbook*. New York: John Wiley & Sons.
- [Ble16] Bleesen, C., 2016. *Variotherme Spritzgießtechnologie zur Beeinflussung tribologischer Eigenschaften thermoplastischer Formteile*. Universität Chemnitz, Dissertation.
- [Bou19] Boughariou, O. (Betreuer: Stephan Kartelmeyer): Effect of various geometrical parameters on the thermal performance of heat pipe. Hochschule Bielefeld, Ingenieurwissenschaften und Mathematik, unveröffentlichte Abschlussarbeit, 2019
- [BRCT+15] Boothaisong, S., Rittidech, S., Chompookham, T., Thongmoon, M. Ding, Y., & Li, Y., 2015. Three-dimensional transient mathematical model to predict the heat transfer rate of a heat pipe. *Advances in Mechanical Engineering* 7 (2), pp. 1-11.
- [BS19] Baehr, H. D. & Stephan, K., 2019. *Wärme- und Stoffübertragung*, Berlin, Springer Vieweg, 2019.

- [Buf17] Buff, A. (Betreuer: Stephan Kartelmeyer): Ansätze zur weiteren Optimierung eines Heatpipe-Kühlsystems in einem Spritzgusswerkzeug mit verschiedenen Kernen und Schiebern. Fachhochschule Bielefeld, Ingenieurwissenschaften und Mathematik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2017
- [BYM06] Bahrami, M., Yovanovich, M. M. & Marotta, E. E., 2006. Thermal Joint Resistance of Polymer-Metal Rough Interfaces. *Journal of Electronic Packaging* 128 (1), pp. 23-29. DOI: 10.1115/IMECE2004-60131.
- [BYK15] Burghold, E. M., Frekers, Y. H., Kneer, R., 2015. Determination of time-dependent thermal contact conductance through IR-thermography. *International Journal of Thermal Sciences* 98, pp. 148-155.
- [CB02] Carl, T. & Burrows, J., 2002. Comparison of energy consumption with two methods of injection mold cooling. *Conference Proceedings SPE Antec*, San Francisco, CA, USA.
- [CFCB03] Carl, T., French, D., Caldwell, C. & Bowersox, E., 2003. The study of process stabilization and consistency using pulse cooling compared to cooling with a thermolator. *Conference Proceedings SPE Antec*, Nashville, TN, USA.
- [Chi76] Chi, S. W., 1976. *Heat pipe theory and practice*. Hemisphere Publishing.
- [CMY69] Cooper, M. G., Mikic, B. B. & Yovanovich, M. M., 1969. Thermal contact conductance. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (3), pp. 279-300. DOI: 10.1016/0017-9310(69)90011-8
- [Cot65] Cotter, T. P., 1965. *Theory of Heat Pipes*, Los Alamos: Report No. LA-3246-MS, Los Alamos National Laboratory.
- [CW19] Cerbe, G. & Wilhelms, G., 2013. *Technische Thermodynamik*. München: Carl Hanser Verlag.
- [Dan15] Dangel, R., 2015. *Spritzgießwerkzeuge für Einsteiger*. München: Carl Hanser Verlag.
- [DEEH12] Domininghaus, H., Elsner, P., Eyerer, P. & Hirth, T., 2012. *Kunststoffe - Eigenschaften und Anwendungen*. Heidelberg: Springer Verlag.
- [DXB05] Devarakonda, A., Xiong, D. & Beach, D. E., 2005. Intermediate Temperature Water HeatPipe Tests. *NASA Research Associate at Glenn Research Center*, NASA/TM—2005-213581
- [Fag14] Faghri, A., 2014. Heat Pipes Review, opportunities and challenges. *Frontiers in Heat Pipes* 5 (1).

- [Fag95] Faghri, A., 1995. *Heat Pipe Science and Technology*. Washington, DC: Taylor & Francis.
- [FH10] Franchi, G. & Huang, X., 2008. Development of Composite Wicks for Heat Pipe Performance Enhancement. *Heat Transfer Engineering* 29 (10), pp. 873-884. DOI: 10.1080/01457630802125740
- [Fie07] Fieberg, C., 2007. *Kontaktwärmeübergang unter hohen Druck- und Temperaturbedingungen*. RWTH Aachen, Dissertation.
- [Gau44] Gaugler, R. S., 1944. *Heat Transfer Device*. U. S. Patentschrift 2,350,348
- [GCE90] Grover, G. M., Cotter, T., Erikson, G., 1990 (1964). Structures of Very High Thermal Conductivity, *Journal of Applied Physics*, 35 (6), pp. 1190-1191. DOI: 10.1063/1.1713792
- [Gei10] Geisser, P., 2010. *Temperiertechnik - Theorie und Praxis*. St. Gallen: Firmenschrift: HB-Therm AG.
- [Gra13] Granzow, C., 2013. *Entwicklung und Erprobung mittels Heatpipe gekühlter katalytischer Rekombinatoren*. RWTH Aachen, Dissertation.
- [Gre66] Greenwood, J. A., 1966. Constriction resistance and the real area of contact. *British Journal of Applied Physics* 17 (12), pp. 1621-1632. DOI: 10.1088/0508-3443/17/12/310
- [Gro66] Grover, G. M., 1966. *Evaporation-condensation heat transfer device*. US Patentschrift 3229759 A
- [GKT16] Gebhardt, A., Kessler, J. & Thurn, L., 2016. *3D-Drucken*. 2016: Carl Hanser Verlag München.
- [GS92] Groll, M. & Rösler, S., 1992. Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-phase thermosyphons. *Journal of non-equilibrium thermodynamics* 17 (2), pp. 99-151.
- [Han10] Hahne, E., 2010. *Technische Thermodynamik - Einführung und Anwendung*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH.
- [Han14] Hannoschöck, N., 2018. *Wärmeleitung und -transport*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- [Hau84] Haug, F., 1984. *Druckrückgewinnung in einem zylindrischen Wärmerohr bei hohen radialen Reynoldszahlen und hohen Machzahlen*. Universität Stuttgart, Dissertation

-
- [Hei14] Heide, A. (Betreuer: Johannes Brikmann): Kennwertermittlung zur Simulation der Wärmeübertragung von Heatpipes. Hochschule Bielefeld, Ingenieurwissenschaften und Mathematik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2014
- [Her00] Herwig, H., 2000. *Wärmeübertragung A-Z*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [HJ16] Hussain, M. N. & Janajreh, I., 2016. Numerical Simulation of a Cylindrical Heat Pipe and Performance Study. *International Journal of Thermal & Environmental Engineering* 12 (2), pp. 135-141. DOI: 10.5383/ijtee.12.02.010
- [HM19] Herwig, H. & Moschallski, A., 2019. *Wärmeübertragung: Physikalische Grundlagen und ausführliche Anleitung zum Lösen von Aufgaben*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- [HWM15] Häfner, F., Wagner, R.-M., & Meusel, L., 2015. *Bau und Berechnung von Erdwärmeanlagen: Einführung mit praktischen Beispielen*. Springer Berlin Heidelberg. DOI: 10.1007/978-3-662-48201-8
- [IK20] Icha, P. & Kuhs, G., 2020: *Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990-2019*, Umweltbundesamt Dessau-Roßlau
- [Jar19] Jaroschek, C., 2019. *Spritzgussteile konstruieren für Praktiker*. München: Carl Hanser Verlag.
- [JC10] Jaroschek, C. & Cernjak, D., 2010. Heißkalte Werkzeuge. *Kunststoffe* 100 (4), pp. 46-49.
- [Käl18] Kälble, N. (Betreuer: Stephan Kartelmeyer): Effizienzsteigerung bei der Erstellung von Kennfeldern über die Wärmeleistung von Heatpipes. Hochschule Bielefeld, Ingenieurwissenschaften und Mathematik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2018.
- [Kan22] Kansy, D. M. (Betreuer: Stephan Kartelmeyer): Druck Siederversuche GLHP-V3. Hochschule Bielefeld, Ingenieurwissenschaften und Mathematik, unveröffentlicher Praxisphasenbericht, 2022.
- [Kar17] Karrer, S. (Betreuer: Stephan Kartelmeyer): Entwicklung eines Prüfstandes zur Kennfeldermittlung von Heatpipes. Hochschule Bielefeld, Ingenieurwissenschaften und Mathematik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2017.

- [KCE04] Kelly, A., Coates, P. & Evans, R., 2004. Effect of cyclinc cooling on power consumption of the injection moulding process. *Conference Proceedings SPE Antec*, Chicago, IL, USA.
- [KFHM+18] Kartelmeyer, S., Fromme, L., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2018. Thermal Simulation of a Heat Pipe Tempered Injection-Mould Tool. *Conference Proceedings Comsol Conference*, Lausanne, Schweiz.
- [KH17a] Konstruktionsbüro Hein, 2017. *Isoliertes Formenkonzept weiterentwickelt*. <https://www.k-aktuell.de/>
- [KH17b] Konstruktionsbüro Hein, 2017. *Prozesssichere Werkzeuge mit isoliertem Konturbereich*. <https://www.k-aktuell.de/>
- [KHJ17] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V. & Jaroschek, C., 2017. No Cool Werkzeuge - richtig gerechnet. *Kunststoffe* 107 (8), pp. 44-48
- [KHMJ21] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2021. Kühlen mit dem Wärmerohr. *Kunststoffe* 111 (3), pp. 64-67.
- [KHMJ19a] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2019. Werkzeugkonstruktion mit Heatpipes. *Plastverarbeiter* 5, pp. 48-51.
- [KHMJ19b] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2019. Spritzgießwerkzeuge mit Heatpipe-Temperierung *Conference Proceedings Technomer, Chemnitz, Deutschland*.
- [KHMJ19c] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2019. Simulation and Testing of a Heat Pipe Tempered Injection-Mold vs. Conventional Water-Based Cooling. *Conference Proceedings SPE Antec*, Detroit, Mi, USA.
- [KHMJ20a] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2020. Injection Mold Cooled with Additive Manufactured Heat Pipe Core. (*Accepted for Presentation at Society of Plastics Engineers ANTEC® 2020 (Not presented because of COVID 19)*).
- [KHMJ20b] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2020. Additive Manufactured Heat Pipe Injection Mould Element. *Conference Proceedings Fraunhofer DDMC Virtual Edition*.
- [KHSM+21] Kartelmeyer, S., Hüttemann M. V., Schöttler, J., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2021. A Methodology for Qualification and Simulation of individually Heat

Pipes for the Design of Injection Moulds. *Conference Proceedings 20th IHPC and 14th IHPS, Gelendzhik, Russia.*

- [KMJ18] Kartelmeyer, S., Moritzer, E. & Jaroschek, C., 2018. Temperieren ohne Wasser - Einsatz von Heatpipes in Spritzgießwerkzeugen. *VDWF im Dialog* 2. 20-25.
- [Koc02] Koch, M., 2002. Konzepte für die Werkzeugtemperierung. *Kunststoffe* 92 (11) pp. 29-36.
- [Kre85] Kretschmar, O., 1985. *Rechnergestützte Auslegung von Spritzgießwerkzeugen mit segmentbezogenen Berechnungsverfahren.* RWTH Aachen, Dissertation.
- [KSD03] Kim, S. J., Seo, J. K. & Do, K. H., 2003. Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (11), pp. 2051-2063. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00504-5.
- [KSW19] Krüssenberg, A., Sarkadi, P. & Weyermann, F., 2019. *Passive Lagerbeckenkühlung durch Wärmerohre - Verbesserung und Validierung numerischer Modelle.* Bericht zum BMWi geförderten Vorhaben RS 1543. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH.
- [KSW20] Kaltschmitt, M., Streicher, W., & Wiese, A., 2020. *Erneuerbare Energien: Systemtechnik · Wirtschaftlichkeit · Umweltaspekte.* Springer Berlin Heidelberg. DOI: 10.1007/978-3-662-61190-6
- [Kül09] Küls, N., 2009. Genau das richtige Konzept. *Plastverarbeiter* 60 (7), pp. 30-31.
- [KWY50] Kelman, L. R., Wilkinson, W. D. & Yggee, F. L., 1950. *Resistance Of Materials To Attack By Liquid Metals.* Argonne National Lab. (ANL), Argonne, IL, USA. Chicago, IL, USA,.
- [Lak15] Lakemeyer, C., 2015. *Temperaturberechnung intern inntemperierter Einschnellen.* Univerität Paderborn, Dissertation.
- [Las17] Lasche, M. (Betreuer: Stephan Kartelmeyer): Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizienten an Werkzeugkontaktflächen. Hochschule Bielefeld, Ingenieurwissenschaften und Mathematik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2017
- [LHZ13] Li, Y., He, H.-f. & Zeng, Z.-x., 2013. Evaporation and condensation heat transfer in a heat pipe with a sintered-grooved composite wick. *Applied Thermal Engineering* 50 (01), pp. 342-351. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.07.042

- [LJT08] Langenheinecke, K., Jany, P. & Thieleke, G., 2008. *Thermodynamik für Ingenieure*. 7. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- [LL20] Lienhard IV, J. H. & Lienhard V, J. H., 2020. *A Heat Transfer Textbook*. 5. Auflage. Cambridge, Massachusetts, USA: Phlogiston Press.
- [MA11] Michaeli, W. & Allert, S., 2011. Temperiertechniken: Sinnvoll kombiniert statt unnütz installiert. *Kunststoffe* 101 (2), pp. 24-27.
- [Mad14] Madhusudana, C. V., 2014. *Thermal contact conductance*. Mechanical engineering series. Springer International Publishing.
- [MACB10] Mozumder, A. K., Akon, A. F., Chowdhury, M. S. H. & Banik, S. C., 2010. Performance of heat pipe fore different working fluids and fill ratios. *Journal of Mechanical Engineering* 41 (2), pp. 96-102. DOI: 10.3329/jme.v41i2.7473
- [MF13] Meyer, B.-R. & Falke, D., 2013. *Maßhaltige Kunststoff-Formteile - Toleranzen und Formteilengineering*. München: Carl Hanser Verlag.
- [Mie21] Mieth, F., 2021. *Einfluss des Spritzgießprozesses auf thermische und elektrische Grenzflächenwiderstände von Werkstoffverbunden auf Basis leitfähiger Kunststoffcompounds*. Universität Kassel, Dissertation.
- [Mik74] Mikic, B. B., 1974. Thermal Contact Conductance. Theoretical Considerations. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 17 (2), pp. 205-214. DOI: 10.1016/0017-9310(74)90082-9
- [Mit20] Mitterlehner, T., 2020. *Auslegung und Charakterisierung additiv gefertigter Formeinsätze für Spritzgießwerkzeuge*. Universität Linz, Dissertation.
- [MMM07] Menges, G., Michaeli, W. & Mohren, P., 2007. *Spritzgießwerkzeuge - Auslegung, Bau, Anwendung*. München: Carl Hanser Verlag.
- [MN12] Marek, R. & Nitsche, K., 2012. *Praxis der Wärmeübertragung*. München: Cals Hanser Verlag.
- [NCL10] Nemeč, P., Čaja, A. & Lenhard, R., 2010. Visualization of heat transport in heat pipes using thermocamera. *Archives of Thermodynamics* 31 (4), pp. 125-132. DOI: 10.2478/v10173-010-0033-6
- [NCM11] Nemeč, P., Čaja, A. & Malcho, M., 2011. Thermal Performance Measurement of Heat Pipe. *Global Journal of Technology & Optimization*, pp. 104-110.

- [NCM13a] Nemeč, P., Čaja, A. & Malcho, M., 2013. Testing Thermal Properties of the Cooling Device with Heat Pipes. *EPJ Web of Conferences* 45, pp. 1-4. DOI: 10.1051/epjconf/20134501066
- [NCM13b] Nemeč, P., Čaja, A. & Malcho, M., 2013. Mathematical model for heat transfer limitations of heat pipe. *Mathematical and Computer Modelling* 57 (1-2), pp. 126-136. DOI: 10.1016/j.mcm.2011.06.047
- [Oli18] de Oliveira Silva, D., 2018. *Experimental Investigation of the Thermal Performance of Screen Mesh Wick Heat Pipes Operating in Mid-Level Temperatures.*, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, Dissertation.
- [OS14] Ohsenbrügge, C., Schneider, D., 2014. Generativ gefertigtes Werkzeug mit strukturintegrierten Heatpipes. Fraunhofer-Gesellschaft, IWU Dresden
- [Per36] Perkins, J., 1936. *Perkins Tube*. UK Patentschrift 7059
- [Pet94] Peterson, G., 1994. *An introduction to heat pipe modeling, testing and applications*. New York: John Wiley and Sons.
- [Pra08] Praller, A., 2008. Bis in die engsten Bereiche. *Plasterverarbeiter* 9 (59), pp. 82-84.
- [Pri08] Prilop, C., 2008. Zykluszeitreduzierung durch gezielte Kühlung von Hot Spots. *Kunststoffe* 98 (3), pp. 34-36.
- [Rad09] Radke, R., 2009. Einsparpotenziale heben. *MedPlast*, pp. 48-49.
- [RGS13] Raschke, F., Gießauf, J. & Steinbichler, G., 2013. Potentiale moderner Temperierverteilsysteme. *Spritzgießen 2013, VDI Wissensforum GmbH*, pp. 75-86.
- [SBG17] Schläger, M., Balka, C. & Gießauf, J., 2017. Wer bremst, verliert. *Kunststoffe* 107 (1), pp. 32-35.
- [Sch07] Schneider, M., 2007. *Modellierung und Optimierung von Wärmerohrplatinen zur Kühlung elektronischer Schaltungen*. Universität Stuttgart, Dissertation.
- [Sch15] Schöngart, M., 2015. *Dynamische Beheizung von Spritzgießwerkzeugen mittels Laserstrahlung*. RWTH Aachen, Dissertation.
- [Sch20] Schöttler, J. (Betreuer: Stephan Kartelmeyer): Thermische Auslegung eines Spritzgießwerkzeugs temperiert mit strukturintegrierten Heatpipes. Universität

-
- Paderborn, Kunststofftechnik Paderborn (KTP), unveröffentlichte Masterarbeit, 2020
- [SCS08] Stemke Cooling Systems GmbH, 2016. Bei Hotspots cool bleiben. *Form+Werkzeug* 4, pp. 26-27.
- [Shu15] Shukla, K., 2015. Heat Pipe for Aerospace Applications - An Overview. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control* 5 (1), pp. 1-14. DOI: 10.4236/jectc.2015.51001
- [SKDJ15] De Schampheleire, S., De Kerpel, K., Deruyter, T. & De Jaeger, P., 2015. Experimental study of small diameter fibres as wick material for capillary-driven heat pipes. *Applied Thermal Engineering* 78, pp. 258-267. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.12.027
- [SKZ00] Süddeutsche Kunststoffzentrum (SKZ), 2000. *Qualität und Wirtschaftlichkeit durch Kleinsttemperierung im Spritzgießwerkzeug*. Industrielle Gemeinschaftsforschung (IGF) des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (AiF-Nr.: 11706 N/1).
- [SSP00] Stitz, S., Schink, K. & Popp, M., 2000. Temperierung in Spritzgießwerkzeugen. *Kunststoffe* 90 (7) pp. 65-71
- [SSP01] Stitz, S., Schink, K. & Popp, M., 2001. Temperierung in Miniatur. *Kunststoffe* 91 (9), pp. 60-66.
- [Sta14] Statista, 2014. *Durchschnittliche Anzahl der Passagiere je Flugzeug bei Flügen ab deutschen Flughäfen im Jahr 2013*
- [Sta23a] Statista, 2023. *Produktionsmenge der Kunststoff verarbeitenden Industrie in Deutschland nach Branchen in den Jahren 2021 bis 2022*
- [Sta23b] Statista, 2023. *Umsatz der Kunststoff verarbeitenden Industrie in Deutschland nach Branchen in den Jahren 2020 bis 2022*
- [Sta23c] Statista, 2023. *Industriestrompreise (inklusive Stromsteuer) in Deutschland in den Jahren 1998 bis 2023*
- [Sta23d] Statista, 2023. *Jährlicher Stromverbrauch eines 4-Personen-Haushalts in Deutschland nach Gebäudetyp im Jahr 2022*
- [Ste08] Steinko, W., 2008. *Optimierung von Spritzgießprozessen*. München: Carl Hanser Verlag.

- [Ste13] Stephan, P., 2013. Wärmerohre. In: *VDI-Wärmeatlas*. 11. Auflage. Herausgeber VDI Gesellschaft Verein Deutscher Ingenieure Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. Springer Verlag Heidelberg.
- [Str15] Stricker, M., 2015. *Methoden und Kennwerte für die Auslegung und den Betrieb von Temperiersystemen in Spritzgießwerkzeugen*. Johannes Kepler Universität Linz, Dissertation.
- [TAMC+17] Tharayil, T., Asirvatham, L. G., Milne Cassie, C. F. & Wongwises, S., 2017. Performance of cylindrical and flattened heat pipes at various inclinations including repeatability in anti-gravity – A comparative study. *Applied Thermal Engineering* 122 pp. 685-696. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.007
- [TE94] Tournier, J.-M. & El-Genk, M., 1994. A heat pipe transient analysis model. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (5), pp. 753-762. DOI: 10.1016/0017-9310(94)90113-9
- [Tre62] Trefethen, L., 1962. *On the Surface Tension Pumping of Liquids or a Possible Role of the Candlewick in Space Exploration*. G. E. Tech. Info., Ser. No. 615 D114, General Electric
- [TL14] Tsai, Y.-Y. & Lee, C.-H., 2014. Effects of sintered structural parameters on reducing the superheat level in heat pipe evaporators. *International Journal of Thermal Sciences* 76 pp. 225-234. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2013.09.009
- [Vas03] Vasiliev, L. L., 2003. Heat pipes in modern heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 25 (1). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.12.004
- [VDI13] VDI Gesellschaft Verein Deutscher Ingenieure Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 2013. *VDI-Wärmeatlas*. 11. Auflage. Springer Verlag Heidelberg.
- [WBA22] Werkzeugbau Akademie Aachen, 2022. *World of Tooling 2022*
- [WB19] Winkler, M. & Bartholomé, K., 2019. Elektronik entwärmen mit pulsierenden Heatpipes. *Elektronikpraxis, Sonderheft Elektromechnik II*, pp. 38-41.
- [NN13] N.N., 2013. Coole Lösung fürs Heiße. *werkzeug-formenbau*.
- [WS11] Walther, T. & Schinköthe, E., 2011. *Einsatzmöglichkeiten der induktiven Werkzeugtemperierung beim Spritzgießen*. 17. Stuttgarter Kunststoff-Kolloquium, Institut für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik.
- [Wüb74] Wübken, G., 1974. *Einfluss der Verarbeitungsbedingungen auf die innere Struktur thermoplastischer Spritzgussteile*. RWTH Aachen, Dissertaion.

-
- [Wüb76] Wübken, G., 1976. *Thermisches Verhalten und thermische Auslegung von Spritzgießwerkzeugen*. RWTH Aachen, Technisch-wissenschaftlicher Bericht.
- [Wüb81] Wübken, G., 1981. Eignung von Wärmerohren für die Kühlung von Spritzgießwerkzeugen. *Kunststoffe* 71 (12), pp. 850-854.
- [Wya64] Wyatt, T., 1964. *Satellite temperature stabilization system*. U.S. Patentschrift US3152774 A
- [Yov81] Yovanovich, M. M., 1981. Thermal contact correlations. *Conference Proceedings 16th Thermophysics Conference*, Palo Alto, Ca, USA, p. 166.
- [Zoh20] Zohuri, B., 2020. *Functionality, Advancements and Industrial Applications of Heat Pipes*. Academic Press: Elsevier.
- [Zöl97] Zöllner, O., 1997. *Optimierte Werkzeugtemperierung – Anwendungstechnische Informationen ATI 1104*. Bayer AG, Leverkusen

Anhang

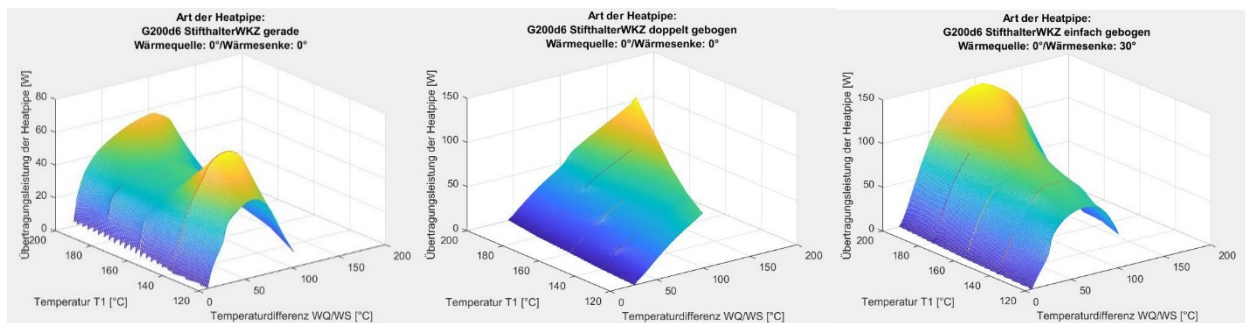


Abbildung 58: Groove-Heatpipe mit Durchmesser 6 mm. Horizontal geradlinig / schräglauende adiabate Zone, Wärmesenke sowie Wärmequelle horizontal / schräglauende Wärmesenke und adiabate Zone, Wärmequelle horizontal (von links)

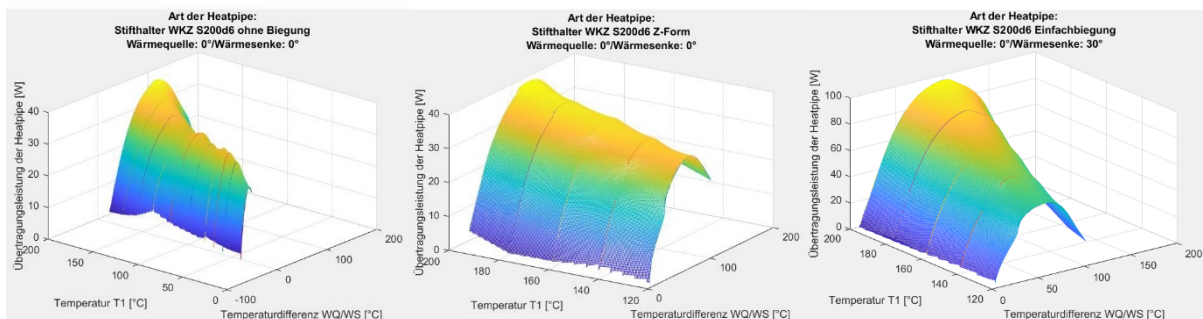


Abbildung 59: Sinter-Heatpipe mit Durchmesser 6 mm. Horizontal geradlinig / schräglauende adiabate Zone, Wärmesenke sowie Wärmequelle horizontal / schräglauende Wärmesenke und adiabate Zone, Wärmequelle horizontal (von links)

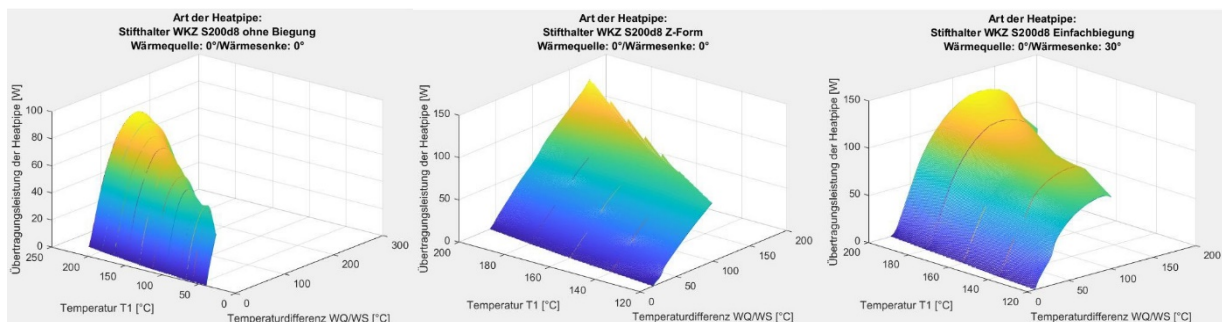


Abbildung 60: Sinter-Heatpipe mit Durchmesser 8 mm. Horizontal geradlinig / schräglauende adiabate Zone, Wärmesenke sowie Wärmequelle horizontal / schräglauende Wärmesenke und adiabate Zone, Wärmequelle horizontal (von links)

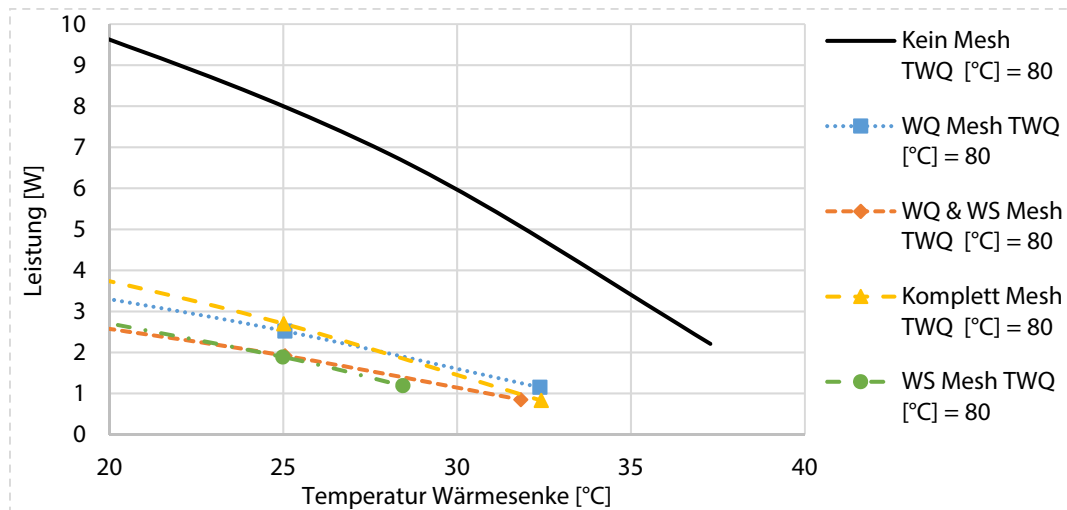


Abbildung 61: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen im horizontalen Einbau bei TWQ = 80 °C

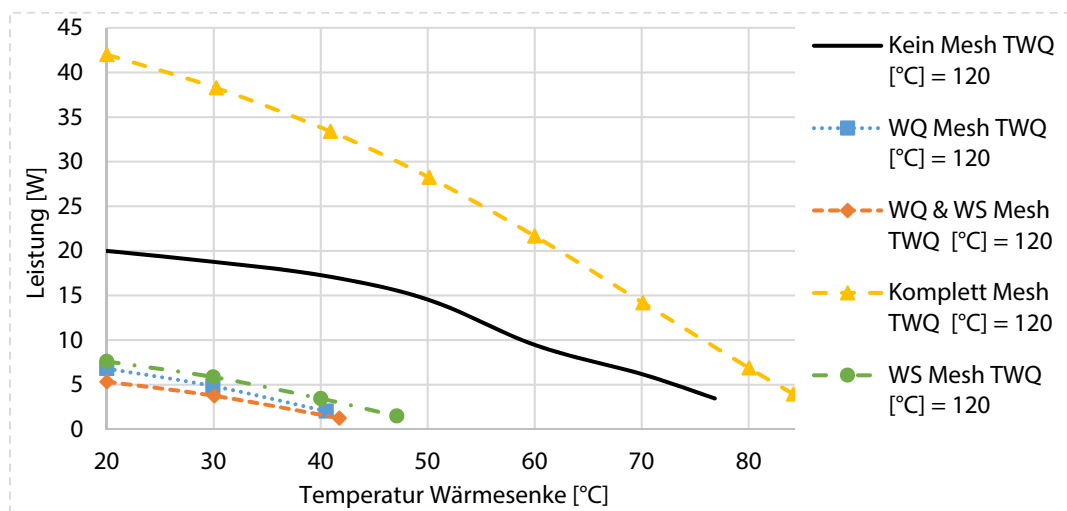


Abbildung 62: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen im horizontalen Einbau bei TWQ = 120 °C

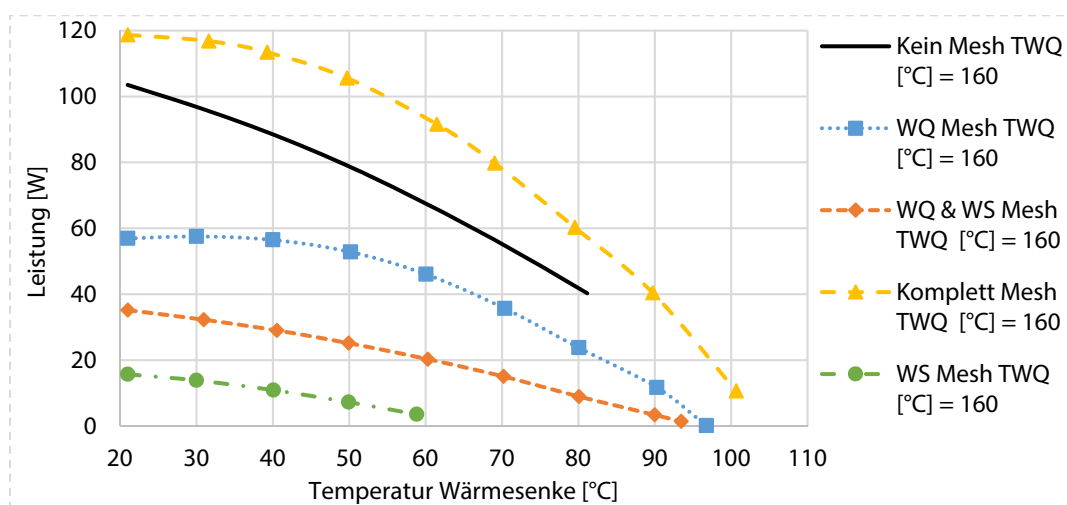


Abbildung 63: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen im horizontalen Einbau bei TWQ = 160 °C

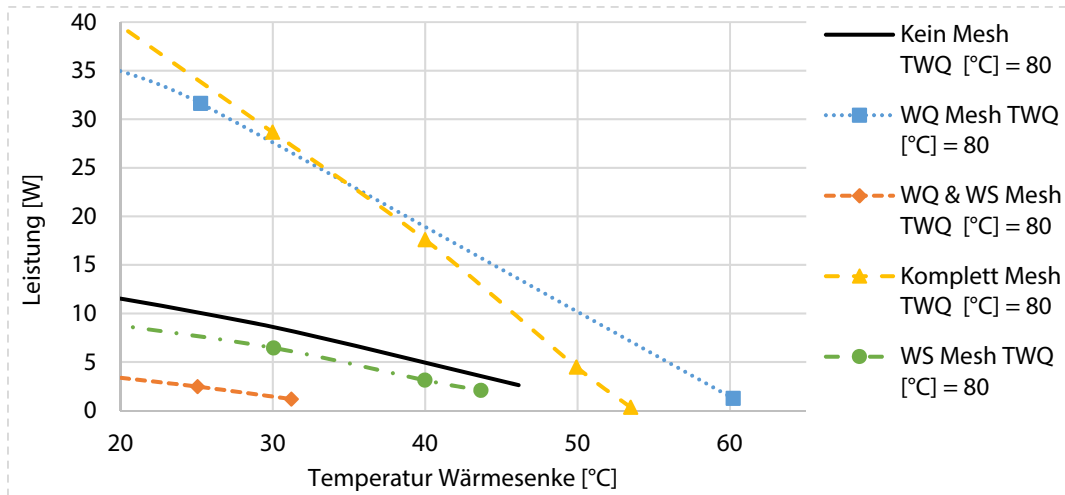


Abbildung 64: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 15° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 80 °C

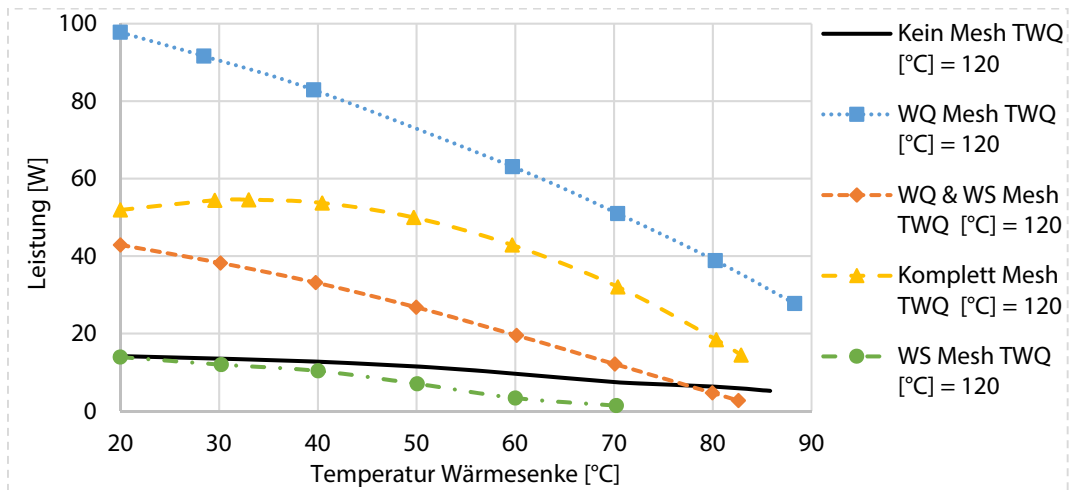


Abbildung 65: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 15° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 120 °C

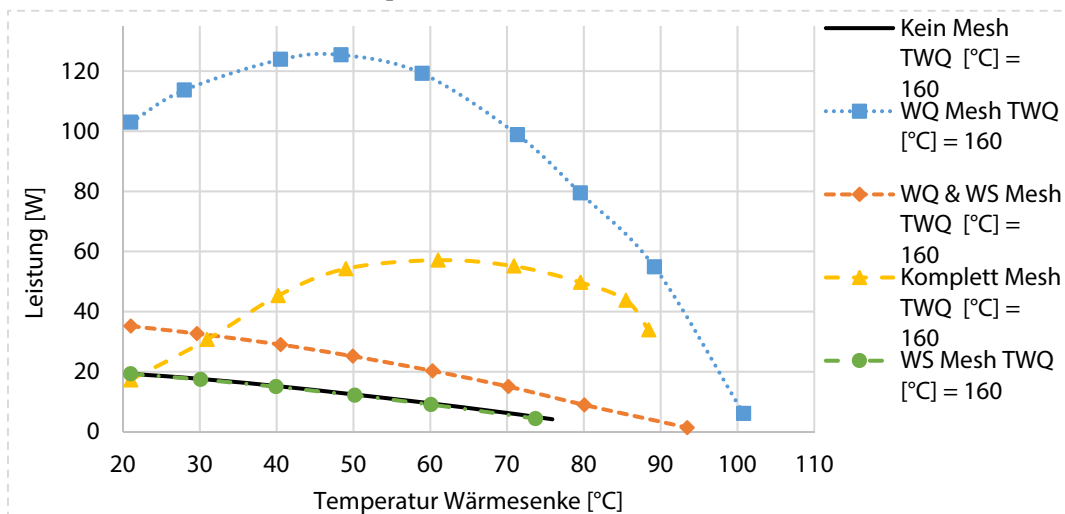


Abbildung 66: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 15° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 160 °C

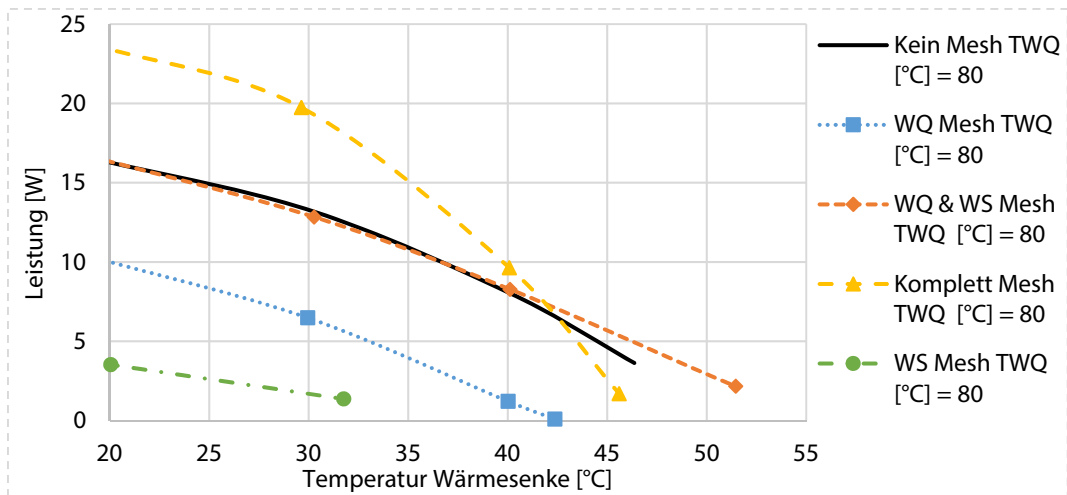


Abbildung 67: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 30° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 80 °C

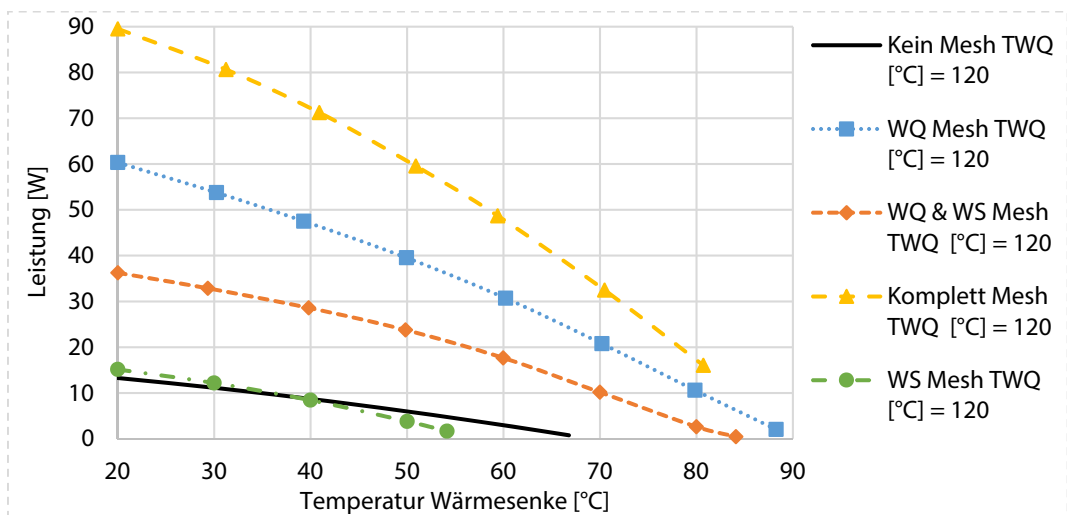


Abbildung 68: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 30° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 120 °C

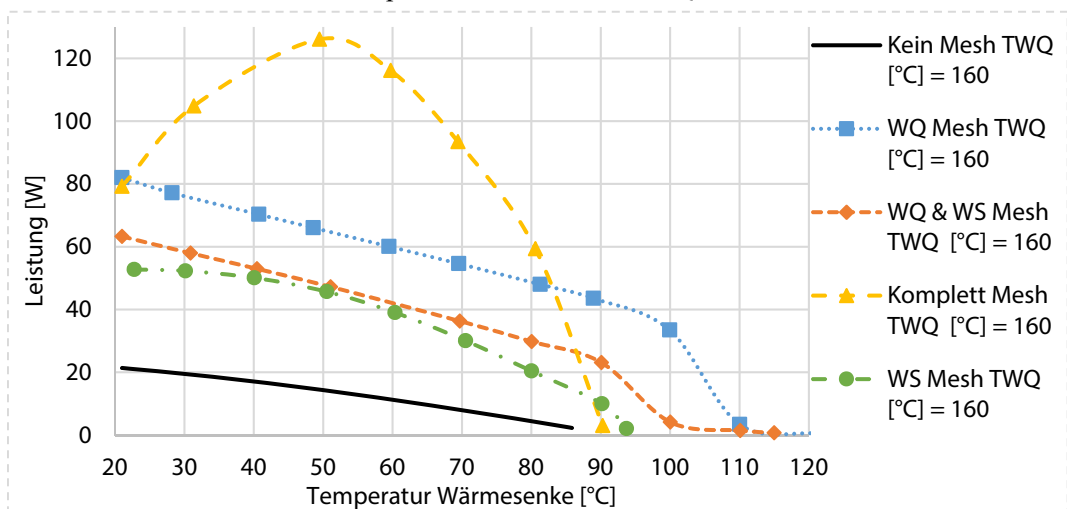


Abbildung 69: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 30° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 160 °C

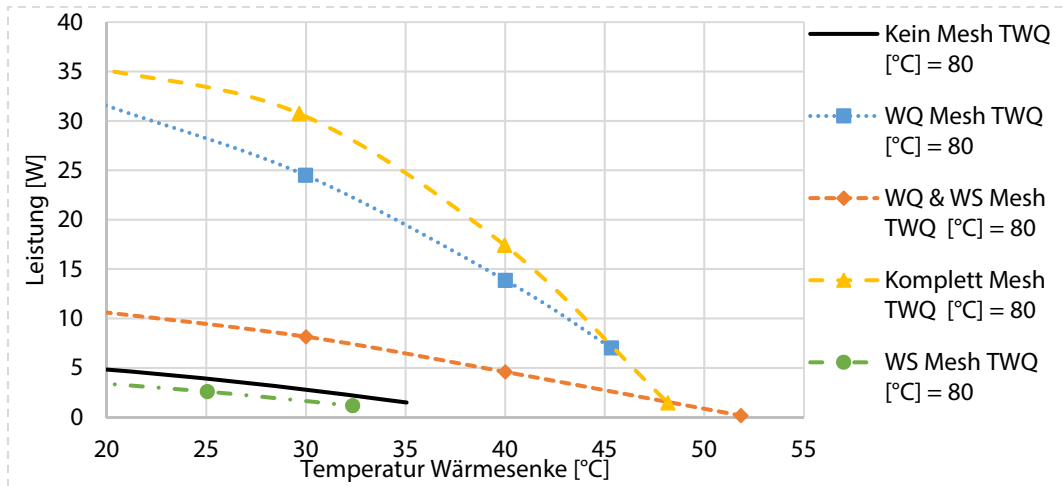


Abbildung 70: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 45° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 80 °C

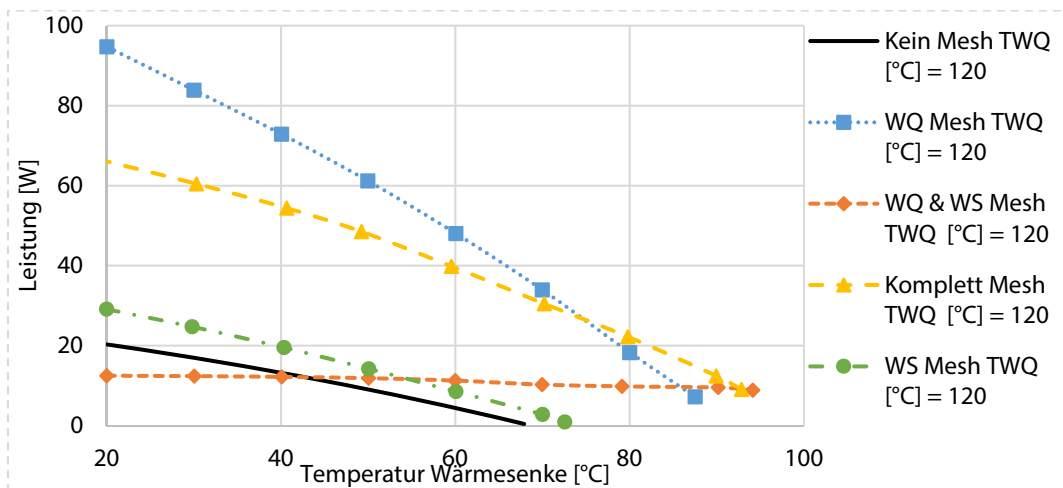


Abbildung 71: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 45° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 120 °C

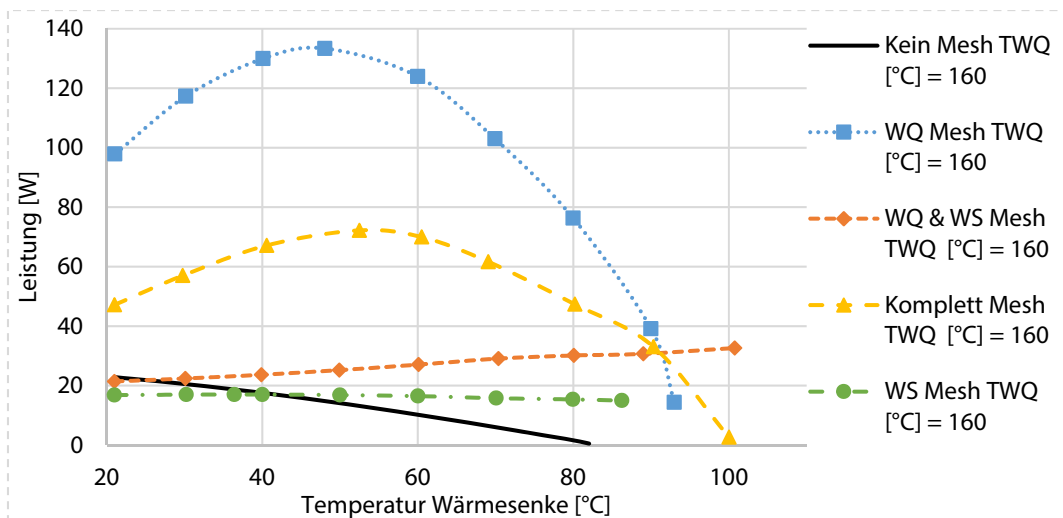


Abbildung 72: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 45° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 160 °C

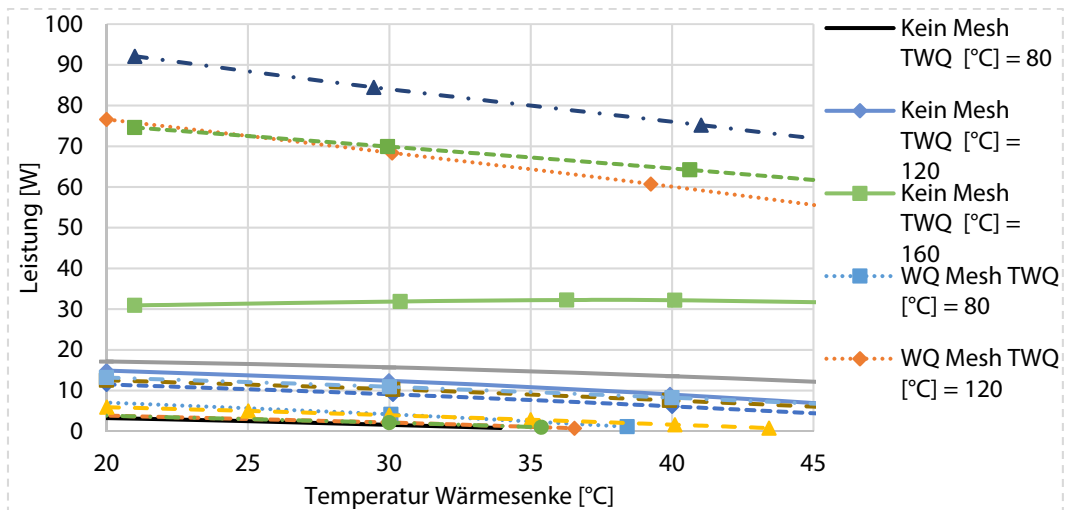


Abbildung 73: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 90° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 80 °C

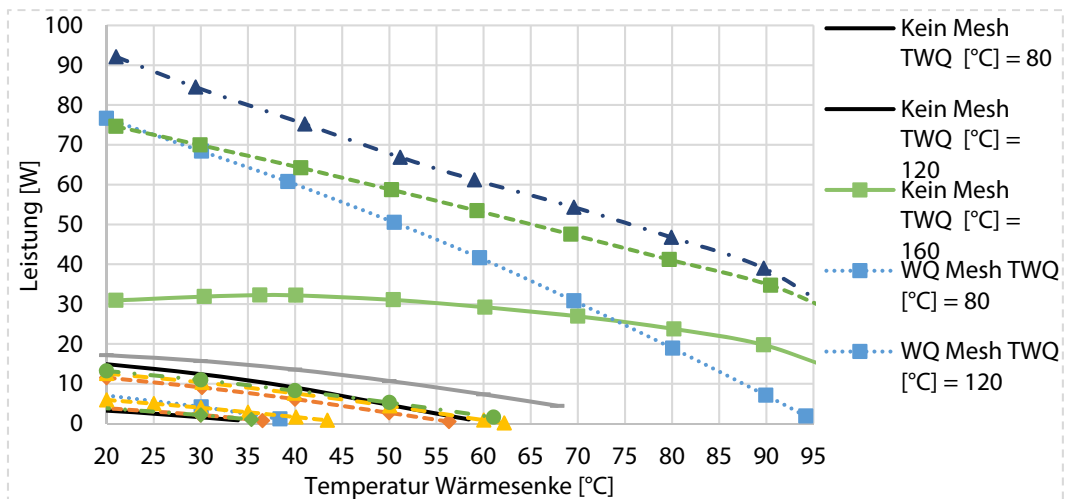


Abbildung 74: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 90° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 120 °C

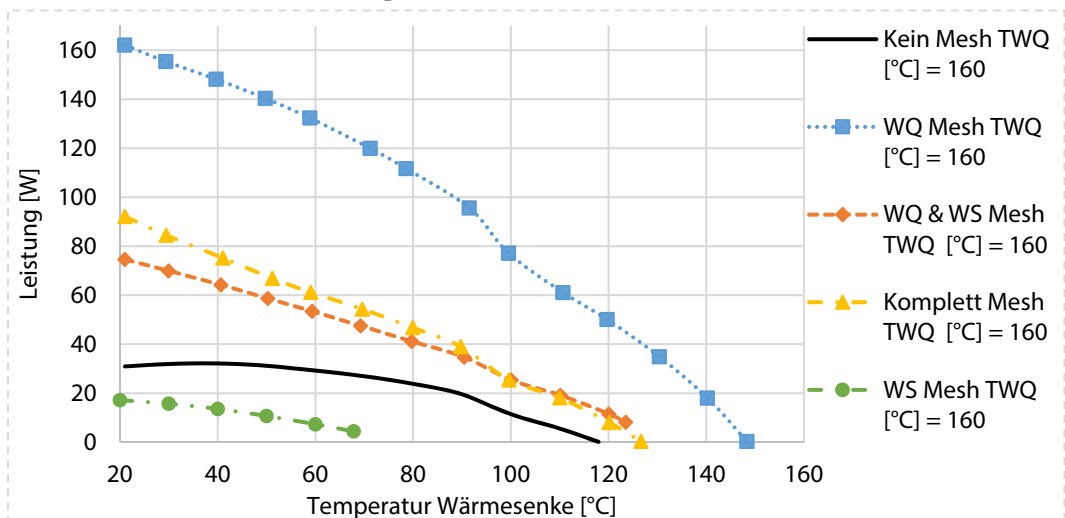


Abbildung 75: Leistungsvergleich der Mesh-Anordnungen WS 90° - Biegung nach oben / Wärmequelle horizontal bei TWQ 160 °C

Nachtrag zu den Ergebnissen aus Kapitel 5.2.2.2:

Im Begutachtungszeitraum dieser Arbeit, wurde bei den in Kapitel 5.2.2.2 dokumentierten Versuchen Messfehler festgestellt. Der Messfehler ließ sich auf eine fehlerhaft abgestimmte Software der IR-Kamera zurückführen.

Im vertikal-schwerkraftgetriebenen Prozess liegen die Temperaturen beim glatten Heatpipe-Hülsenkern bei ca. 107 °C, beim Hülsenkern mit Groove-Kontur bei ca. 111 °C im Vergleich zu den im Kapitel 5.2.2.2. (Abbildung 52) angebenen Werten von 46 °C bzw. 55 °C im Fall des glatten Kerns und 41 °C bzw. 64 °C im Fall des Kerns mit Groove Kontur. Im horizontalen Fall sind keine erneuten Messungen durchgeführt worden.

Auf Basis der in Kapitel 7.2 vorgeschlagenen konstruktiven Optimierungen, wurde für dieses Werkzeug ein weiterer Hülsenkern mit vergrößertem Querschnitt qualifiziert. Der nötige Raum wird ab der thermischen Trennung geschaffen. Im ursprünglichen Kern findet sich eine durchgehende Dampfkammer mit einem Durchmesser von 7 mm. Der vergrößerte Querschnitt beläuft sich nun bis in die Wärmesenke auf einen Durchmesser von 10 mm. Dies führt zu einem erhöhten Dampftransport, einer größeren Kondensationsfläche und einem weniger beeinträchtigten Kondensatrückfluss. Die konstruktive Optimierung führte zu einer Kerntemperatur von 88 °C.

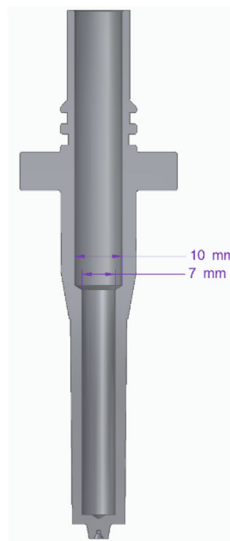


Abbildung 76: Hülsenkern mit vergrößerter Dampfkammer oberhalb der Wärmequelle

Da die Wärmesenke im Verhältnis zur Wärmequelle noch immer sehr klein ist, ist mit einer konstruktiven Anpassung dieser mit einer weiteren Leistungsoptimierung zu rechnen. Heatpipe-Kerne bieten somit weiterhin ein großes Potential zur Wärmeabfuhr. Das Ergebnis und die Zusammenfassung dieser Arbeit aus Kapitel 7 wird somit nicht berührt.

Erklärung zur Zitation von Inhalten aus studentischen Arbeiten

In Ergänzung zu meinem Antrag auf Zulassung zur Promotion in der Fakultät für Maschinenbau der Universität Paderborn erkläre ich gemäß § 11 der Promotionsordnung und unter Beachtung der Regelung zur Zitation studentischer Arbeiten:

Die von mir vorgelegte Dissertation habe ich selbstständig verfasst, **und ich habe keine anderen** als die dort angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Es sind **Inhalte / keine Inhalte** studentischen Ursprungs (studentische Arbeiten) in dieser Dissertation enthalten.

Ich habe die verwendeten Arbeiten entsprechend der Regelung „Zitation aus studentischen Arbeiten in Dissertationen“ zitiert.

Bielefeld, 22.02.2024